УДК 629.735.33.002: 621.9.06-529: 004.421

В.Ф. СОРОКИН, В.В. КОМБАРОВ, И.А. ТЕРНЮК

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МЕТОД ПРЯМОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ КОНТУРНОЙ СКОРОСТИ ДЛЯ СПЛАЙНОВОГО ИНТЕРПОЛЯТОРА СИСТЕМЫ ЧПУ

Рассмотрена задача обеспечения интерполятором системы ЧПУ высокой стабильности контурной скорости движения инструмента при обработке сложнофасонных поверхностей. Решение этой задачи сводится к высокоточному вычислению в режиме реального времени дугового расстояния, проходимого инструментом по криволинейной траектории за один такт управления. Показаны точностные преимущества прямого метода стабилизации контурной скорости. Предложено модель криволинейной траектории строить в классе сплайн-функций пятой степени методом оптимального отображения в пространство B-сплайнов, отличающегося высокой вычисляемостью. Разработан алгоритм прямого метода стабилизации контурной скорости. Результаты эксперимента, подтвердили возможность вычисления прямым методом дугового расстояния криволинейной траектории с заданной точностью за время существенно меньшее одного такта управления.

Ключевые слова: *высокоскоростная обработка, система ЧПУ, сплайновая интерполяция, скорость, стабилизация.*

Введение

Одной из проблем высокоскоростной ЧПУ обработки, является обеспечение плавности изменения кинематических параметров движения рабочих органов оборудования [1 – 3].

В работе [2] проведен анализ источников возникновения кинематических погрешностей формообразования и показано, что плавное изменение значений скорости, ускорения и рывка в процессе высокоскоростной обработки приводит к значительному повышению точности позиционирования рабочих органов оборудования.

Одним из факторов, влияющих на плавность изменения указанных кинематических параметров движения, является формирование траектории обработки гладкими функциями класса не ниже C^4 (например, полиномиальными сплайнами пятой степени) [4 – 6].

Второй фактор – использование для описания контурной скорости движения на участках разгона-торможения S-образных гладких функций класса C^3 (например, гармонических тригонометрических функций), обеспечивающих гладкость функций ускорения и рывка [2].

Однако планирование контурной скорости и гладких траекторий перемещения инструмента является лишь необходимым, но недостаточным условием обеспечения плавности изменения кинематических параметров движения рабочих органов. Важно также в интерполяторе системы ЧПУ точно вычислять длину дуги каждого сегмента траектории обработки, проходимую инструментом за время одного такта управления.

Некорректная и неточная оценка дуговой длины будет приводить к нежелательным колебаниям контурной скорости и, как следствие, к скачкам в графиках осевых скоростей, ускорений и рывков [7].

Эти скачки при увеличении скоростей обработки могут превысить технические возможности оборудования и существенно увеличить погрешность позиционирования его рабочих органов.

Сложность задачи связана с необходимостью осуществлять вычисления в режиме реального времени.

В работах [8] и [9] приведены алгоритмы решения задачи вычисления дуговой длины одного сегмента криволинейной траектории, обеспечивающие точность расчета контурной скорости обработки в диапазоне (+1,0 %; – 3,0 %) и (+0,09 %; – 0,11 %) соответственно.

Эти результаты не обеспечивают необходимого уровня точности и требуют улучшения.

Поэтому **целью данной работы** является анализ перспективных стратегий решения задачи стабилизации контурной скорости для сплайнового интерполятора системы ЧПУ и разработка метода прямого вычисления дуговой длины криволинейной траектории обработки в режиме реального времени с заданной точностью.

© В.Ф. Сорокин, В.В. Комбаров, И.А. Тернюк

1. Постановка задачи стабилизации контурной скорости

В процессе управления система ЧПУ выполняет интерполяцию заданной траектории движения инструмента. При интерполяции криволинейной траектории для каждого такта управления рассчитываются координаты точки, лежащей на заданной кривой и отстоящей от предыдущей точки позиционирования на расстояние, равное шагу интерполяции. Величина шага интерполяции численно равна тактовой скорости, то есть перемещению, совершаемому за один такт управления.

Пусть заданы:

$\boldsymbol{\tau}$ – время одного такта СЧПУ (сек);

F – контурная скорость обработки (мм/сек).

Тогда заданная величина шага интерполяции на каждом цикле управления определится по формуле

$$H = F \cdot \tau .$$

Математическую модель траектории движения представим в виде параметрического уравнения кривой. Векторное представление уравнения в p-мерном Римановом пространстве, где $p \geq 2$ – количество координат обработки, имеет вид:

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u), \quad u \in [u_0,\ u_n], \qquad (1)$$

где u_0 – значение параметра в начальной точке кривой;

u_n – значение параметра в конечной точке кривой.

Параметрическое уравнение траектории для трехкоординатной обработки с программируемыми осями X, Y, Z – имеет вид:

$$X = x(u),\ Y = y(u),\ Z = z(u). \qquad (2)$$

а длина траектории на интервале $u \in [u_1, u_2]$ определяется по формуле

$$S(u_1,u_2) = \int_{u_1}^{u_2} \sqrt{x'(u)^2 + y'(u)^2 + z'(u)^2}\,du. \qquad (3)$$

Решая относительно u_2 при заданном u_1 уравнение

$$S(u_1,u_2) = H \qquad (4)$$

найдем точку $\mathbf{r}(u_2)$, отстоящую по дуге кривой от точки $\mathbf{r}(u_1)$ на величину шага интерполяции (рис. 1).

Это решение, как отмечалось ранее, должно быть как можно более точным. Точность расчета шага интерполяции на каждом цикле управления принято оценивать в процентах по формуле

$$\delta_i = \frac{H_i - H}{H} \cdot 100\% \qquad i = \overline{1...n}, \qquad (5)$$

где H_i – фактический шаг интерполяции, полученный при решении уравнения (4), на i-м цикле управления.

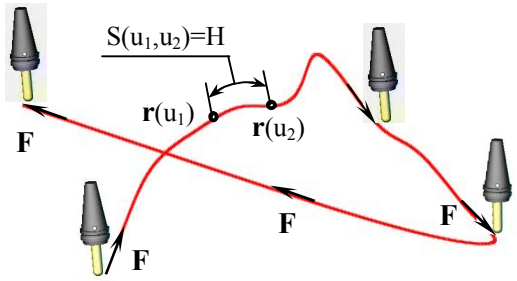


Рис. 1. Участок траектории движения инструмента

Тогда мерой стабильности контурной скорости, обеспечиваемой данным интерполятором системы ЧПУ, при движении по криволинейной траектории могут служить показатели

$$\delta_{min} = \min_i(\delta_i);$$

$$\delta_{max} = \max_i(\delta_i);$$

$$\delta_{ñð} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} |\delta_i|.$$

Для программно-управляемого оборудования эксплуатируемого в настоящее время необходимо обеспечение стабильности задания контурной скорости не хуже 0,001%.

Это связано с необходимостью использования информации о дифференциальных кинематических характеристиках движения (ускорение и рывок), получаемой конечноразностным дифференцированием данных о скорости.

2. Анализ методов решения задачи стабилизации контурной скорости

Современные интерполяторы систем ЧПУ для высокоскоростной обработки являются двухуровневыми (рис. 2).

На верхнем уровне (ВУ) решаются задачи, не требующие режима реального времени, а задачи нижнего уровня (НУ) решаются в режиме реального времени.

Среди задач верхнего уровня необходимо выделить два блока. Блок «представление в виде сплайнов» обеспечивает формирование математической модели криволинейной траектории движения инструмента, а блок «планирование подачи» – формирование программы плавного изменения контурной скорости движения инструмента внутри кадра с учетом гладких законов разгона-томожения и ограничений оборудования. Кроме того существует блок

подготовительных расчетов, задачей которого является подготовка вспомогательных данных для снижения вычислительной нагрузки нижнего уровня.

Расчет шага интерполяции осуществляется на нижнем уровне. Поэтому время вычисления дуговой длины сегмента траектории в интерполяторе системы ЧПУ должно быть существенно меньше одного такта управления τ (например, $\tau = 0{,}001$ сек).

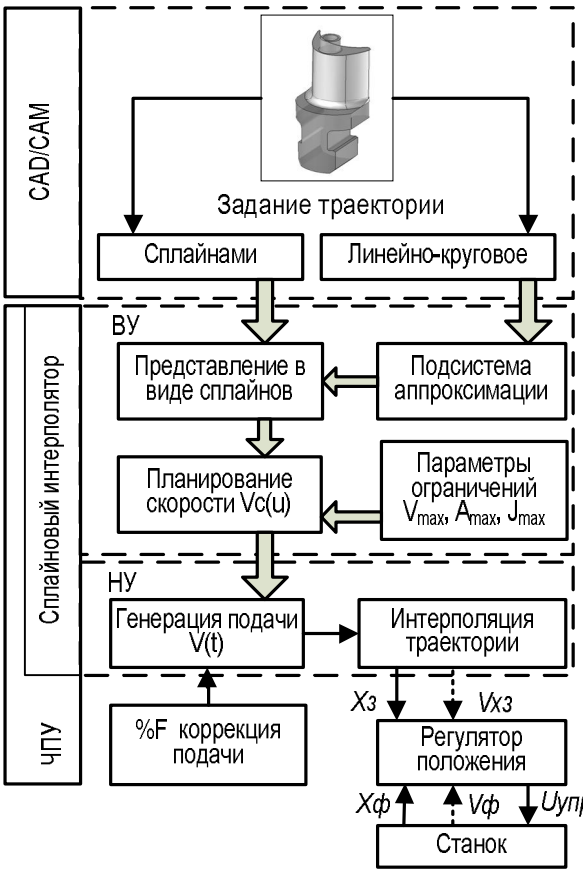


Рис. 2. Структурная схема системы ЧПУ со сплайновым интерполятором

По способу получения результата методы криволинейной (сплайновой) интерполяции криволинейных траекторий можно разделить на *прямые* и *непрямые*.

Прямым методом интерполяции будем называть метод, обеспечивающий вычисление дуговой длины траектории без использования полученных на верхнем уровне интерполятора вспомогательных функций.

Соответственно методы, использующие для расчета дуговой длины кроме уравнения траектории обработки еще и вспомогательные функции, будем называть *непрямыми методами интерполяции*.

К прямому относится итерационный метод решения уравнения (4), при котором целенаправленно изменяя на каждой итерации параметр u_2 и вычисляя интеграл (3) находим значение u_2, обеспечивающее выполнение условия

$$\frac{\left|S(u_1,u_2)-F\cdot\tau\right|}{F\cdot\tau}\cdot 100 < \varepsilon, \qquad (6)$$

где ε – заданная допустимая погрешность.

При этом интеграл (3) вычисляется численно, например, по правилу Симпсона. Кроме погрешности ε, источником вычислительных погрешностей этого метода является погрешность численного интегрирования.

Перспективными непрямыми методами интерполяции, на наш взгляд, являются следующие два метода:

1. Метод, основанный на использовании *аналитически интегрируемой* аппроксимации функции

$$f(u)=\sqrt{x'(u)^2+y'(u)^2+z'(u)^2}. \qquad (7)$$

2. Метод, основанный на использовании аппроксимации функции

$$u=\varphi\left(\int_{u_0}^{a} f(u)\,du\right) \quad a\in[u_0,u_n]. \qquad (8)$$

В первом случае на верхнем уровне интерполятора производится предварительное вычисление подинтегральной функции $f(u_k)$ в некоторых опорных точках $u_k \in [u_0,u_n]$ с последующей аппроксимацией полученных пар чисел (u_k,f_k) вспомогательной *аналитически интегрируемой функцией* $\hat{f}(u)$, которая передается на нижний уровень интерполятора до начала ЧПУ обработки данного участка траектории. При этом на нижнем уровне в реальном времени осуществляется такой же, как в прямом методе итерационный процесс с аналитическим вычислением интеграла вспомогательной функции $\hat{f}(u)$. Кроме погрешности ε, источником вычислительных погрешностей этого метода является погрешность аппроксимации при создании вспомогательной функции $\hat{f}(u)$.

Во втором случае на верхнем уровне интерполятора осуществляется численное (например, по правилу Симпсона) вычисление интеграла

$$S(u_0,u_k)=\int_{u_0}^{u_k} f(u)\,du$$

в некоторых опорных точках $u_k \in [u_0,u_n]$ с последующей аппроксимацией полученных пар чисел (S_k,u_k) вспомогательной функции $u=\hat{\varphi}(S)$, параметры которой передаются на нижний уровень

интерполятора до начала ЧПУ обработки данного участка траектории.

При этом на нижнем уровне в реальном времени вычисляется только значение функции $u = \hat{\varphi}(S)$, с последующим вычислением по формулам (2) координат точки **r**(u). Источником вычислительных погрешностей данного метода является погрешность численного интегрирования и погрешность аппроксимации при создании вспомогательной функции $\hat{\varphi}(S)$.

Следует заметить, что именно эта стратегия с построением вспомогательной функции (8) использовалась в работе [9], где был получен результат в диапазоне

$$\delta_{min} = -0{,}11\%;$$
$$\delta_{max} = 0{,}09\%.$$

Анализ рассмотренных методов стабилизации контурной скорости позволяет сделать вывод, что в сплайновом интерполяторе системы ЧПУ предпочтительно использовать прямой метод, так как он является самым точным, и не требует создания и хранения в процессе обработки параметров вспомогательных функций (7) или (8).

В то же время прямой метод является самым медленным из рассмотренных с точки зрения вычислительного процесса.

Поэтому использование на практике непрямых методов интерполяции связано с тем, что используемые методы математического моделирования криволинейных траекторий обработки (например, NURBS) не позволяют решать уравнение (4) только на нижнем уровне интерполятора в режиме реального времени.

3. Вычисление дуговой длины траектории прямым методом

Для существенного сокращения времени вычислений, предлагается для представления гладких криволинейных траекторий перемещения инструмента использовать метод оптимального отображения в пространство B-сплайнов с линейной функцией отображения и базисными функциями пятой степени [2, 5, 10].

В этом случае сплайн-функция для моделирования криволинейных траекторий будет иметь вид

$$r(u) = \sum_{i=-2}^{N+2} C_i \cdot B_5\left(\frac{N\cdot(u-u_0)}{u_n-u_0} - i\right), \qquad (9)$$

где N – размерность пространства B-сплайнов;

C_i – действительные коэффициенты;

$B_5(u)$ – экономичное представление базисного B-сплайна пятой степени, которое имеет вид

$$B_5(u) = \frac{1}{5!}\times$$
$$\times\begin{cases} 66+10\cdot(3-|u|)\cdot u^4-60\cdot u^2, & |u|<1;\\ 26-20\cdot(u_1^4-u_1^2)+5\cdot(u_1^4+4\cdot u_1^2-10)\cdot u_1, & 1\le|u|<2;\\ (3-|u|)^5, & 2\le|u|<3;\\ 0, & |u|\ge 3; \end{cases}$$

$$u_1 = |u| - 1.$$

Продифференцировав выражение (9), получим выражения для вычисления производных

$$r'(u) = \frac{N}{u_n-u_0}\cdot\sum_{i=-2}^{N+2} C_i\cdot B_5'\left(\frac{N\cdot(u-u_0)}{u_n-u_0} - i\right) \qquad (10)$$

$$B_5'(u) = \mathrm{sign}(u)\cdot\frac{1}{4!}\times$$
$$\times\begin{cases} -10\cdot u^4+24\cdot(u^2-1)\cdot|u|, & |u|<1;\\ -10-16\cdot(u_1^2-0{,}5)\cdot u_1+(5\cdot u_1^2+12)\cdot u_1^2, & 1\le|u|<2;\\ -(3-|u|)^4, & 2\le|u|<3;\\ 0, & |u|\ge 3. \end{cases}$$

Финитность функций $B_5(u)$ и $B_5'(u)$ обеспечивает высокое быстродействие вычисление сплайн-функций (9) и производных (10) в итерационном методе решения уравнения (4).

Быстродействие сходимости итерационного метода решения уравнения (4) зависит также от алгоритма выбора текущего значения параметра конца дуги u_2. Этот алгоритм состоит из двух этапов. На первом этапе путем последовательного увеличения с постоянным шагом параметра конца дуги, определяются значения u_2^- è u_2^+ (рис. 3), для которых $S(u_2^-, u_1) \le H$ и $S(u_2^+, u_1) \ge H$.

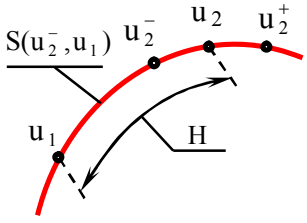


Рис. 3. Поиск параметра конца интегрирования

На втором этапе определяется промежуточное значение $u_2^- < \hat{u}_2 < u_2^+$ и интервал $[u_2^-, u_2^+]$ сжимается до интервала $[\hat{u}_2, u_2^+]$ либо до интервала $[u_2^-, \hat{u}_2]$. Процесс завершается, когда выполнится условие (6).

Промежуточное значение параметра конца дуги проще всего определять по алгоритму половинного деления $\hat{u}_2 = (u_2^+ + u_2^-)/2$, однако быстрее к

достижению цели ведет алгоритм пропорционального деления

$$\hat{u}_2 = u_2^- + \frac{H - S(u_2^-, u_1)}{S(u_2^+, u_2^-)} \cdot (u_2^+ - u_2^-) . \qquad (11)$$

Совокупность математических зависимостей (9) – (11) совместно со стандартной программой численного интегрирования функций по методу Симпсона составляют основу прямого алгоритма стабилизации контурной скорости.

Для практического использования этого алгоритма в существующих системах ЧПУ необходимо, чтобы время расчета сплайновым интерполятором координат позиционирования каждой точки было существенно меньше одного такта управления.

4. Численный эксперимент

Численный эксперимент для проверки точности и быстродействия прямого метода стабилизации контурной скорости проведем на участке криволинейной траектории движения инструмента длиной 155,6 мм, заданной сплайн-функцией пятой степени (рис. 1).

Зададим частоту цикла управления

$$f_ц = 1000 \text{ Гц}$$

и контурную подачу обработки

$$F = 3000 \text{ мм/мин.}$$

Тогда величина такта управления будет равна

$$\boldsymbol{\tau} = 0{,}001 \text{ сек.;}$$

шаг интерполяции

$$H = 0{,}05 \text{ мм,}$$

а общее количество рассчитываемых интеполятором точек траектории

$$n = 3112.$$

Задавая различную допустимую погрешность $\boldsymbol{\varepsilon}$ в диапазоне

$$1e^{-1} \le \boldsymbol{\varepsilon} \le 1e^{-10},$$

определим отношение времени расчета одной интерполяционной точки ($t_и$) к длительности такта управления $K = t_и / \boldsymbol{\tau}$ (табл. 1).

Таблица 1

Среднее относительное время вычисления интерполяционной точки

$\boldsymbol{\varepsilon}$	$K_{ср}$	$\boldsymbol{\varepsilon}$	$K_{ср}$
$1e^{-1}$	0,081	$1e^{-6}$	0,123
$1e^{-2}$	0,082	$1e^{-7}$	0,126
$1e^{-3}$	0,085	$1e^{-8}$	0,127
$1e^{-4}$	0,095	$1e^{-9}$	0,127
$1e^{-5}$	0,113	$1e^{-10}$	0,127

Вычисления проводились на серийном компьютере с процессором средней производительности Intel T3100, 1,9 ГГц.

График изменения среднего времени вычисления интерполяционной точки в зависимости от уменьшения допустимой погрешности представлен на рис. 4.

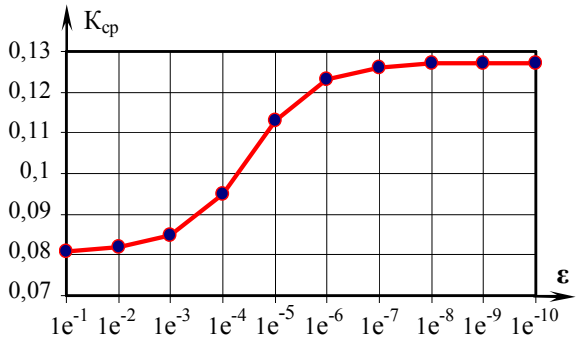


Рис. 4. График изменения времени вычисления интерполяционной точки

Точность расчета шага интерполяции δ_i на каждом цикле управления, посчитанная по формуле (5) в процентах приведена на рис. 5 (для $\varepsilon = 1e^{-3}$) и рис. 6 (для $\varepsilon = 1e^{-10}$).

Показатели стабильности контурной скорости, обеспечиваемой сплайновым интерполятором для указанных значений допустимой погрешности приведены в табл. 2.

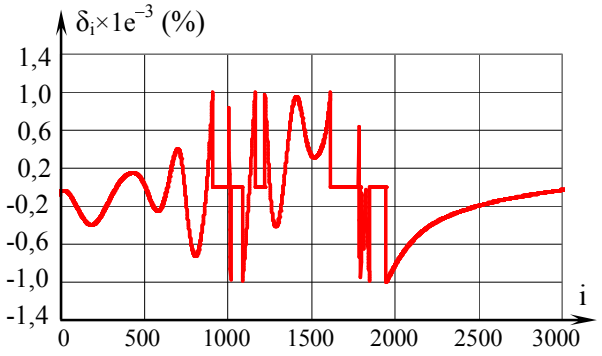


Рис. 5. Точность шага интерполяции для $\varepsilon = 1e^{-3}$

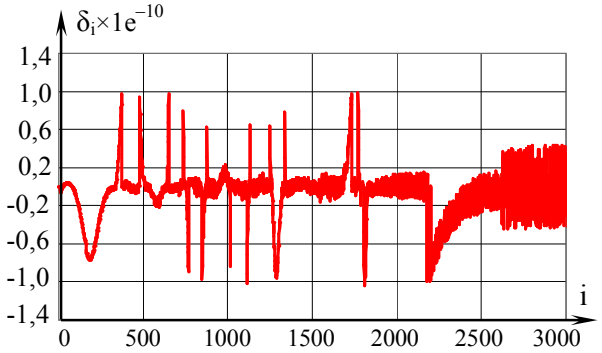


Рис. 6. Точность шага интерполяции для $\varepsilon = 1e^{-10}$

Таблица 2

Показатели стабильности контурной скорости

ε	δ_{min}	δ_{max}	δ_{cp}
1,0e-03	-1,00e-03	0,998e-03	0,246e-03
1,0e-10	-1,03e-10	0,985e-10	0,169e-10

Заключение

Проанализированы возможные стратегии решения задачи стабилизации контурной скорости для сплайнового интерполятора системы ЧПУ.

Показано, что наиболее перспективной является стратегия прямого вычисления дуговой длины криволинейной траектории обработки на нижнем уровне интерполятора в режиме реального времени, так как эта стратегия обеспечивает получение результата с заданной точностью и не предусматривает создания и использования в процессе обработки вспомогательных функций.

Разработан метод стабилизации контурной скорости на криволинейной траектории обработки, испольующий стратегию прямого вычисления дуговой длины.

Проблема сокращения вычислительной нагрузки на нижнем уровне интерполятора решена использованием для моделирования криволинейных траекторий обработки метода оптимального отображения в пространство B-сплайнов, отличающегося высокой вычисляемостью и информативностью.

Результаты эксперимента подтвердили высокую эффективность данного метода, обеспечивающего на процессоре средней производительности точность расчета дуговой длины траектории при трехосевой обработке до 1e-10 % за время, не превышающее 13 % времени одного такта управления.

Литература

1. Петраков, Ю.В. Розвиток CAM-систем автоматизованого програмування верстатів з ЧПУ [Текст]: моногр. / Ю.В. Петраков. – К.: Січкар, 2011. – 220 с.

2. Кривцов, В.С. Проблемы сплайновой интерполяции с гладко-ограниченными кинематическими параметрами движения в задачах числового программного управления высокоскоростным оборудованием [Текст] /В.С. Кривцов, В.Ф. Сорокин, В.В. Комбаров // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 9(96). – С. 11 – 19.

3. Beudaert, X. Feedrate interpolation with axis jerk constraints on 5-axis NURBS and G1 tool path [Text] / X. Beudaert, S. Lavernhe, C. Tournier // International J. of Machine Tools & Manuf. – 2012. – Vol. 57. – P. 73 – 82.

4. Erkorkmaz, K. Quintic spline interpolation with minimal feed fluctuation [Text] / K. Erkorkmaz, Y. Altintas // J. Manuf. Sci. Eng. – 2005. – Vol. 127. – P. 339 – 349.

5. Сорокин, В. Ф. Сравнение кинематических параметров движения при моделировании траектории высокоскоростной ЧПУ обработки сплайнами третьей и пятой степени [Текст] / В.Ф. Сороин, В.В. Комбаров // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(95). – С. 11 – 17.

6. Сорокин, В. Ф. Влияние математических параметров гладких траекторий высокоскоростной обработки на кинематические параметры движения рабочих органов оборудования [Текст] / В.Ф. Сорокин, В.В. Комбаров // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнар. зб. наук. праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – № 1,2 (44). – С. 231 – 237.

7. Heng, M. Feedrate Optimization of Spline Toolpaths on Machine Tools with Dynamic Uncertainty [Text] / M. Heng, K. Erkorkmaz // Proceedings of the 21st Canadian Congress of Applied Mechanics, June 3-7, 2007.- 12 p.

8. Раисов, Ю.А. Корректная постановка задачи формообразования при реализации B-spline интерполяции [Текст] / Ю.А. Раисов, И.В. Бычков, Н.И. Бычков // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2010. – № 5. – С. 33 – 38.

9. Heng, M. Design of a NURBS Interpolator with minimal feed fluctuations and continuous feed modulation capability [Text] / M. Heng, K. Erkorkmaz // International J. of Machine Tools & Manuf. – 2010. – Vol. 50(3). – P. 281 – 293.

10.Сорокин, В. Ф. Математическая модель сложнофасонной поверхности для адаптивного программного управления металлообрабатывающим оборудованием [Текст] / В. Ф. Сорокин // Технологические системы. – 2002. – № 5 (16). – С. 44 – 51.

11.Сорокин, В. Ф. Модифицированный метод приближения функций B-сплайнами [Текст] / В.Ф. Сорокин, В.А. Леховицер, Е.Н. Бут // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: ГАКУ «ХАИ», 1999. – № 3. – С. 28 – 38.

12. Сорокин, В. Ф. Экономичная форма представления B-сплайнов в инженерных приложениях [Текст] / В. Ф. Сорокин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2012. – № 55. – С. 42 – 51.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Раисов, Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины. Харьков.

МЕТОД ПРЯМОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ КОНТУРНОЇ ШВИДКОСТІ ДЛЯ СПЛАЙНОВОГО ІНТЕРПОЛЯТОРА СИСТЕМИ ЧПУ

В.Ф. Сорокін, В.В. Комбаров, І.О. Тернюк

Розглянуте завдання забезпечення інтерполятором системи ЧПУ високої стабільності контурної швидкості руху інструмента при обробці складно фасонних поверхонь. Розв'язок цього завдання зводиться до високоточного обчислення в режимі реального часу дугової відстані, яку проходить інструмент по криволінійній траєкторії за один такт управління. Показані переваги по точності прямого методу стабілізації контурної швидкості. Запропоноване модель криволінійної траєкторії створювати в класі сплайн-функцій п'ятого ступеня методом оптимального відображення в простір B-сплайнов, що відрізняється високої швидкістю обчислень. Розроблений алгоритм прямого методу стабілізації контурної швидкості. Результати експерименту, підтвердили можливість обчислення прямим методом дугової відстані криволінійної траєкторії із заданою точністю за час суттєво менше одного такту управління.

Ключові слова: високошвидкісна обробка, система ЧПУ, сплайн, інтерполяція, швидкість, стабілізація.

METHOD OF DIRECT STABILIZATION OF CONTOUR FEEDRATE FOR THE SPLINE INTERPOLATOR CNC SYSTEM

V.F. Sorokin, V.V. Kombarov, I.A. Ternyuk

The task of providing of high stability of contour feedrate of tool movement with CNC system interpolator when processing of complex surfaces is considered. The solution of this problem is reduced to the high-precision calculation of the arc distance that the tool passes along a curvilinear path at a single control cycle in real time. There is shown the accuracy advantages of the direct method of stabilization contour feedrate. There is proposed to build a model of a curvilinear path in the class of spline-functions of the fifth degree by the method of optimal mapping in the space of B-splines characterized by high computability. The algorithm of the direct method of stabilization contour feedrate is developed. The results of the experiment have confirmed the possibility of calculating the arc distance of a curvilinear path with a given accuracy by the direct method for significantly less time than one single control cycle.

Key words: high-speed milling, CNC system, spline interpolation, feedrate, stabilization.

Сорокин Владимир Федорович – д-р техн. наук, проф. каф. технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Комбаров Владимир Викторович – науч. сотр. каф. технологии производства летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Тернюк Игорь Александрович – студент Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.454.2

В.А. ЗАДОНЦЕВ

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, Украина

ГЕРОЙ СОЦИАЛИСТИЧЕСКОГО ТРУДА ИВАН ИВАНОВИЧ ИВАНОВ (1918-1999) – ПЕРВЫЙ ГЛАВНЫЙ КОНСТРУКТОР ДВИГАТЕЛЬНОГО КБ-4 ОКБ-586/КБ «ЮЖНОЕ»

Организовал и возглавил (1958 – 1967) двигательное КБ-4 в составе ОКБ-586. Главный конструктор жидкостных ракетных двигателей (ЖРД): рулевых, маршевых двигателей, в том числе уникального двигателя, выполненного по схеме с дожиганием восстановительного генераторного газа, верхних ступеней ракет М.К. Янгеля и В.Ф. Уткина. ЖРД КБ-4 отличались новыми техническими решениями на уровне изобретений, высоким уровнем характеристик и надежности. Основал школу ракетного двигателестроения в Украине. Использованы неопубликованные воспоминания и документы из архива И.И. Иванова.

Ключевые слова: *Иван Иванович Иванов, жидкостные ракетные двигатели, В.П. Глушко, С.П. Королев, М.К. Янгель, В.Ф. Уткин, А.М. Макаров.*

К 95-летию со дня рождения

В книгах о ракетно-космической технике СССР зачастую не указывается имя главного конструктора рулевых двигателей, маршевых двигателей верхних ступеней МБР и РН М.К. Янгеля и В.Ф. Уткина, даже в книге о ракетных и космических аппаратах КБ «Южное». Он был очень скромным человеком, а скромность, как говорят, прямой путь в безызвестность, а это очень несправедливо.

Поэтому настоящий доклад посвящен первому главному конструктору и создателю двигательного КБ-4 ОКБ-586/КБ «Южное» Герою Социалистического Труда, лауреату Ленинской и Государственной премий СССР, члену-корреспонденту АН УССР, доктору технических наук, профессору Ивану Ивановичу Иванову. Доминирующим направлением его деятельности были жидкостные ракетные двигатели, другие направления – бортовые источники мощности для ракет, твердотопливные двигатели, плазменные и ионные двигатели, космические ядерные энергоустановки – здесь не затрагиваются.

Биография И.И. Иванова типична для первого поколения советской технической интеллигенции, и не только технической. Он прошел большой жизненный путь от разнорабочего колхоза до главного конструктора ракетных двигателей. Только советская власть, чтобы о ней не говорили, открыла детям рабочих и крестьян доступ к образованию, пути в технику и науку.

Иван Иванович Иванов родился 21 ноября 1918 года в деревне Ра́менье, Бежецкого района Тверской области, в крестьянской семье. Слово «раменье», как свидетельствует Википедия – «глухой, темнохвойный (чаще всего еловый) лес в евро-

© В.А. Задонцев

пейской части России» (деревень с таким названием в Тверской области – 20, а всего в России – 57).

Родители Иванова Ивана Ивановича:

Семенов Иван Семенович (1889 – 1934)

Семенова Анна Александровна (1890 – 1982)

В семье три брата, Ваня – старший. Почему он Иванов, а не Семенов – чуть ниже.

В своих неопубликованных воспоминаниях, охватывающих период по 1946 год, Иван Иванович писал:

«Отец окончил один класс приходской школы, мало-мальски читать и писать умел. Мать – совсем неграмотная. И вообще в 20-х годах в наших деревнях была сплошная неграмотность, страшная темнота во всем. Сейчас даже не верится, что почти все крестьяне и расписаться-то не умели, что во всей деревне (~70 дворов) ни одной бани не было. Вершиной технического прогресса в земледелии была уже не соха, а плуг, и не простой, а с железными лемехами. Боронили землю деревянными боронами, но тоже уже с железными зубьями. Тяговая сила была экологически чистая – лошадь.

Забегая вперед, должен сказать:

– с начала 30-х годов механизация сельхозработ внедрялась у нас довольно быстро и широкомасштабно. Мне очень хотелось работать на тракторе, но трактористом стать было не суждено.

Зато судьба предоставила возможность поработать на косилках. Хорошо на собственной шкуре познал тяжелейший труд с обычной дедовской косой, с обычным серпом, работа на косилках вызвала ликование.

Когда моя мать в свои 72 ушла из колхоза на пенсию и стала жить у нас (в Днепропетровске, в 60-х гг.), часто говаривала: «Ой, как хорошо-то стало теперь, ой как хорошо-то стало в колхозах: все-все делают машины…, машины…; все делают на машинах…».

1927 г. «Как-то в августе от пацанов узнал, что там-то записывают в школу. Побежал туда. Записался». Доктор технических наук И.Г. Писарев вспоминал, что рассказывал ему Иван Иванович: «Пришел сам в школу и на вопрос «Ты чей будешь?» ответил: «Иванов», имея в виду, что он – сын Ивана». А его записали под фамилией Иванов, вместо Семенов. Потом, во взрослой жизни его раз пять трепали товарищи из органов – почему изменил фамилию.

«1 сентября в большой крестьянской избе (хозяева перебазировались в другую под той же крышей) собралось великое множество жаждущих научиться читать и писать. По возрасту они были примерно от 8 до 30-ти. Во всю длину избы (аршин 12) стояли 2 стола, сделанные из натуральных досок и, подумать только, накрытые красным ситчиком. По обе стороны столов стояли скамейки. Вошла первая учительница, Глафира Ивановна, предложила рассаживаться. Расселись, но не все. Многим втиснуться было уже невозможно. Принесли еще скамейки, но пока без столов.

Так началась ликвидация неграмотности в наших деревнях.

Впоследствии мои родители одну большую, шестиоконную, совсем новую избу сдали в аренду под школу за маленькую плату. Естественно, обязанности уборщицы были возложены на меня: каждый вечер с трудом переставлял парты, с усердием мыл полы, обтирал парты, окна, все приводил в порядок.

1929 г. В деревню привезли трактор «Фордзон». Мы, пацаны, прямо обалдели, увидев это страшное чудовище, извергавшее оглушающий шум и само собой – без лошадей – ездившее по деревне, да еще на разных скоростях. Нашему изумлению не было предела.

Сопровождавшие трактор объясняли: «к тракторам будут разные прицепные машины подсоединяться, чтобы можно было пахать, боронить, сеять, косить, жать, теребить и многие другие сельхозработы делать. Заморские и европейские крестьяне уже давно земледельничают на тракторах и других машинах. Но на ваших то полях – сплошные межи. Они мешают тракторам и машинам. Да и обзавестись сельхозмашинами крестьянам не под силу; они дорогие. Кроме того, надо научиться пользоваться ими, ремонтировать их, надо иметь мастерские для ремонта, запчасти и т.д. и т.п.».

1930 г. Началась коллективизация. Нам, пацанам, раздавали листовки для размножения рукописно (школьными ручками). Как назло у меня был неплохой почерк. Переписывать листовки надо было другим почерком (чтобы не узнали, кто писал). Каждый раз, глядя на мое произведение, отец строго выговаривал: «не испорти почерк, не испорти почерк».

В листовках говорилось о злодеяниях «антихристов», о том, что вся собственность крестьян будет общественной. Конечно же, жены и дети тоже будут общественными. Читая их, вслушиваясь в разговоры взрослых, мы возненавидели колхозы. Вместе с тем в деревне проводились сходы. Там записывали в колхоз. Отец несколько раз возвращался со сходов со словами: «не записался», «не записался». Последний раз сказал: «записался». Мать разрыдалась.

Наступили весенне-полевые работы. Незадолго до этого в деревне организовали столовую в одной из крестьянских изб. Нашли лучшую повариху. И стали готовить там еду. Работы начинались, как и раньше, с восходом зари. Возвратившись домой,

родители посылали меня в столовую. В котелках приносил я мясные первые и вторые блюда. Нельзя не отметить, что столовая с самого начала стала пользоваться глубокой симпатией селян: не надо было топить печи, готовить еду, дают все готовое, да еще и вкусное. Как говорится, после сытного обеда, по закону Архимеда, полагается поспать. Не успев выспаться, слышишь, как «колотушка» зовет на «подвиги». Возвращались домой с заходом солнца.

Паузы в колхозных работах (из-за дождичков, из-за недозрелости зерновых и т.п.) заполняли на своих «приусадебных» (по 40 соток) участках кошением трав, а также, на полях, где закончили теребление льна и т.д. Это – для живности в личной собственности (корова, теленок, поросенок и др.).

Опять хочется забежать вперед. Во время войны моя мать осталась одна. Я – в Казани, братья – на фронтах. Правда, у нее жил мой двоюродный брат, тогда учившийся в средней школе (в соседней деревне). А в другой избе у ее дома жили солдаты: фронт был рядом. И вот, даже теперь, спустя полвека, вызывает изумление, что она – одна из самых работящих в колхозе – не сбавляя напряжения на колхозных работах, продолжала держать корову, справлялась с «приусадебным» участком, поила солдат молоком и кормила всем тем, что давал «приусадебный», не обижая себя и брата моего.

Зря Никита Сергеевич лишил колхозников «приусадебных», коров и других кормилиц, мотивируя тем, что они, якобы, отвлекают от колхозной работы.

1934 г. Окончил семилетку [в соседнем селе Шишково-Дуброва]. Мне 16-тый. В этом же году отец, [работавший кузнецом], тяжело заболел «горловой чахоткой», через некоторое время умер (на 46-м году жизни), у матери нас осталось трое. Я – старший, удостоен чести без какой-либо дискриминации работать на равных с мужиками.

Сенокос, пашня, уборка зерновых и льноуборки – это были «семечки». Было много других, самых разных и тяжелых работ. Например, унавоживание полей. Когда захватываешь пласт из жирных крупных, и не только, коровьих «лепешек», еле-еле поднимаемых вилами, душа радуется и от «ньютоновской» массы, и от «благоухания», и от того, что совершаешь благое дело для матушки-земли – нашей кормилицы. Проверку на прочность проходил с бревнами в 2 обхвата (это зимой на лесозаготовках) и пятипудовыми мешками (в остальное время).

Как большого грамотея (подумать только – семилетку окончил), избрали меня председателем ревизионной комиссии колхоза. Конечно, без отрыва от основной крестьянской работы. То, что мне было лишь 16, не имело значения. Главное, чтобы не обдуривал трудяг. Да чтобы доходы росли, чтобы трудодень полновеснее становился, чтобы дефицита бюджета не было. Не корчил я из себя «великого борца» со злоупотреблениями, воровством, не стремился к какой-нибудь яркой деятельности, но старался держаться мужественно, не поддаваясь на уговоры, если затрагивались доходы честных работяг.

Но было и другое. Все коммерческие сделки (купля, продажа, бартер и многое другое) проводились с моим участием и не без накрытых столов, хотя с малых лет я уже возымел отвращение к застольям и градусам (отец «помог» этому). Но по наивности и простодушию считал, что такие мероприятия неизбежны и способствуют укреплению взаимовыгодных экономических связей.

1936 г. Радовался я, когда приходили паузы в колхозной работе: из-за дождей или по другим причинам. Тогда я, можно сказать, почти с упоением читал оставшиеся у меня не востребованные школой учебники. Мать заметила это. Сказала: «езжай-ка ты учиться». Мы втроем отправили документы в Рыбинский авиатехникум (РАТ), необходимые для допуска к конкурсным экзаменам. Сдавая экзамены, ходили по всем заводам (большим и мелким) с просьбой принять на работу. Нигде не приняли. И, о ужас! Меня приняли в РАТ, а их нет. Посоветовались. Они сказали: «мы – комсомольцы, нам легче устроиться на работу в городе, а поучиться успеем, езжай». Так, в 36-м, поступил в техникум». [Близлежащий г.Рыбинск расположен у слияния рек Волги и Шексны. Был крупнее некоторых губернских городов. В 30-х годах XX столетия – один из центров авиапрома. Авиамоторные КБ В.Я .Климова, В.А. Добрынина, А.И. Люльки].

1940 г. Окончил РАТ и был направлен на только что построенный авиамоторный завод в Казани. Сразу же поступил в Казанский авиаинститут – КАИ (созданный в 1932 г.), на вечернее отделение. На этот завод было направлено очень много выпускников вузов и техникумов из Украины, Белоруссии, России и других республик и очень много квалифицированных опытных ИТРовцев с других авиамоторных заводов. Одновременно с заводом был построен большой соцгород: красивые добротные жилые дома, магазины, соцкультбытовые постройки, столовая и многое другое.

Большинство молодых поселили в общежития, а довольно многих – в будущие магазины. Мне «повезло»: моя кровать угодила на витрину. Хотя работать как следует мы еще не умели, но нас ежедневно оставляли на сверхурочные (часа по 3) с хорошей оплатой. Я работал технологом. После работы весело и дружно все шли в столовую «Черная кошка» (почему-то ее так прозвали). Каждый стол на четве-

рых заказывал графина по два пива и ужин. После этого некоторые шли на танцульки, другие – развлекаться анекдотами или заниматься ликбезом в КАИ.

На заводе в г. Казани шла исключительно напряженная работа по становлению серийного производства [поршневых] авиамоторов семейства М-105 [конструкции ОКБ В.Я. Климова]. Необычайно высокие цифры суточных заданий выпуска моторов все более и более возрастали. Велик был накал. Ощущалась неотвратимо надвигающаяся война.

В конце 1940 года по заводу прошел слух: «Привезли специалистов!». Действительно, в цеха и службы завода, всюду они стали приходить «с сопровождающими». В основном это были крупные ученые, организаторы производства, инженеры, связанные с авиамоторостроением и другими отраслями науки, техники, промышленности. Все они были репрессированы в 1937-38 гг. Среди них был и будущий основоположник отечественного ЖРД – строения В.П.Глушко, тоже репрессированный в 1938 году.

Их объединили в Спец. КБ [«ОКБ-16», такие КБ получили название «шарашек»], которое начало плотно работать по серии и разработке мощного Х-образного авиамотора на базе М-105.

Разместили КБ в заводоуправлении. Жили специалисты там же – рядом с конструкторскими комнатами.

1941 г. Великая Отечественная война. Озверелый враг рвался к Москве. Над страной нависла опасность. Фронт и тыл превратились в единый военный лагерь. Напряжение в работе достигло своего апогея и в Спец. КБ. Выполнение ежесуточных заданий по выпуску моторов было под строжайшим контролем ГКО. Поток возникавших в производстве днем и ночью вопросов шел непрерывно. Совещаться некогда. Надо скорее решать их. От этого зависело выполнение заданий.

При входе в КБ стоял телефон. Специалисты, находившиеся непосредственно в цехах, по нему передавали своим коллегам возникшие на данный момент производственные вопросы, обсуждали их, в основном … на иностранных языках. Оказалось, что многие специалисты совершенно свободно могли вести разговоры на английском, немецком, французском, итальянском и других языках. У нас это вызывало чувство изумления и особо глубокого уважения к тем, кто так в совершенстве владел иностранными. Все они бывали в длительных загранкомандировках, и знание иностранных языков для них было необходимостью.

В.П. Глушко в Спец. КБ тоже работал над освоением серийного производства моторов М-105, в частности, по созданию стендов для испытаний бензиновых и масляных насосов и систем, связанных с ними, электрогенераторов и др., и по самим испытаниями. В то же время, уже шла война, он выступил с предложением о создании вспомогательного авиационного ЖРД с насосной подачей на компонентах топлива азотная кислота+керосин с целью увеличения скорости при взлете, горизонтальном полете, повышения высотности и маневренности. Следует отметить, что выступить с таким предложением в то суровое время без уверенности в успех было, конечно, нельзя, отдавая себе отчет в том, какими последствиями могло быть чревато это дело. Предложение было принято незамедлительно.

Как в довоенные, так и в годы войны, советские авиаторы самоотверженно боролись, в частности, за повышение скорости полета самолетов, хотя бы на десятки км в час.

Предложение В.П. Глушко позволяло кратковременно увеличить скорость на 25-30%, а также улучшить взлетные, высотные характеристики и маневренность самолета. Под руководством В.П. Глушко (на базе его конструкторской группы) создано ОКБ [ОКБ-2], главным конструктом которого назначен В.П. Глушко, разработавшее семейство известных РД-1, РД-1Х3, РД-2, РД-3 (с их модификациями).

В удивительно короткие сроки (месяцы) были созданы производство для изготовления ЖРД и все необходимые стенды для испытаний двигателей и их узлов.

Меня перевели в ОКБ Валентина Петровича на конструкторскую работу по РД-1 и последующим двигателям. [В начале 1942г. в ОКБ были приняты на работу в качестве вольнонаемных выпускники авиационных институтов и техникумов, в том числе И.И. Иванов.] [3].

По ходатайству В.П. Глушко в ОКБ перевели тоже репрессированного С.П. Королева, будущего основоположника практической космонавтики, и назначили заместителем главного конструктора ОКБ. Он со свойственной ему кипучей энергией начал со своими подчиненными разработку реактивной установки для самолета Пе-2. приходил в КБ в основном только ночью, чтобы спросить у своих подчиненных о результатах проделанной ими за сутки работы и дать задания на следующие сутки. Остальное время работал он на соседнем самолетном заводе, на котором главным конструктором ОКБ был его друг В.М. Петляков, и на аэродроме, проводя наземные и летные испытания ракетных установок в составе самолета Пе-2.

Однажды Валентин Петрович пригласил меня к себе. На столе лежали загадочные компоновки, схемы. Коротко рассказал он об одной из них и поручил мне срочно разрабатывать конструкторскую документацию (КД) по камере сгорания (КС). Внут-

ренняя стенка камеры и сопла со спиральным оребрением, межреберные каналы переменного по длине КС сечения (для изменения скорости движения охлаждающего компонента топлива), форсунки – центробежные (закрытого типа), зажигание основных компонентов топлива с помощью пускового горючего, полностью автоматизированный запуск, регулирование тяги, большой ресурс работы, многократность включений, огневые испытания без переборки перед сдачей в товар, ремонтопригодность, использование долгохранимых компонентов топлива – эти и другие технические решения, являющиеся современными и в наши дни, были заложены в проект В.П. Глушко уже тогда – почти сорок лет назад.

Н.Н. Артамонову было поручено разрабатывать методы изготовления спирального оребрения на стенках камеры и сопла, обеспечивающие требуемые их толщины (со стороны огневой поверхности) в заданном жестком допуске, и высокую точность размеров по наружной поверхности вершин ребер, необходимую для их хорошего прилегания к внутренним поверхностям рубашек, соответствующие размеры которых также должны были быть точными. Н.Н. [Артамонов] успешно решил эту задачу, как и все другие в последующее время. Длительная и постоянная совместная работа с Н.Н. [Артамоновым], как опытным и талантливым технологом, мне, как конструктору, доставила большое удовлетворение.

Затем последовали задания на разработку конструкторской документации на насосы первоначального варианта, топливные клапаны, блок дросселей, фильтры, узлы системы запуска двигателя и др., а также на разработку КД на двигатель в целом.

ОКБ постепенно укомплектовывалось, и в основном учеными, опытными талантливыми специалистами, а также молодыми инженерами и техниками, которые работали под руководством опытных специалистов. Так, например, под руководством проф. Г.С. Жирицкого работал только что окончивший институт С.П. Агафонов, проявивший глубокие инженерные знания и незаурядные способности конструктора.

Под руководством проф. А.И. Гаврилова, а затем необычайно опытного и талантливого специалиста Г.Н. Листа работал молодой инженер М.Д. Назаров, до этого участвовавший в других разработках (расточные станки, оснащение производства и др.), А.С. Саркисян чудесно проявлял себя опытным способным инженером, пользовался большим уважением у Г.Н. Листа.

Под руководством опытного высококвалифицированного инженера В.А. Витка работал М.П. Алехин, ранее в течение длительного времени изучавший экземпляр авиамотора фирмы «Даймлер-Бенц», закупленного в Германии непосредственно перед Великой Отечественной войной.

Одновременно Валентин Петрович развернул кипучую деятельность по созданию экспериментальной и производственной базы и укомплектованию ОКБ.

Вместе с «Главным» горячо, с исключительным энтузиазмом взялись за работу:

– по экспериментальной базе – его заместитель Д.Д. Севрук с другими специалистами, а также еще молодые инженеры, недавно окончившие институт, В.Л. Шабранский и Г.В. Лисеев, очень много сделавшие по созданию экспериментальной стендовой базы, по отработке ЖРД и его узлов;

– по производственной базе – опытный, талантливый технолог-производственник Н.Н. Артамонов и еще молодой инженер, но успевший уже проявить прекрасные инженерные и организаторские способности, А.И. Мужичков. Они вместе с другими специалистами обеспечили изготовление большой номенклатуры сложных деталей и узлов ЖРД.

Маститые авиаторы в Спец. КБ очень скептически оценивали перспективы ЖРД. Это, естественно, усугубляло и без того невероятно большие трудности в совершенно новом для ОКБ и заводе деле. Однако энтузиазм «Главного», его ближайших помощников и специалистов был настолько велик, что в чудовищно короткие сроки была создана прекрасная для того времени производственная, экспериментальная, стендовая база и уже в 1942 году стендовый образец ЖРД РД-1 с насосной подачей компонентов топлива наработал 1 час 10 мин без съема со стенда.

Несмотря на сомнения скептиков, благодаря энергичности «Главного» и его способности увлекать других, в короткий срок был создан творческий коллектив. ОКБ быстро росло. Размах работ увеличивался чрезвычайно.

Время было суровое. Ответственность специалистов и особенно руководителей всех рангов за результаты работ была особой. Дамоклов меч висел постоянно. Не все шло гладко. Неизбежен тяжелый, изнуряющий путь поисков. Как-то при зачетных испытаниях двигателя произошел прогар внутренней стенки сопла в районе критического сечения. Сразу же забрали у нас начальника группы проф. А.И. Гаврилова. И только спустя много месяцев, благодаря настоятельному ходатайству руководства ОКБ, его вернули к нам.

Характерным для ОКБ был, как уже указывалось, высококвалифицированный состав специалистов-исследователей, производственников, конструкторов, ранее работавших в различных отраслях

промышленности, науки и техники. Благодаря этому, а также созданной в ОКБ хорошей производственно-экспериментальной базе, специалисты взаимно дополняли друг друга идеями, предложениями, как бы создавая благотворную обратную связь между теорией и практикой, что позволяло решать технические вопросы с высокой степенью завершенности, значительно ускорять сроки отработки ЖРД.

Дух творческой дружбы ярко проявлялся во всем ОКБ и особенно между В.П. Глушко, С.П. Королевым, Д.Д. Севруком. Их объединяли энтузиазм и увлеченность, целеустремленность и твердая воля, огромная энергия и трудолюбие, необычайная инженерная смелость и тонкая интуиция, творческий и новаторский стиль в работе. У них было заведено в конце каждого рабочего дня – как правило, глубокой ночью – собираться за столом за чашкой чая, обсуждать результаты суточной работы, возникшие вопросы, принимать решения.

Примерно за год до разгрома фашисткой Германии произошли события, оказавшие большое влияние на дальнейшую судьбу ОКБ. Изменилось положение специалистов. Их освободили из заключения. Жилища в заводоуправлении заменили на обычные квартиры. Произошла реорганизация ОКБ. Полным ходом продолжалась отработка РД-2, разработка и отработка РД-3 (отработка РД-1, РД-1Х3 в основном была уже позади).

Проделана огромная работа. В.П. Глушко и его ближайшие помощники были отмечены высокими правительственными наградами – орденами Советского Союза.

1945 г. Окончил КАИ [первым на кафедре ракетных двигателей КАИ, которой с 1945 г. заведовал В.П. Глушко, диплом инженера получил И.И. Иванов] [1]. Женился. Дали первый после 1940 г. отпуск. Поехал с женой [Еленой Алексеевной] по Волге-матушке на родину, отдохнул. Возвратился в Казань. В.П. Глушко нет. Его замещает профессор Г.С. Жирицкий, заслуживший всеобщее признание как крупнейший специалист по турбинам и вообще по лопаточным машинам. Он говорит мне: «Как же так получается? Мы телеграмм пять отправили Вам о необходимости срочно вернуться в Казань. А Вы ни ответа, ни привета. Надо было обязательно ехать в Германию. Теперь уже поздно. Вся наша группа двигателистов уехала». Я ответил, что ни одной телеграммы не получил. И было бы очень странно, если бы до нашего медвежьего угла доходили телеграммы. Вот так и не состоялась моя поездка в Германию.

Оказалось, что в августе-сентябре 1945 г. по решению правительства была направлена в Германию большая межведомственная группа специалистов.

В задачу группы двигателистов входило:

– изучение немецкой реактивной военной техники вообще и особенно ФАУ-2;

– поиски, сбор и воссоздание конструкторской и технологической документации (включая оснащение производства), необходимой для изготовления двигателей и их узлов;

– поиски, сбор и воссоздание документации по стендам для холодных испытаний камер сгорания, ТНА, агрегатов автоматики, трубопроводов, по общей сборке двигателей, а также по стендам для огневых испытаний двигателей;

– поиски и сбор материальной части по двигателям с их узлами, по стендам, оборудованию и многому другому;

– сбор всех других материалов, необходимых для воссоздания двигателей.

Осенью 1946 г. В.П. Глушко и работавшие под его руководством двигателисты вернулись из Германии с новой задачей по созданию мощных и сверхмощных ЖРД. Но эта задача решалась уже в Подмосковье (Химках). Иван Иванович, хоть и не побывал в Германии, был отмечен в числе наиболее продуктивно работавших с немецкими специалистами в Химках. Он был одним из тех конструкторов отдела 52, кто внес основной вклад в освоение конструкции двигателя ракеты А-4 [3], а затем – значительный вклад в разработку двигателей королевских ракет Р-1; Р-2; Р-5. Эти двигатели создавались в ОКБ-456 под руководством В.П. Глушко путем последовательного форсирования и модернизации двигателя ракеты А-4. Работы ГДЛ – ОКБ в период ВОВ позволили создать научно-технический потенциал для бурного развития отечественного ЖРД-строения в послевоенный период, увенчавшийся историческими достижениями.

В 1946 г. ОКБ перебазировали в Подмосковье. В.П. Глушко – в Химки, С.П. Королева – в Подлипки.

В Химках разрабатывались двигатели для ракет Королева: Р-1, Р-2, Р-5.

Работал там в должности начальника группы, ведущего конструктора.

В 1946 же закончил КАИ без отрыва от производства.

[В 1950 г. И.И. Иванов закончил высшие инженерные курсы по новой технике при МВТУ им. Н.Э. Баумана].

В 1951 г. переведен в г. Днепропетровск, на завод № 586 и назначен зам. начальника отдела (начальником отдела – заместителем главного конструктора завода был Н.С. Шнякин, а главным конструктором завода – В.С. Будник).»

Из книги В.П. Платонова [5]

«… Достойна восхищения позиция Василия Будника в момент формирования собственной команды для работы на серийном заводе в Днепропетровске. Просматривая список отобранных Будником специалистов, Королев побагровел: - Василий Сергеевич, как мы договаривались?! Вы подбираете конструкторов, а в списке – проектант Двинин, баллистики Герасюта и Караулов, прочнист Никитин, управленец Фалунин… И это, оказывается, не все! Вы берете лучших двигателистов – Шнякина, Иванова, чету Назаровых… Чем вы собираетесь заниматься на Днепре – серией или создавать новые ракеты?»

Оказалось – создавать новые ракеты и конкурировать с самим Королевым!

«Работали по реконструкции производственных цехов для изготовления ЖРД, по созданию стендов для огневых испытаний двигателей, многочисленных узлов и агрегатов.

Параллельно вели большие работы по освоению изготовления двигателей на новой производственной базе. Осуществляли конструкторский надзор в процессе изготовления, вели работы по обеспечению надежности ЖРД и т.д.

Вместе с заводчанами работали конструкторы по многочисленным двигателям разработки ОКБ В.П. Глушко, А.М. Исаева, Д.Д. Севрука.

В 1956 г. за работы по созданию ракеты Р-12 (за работы по двигателю) награжден орденом Трудового Красного Знамени.

В 1958 г. в составе особого конструкторского бюро ОКБ-586 было создано КБ-4 по двигателям, начальником и главным конструктором которого был назначен И.И. Иванов. Это КБ осуществляло конструкторский надзор по ЖРД, разработанным КБ ЭМ (Энергомаш), на всех этапах их изготовления и испытаний узлов и агрегатов и кончая огневыми испытаниями двигателей в целом на стенде и в составе ракеты.

Большая работа по этим двигателям проводилась в части повышения устойчивости процессов горения топлива в КС и ЖГГ.

Высокочастотные колебания давления в КС и ЖГГ приводили к разрушениям двигателей при стендовых и летных испытаниях.

Выявлялось очень много и других дефектов, для устранения которых принимались конструкторские и технологические меры.»

Очень кратко и точно об этих работах высказался Александр Максимович Макаров – начальник производства, потом главный инженер и многолетний директор государственного союзного завода № 586, дважды Герой Социалистического Труда:

«Двигатели Глушко для первых ракет были не отработаны. Их «вытащили» Н.С. Шнякин, И.И. Иванов, двигателисты КБ, технологи нашего завода» [5].

[И.И. Иванову была выдана доверенность от В.П. Глушко на решение текущих производственных вопросов, которых было предостаточно. Эта работа у работников КБ-4 отнимала много сил и времени. Одна 12-летняя эпопея борьбы с высокочастотными колебаниями в камерах маршевых двигателей янгелевских ракет чего стоит. Этой проблемой занимались не только работники КБ и заводов, но и вся отраслевая наука и некоторые академические институты. Каждый участник стремился внести свою лепту в решение проблемы применительно к конкретным ЖРД] [4].

А вот как А.М. Макаров охарактеризовал главного конструктора КБ-4: «Душой наших двигателистов был Иван Иванович Иванов – воспитанник Глушко. Он называл его «Иваном в кубе». У меня с Иваном Ивановичем сложились самые теплые отношения – светлая голова, трудолюбивый, обаятельный, добрый, отзывчивый. Мы работали душа в душу…» [5].

Вернемся к записям И.И. Иванова «Параллельно с работой по двигателям КБЭМ КБ-4 разработано большое количество ЖРД различного назначения и энергоустановок – бортовых источников мощности, самонаводящихся управляемых боеголовок:

– рулевые двигатели для первой и второй ступеней ракет 8К64, 8К67, II ступени РН 11К77;

– двигатель для орбитальной головной части ракеты 8К69;

– для третьей ступени ракеты 11К68;

– двигатели для верхних ступеней ракет 15А15, 15А16, 15А11, 15А18 и 15А18М;

– БИМы для РДТТ разработки КБ-5 ОКБ-586 и для ЖРД 11Д520 разработки КБЭМ;

– ЖРД для второй ступени ракеты 8К99 с подвижным стартом;

– двигатели по ТЗ ОКБ С.П. Королева для обеспечения спуска пилотируемого космического корабля на Луну, поиска места посадки и ее осуществления и для взлета с Луны, вывода на лунную орбиту и пристыковку к лунному орбитальному пилотируемому кораблю.

Работы по ракетам 8К99 и Н-1 были прекращены на стадии летных испытаний, двигатель второй ступени ракеты 8К99 был использован (после некоторой доработки) для второй ступени ракеты «15А15». А «лунные» двигатели были использованы в качестве основы для создания ЖРД верхних ступеней ракет».

Этот перечень не был закончен главным конструктором КБ-4 и, следовательно, является неполным, но еще раз показывает, насколько скромным человеком был Иван Иванович – он обходится без слова «впервые» и не говорит об инновационном характере разработок КБ-4, выполненных под его руководством.

Функционально КБ-4 занималось в основном двумя видами деятельности – сопровождением серийного производства на заводе №586 маршевых двигателей первой и второй ступеней разработки КБЭМ, главный конструктор В.П. Глушко; разработкой ЖРД собственной конструкции, главный конструктор Иванов И.И., прежде всего рулевых двигателей и маршевых двигателей верхних ступеней ракет, с использованием «фирменных» технических решений, защищенных многочисленными авторскими свидетельствами.

Краткие сведения о ЖРД, разработанных в КБ-4, приведены в таблице.

Таблица

ЖРД разработки КБ-4 (главный конструктор И.И. Иванов) [6, 7]

Индекс	Назначение	Годы разработки	Компоненты топлива о/г	Тяга, тс земн/пуст.	Уд. имп. с з/п	Примеч.
РД 851/8Д63	РД Iст. МБР Р-16 (8К64)	1958-1961	АК-27/ НДМГ	28,850 / 33,124	243 / 279	серия
РД 852 / 8Д64	РД IIст. МБР Р-16 (8К64)	1958-1961	АК-27/ НДМГ	- / 4,920	- / 255	серия
РД 853 / 8Д722	МД IIст. МБР Р-26 (8К66)	1960-1963	АК-27/НДМГ	- / 47,680	- / 300,7	
РД 854 / 8Д612	ТДУ ОГЧ МБР Р-36 орб (8К69)	1962-1967	АТ/ НДМГ	- / 7,700	- / 312,2	серия
РД 855 / 8Д68	РД Iст. МБР Р-36 (8К67)	1962-1965	АТ/ НДМГ	29,100 / 33,453	254 / 292	серия
РД 856 / 8Д69	РД IIст. МБР Р-36 (8К67)	1962-1965	АТ/ НДМГ	- / 5,530	- / 280,5	серия
РД 857 / 15Д12	МД IIст. МБР РТ-20П	1963-1967	АТ/ НДМГ	- / 14,000	- / 329	
РД 858 / 11Д411	осн. дв.блока «Е» РКК Н-1-Л-3	1965-1972	АТ/ НДМГ	- / 2,050	- / 315	
РД 859 / 11Д412	резервн. дв. блока «Е» РКК Н-1-ЛЗ	1965-1972	АТ/ НДМГ	- / 2,045	- / 312	
РД 861 / 11Д25	МД IIIст. РН «Циклон-3»	1968-1972	АТ/ НДМГ	- / 8,026	- / 317	серия
РД 862 / 15Д169	МД- IIст. МБР МР-УР-100 (15А15)	1969-1972	АТ/ НДМГ	- / 14,544	- / 331	Дв МБР МР-УР-100 УТТХ (15А16), 15А11
РД 863 / 15Д167	РД Iст. МБР 15А15	1970-1973	АТ/ НДМГ	28,230 / ?	259 / 301	серия
РД 8 / 11Д513	РД IIст. РН «Зенит» (11К77)	1976-1985	O_2 Ж/ керосин	- / 8,000	- / 342	серия
РД 864 / 15Д177	косм. буксир	1976-1978	АТ/ НДМГ	- / 2,060	- / 309	

Список сокращений:
РД – рулевой двигатель, **МД** – маршевый двигатель, **ст.** – ступень, **МБР** – межконтинентальная баллистическая ракета, **РН** – ракета-носитель, **РКК** – ракетно-космический комплекс, **O_2 Ж** – жидкий кислород, **ТДУ ОГЧ** – тормозная двигательная установка орбитальной головной части

Ниже следует краткий комментарий к таблице.

Первыми двигателями КБ-4 были рулевые двигатели первой (8Д63) и второй ступеней (8Д64) ракеты Р-16 (8К64) – первой МБР Янгелевского КБ на высококипящих компонентах топлива. Это были четырехкамерные ЖРД с одним ТНА, выполненные по схеме без дожигания генераторного газа. Камеры монтировались в наружных карманах силового кольца и могли поворачиваться в одной плоскости на угол ± 37,5°.

Двигатель 8Д722 – однокамерный ЖРД, выполненный по схеме без дожигания генераторного газа, с режимом конечной ступени. Это был первый маршевый двигатель КБ-4 и первый регулируемый двигатель (регулирование по тяге и коэффициенту соотношения расходов компонентов топлива). Управление вектором тяги – с помощью рулевых сопел. Впервые в практике КБ-4 были разработаны регулятор и стабилизатор давления. Поскольку опыт разработки узлов регулирования в то время в КБ-4 отсутствовал, были разработаны методики расчетов элементов системы регулирования, статических и динамических характеристик, подтвержденные результатами автономных испытаний. Камера двигателя разрабатывалась КБЭМ, всё остальное – КБ-4.

Работы по двигателю были прекращены в связи с закрытием (перед ЛКИ) темы Р-26.

Регулятор давления непрямого действия стал прототипом при проектировании регуляторов последующих двигателей и бортовых источников мощности КБ-4.

Двигатель 8Д612 – однокамерный ЖРД с ТНА, выполненный по схеме без дожигания генераторного газа с управляющими рулевыми соплами.

На этом двигателе впервые в СССР был разработан и внедрён трубчатый блок сверхзвукового сопла, в котором были применены тонкостенные профилированные трубки из нержавеющей стали, что позволило существенно снизить вес камеры двигателя, а это было очень важно для орбитальной ДУ.

Для регенеративного охлаждения камеры сгорания использовались оба компонента топлива – окислитель для охлаждения соплового блока и горючее – для остальной части камеры.

Разработчики трубчатой камеры были отмечены золотой медалью и дипломами Выставки достижений народного хозяйства СССР.

Это был своего рода прорыв в конструкции и технологии изготовления камер сгорания советских ЖРД. На пути к штатному варианту КС совместно со специалистами завода в большом объеме были выполнены конструкторские и технологические, а также экспериментальные работы, связанные с обеспечением прочности, надежности охлаждения и работоспособности трубчатого блока сопла. На двигателях 11Д25 и 15Д167 использовались модификации камеры двигателя 8Д612.

Рулевые двигатели первой (8Д68) и второй (8Д69) ступеней ракеты 8К67 были разработаны с полным учетом опыта разработки рулевых двигателей МБР 8К64. Переход на новый окислитель – азотный тетроксид (АТ) вместо АК-27 потребовал модификации камер двигателей, направленной на повышение экономичности и работоспособности КС, а ещё они были форсированы по тяге.

Двигатель 15Д12 занимает особое место среди разработок КБ-4. Этот однокамерный маршевый двигатель второй ступени, регулируемый, с конечной ступенью двигатель, выполненный по схеме с дожиганием генераторного газа, причем не окислительного, как на всех других двигателях с дожиганием, а восстановительного («сладкого») газа.

Двигатель по такой схеме был реализован впервые в практике мирового двигателестроения.

Еще одна главная отличительная черта этого двигателя – реализованный впервые газодинамический способ управления вектором тяги, т.е. создание управляющих усилий за счет несимметричного вдува высокотемпературного восстановительного генераторного газа, отбираемого после турбины в сверхзвуковую часть сопла, для чего был разработан газораспределитель оригинальной конструкции. Управляющие усилия по каналу крена создавались с помощью специальных сопел. Для регенеративного охлаждения КС использовались оба компонента. Внедрению нового способа управления вектором тяги предшествовали широкие экспериментальные исследования взаимодействия основного потока газа с инжектируемым в этот поток рабочим телом, как газообразным, так и жидким.

Особой сложностью отличалась отработка ГГ, обеспечивающего устойчивость процесса горения по отношению к высокочастотным колебаниям. Потребовалось провести сравнительные испытания нескольких десятков вариантов конструкции ГГ.

Были выявлены специфические особенности двигателя с дожиганием восстановительного генераторного газа.

Разработка двигателя была приостановлена в 1967 г. на этапе ЛКИ ракеты 8К99 в связи с закрытием этой темы и была продолжена в связи с разработкой ракеты МР УР-100, которая представляла собой янгелевский вариант модернизации челомеевской «сотки» (УР-100).

При разработке блока Е посадочно-взлётного модуля ракетно-космического «лунного» комплекса Н-1-Л-3 главный конструктор ОКБ-1 С.П. Королев обратился за помощью к главному конструктору ОКБ-586 М.К. Янгелю. Прежде, чем принять решение, М.К. Янгель основательно советовался с ведущими специалистами своего КБ. Решающим стало мнение главного конструктора КБ-4 Ивана Ивановича Иванова, который сказал, что он со своими конструкторами берется решить задачу создания двигательной установки, но только на «наших» (т.е. высококипящих) компонентах топлива АТ+НДМГ. Проектанты подтвердили целесообразность использования именно этой топливной пары, столь нелюбимой С.П.Королевым. От двигательной установки требовалась высочайшая надежность. Она получила индекс 11Д410 и состояла из двух регулируемых двигателей двукратного включения: основного **однокамерного двигателя 11Д411 и резервного двухкамерного 11Д412.** Оба двигателя выполнялись по схеме без дожигания генераторного газа, который выбрасывался через четыре сопла.

Камеры резервного двигателя располагались симметрично относительно камеры основного двигателя. Главной особенностью основного двигателя был режим глубокого дросселирования – 4-х - 5-ти кратного, при этом двигатель должен был сохранять высокую экономичность и иметь достаточное быстродействие.

В случае нештатной ситуации, вызванной отказом основного двигателя при взлете с лунной поверхности, времени на его повторный запуск и на включение резервного двигателя просто не было, поэтому пришли к решению на Луне запускать оба двигателя одновременно и для дальнейшей работы оставлять нормально работающий по результатам диагностики двигатель; при прочих равных условиях предпочтение отдавалось основному двигателю.

Из всех двигательных установок шести ступеней РКК Н-1-Л-3 только ДУ блока Е прошла полный цикл наземной отработки и летные испытания в составе космического аппарата, который дважды выводился на орбиту РН Р-7А.

Но до работы блока Е в составе комплекса Н-1-Л-3, как известно, дело не дошло – после четырех аварийный пусков РН Н-1 проект был закрыт.

Двигатель 11Д25 двукратного включения является модернизированным вариантом двигателя

8Д612. Модификация камеры двигателя с односекционным трубчатым сопловым блоком была направлена на повышение её экономичности и надёжности.

Двигатель 15Д169 является модернизированным и форсированным вариантом двигателя 15Д12 без режима конечной ступени. Был кардинально изменён запуск двигателя – внедрен запуск с опережением окислителя по камере двигателя, установлен пусковой клапан, исключивший забросы параметров при запуске. Отработка двигателя потребовала 8 лет напряженного труда.

Двигатель 15Д167 – рулевой, четырехкамерный, с одним ТНА, выполнен по схеме без дожигания генераторного газа. Камера двигателя размещена во «внутренних карманах» хвостового отсека. Камера двигателя является модификацией камеры двигателя 11Д25, но с регенеративным охлаждением камеры только горючим.

Двигатель 11Д513 – рулевой, четырехкамерный, с одним ТНА, на экологически чистых компонентах топлива, новых в практике КБЮ, впервые выполнен по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа. Обладает высокой надежностью и большим ресурсом. Прототипами КС являются камеры двигателей 15Д12 и 15Д169.

Двигатель 15Д177 – рулевой, четырехкамерный, с одним ТНА, выполнен по схеме без дожигания генераторного газа, двухрежимный (основной режим и режим дросселированный) с многократным переключением с одного режима на другой. Камеры двигателя расположены внутри отсека космического буксира. После отделения от РН камеры двигателя выводятся за наружный контур отсека и жёстко фиксируются. Камера двигателя – модифицированная камера двигателя 11Д412 – по оценке экспертов является самой совершенной камерой сгорания ЖРД в своем классе.

По совместительству Иван Иванович читал лекции на физико-техническом факультете Днепропетровского Госуниверситета (ДГУ), принимал активное участие в работе ученых советов КБЮ и ДГУ по защите диссертаций, двигательной секции НТС КБ, был научным руководителем претендентов на соискание ученой степени кандидата технических наук, научным консультантом докторантов. При поддержке И.И. Иванова на физтехе и в Днепропетровском механическом техникуме были созданы лаборатории, в которые переданы образцы ракетных двигателей, их узлов и агрегатов в качестве наглядных пособий.

Одна из целей настоящей публикации – сохранить для будущих историков ракетно-космической техники интересные факты из рукописных страничек И.И. Иванова, написанных им в последние годы, когда он работал в Институте технической механики АН УССР.

Надо отдать должное директору института, академику АН УССР В.В. Пилипенко, выходцу из КБ-4, который в 1991 г. пригласил члена-корреспондента АН УССР Ивана Ивановича Иванова на работу в отдел динамики двигателей на должность главного научного сотрудника после того, как его отправило на пенсию руководство КБ «Южное». Иван Иванович легко вписался в коллектив.

Главным его занятием в отделе стало активное участие в создании глобальной базы данных по ЖРД различного назначения, сделанных в Украине, России, США, Франции, Японии, Китае, Германии, Великобритании (по данным открытой печати), в анализе ОХ двигателей, тенденций их развития, путей совершенствования, способов повышения надежности и т.п.

Наследие главного конструктора И.И. Иванова – это ряд оригинальных, в том числе уникальных, ЖРД, настоящих инновационных продуктов. Несмотря на то, что они были разработаны примерно полвека назад, некоторые эксплуатируются до сих пор.

Это воспитанная им и успешно работающая и сегодня, преодолевая всяческие трудности, украинская школа ракетных двигателестроителей, уверенно шагнувшая в XXI век.

Это его жизнь как пример беззаветного служения Делу.

Имя И.И. Иванова по праву занимает свое место в ряду выдающихся советских создателей ЖРД – таких как В.П. Глушко, А.М. Исаев, С.А. Косберг и др.

Автор благодарит своих коллег из ИТМ кандидатов технических наук Т.А. Трабовскую, А.Д. Николаева, Н.В. Хоряк, С.И. Долгополова за предоставленные материалы, использованные при подготовке этой статьи.

Литература

1. Назаренко, В.Ф. И.И. Иванов – конструктор, ученый, организатор [Текст] / В.Ф. Назаренко // Техническая механика. – 2003. – № 2. – С. 6-17.

2. Ракетная и космическая техника [Текст]. – Энциклопедия. Изд. «Гуманистика». – М.: С.-Пб., 2003. – 749 с.

3. Путь в ракетной технике НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко. [Текст]. – М.: Машиностроение, 2004. – 487 с.

4. Однажды и навсегда…Документы и люди о создателе ракетных двигателей и космических систем академике Валентине Петровиче Глушко [Текст]. – М.: Машиностроение, 1998. – 631 с.

5. Платонов, В. Художественно-документаль–ная биография [Текст] / В. Платонов, В. Макаров. – Днепропетровск: Проспект, 2006. – 271 с.

6. Ракетные системы РВСН. От Р-1 – к «Тополю-М» 1946-2006 гг. [Текст]: сб. материалов о развитии ракетного оружия в СССР и Российской федерации. Сост. Смирнов Г.И. – Смоленск, 2006. – 410 с.

7. Википедия [Электронный ресурс]. – режим доступа: www.wikipedia.org/

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проректор по научной работе, зав. кафедры ракетно-космических двигателей и энергетических установок летательных аппаратов А.В. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ГЕРОЙ СОЦІАЛІСТИЧНОЇ ПРАЦІ ІВАН ІВАНОВИЧ ІВАНОВ (1918-1999) – ПЕРШИЙ ГОЛОВНИЙ КОНСТРУКТОР ДВИГУННОГО КБ-4 ОКБ-586/ КБ «ЮЖНОЄ»

В.А. Задонцев

Організував і очолив (1958-1967) двигунне КБ-4 у складі ОКБ-586. Головний конструктор рідинних ракетних двигунів (РРД): рульових, маршевих двигунів, у тому числі унікального двигуна, виконаного за схемою з допалюванням відновного генераторного газу, верхніх ступенів ракет М.К. Янгеля та В.Ф. Уткіна. РРД КБ-4 відрізнялись новими технічними рішеннями на рівні винаходів, високим рівнем характеристик і надійності. Започаткував школу ракетного двигунобудування в Україні. Використані неопубліковані спогади і документи з архіву І.І. Іванова.

Ключові слова: Іван Іванович Іванов, рідинні ракетні двигуни, В.П. Глушко, С.П. Корольов, М.К. Янгель, В.Ф. Уткін, А.М. Макаров.

HERO OF SOCIALISTIC LABOR IVAN IVANOVYCH IVANOV (1918-1999) – THE FIRST CHIEF DESIGNER OF ENGINE DESIGN OFFICE KB-4 OF OKB-586 / YUZHNOYE DESIGN BUREAU

V.A. Zadontsev

He has organized and was at the head of engine design office KB-4, constituent part of OKB-586. He was the chief designer of liquid–propellant rocket engines, main and steering rocket engines, including an unique engine, made by the scheme with afterburning reducing gas generator, upper stages by M.K. Yangel and V.F. Utkin. Liquid–propellant rocket engines by KB-4 were featured by engineering solutions equated to inventions, high level of technical characteristics and reliability. He has founded the school of rocket propulsion engine engineering in Ukraine. In the paper the unpublished memoires and document from archive of I.I. Ivanov were used.

Key words: Ivan Ivanovych Ivanov, liquid–propellant rocket engines, V.P. Glushko, S.P. Korolyov, M.K.Yangel, V.F. Utkin, A.M. Makarov.

Задонцев Владимир Антонович – д-р техн. наук, проф., главный научный сотрудник Института транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, Украина, e-mail: osv@westa-inter.com.

УДК 629.764.05.1.085.2+629.7.051

А.В. ДЕГТЯРЕВ, Е.А. ДЕГТЯРЕВА, А.В. НОВИКОВ, К.Э. ТАТАРЕВСКИЙ

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», Украина

РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ СТАРТА РКН «ЗЕНИТ-3SL» С НАХОДЯЩЕЙСЯ НА ПЛАВУ МОРСКОЙ СТАРТОВОЙ ПЛАТФОРМЫ

Одним из крупнейших международных проектов в области ракетно-космической техники конца двадцатого и начала двадцать первого века является программа «Морской старт». В процессе реализации программы «Морской старт» был решен ряд сложных проблем, одной из которых является обеспечение безопасного старта ракеты-носителя (РН) в условиях качки. Решение указанной проблемы было в разработке новых специальных алгоритмов управления РН на начальном участке траектории. В статье приведен анализ динамики стартов ракеты космического назначения (РКН) «Зенит-3SL», характеризующей эффективность реализованных в программе «Морской старт» алгоритмов управления РН.

Ключевые слова: *управление ракетой, начальный участок полета ракеты, морской старт ракеты.*

Введение

В конце XX века возникла необходимость расширения видов стартов существующих ракет-носителей. Наиболее выгодно осуществлять пуски РН в районе экватора Земного шара, то есть при запуске РН максимально использовать скорость вращения Земли. Сам по себе факт энергетической целесообразности размещения космодромов в экваториальной зоне очевиден. Однако, в силу экономических и геополитических причин, строительство и эксплуатация таких стационарных космодромов связано с целым рядом проблем. Альтернативным, и по всей вероятности наиболее эффективным вариантом переноса космодрома в экваториальную зону, является создание плавающих пусковых установок, технологическое обслуживание которых может проводиться в условиях стационарной технической базы, расположенной в удобном месте с развитой технико-экономической инфраструктурой, а для осуществления запуска пусковая установка перемещается в зону экватора. Именно по такому пути пошли Россия, Украина, США и Норвегия, создавая плавающий стартовый комплекс в рамках программы «Морской старт».

В качестве ракеты-прототипа была использована двухступенчатая РН «Зенит» разработки ГП «КБ «Южное» (Украина). На доработанную ракету дополнительно установлен разгонный блок (РБ) ДМ-SL ракетно-космической корпорации «Энергия» (Россия) и блок полезного груза с обтекателем фирмы «Боинг» (США). Пусковая установка (ПУ) РН «Зенит» и технологическое оборудование конструкторского бюро транспортного машиностроения (Россия), необходимые для подготовки и пуска, смонтированы на доработанной самоходной платформе «Одиссей» фирмы «Кварнер» (Норвегия). Стартовая платформа (СП), совместно со сборочно-командным судном составляют плавающий космодром, базирующийся в порту г. Лонг-Бич на юго-западном побережье США. Полностью собранная РН с разгонным блоком и блоком полезного груза получила название «Ракета космического назначения» – РКН «Зенит-3SL». Стартовый вес – около 470 тс, длина – около 60 м.

Одной из ключевых технических проблем, которую необходимо было решить для успешной реализации проекта «Морской старт» – обеспечение безопасного старта с подвижного плавучего пускового комплекса. Старт РН с подвижной СП имеет существенные отличия от старта со стационарного (неподвижного) наземного пускового комплекса. Находящаяся на плаву стартовая платформа, под действием ветра и волн, совершает сложное непрерывное движение в пространстве. Эти колебания, а также наличие значительных, по сравнению с наземным стартом, статических перекосов ПУ, существенно усложняют обеспечение безопасного старта. К тому же, в отличие от наземного стартового комплекса, когда практически не накладываются ограничения на расположение технологического оборудования, возможности размещения такого оборудования на автономной плавающей платформе значительно ограничены. Это требует применения специальных защитных мер, реализация которых усложнена ограниченными габаритами и грузоподъемностью стартовой платформы.

В данной работе проведен анализ эффективности решения проблемы безопасного старта РН, реализованного в программе «Морской старт», на основании материалов исследования послеполетных данных.

© А.В. Дегтярев, Е.А. Дегтярева, А.В. Новиков, К.Э. Татаревский

1. Задачи обеспечения безопасного старта ракеты-носителя

При адаптации космического ракетного комплекса (КРК) к условиям старта с морской СП возник ряд задач, от первоочередного решения которых зависел успех всей программы:

– обеспечение безударности старта при расхождении РН с элементами стартового оборудования;

– обеспечение защиты палубных надстроек СП от воздействия факела двигательной установки (ДУ);

– обеспечение защиты РН и СП от акустического воздействия.

При обеспечении безударности старта наиболее опасным участком подъема является прохождение хвостового отсека (ХО) РН мимо «колена» кабельмачты (КМ), Для его прохождения РН должна подняться относительно ПУ на высоту около восьми метров. За время этого подъема (t ≈ 2,5 с) КМ еще не успевает значительно отклониться от РН и, даже при отсутствии каких-либо возмущающих факторов (в том числе качки и наклонов СП), РН проходит мимо этой точки с зазором лишь около одного метра. Полное расхождение РН с КМ происходит после прохождения вертикального пути около 34 м (рис. 1).

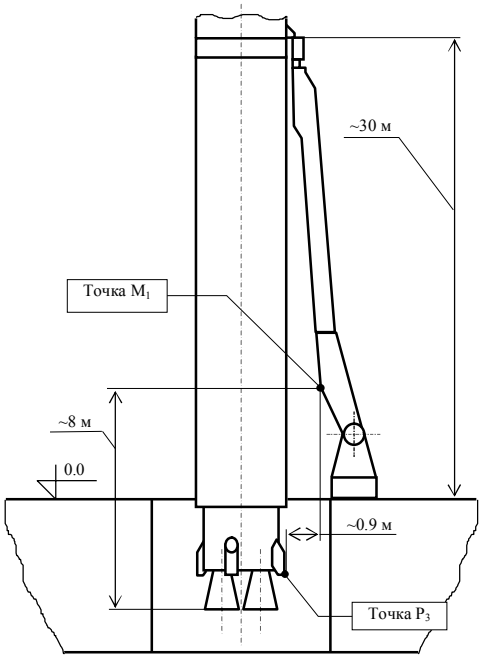


Рис. 1. Схема расположения РН на пусковом столе

При этом в условиях наземного старта статические перекосы ПУ относительно вертикали исчисляются несколькими угловыми минутами, а при морском старте достигают почти 1 градуса. При наземном старте ПУ неподвижна, а при морском старте двигается под стартующей ракетой с амплитудой линейных перемещений около 1 м и угловых – до 1 градуса. Очевидно, что условия морского старта РН намного хуже условий, существовавших для ракеты-прототипа.

Что качается обеспечения допустимого газодинамического, теплового и акустического воздействия струй двигателя РН на ПУ и СП с оборудованием и на РН, то в качестве одного из критериев безопасного старта были приняты следующие ограничения на положение следов струй ДУ на поверхности СП:

– при подъёме РН до 15 м оси струй не должны выходить за радиус (r_i, i = 1…4) 3,5 м, то есть проёма;

– при подъёме РН до 25 и 30 м оси струй могут пересекать поверхность пускового стола (ПС) на радиусе до 4 м и 5 м, соответственно от вертикальной оси ПУ;

– оси струй не должны пересекать верхнюю палубу СП на расстоянии (XL):

а) большем 7 м от центра ПУ вдоль продольной оси СП к её носу при подъёме РН на высоту до 65 м;

б) большем 10 м при подъёме РН на высоту до 100 м;

в) большем 25 м при подъёме РН на высоту до 200 м.

Дополнительно для снижения акустического воздействия на РН вводятся ограничения на углы сближения соседних камер сгорания (КС) ДУ.

Сложность выполнения указанных требований обусловлена тем, что ДУ первой ступени РН имеет конструктивную особенность: для исключения соударения КС и взаимодействия струй ДУ камеры сгорания в рабочем положении повернуты в радиальной плоскости срезами сопел от продольной оси ракеты.

Под следом струи следует понимать точку пересечения оси КС с плоскостью ПС в процессе движения РН. Таким образом, при увеличении высоты подъёма РН траектории следов струй КС ДУ на плоскости ПС имеют расходящийся вид (рис. 2), и площадь воздействия струй КС ДУ на ПС будет постоянно увеличиваться. Даже в невозмущенном полете РН с законом управления, используемым при наземном старте РН с неподвижной ПУ, из-за наличия этой конструктивной особенности координаты следов струй от КС ДУ на поверхности ПУ существенно расходятся и приближаются к предельным значениям (рис. 3), а при действии возмущающих факторов могут существенно превышать допустимые значения.

Для оценки старта РН необходимо было создать корректную динамическую математическую модель старта, которая учитывала бы не только тра-

диционную совокупность возмущающих факторов: скорости ветра, погрешностей изготовления и монтажа РН, двигателя, системы управления и наземного оборудования, но и впервые в нашей практике параметры колебаний ПУ, зависящие от направления и скорости ветра, направлений, высот и длин волн.

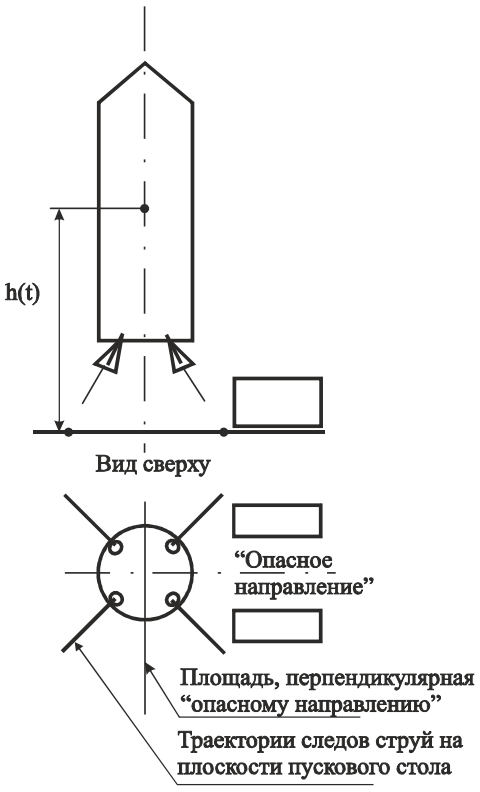


Рис. 2. Схема воздействия струй ДУ на ПС при невозмущенном движении РН

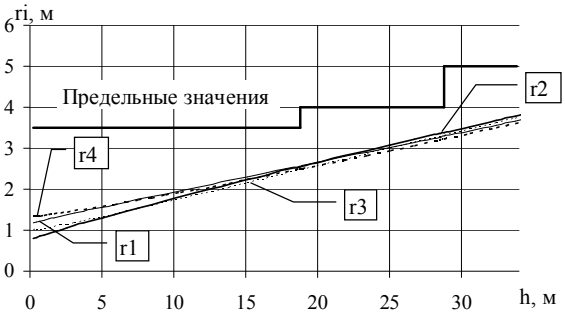


Рис. 3. Изменение по высоте полета РН радиального положения следов струй от КС на поверхности ПС при номинальном движении

Разработка математической модели, позволяющей проводить моделирование старта РН с учетом подвижности ПУ, силового взаимодействия стартующей РН с отводными опорами и КМ, и с учетом реализующейся динамики отвода этих элементов в условиях качки, была проведена на этапе проектирования КРК.

Первые проведенные расчеты динамики старта показали, что безударность старта при использовании алгоритмов управления на начальном участке, принятых для РН «Зенит-2» [1, 2], не обеспечивается. Дело в том, что эти алгоритмы управления обеспечивали минимизацию поперечного перемещения ХО РН относительно известного (фиксированного) положения ПУ. При старте с качающееся СП положение ПУ под поднимающейся РН неизвестно и поэтому стремление «старых» алгоритмов сместить ХО к месту, из которого ПУ уже переместилась, давало отрицательный результат, вплоть до соударений. Получить же на борту стартующей РН информацию о реальном положении ПУ и ввести эти данные в алгоритмы управления достаточно сложно. Это явилось одной из причин необходимости разработки новых алгоритмов управления РН на начальном участке старта.

Следовательно, для обеспечения безопасного старта с подвижного плавучего пускового комплекса в условиях качки СП, наличия новых жестких требований не только по безударности, но и по защите палубных надстроек СП, приборов и оборудования ПУ и РН от теплового и виброакустического воздействия факела ДУ, оказалось невозможным использовать традиционную идеологию наземного старта.

Одним из решений задачи защиты элементов стартовой конструкции от воздействия факела двигателя является использование порохового двигателя «заклона», установленного на специальном поддоне [1 – 4]. Этим способом обеспечивается увод струи ДУ от опасной зоны, размер которой определяется специально рассчитанной границей. Запуск ДУ производится только после срабатывания датчика угла поворота поддона и при наборе специального функционала. Вид функционала выбирается из условия гарантированного прохождения струёй факела выбранной границы. Этот способ полностью решает задачу защиты железнодорожной платформы от воздействия факела ДУ. Однако использование двигателя «заклона» при старте РН в условиях качающегося стартового комплекса для решения задачи выполнения требований по ограничению положения следов струй ДУ на поверхности СП ведет к усложнению конструкции РН, а также проведению большого объёма дополнительных работ не только по выбору функционала, при котором также необходимо обеспечить безударность старта, но и по доработке конструкции и усилению прочности РН.

Кроме этого, выполненные в РКК «Энергия» и КБТМ исследования показали, что задача обеспечения тепловой и вибро-акустической стойкости платформы и расположенных вблизи ПС оборудования и

приборов только средствами «пассивной» защиты (теплозащитные и изолирующие покрытия, амортизаторы и другие) не решается.

В связи с этим на систему управления РН была возложена задача обеспечения такого движения РН, при котором обеспечивается безударный выход РН за пределы габаритов ПУ и минимизируется тепловое и вибро-акустической воздействие на ПУ, СП и РН.

2. Закон управления ракетой-носителем, стартующей с морской платформы

Таким образом, для обеспечения безопасного старта была необходима разработка новых алгоритмов управления РН на начальном участке траектории, которые обеспечивают выполнение требований безопасного старта.

Указанное обстоятельство привело к необходимости комплекса теоретических исследований, направленных на поиск идеологии управления РН и определение количественных характеристик динамики старта.

В ходе работ было доказано, что в алгоритмах управления РН возможны реализация неуправляемого движения РН на участке полета до высоты 8 м и использование положительной обратной связи по линейным скоростям центра масс РН [2, 5]. После достижения РН высоты 8 м закон управления движением РН в каналах тангажа и рыскания, соответственно, принимает вид:

$$\delta_\psi = k_\psi \cdot \Delta\psi + k_{\dot\psi} \cdot \dot\psi + k_{\dot z} \cdot \dot z ;$$

$$\delta_\vartheta = k_\psi \cdot \Delta\vartheta + k_{\dot\psi} \cdot \dot\vartheta - k_{\dot z} \cdot \dot y ,$$

где коэффициент усиления автомата стабилизации $k_{\dot z} > 0$, а коэффициенты k_ψ и $k_{\dot\psi}$ сохраняются такими же как и для РН наземного базирования.

Такое управление является неустойчивым, однако на непродолжительном участке полета РН до высоты 200 м техническая устойчивость обеспечивается.

Дополнительное уменьшение отклонения следов струй сопел ДУ от центра ПУ обеспечивается введением в алгоритмы управления РН синхронного программного поворота КС в направлении плоскости стабилизации II-IV в пределах рабочих углов изменения без создания поперечного воздействия на РН:

$$\begin{aligned}
T_{рп} \cdot \dot\delta_1 + \delta_1 &= \delta_\vartheta + \delta_\psi - \delta_\varphi - \delta_п ;\\
T_{\delta ї} \cdot \dot\delta_2 + \delta_2 &= -\delta_\vartheta + \delta_\psi + \delta_\varphi - \delta_ї ;\\
T_{\delta ї} \cdot \dot\delta_3 + \delta_3 &= -\delta_\vartheta - \delta_\psi - \delta_\varphi - \delta_ї ;\\
T_{рп} \cdot \dot\delta_4 + \delta_4 &= \delta_\vartheta - \delta_\psi + \delta_\varphi - \delta_п ,
\end{aligned} \qquad (1)$$

где $\delta_п$ – требуемый угол программного поворота КС, знак которого зависит от направления поворота КС, определяемого по результатам моделирования и обеспечивающего отклонение траекторий следов струй ДУ от «опасного» направления;

$\delta_\vartheta, \delta_\psi, \delta_\varphi$ – управляющие сигналы на приводы КС, потребные для стабилизации РН в каналах тангажа, рыскания и крена, соответственно;

$T_{рп}$ – постоянная времени привода;

δ_i, i = 1…4 – углы поворота КС.

Проведенный комплекс теоретических расчетов показал, что такие алгоритмы управления РН полностью удовлетворяют требованиям безопасного старта на начальном участке движения.

Разработанная в ГП «КБ «Южное» формульная схема алгоритмов управления РКН на начальном участке полета была реализована в бортовых алгоритмах РКН «Зенит-3SL».

3. Анализ динамики старта РКН «Зенит-3SL»

Очевидно, что единственным критерием для подтверждения корректности разработанных моделей и алгоритмов управления РН на начальном участке полета, правильности проведенного моделирования динамики старта РН является опытная информация, получаемая при реальных пусках.

Анализ условий старта РН с морской платформы проводится по данным датчиков, расположенных на СП, фиксирующих ее угловые перемещения и линейные скорости, и на метеорологическом буе, фиксирующих параметры волн и приземного ветра. Кроме того, послеполетная оценка динамики старта осуществляется по данным телеметрической информации о движении центра масс РН и ее вращении вокруг центра масс, а также об углах отклонения КС. В качестве примера на рис. 4 приведены графики угловых перемещений СП, реализовавшиеся при пуске № 1.

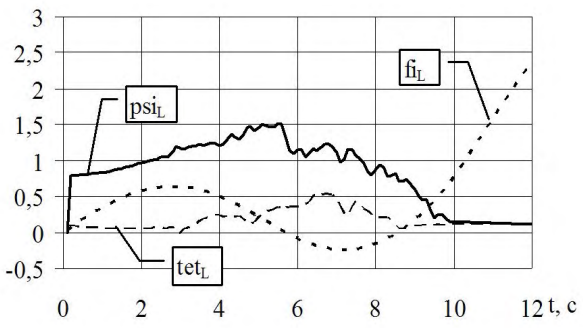


Рис. 4. Угловые перемещения СП, зафиксированные датчиками при пуске РН № 1

На рис. 4 приняты следующие обозначения:

t – текущее время, t=0 соответствует моменту окончания точного приведения;

fi_L, град – угол бортовой качки СП;

tet_L, град – угол килевой качки СП;

psi_L, град – угол рыскания СП.

Реализованные при пусках зазоры между «опасными» точками «P_3» и «M_1» РН и КМ, а также результаты их статистической обработки приведены в табл. и .

Таблица 1

Зазор между РН и КМ

Номер пуска ракеты-носителя	Зазор, м
№1	1,19
№2	1,02
№3	0,89
№4	0,89
№5	1,09
№6	1,30
№7	1,17
№8	0,92
№9	1,09
№10	0,67
№11	0,89
№12	0,79
№13	1,14
№14	1,05
№15	1,02
№16	1,01
№17	0,97
№18	0,98
№19	1,07
№20	1,16
№21	0,96
№22	1,10
№23	0,90
№24	авария
№25	1,04
№26	1,08
№27	0,70
№28	1,05
№29	0,97
№30	1,11

Таблица 2

Результаты статистической обработки зазора между РН и КМ

Наименование параметра, размерность	Математическое ожидание	Дисперсия	Стандартное отклонение	Доверительный интервал
Зазор, м	1,008	0,020	0,141	0,054

На этапе проектирования КРК было показано, что вероятность безударного старта (реализации зазора Δ между РН и КМ не менее 0,1 м) составляет величину не менее 0,999999. По результатам пусков, при нормальном законе распределения, величина минимального зазора с уровнем вероятности 0,999999 может быть определена следующим образом [6]:

$$\Delta_{\text{мин.}} = M_\Delta - \mu \cdot \sigma_\Delta \pm \Delta_{\text{дов.}\Delta}, \qquad (2)$$

где M_Δ – математическое ожидание (оценка);

σ_Δ – стандартное отклонение (оценка);

μ – аргумент нормированного и центрированного нормального закона распределения, соответствующий вероятности 10^{-6} ($\mu = 4{,}754$):

$$P(x_i < \mu) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\mu} e^{\frac{-x^2}{2}} dx = 10^{-6};$$

$\Delta_{\text{дов.}\Delta}$ – доверительный интервал с уровнем надежности 0,95.

В соответствии с приведенными в табл. статистическими параметрами минимальный зазор, рассчитанный по (2) с уровнем вероятности 0,999999, составляет:

$$\Delta_{\text{мин}} \geq 0{,}284 \text{ м}.$$

Таким образом, как видно из представленных данных, параметры относительного движения РН и КМ, реализованные при двадцати девяти зачетных пусках, лежат в расчетных диапазонах, что подтверждает корректность разработанных при проектировании КРК расчетных моделей и алгоритмов управления РН.

Послеполетный анализ положения следов струй на поверхности ПС осущетвлялся по данным метеорологических условий в момент старта РН (скорости ветра, параметров волнения моря и других) и телеметрической информации о движении центра масс КН и ее вращении вокруг центра масс, а также об углах отклонения КС.

Реализовавшиеся при пусках РКН «Зенит-3SL» данные по максимальным смещениям следов струй ДУ на поверхности СП, а также результаты их статистической обработки приведены в табл. 3 и 4, соответственно.

По результатам пусков, при нормальном законе распределения, величина предельного максимального значения координат следов струй ДУ на СП с уровнем вероятности 0,993 (μ=2,7) [6] может быть определена следующим образом:

$$r_{\text{макс.сл.}} = M_{\text{сл}} + \mu \cdot \sigma_{\text{сл}} \pm \Delta_{\text{дов.сл}}, \qquad (3)$$

где $M_{\text{сл}}$ – математическое ожидание (оценка);

$\sigma_{\text{сл}}$ – стандартное отклонение (оценка);

$\Delta_{\text{дов. сл}}$ – доверительный интервал с уровнем надежности 0,95.

Таблица 3

Максимальные смещения следов струй ДУ на поверхности ПС, реализовавшиеся при пусках РКН «Зенит-3SL»

Высота, м	Пуск №														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Максимальные смещения , м														
15	2,57	2,61	2,72	2,82	2,89	3,25	2,62	2,79	2,60	2,73	3,08	3,17	2,89	2,98	2,92
25	3,36	3,58	3,49	3,68	3,84	4,00	3,41	3,83	3,43	3,48	3,77	3,86	3,70	3,65	3,89
30	3,81	4,00	3,95	4,07	4,33	4,39	3,82	4,39	3,86	3,89	4,14	4,17	4,16	4,01	4,39
65	3,02	2,67	2,63	3,40	2,35	2,58	2,90	3,06	3,26	3,02	3,17	3,15	3,18	2,64	4,26
100	3,02	2,67	2,63	3,40	2,35	2,58	2,90	3,06	3,26	3,02	3,17	3,15	3,18	2,64	4,26
200	14,9	12,2	13,4	10,9	10,8	9,65	11,9	12,0	10,5	11,1	9,83	11,9	11,7	10,8	11,7
Высота, м	Пуск №														
	16	17	18[1)]	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	Максимальные смещения, м														
15	2,75	2,56	3,20	2,74	2,80	2,96	2,72	2,92	авария	2,64	2,79	3,1	3,14	2,83	2,68
25	4,00	3,46	4,95	3,64	3,97	3,89	3,94	3,87		3,48	3,56	4	4	3,98	3,49
30	4,64	3,90	5,58	4,12	4,39	4,33	4,52	4,35		3,9	3,95	4,53	4,51	4,54	4,05
65	3,89	3,01	2,00	2,69	2,85	2,96	3,48	3,42		2,73	2,5	3,27	3,12	3,48	3,10
100	3,89	3,01	2,99	2,69	2,85	2,96	3,48	3,42		2,73	2,87	3,27	3,12	3,48	3,34
200	16,4	12,0	18,0	13,8	13,7	15,7	12,2	14,5		15,2	13,2	15,4	12,6	15,6	14,9

[1)] Ошибка в бортовых алгоритмах управления ракетой-носителем

Таблица 4

Результаты статистической оценки выполнения требований по координатам следов струй ДУ на СП

Высота, м	Допустимые значения	Математическое ожидание, м	Дисперсия, м	Стандартное отклонение, м	Доверительный интервал, м	Максимальное смещение следов, м
15	**3,5 м**	2,831	0,036	0,191	0,101	3,45
25	**4 м**	3,722	0,025	0,160	0,115	3,99
30	**5 м**	4,183	0,065	0,254	0,135	5,00
65	**7м**	3,064	0,176	0,419	0,222	4,42
100	**10 м**	3,086	0,167	0,409	0,217	4,42
200	**25 м**	12,744	3,966	1,992	1,055	19,18

Таким образом, как видно из представленных в табл. 3 и 4 данных, значения координат следов струй ДУ на ПС, рассчитанные по (3), не превышают требуемых значений.

На рис. 5 приведено математическое ожидание траекторий следов струй ДУ на поверхности ПС, полученное при обработке данных телеметрической информации двадцати девяти зачетных пусков РКН «Зенит-3SL», которое, как видно, не имеет скачков и резких изменений. Это подтверждает тот факт, что характер изменения траекторий следов струй от КС ДУ на поверхности ПС идентичен для всех пусков РН. Приближение математического ожидания траекторий следов струй от КС ДУ к оси L-Z_L является следствием программного поворота КС, описанного уравнениями (1).

Послеполетный анализ показывает, что введение положительной обратной связи при линейных скоростях центра масс РН в новый закон управления РН вследствие небольшой продолжительности начального участка не приводит к возникновению существенных ошибок стабилизации и к потере устойчивости РН. Реализовавшиеся на пусках максимальные значения ошибок стабилизации по тангажу, рысканию и крену, соответственно, составляют: $\Delta\vartheta \approx 3{,}5$ град, $\Delta\psi \approx 1{,}3$ град, $\Delta\varphi \approx 0{,}4$ град.

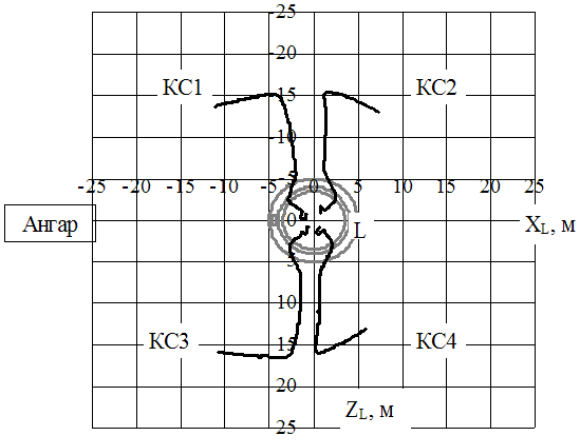


Рис. 5. Математическое ожидание траекторий следов струй от КС ДУ на поверхности ПС

Заключение

Для обеспечения безударного старта и выполнения ограничений на положения следов струй от факела ДУ на поверхности ПС на этапе проектирования КРК по программе «Морской старт» бал разработан и внедрен в бортовые алгоритмы РКН «Зенит-3SL» новый закон управления РН.

Пуски РКН «Зенит-3SL» подтвердили работоспособность разработанных алгоритмов начального участка движения РН. Результаты послеполетных анализов работы бортовых алгоритмов управления РКН «Зенит-3SL» на начальном участке полета подтвердили их высокую эффективность. Разработанные в ГП «КБ «Южное» и реализованные в системе управления РКН «Зенит-3SL» алгоритмы позволяют обеспечить не только устойчивый полет РН, но и безударность старта и выполнение требований по положению координат следов струй ДУ на поверхности ПС в условиях статических перекосов и качки СП, действия ветра, технологических погрешностей изготовления, монтажа РН и других возмущающих факторов.

Литература

1. Ракета как объект управления [Текст]: учебник / И.М. Игдалов, Л.Д. Кучма, Н.В. Поляков, Ю. Д. Шептун; под ред. акад. С.Н. Конюхова. – Д.: АРТ-ПРЕСС, 2004. – 544 с.

2.Ракети-носії і космічні ступені ракет як об'єкти керування [Текст] / Й.М. Ігдалов, Л.Д. Кучма, М.В. Поляков, Ю.Д. Шептун. – Д.: ДНУ, 2007. – 562 с.

3. Карпенко, А.В. Отечественные стратегические ракетные комплексы [Текст] / А.В. Карпенко, А.Ф. Уткин, А.Д. Попов. – СПб.: Невский бастион, 1999. – 285 с.

4. Ракеты и космические аппараты конструкторского бюро «Южное» [Текст] / Под общ. ред. С.Н. Конюхова. – Д.: ООО «КолорГраф», ООО РА «Тандем-У», 2001. – 240 с.

5. Дегтярева, Е.А. Управление РКН «Зенит-3SL» на начальном участке полета [Текст]/ Е.А. Дегтярева // Вісник Дніпропетровського університету. Ракетно-космічна техніка. – 2000. – Вып. 4. – С. 32-38.

6. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей [Текст] / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

Поступила в редакцию 5.04.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, начальник сектора В.С. Хорошилов, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», Днепропетровск.

РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ СТАРТУ РКП «ЗЕНІТ-3SL» З МОРСЬКОЇ СТАРТОВОЇ ПЛАТФОРМИ, ЩО ЗНАХОДИТЬСЯ НА ПЛАВУ

О.В. Дегтярьов, О.А. Дегтярьова, О.В. Новіков, К.Е. Татаревський

Одним з найвидатніших міжнародних проектів у галузі ракетно-космічної техніки з кінця двадцятого та початку двадцять першого сторіччя є програма «Морський старт». У процесі реалізації програми «Морський старт» була розв'язана низка складних проблем, однією з котрих є забезпечення безпечного старту ракетиносія (РН) в умовах хитавиці. Розв'язання цієї проблеми було в опрацюванні нових спеціальних алгоритмів керування РН на початковому відрізку траєкторії. У статті надано аналіз динаміки стартів ракет космічного призначення (РКП) «Зеніт-3SL», що характеризують ефективність алгоритмів керування РН, котрі реалізовані у програмі «Морський старт».

Ключові слова: керування ракетою, початковий відрізок польоту ракети, морський старт ракети.

ZENITH-3SL ILV LAUNCH DYNAMICS ANALYSIS FROM SEA LAUNCH PLATFORM

A.V. Degtyarev, E.A. Degtyareva, A.V. Novykov, K.E. Tatarevskiy

One of the major international projects in the field of space rocket technology at the end of the 20-th and at the beginning of the 21-st century is Sea Launch program. During Sea Launch program realization a number of difficult problems was solved, one of which is a provision of launch vehicle (LV) launch safety in motions conditions. The solving of the specified problem is the development of special control algorithms of LV on the initial flight phase. In paper presents the analysis of Zenith-3SL ILV launches dynamics, characterizing the efficiency of control algorithms of LV realized in Sea Launch program.

Key words: control of launch vehicle, launch vehicle initial flight phase, launch vehicle sea launch.

Дегтярев Александр Викторович – д-р техн. наук, Генеральный конструктор – Генеральный директор ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина.

Дегтярева Елена Анатольевна – ведущий инженер, ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина, e-mail: l.degtyaryova@ukr.net.

Новиков Александр Васильевич – канд. техн. наук, зам. Генерального конструктора по научной и учебной работе, ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина.

Татаревский Константин Эдуардович – начальник отдела, ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина.

УДК 629.78

Н.М. ДРОНЬ, П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ, Л.Г. ДУБОВИК

Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ДЛЯ СБОРА МЕЛКОГО КОСМИЧЕСКОГО МУСОРА

Приведены возможные характеристики специализированного космического аппарата (СКА) для сбора мелкого космического мусора (КМ), полученные на основе применения разработанной методики прогнозирования тактико-технических характеристик данных аппаратов. Исходя из обеспечения высокой эффективности применения СКА, учитывались вид маневра, который может осуществлять космический аппарат на этапе очистки околоземного пространства, способы выведения СКА и его мусорособирающего устройства на требуемую орбиту, типы используемых для этой цели ракет-носителей и типы двигательных установок на этапах выведения и очистки. В качестве критерия эффективности рассматривалась площадь собирающей поверхности мусорособирающего устройства, пересекающей заданный высотный слой космического пространства.

Ключевые слова: *специализированный космический аппарат, мусорособирающее устройство, мелкий космический мусор, ракета-носитель, двигательная установка, эффективность.*

Введение

Загрязнение околоземного пространства космическим мусором (КМ), количество которого постоянно растет, является серьезной проблемой при освоении космоса человеком. Для сохранения возможности космической деятельности в будущем уже сегодня необходимо создание высокоэффективных систем очистки рабочих орбит от накопившегося космического мусора, в том числе и от мелкой его фракции.

Анализ публикаций показывает, что удаление с низких околоземных орбит (НОО) мелкого космического мусора возможно применением специализированного космического аппарата (СКА), использующего для этой цели сферическое мусорособирающее устройство (МСУ), выводимое вместе с ним [1], а также одно МСУ [2] или несколько их [3], заранее отдельно выведенных на исходную орбиту. За счет работы входящих в состав СКА двигательных установок (ДУ) такой аппарат способен маневрировать в зоне очистки, определенным образом реагируя на мелкие частицы КМ, встречающимися на его пути.

Обычно схема полета СКА следующая:

- выведение СКА на высокую рабочую орбиту с помощью ракеты-носителя (РН);

- развертывание МСУ, находящегося в сложенном положении под обтекателем РН, или стыковка СКА с ранее выведенным МСУ;

- включение ДУ и спуск СКА до конечной низкой орбиты или циклическое движение между высокой и низкой орбитами до полной выработки топлива на борту космического аппарата.

При взаимодействии мелкого КМ с МСУ часть космического мусора улавливается им, а оставшаяся часть теряет орбитальную скорость и затем, как и СКА с МСУ, сгорает в плотных слоях атмосферы Земли.

Целевая эффективность предложенного метода очистки зависит от массы СКА, увеличиваясь с ее ростом и, согласно ранее проведенным оценкам [4], его реализация практически возможна.

Целью данной статьи является решение задачи определения возможных тактико-технических характеристик (ТТХ) специализированного космического аппарата для сбора мелкого космического мусора, которые обеспечили бы высокую эффективность его работы.

Решение поставленной задачи

Поскольку для решения поставленной задачи следует стремиться к обеспечению максимально возможной массы СКА, при прогнозировании ТТХ аппарата учитывались факторы, влияющие на ее величину:

– вид маневра, который может осуществлять СКА на этапе очистки – одноразовый спуск с высокой орбиты на низкую или циклическое движение между заданными круговыми орбитами ;

– способ выведения СКА на исходную орбиту – выведение с помощью РН на промежуточную орби-

© Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик

ту и довыведение на требуемую орбиту разгонным блоком (РБ), а также непосредственное выведение на исходную орбиту двигателем РН;

– способ выведения МСУ на исходную орбиту – в составе СКА или отдельно от него (в двух вариантах – один или несколько МСУ на один СКА) ;

– типы используемых ракет-носителей;

– типы двигательных установок на этапах выведения СКА (МСУ) и очистки НОО.

В качестве критерия эффективности работы СКА рассматривалась площадь собирающей поверхности мусорособирающего устройства, пересекающей заданный слой околоземного пространства.

При выполнении космическим аппаратом маневра одноразового спуска с высокой орбиты на низкую площадь собирающей поверхности МСУ F определялась площадью поверхности сферы, радиус которой $R_{МСУ}$ соответствовал предельной массе полезной нагрузки, выводимой данным аппаратом:

$$F = 4\pi R^2_{МСУ} . \qquad (1)$$

Масса полезной нагрузки $M_{ПН}$ находилась из уравнения баланса массы СКА [5]

$$M_{ПН} = M_{СКА} - M_{СПУ} - M_{Д} - M_{СА} - M_{ЭУ} - $$
$$-M_{СХПТ} - M_{К} - M_{Т} , \qquad (2)$$

где $M_{СКА}$ – масса СКА;

$M_{СПУ}$ – масса системы преобразования и управления;

$M_{Д}$ – масса двигателей;

$M_{СА}$ – масса служебной аппаратуры;

$M_{ЭУ}$ – масса энергоустановки;

$M_{СХПТ}$ – масса системы хранения и подачи топлива в ДУ;

$M_{К}$ – масса конструкции СКА;

$M_{Т}$ – суммарная масса топлива, которая слагается из массы топлива на запуск СКА на высокую орбиту и спуск на низкую.

Масса запускаемого СКА в основном определяется способом его выведения на требуемую орбиту и типом используемой на этом этапе двигательной установки. В случае применения разгонного блока масса аппарата находилась из выражения

$$M_{СКА} = M_0 - M_{Т\,ДУ} - M_{РБ_{сух}} , \qquad (3)$$

где M_0 – грузоподъемность используемой РН на круговой орбите высотой 200 км;

$M_{Т_{ДУ}}$ – запас топлива двигательной установки РБ, расходуемого на довыведение СКА с промежуточной орбиты на требуемую;

$M_{РБ_{сух}}$ – сухая масса РБ.

При непосредственном выведении СКА на исходную орбиту двигателем РН для определения массы космического аппарата использовались справочные данные [6], исходя из предположения, что в идеальном случае масса СКА равна грузоподъемности РН на данной орбите.

Остальные составляющие уравнения баланса определялись согласно ранее разработанной методике, приведенной в [5].

Определение радиуса МСУ производилось, исходя из того, что масса полезной нагрузки СКА рассматривалась как сумма массы мусорособирающего устройства $M_{МСУ}$ и массы связанных с ним элементов $M_{ЭЛ}$, т.е.

$$M_{ПН} = M_{МСУ} + M_{ЭЛ} . \qquad (4)$$

Если предположить, что масса $M_{ЭЛ}$ входит в состав массы $M_{МСУ}$ ($M_{ЭЛ}$=0), то в случае задания МСУ в виде сферы радиусом $R_{МСУ}$

$$M_{ПН} = M_{МСУ} = 4\pi R^2_{МСУ}\delta , \qquad (5)$$

откуда

$$R_{МСУ} = \sqrt{M_{ПН} / 4\pi\delta} , \qquad (6)$$

где δ – плотность оболочки сферы [5].

При циклическом движении СКА («спуск-подъем») в качестве площади собирающей поверхности мусорособирающего устройства рассматривалась суммарная площадь его поверхности, пересекающей пространство между высокой и низкой орбитами, равная площади поверхности сферы заданного радиуса $R_{МСУ}$ [7], умноженной на количество совершенных циклов:

$$F = 4\pi R^2_{МСУ} \cdot n , \qquad (7)$$

где n – число циклов, определяемое по достижению количества остающегося топлива, недостаточного для совершения следующего цикла.

Запас топлива ДУ, необходимый на спуск с исходной высокой орбиты на низкую или обратный подъем, рассчитывался по формуле:

$$M_{Т} = \tilde{M} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{W/J_{уд}}}\right), \qquad (8)$$

где $\tilde{M}$ – переменная масса, начальная величина которой зависит от способа выведения МСУ (в составе СКА или отдельно от него);

W – характеристическая скорость перехода с орбиты на орбиту;

$J_{уд}$ – удельный импульс используемого двигателя.

При выведении МСУ в составе СКА $\tilde{M} = \tilde{M}_{СКА}$, где $\tilde{M}_{СКА}$ – масса аппарата при его

спуске или подъеме, которая уменьшалась с каждым последующим циклом за счет выработки рабочего тела ДУ, используемой на этапе очистки.

Остающийся запас топлива для следующих циклов движения определялся из уравнения баланса массы СКА [5] при задании конкретного значения массы полезной нагрузки [7].

При раздельном выведении СКА и МСУ $\widetilde{M} = \widetilde{M}_{\Sigma}$, где $\widetilde{M}_{\Sigma}$ – суммарная масса связки «СКА-МСУ» при спуске или подъеме, уменьшающаяся с каждым последующим спуском или подъемом на величину выработки рабочего тела двигательной установки.

В случае раздельного выведения космического аппарата и нескольких мусорособирающих устройств суммарная площадь собирающей поверхности МСУ рассчитывалась по числу спусков СКА с одним из МСУ, которые он поочередно снимал с исходной орбиты.

Запас топлива, необходимый на спуск связки «СКА-МСУ», определялся при $\widetilde{M} = \widetilde{M}_{c}$, где $\widetilde{M}_{c}$ – суммарная масса СКА и одного МСУ. Ее величина уменьшается с каждым последующим спуском на величину выработки топлива двигательной установки, необходимого на спуск связки «СКА-МСУ» и подъем СКА без МСУ.

Запас топлива, необходимый на подъем космического аппарата без МСУ, рассчитывался при $\widetilde{M} = \widetilde{M}_{п}$, где $\widetilde{M}_{п}$ – масса СКА, уменьшающаяся с каждым подъемом на величину массы выработанного до этого топлива.

Во всех случаях циклического движения СКА в первом цикле в массу $\widetilde{M}$ включалась масса разгонного блока (в случае его использования), который отделялся после первого спуска на низкую орбиту

Масса МСУ рассчитывалась в зависимости от выбранных способов его выведения по формуле (3) при $M_{СКА} = M_{МСУ}$ или с учетом справочных данных, приведенных в [6].

Запас топлива на борту СКА, использующийся для расчета циклов движения СКА с МСУ при раздельном их выведении, определялся из уравнения баланса массы СКА [5] при отсутствии массы полезной нагрузки.

Результаты расчетов и их анализ

Применение предлагаемого специализированного космического аппарата предполагалось осуществить для очистки от мелкого космического мусора слоя околоземного пространства между круговыми орбитами высотой от 500 до 1200 км.

Ранее проведенными исследованиями [8] было показана целесообразность применения для запуска предлагаемого СКА ракет-носителей грузоподъемностью выше 13 т, поэтому для выведения СКА и МСУ приняты РН в диапазоне от 13 до 24 т: «Зенит-2» (13 т), «Зенит-3» (17,3 т), «Протон Д-1»(20,9 т) и «Delta-4H (24,0 т).

В качестве ДУ на этапе выведения были рассмотрены жидкостная ракетная двигательная установка (ЖРДУ), электроракетная двигательная установка (ЭРДУ) и жидкостной ракетный двигатель малой тяги (ЖРДМТ), на этапе очистки – ЭРДУ.

На рис. 1 приведена масса СКА $M_{СКА}$, которые могут быть доставлены на орбиту высотой 1200 км предложенными РН путем довыведения разгонным блоком с промежуточной орбиты высотой 200 км при использовании вышеназванных двигательных установок.

Данные относительно непосредственного выведения СКА на требуемую орбиту на рисунке отсутствуют ввиду неэффективности применения этого способа [9].

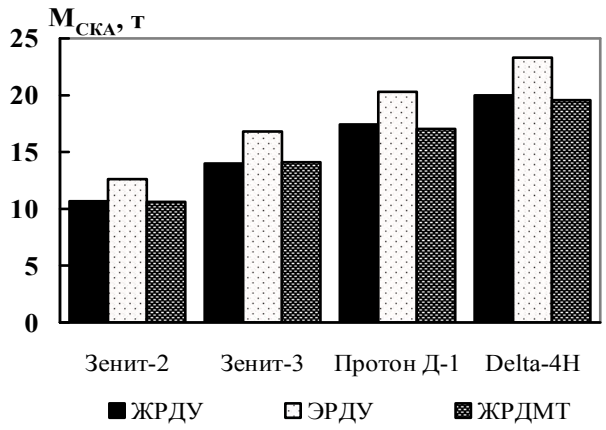


Рис. 1. Масса СКА

Как видно из рисунка, масса СКА увеличивается с ростом грузоподъемности РН независимо от типа выбранной ДУ и практически не отличается при использовании ЖРДУ или ЖРДМТ. Поэтому далее приводятся результаты расчетов, полученные для СКА, выводимого на исходную орбиту РБ с ЭРДУ и ЖРДУ. При этом для доставки МСУ используются оба способа его выведения и все предложенные ДУ.

В табл. 1 – 10 для рассмотренных РН приведены запас топлива на борту аппарата M_{T}, масса МСУ $M_{МСУ}$ и площадь его собирающей поверхности F при выполнении маневров одноразового спуска с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км и циклического движения между этими орбитами.

Таблица 1

Характеристики СКА для маневра одноразового спуска

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	0,22	11,91	0,06	0,19	9,77	0,05
«Зенит-3»	0,29	15,95	0,08	0,26	12,91	0,06
«Протон Д-1»	0,35	19,34	0,10	0,31	16,15	0,08
«Delta-4H»	0,41	22,25	0,11	0,36	18,60	0,09

Таблица 2

Характеристики СКА для маневра циклического движения с МСУ в его составе

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,46	0,49	0,15	6,80	0,49	0,13
«Зенит-3»	11,76	0,49	0,16	9,88	0,49	0,15
«Протон Д-1»	14,53	0,49	0,17	12,30	0,49	0,16
«Delta-4H»	16,92	0,49	0,18	14,30	0,49	0,17

Таблица 3

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении МСУ РБ с ЖРДУ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	10,29	1,39	7,19	10,29	1,18
«Зенит-3»	12,15	14,51	1,96	9,94	14,51	1,67
«Протон Д-1»	14,90	17,50	2,34	12,64	17,31	2,16
«Delta-4H»	17,31	19,9	2,89	14,69	19,9	2,45

Таблица 4

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении МСУ РБ с ЭРДУ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	12,26	1,46	7,19	12,66	1,20
«Зенит-3»	12,15	16,89	2,11	9,94	16,89	1,77
«Протон Д-1»	14,90	20,35	2,54	12,64	20,35	2,34
«Delta-4H»	17,31	23,15	**2,90**	14,69	23,15	2,66

Таблица 5

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении МСУ разгонным ЖРДМТ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	9,97	1,35	7,19	9,97	1,15
«Зенит-3»	12,15	14,13	1,91	9,94	14,13	1,65
«Протон Д-1»	14,90	16,89	2,45	12,64	16,89	2,11
«Delta-4H»	17,31	19,00	2,76	14,69	19,00	2,38

Таблица 6

Характеристики СКА для маневра циклического движения при выведении МСУ двигателем РН

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	4,22	0,87	7,19	4,22	0,73
«Зенит-3»	12,15	8,74	1,53	9,94	8,74	1,36
«Протон Д-1»	14,90	4,02	1,07	12,64	4,02	0,98
«Delta-4H»	17,31	4,22	1,16	14,69	4,22	1,08

Таблица 7

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении нескольких МСУ РБ с ЖРДУ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	10,29	0,98	7,19	10,29	0,87
«Зенит-3»	12,15	14,51	1,45	9,94	14,51	1,31
«Протон Д-1»	14,90	17,31	1,73	12,64	17,31	1,64
«Delta-4H»	17,31	19,90	2,09	14,69	19,90	1,89

Таблица 8

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении нескольких МСУ РБ с ЭРДУ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	12,66	1,14	7,19	12,66	1,01
«Зенит-3»	12,15	16,89	1,52	9,94	16,89	1,35
«Протон Д-1»	14,90	20,35	1,.93	12,64	20,35	1,73
«Delta-4H»	17,31	23,15	2,20	14,69	23,15	2,08

Таблица 9

Характеристики СКА для маневра циклического движения при отдельном выведении нескольких МСУ разгонным ЖРДМТ

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	8,85	1,00	7,19	9,97	0,85
«Зенит-3»	12,15	12,15	1,41	9,94	14,13	1,27
«Протон Д-1»	14,90	14,90	1,77	12,64	16,89	1,61
«Delta-4H»	17,31	17,31	2,00	14,69	19,00	1,81

Таблица 10

Характеристики СКА для маневра циклического движения при выведении нескольких МСУ двигателем РН

РН	ДУ выведения – ЭРДУ			ДУ выведения – ЖРДУ		
	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-6}$, м^2	$M_{T,}$ т	$M_{МСУ,}$ т	$F\cdot10^{-8}$, м^2
«Зенит-2»	8,85	4,22	0,55	7,19	4,22	0,51
«Зенит-3»	12,15	8,74	1,05	9,94	8,74	0,96
«Протон Д-1»	14,90	4,02	0,62	12,64	4,02	0,60
«Delta-4H»	17,31	4,22	0,68	14,69	4,22	0,65

Из представленных результатов расчетов следует, что эффективность сбора мелкого космического мусора с низких околоземных орбит увеличивается с ростом грузоподъемности РН. Наибольшая эффективность очистки заданного слоя околоземного пространства, с точки зрения обеспечения наибольшей собирающей поверхности МСУ, может быть достигнута при доставке СКА на исходную орбиту РН «Delta-4H» способом довыведения с промежуточной орбиты разгонным блоком с ЭРДУ. Использование РБ с ЭРДУ предусматривается и для отдельного выведения МСУ от СКА. Наиболее эффективным маневром аппарата на этапе очистки является его циклическое движение, обеспечиваемое работой ЭРДУ, при отдельном выведении мусорособирающего устройства.

На основании исследований, изложенных в [10], показано, что для эффективного сбора мелкого космического мусора предпочтительно использовать ЭРД с максимальным ресурсом работы, высоким удельным импульсом и максимальным суммарным импульсом тяги. Исходя из этого, для маневрирования СКА в качестве базового двигателя предлагается СПД-140.

Результаты, соответствующие наибольшей эффективности применения СКА для сбора мелкого КМ, были использованы для прогнозирования его тактико-технических характеристик. При этом в качестве основных ТТХ СКА были приняты:

- масса СКА;
- относительна масса полезной нагрузки
- относительная масса топлива на борту;
- удельный импульс или удельная тяга;
- тип двигательной установки.

Ожидаемые характеристики СКА приведены в табл. 11.

Таблица 11

ТТХ СКА для сбора мелкого космического мусора

Наименование	Значения
Масса СКА, т	11,0-20,00
Относительная масса полезной нагрузки	0
Относительная масса топлива на борту	0,80-0,87
Удельный импульс или удельная тяга, м/с	20000
Тип двигательной установки	ЭРДУ

Заключение

Приведенные прогнозируемые тактико-технические характеристики специализированного космического аппарата указывают на реальную возможность использования предложенного метода очистки низких околоземных орбит от мелкого космического мусора, так как существующие РН и РБ способны вывести на нужную орбиту СКА требуемой массы, а предлагаемые ЭРДУ обеспечить их эффективную работу непосредственно на этапе очистки.

Литература

1. Оценка основных характеристик космических тральщиков, используемых для очистки околоземного пространства [Текст] / Н.М. Дронь, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Техническая механика. – 2010. – № 2. – С. 87-92.

2. Дронь, Н.М. Эффективность очистки околоземного пространства при раздельном выведении космического тральщика и улавливающего устройства [Текст] / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик //Информационные технологии в управлении сложными системами: тез. докл. научн. конф. – Днепропетровск: Изд-во «Свидлер А. Л.», 2011. – С. 202-205.

3. Дронь, Н.М. Эффективность очистки низких орбит космическим тральщиком при использовании нескольких устройств для улавливания космического мусора [Текст] / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки. – Дніпропетровськ: Пороги, 2011. – Т. XII. – С. 36-45

4. Массовые характеристики космических мусорособирающих аппаратов, выводимых известными ракетами-носителями с использованием электроракетной двигательной установки [Текст] / Н.М. Дронь, Л.Г. Дубовик, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский // Механіка та машинобудування. – 2010. – № 1. – С. 8-12.

5. Кондратьев, А.И. Методика расчета тяговых и энергомассовых характеристик мусорособирающего космического аппарата с электроракетной двигательной установкой / А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10 (67). – С. 82-84.

6. Isakowitz, S.J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition [Text] / S.J. Isakowitz. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.

7. Дронь, Н.М. Сравнительная оценка эффективности двух маневров очистки околоземного пространства космическим тральщиком при разных способах его выведения на требуемую орбиту / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 4/81. – С. 22-26.

8. Хорольский, П.Г. К выбору ракеты-носителя для доставки на исходную орбиту мусорособирающего космического аппарата [Текст]/ П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик, В.В. Куринной // Авиационно-

космическая техника и технология. – 2012. – № 9/96. – С. 142-145.

9. Оценка характеристик мусоросборщиков с ЭРД при двух вариантах маневров их выведения на требуемую орбиту [Текст] / Н.М. Дронь, Л.Г. Дубовик, А.И. Кондратьев, А.В. Хитько, П.Г. Хорольский // Космічна наука і технологія. – 2010. – Т. 16, № 5. – С. 59-61.

10. Хитько, А.В. Поиск и систематизация электрических ракетных двигателей космического тральщика для улавливания мелкого космического мусора [Текст] / А. В. Хитько, А. М. Черкун. // Проблемы высокотемпературной техники. – Днепропетровск: «Пороги», 2012. – С. 157-160.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, зав. кафедрой С.А. Давыдов, Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Днепропетровск.

ПРОГНОЗУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО КОСМІЧНОГО АПАРАТА ДЛЯ ЗБИРАННЯ ДРІБНОГО КОСМІЧНОГО СМІТТЯ

М.М. Дронь, П.Г. Хорольський, Л.Г. Дубовик

Наведені можливі характеристики спеціалізованого космічного апарата (СКА) для збирання дрібного космічного сміття, котрі одержані на основі використання розробленої методики прогнозування тактико-технічних характеристик запропонованих апаратів. Виходячи із забезпечення високої ефективності застосування СКА, враховувалися вид маневру, який може здійснити космічний апарат на етапі очищення навколоземного простору, способи виведення СКА та його сміттєзбирального пристрою на потрібну орбіту, типи ракет-носіїв, що використовуються для цього, і типи рушійних установок на етапах виведення й очищення. Як критерій ефективності розглянуто площу збиральної поверхні сміттєзбирального пристрою, що перетинає заданий висотний шар космічного простору.

Ключові слова: спеціалізований космічний апарат, сміттєзбиральний пристрій, дрібне космічне сміття, ракета-носій, рушійна установка, ефективність.

FORECASTING OF CHARACTERISTICS OF THE SPECIALIZED SPACECRAFT FOR THE GATHERING SMALL SPACE DEBRIS

N.M. Dron, P.G. Horolsky, L.G .Dubovik

Possible characteristics of a specialized spacecraft (SSC) for the assembly of small space debris received on the basis of application of the developed technique of forecasting of tactic-technical characteristics of given crafts are resulted. Proceeding from maintenance of high operational effectiveness SSC, were considered a kind of maneuver which can execute a space craft at a stage of clearing of a near space, ways of SSC injection and it's debris-gathering device into a demanded orbit, types of launch vehicles used for this purpose and types of propulsion systems at injecting and clearing stages. As criterion of efficiency the area of a collecting surface of the debris-gathering device, crossing the set high-rise layer of a space was considered.

Key words: a specialized space craft, the debris-gathering device**,** small space debris, the launch vehicle, a propulsion system, efficiency.

Дронь Николай Михайлович – д-р техн. наук, проф., профессор каф. проектирования и конструкций летательных аппаратов Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: nord@mail.dsu.dp.ua.

Хорольский Петр Георгиевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ведущий научный сотрудник НИИ энергетики Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: horol09@mail.ru.

Дубовик Людмила Григорьевна – ст. науч. сотр. НИИ энергетики Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: dubovik_l.g@mail.ru.

УДК 629.78

С.И. КУШНИРЕНКО, В.Е. ШЕВЦОВ

Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Украина

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ БОРЬБЫ С ЗАСОРЕНИЕМ КОСМИЧЕСКОГО ПРОСТРАНСТВА

В статье рассматривается проблема возникновения техногенного космического мусора. Описываются методы борьбы и защиты от опасных космических объектов. Предложен вариант решения проблемы образования техногенного космического мусора путем доработки конструктивно-компоновочных схем космических аппаратов (КА). На этапе проектирования в состав основных подсистем включается дополнительная подсистема для предотвращения образования космического мусора. Рассмотрена возможность использования некоторых типов двигательных установок (ДУ) для снятия КА с рабочих орбит или перевода на орбиты захоронения.

Ключевые слова: *космический аппарат, космический мусор, космический объект, орбита захоронения, двигательная установка, относительный запас топлива.*

Введение

За пятидесятилетнюю историю освоения космического пространства на орбитах Земли накопились отработавшие КА, ракетные блоки, обломки КА и ракетных блоков, что взорвались (источниками взрыва могут служить столкновения с другими космическими объектами (КО), остатки топлива в баках, аккумуляторы, газовые баллоны и т.д.), а также макеты КА, что запускались ранее и запускаются до сегодняшнего дня новыми ракетами-носителями. Все это называют космическим мусором (КМ). В последнее время проблема КМ привлекает внимание все большего числа ученых, каждый из которых предлагает собственные пути для её решения. По данным различных комиссий и ведомств на околоземных орбитах находится более 30000 КО, поперечный размер которых более 1 см, частиц же менее 1 см в диаметре – миллионы. Каталог Системы контроля космического пространства (СККП) США насчитывает более 100000 опасных КО диаметром более 5 мм, в каталоге Европейского космического агентства таких объектов около 45000 [1;2].

Наибольшее число наблюдаемых объектов находится на низких околоземных орбитах высотой до 500 км. Далее по числу наблюдаемых объектов следует геостационарная орбита, высотой ~36 тыс. км.

На сегодняшний день политика космических ведомств и международных организаций относительно опасных орбитальных объектов только формируется, но исследования состояния засоренности околоземного космического пространства уже вызывают изменения в планах и деятельности некоторых ведомств. Политика и деятельность в одних случаях мотивируется необходимостью защитить космические аппараты, в других – не допустить распространения обломков.

В статье рассматривается вариант решения проблемы образования КМ с точки зрения проектанта космической техники.

1. Постановка задачи

Исследование потоков орбитальных фрагментов и возможные способы борьбы с КМ идет по четырем основным направлениям:

I – выявление и наблюдение за КО;

II – защита от КМ;

III – сбор и уничтожение КМ;

IV – предотвращение образования КМ.

Методами первой группы ведется наблюдение и контроль за движением КО. Вторая группа разрабатывает средства защиты экипажа и оборудования от КМ, используя специальные экраны (экраны Уиппла) и защитные покрытия. Учитывая степень засоренности околоземного пространства, КА обязательно должен иметь средства защиты наиболее уязвимых элементов и систем. Методы первых двух групп не уменьшают общей массы опасных объектов в космическом пространстве, а лишь учитывают наличие мусора в космосе.

Третья группа методов рассматривает различные способы улавливания и сбора осколков КМ. Некоторые из них предполагают уничтожение КМ непосредственно на орбите, некоторые – рассматривают возможность доставки такого груза на Землю.

© С.И. Кушниренко, В.Е. Шевцов

Методы третьей группы требуют значительных финансовых затрат на разработку и использование систем улавливания КО.

Четвертая группа разрабатывает средства предотвращения образования КМ при выведении на орбиту, функционировании, и после завершения срока активного существования КА.

Выбор того или иного метода борьбы с засорением космического пространства будет, по сути, компромиссом между эффективностью его использования и стоимостью реализации [1].

Учитывать степень техногенного засорения околоземного космического пространства необходимо уже на этапе проектирования КА при разработке конструктивно-компоновочной схемы (ККС). При этом вводятся дополнительные ограничения, учитывающие возможность превращения КА в КМ после окончания периода активного функционирования. Доработка ККС и учет такого рода ограничений осуществляются путем перераспределения массы между основными системами жизнеобеспечения (СЖО) с целью резервирования части общего веса спутника для создания системы самоликвидации КА. В состав основных СЖО КА входят:

– целевая аппаратура (ЦА);
– система энергопитания (СЭП);
– система управления ориентации и стабилизации (СУОС);
– система терморегулирования (СТР);
– бортовой цифровой вычислительный комплекс (БЦВК);
– бортовая кабельная сеть (БКС);
– конструкция как отдельная подсистема.

К настоящему времени разработано множество вариантов перечисленных подсистем, что существенно усложняет процедуру статистической обработки данных при выборе состава служебных подсистем при проектировании КА в целом [3].

Система самоликвидации КА должна быть, с одной стороны, унифицированной, с другой – учитывать высоту орбиты, массово-габаритные характеристики КА, а также время, необходимое для увода спутника.

Предлагаемая система самоликвидации КА представляет собой двигательную установку с дополнительными запасами рабочего тела на борту КА, необходимого для её функционирования. При этом можно использовать двигатель, установленный на КА для выполнения полетного задания (активные КА), либо предусмотреть для этой цели отдельный двигатель с необходимыми подсистемами. Чтобы иметь возможность выполнять подобного рода маневры, традиционные проекты КА нуждаются в соответствующих модификациях. Многие аппараты (а тем более макеты КА) не имеют собственных двигателей и систем коррекции орбиты. Также могут понадобиться более мощные системы энергопитания, сложные командные системы для длительного сохранения работоспособности и возможности выполнения маневров торможения. Учитывая то, что проектант находится в рамках финансовых и массовых ограничений, связанных с возможностями современных ракет-носителей, а комплектация предлагаемой подсистемой не только усложняет компонирование, но и существенно снижает экономическую эффективность проекта, – разработка и внедрение такой подсистемы должны быть полностью оправданы, а сама система отработанной и надежной.

2. Снятие КА с орбит

Используя статистические данные показателей относительной массы подсистем КА, можно найти ту часть общей массы спутника, которая будет зарезервирована под увеличение относительной массы целевой аппаратуры или под установку системы увода КА. При использовании различных вариантов комплектующих подсистем можно выиграть запас по массе до 6 – 10 процентов от общего веса спутника.

Приведенные в работе расчеты носят характер расчетов первого приближения, так как основаны на статистических весовых коэффициентах подсистем космических аппаратов.

Для увода КА с рабочих круговых орбит рассматривалась схема одноимпульсного перехода между компланарными орбитами по Гомановской траектории. Проектным параметром, характеризующим дополнительную массу топлива, необходимую для ввода спутника в плотные слои атмосферы, выступает относительный запас топлива μ_T на борту активного КА, который определяется по формуле:

$$\mu_T = 1 - \exp\left(-\frac{\sum_i \Delta V_i}{g \cdot P_{уд.п.}}\right), \qquad (1)$$

где ΔV_i – импульс, необходимый для выполнения i-й операции КА по совершению маневра изменения параметров орбиты;

g – ускорение свободного падения;

$P_{уд.п.}$ – удельная тяга в пустоте.

Используя выражение 1, а также статистические весовые коэффициенты подсистем ДУ [3, 4], итерационным путем были рассчитаны максимальные высоты, с которых можно увести КА массой 200 кг (прототип спутника «Січ-2»), находящийся на рабочей круговой орбите.

Максимальная высота спуска рассчитывалась исходя из условия, что вес системы самоликвидации

КА, состоящей из двигателя, топлива и систем обеспечения работы ДУ, не превышает 10% от общего веса активного КА.

Ниже в табл. 1 приведены характеристики двигателей, используемых в расчетах.

Результаты расчетов максимальных высот спуска КА на Землю приведены на рис. 1.

3. Орбиты захоронения КА

В качестве следующего варианта решения проблемы КМ рассматривается вопрос выбора орбиты захоронения КА.

Существуют диапазоны орбит, на которых функционирует большинство КА – это орбиты высотой от 200 до 500 (800) км, от 800 до 2000 км, орбиты действия спутниковых систем GLONASS и NAVSTAR (высотой порядка 20000 км), а также геостационарная орбита. Для каждого из этих диапазонов создается своя орбита захоронения, на 200-300 км выше верхней границы диапазона. Для орбит высотой 200-500 км более целесообразным представляется погружение КА в атмосферу Земли с его полным или частичным сгоранием в плотных слоях.

Следует отметить, что перевод КА на орбиты высотой меньше, чем 35786 км (высота геостационарной орбиты), значительно увеличивает риск столкновений КА, выводимых на высокие круговые и высокоэллиптические орбиты, с объектами на орбитах захоронения. Кроме того, значительно возрастает риск столкновений на орбитах-могильниках. Такие орбиты захоронения могут рассматриваться только как кратковременные меры в борьбе с засорением космоса. Рассмотренные ограничения диктуют необходимость разработки методов сбора КА на указанных высотах.

Для исследования возможности перевода КА с рабочей круговой орбиты на компланарную круговую орбиту захоронения использовалась схема двухимпульсного перехода. Вес данной подсистемы рассчитывался по методике, описанной выше. При этом суммарный вес ДУ с рабочим телом не превышал 10% от общего веса АКА.

Результаты расчетов максимальных высот орбит захоронения при использовании ДУ, рассмотренных выше, представлены на рис. 2. Высота рабочей круговой орбиты КА составляла 2000 км.

Главный недостаток предлагаемой системы – увеличение общей массы КА за счет использования ДУ с дополнительным топливом на борту. В свою очередь, требуется обеспечить включение двигателя в нужный момент после окончания срока активного существования КА. Кроме того, двигатель должен оставаться функциональным и в случае досрочного (аварийного) завершения миссии аппарата.

Таблица 1

Двигатели, используемые в расчетах

Разработчик	Название двигателя	Тип	Тяга двигателя, Н	Удельная тяга, с	Масса двигателя, кг
КБ "Южное"	ДУ с РН "Циклон-3"	ЖРД	100	260	1,45
	ДУ с КА "Океан-О"	ЖРД	30	260	1,3
	Газореактивная ДУ	ГРД	0,1…0,2	71	
	Д-50	ЭРД	0,04	1 600	
ОКБ "Факел"	СПД-25	ЭРД	0,007	1 000	
	СПД-35	ЭРД	0,01	1 200	0,4
	СПД-50	ЭРД	0,02	1 250	0,8
	СПД-60	ЭРД	0,03	1 300	1,2
	СПД-70	ЭРД	0,04	1 450	1,5
	СПД-100	ЭРД	0,083	1 600	3,5
	PPS-1350	ЭРД	0,084	1 668	3,5
Разработки центра Келдыша	Т-100	ЭРД	0,083	1 630	
	Т-160	ЭРД	0,288	1 817	
	КМ-32	ЭРД	0,006…0,017	800…1 600	
	КМ-45	ЭРД	0,01…0,028	1 000…1 800	
НИИ МАШ	МД5	ГРД	4,9	68,67	0,35
	МД08	ГРД	0,8	165,7	0,25
	МД08-02	ГРД	0,8	165,7	0,066
	РДМТ 17Д16	ЖРД	196,2	257	7
КБ им. Исаева	ДОТ-5	ЖРД	5	225,5	0,9
	ДМТ-6	ЖРД	6	245,2	0,9
	ДСТ-25	ЖРД	25	279	0,9

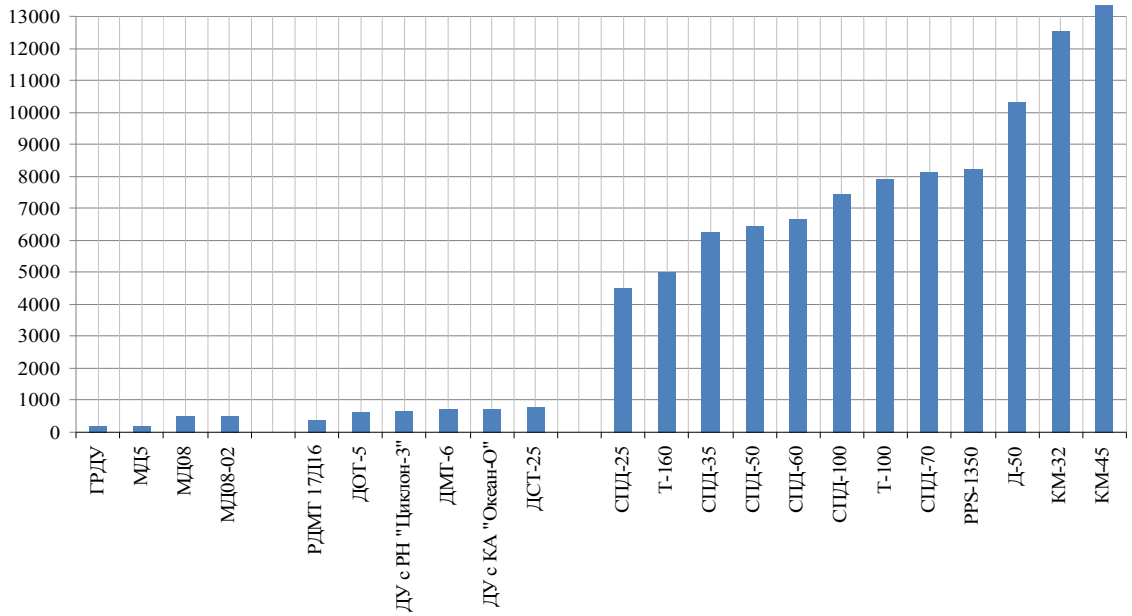


Рис. 1. Зависимость высоты спуска от типа ДУ

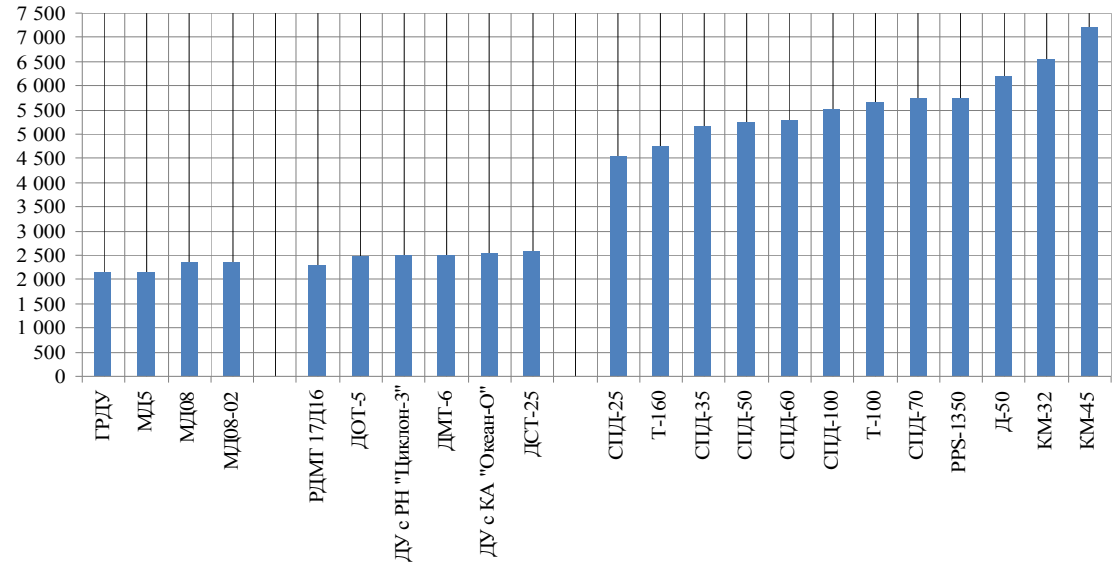


Рис. 2. Зависимость высоты подъема от типа ДУ

Заключение

В данной статье была рассмотрена проблема образования и распространения космического мусора, а также оговорены возможные пути ее решения. Вопрос борьбы с образованием опасных для космических миссий объектов рассматривают многие ученые и инженеры ракетно-космической техники. Для ее решения предложено большое количество разнообразных методов и проектов с использованием как пассивных, так и активных методов борьбы с образованием и уничтожением техногенного КМ.

Оптимальным направлением на данном этапе разработки средств борьбы с техногенным засорением околоземного космического пространства является доработка стандартных конструктивно-компоновочных схем на этапе проектирования КА. При этом резервируемая доля общей массы КА под установку системы предотвращения образования КМ не превышает 10%. Как показали расчеты, такое резервирование возможно при использовании определенного состава подсистем путем варьирования и анализа статистических коэффициентов при расчетах первого приближения на этапе разработки эскизного проекта КА.

Подводя итог проведенному исследованию, можно предложить следующие рекомендации по решению проблемы техногенного засорения космического пространства:

1) рекомендовать доукомплектацию ККС КА дополнительной подсистемой, предотвращающей образование техногенного космического мусора,

которая будет либо уводить КА с рабочей орбиты на Землю, либо переводить его на требуемую орбиту захоронения. Эта система должна входить в состав основных СЖО КА;

2) при использовании подсистемы самоликвидации рекомендуется выбирать тип двигательной установки в зависимости от параметров рабочей орбиты КА:

– для низких орбит (высотой до 500 км) – газореактивные ДУ;

– для орбит от 500 до 1000 км – жидкостные ДУ;

– для более высоких орбит (от 4000 до 13000 км) – электрореактивные ДУ (ЭРДУ);

3) для быстрого изменения высоты рабочей орбиты КА необходимо использовать ЖРДУ или некоторые виды ГРДУ. Если время перевода КА не ограничено, то более целесообразным будет использование для данной цели ЭРДУ;

4) при проектировании КА следует рекомендовать резервировать часть массы аппарата под разработку системы предотвращения образования КМ как наиболее эффективное средство борьбы с дальнейшим засорением околоземного космического пространства.

Литература

1. Вениаминов, С.С. Космический мусор – угроза человечеству [Текст] / С.С. Вениаминов, А.М. Червонов. – М.: Ротапринт ИКИ РАН», 2012. – 192 с.

2. Техногенное засорение околоземного космического пространства [Текст]: отраслевое пособие / под ред. А.П. Алпатова. – Днепропетровск: Пороги, 2012. – 378 с.

3. Гущин, В.Н. Основы устройства космических аппаратов [Текст] / В.Н. Гущин. – М.: Машиностроение, 2003. – 272 с.

4. Шевцов, В.Ю. Проектування космічних апаратів [Текст]: навч. посібник / В.Ю. Шевцов. – Дніпропетровськ: РВВ ДНУ, 2008. – 100 с.

5. Доклад Межведомственной группы по космосу Совету национальной безопасности по проблемам засорения космического пространства. – Вашингтон, февраль 1989. – 129 с.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. проектирования и конструкций С.А. Давыдов, Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина.

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РІЗНИХ ТИПІВ ДВИГУННИХ УСТАНОВОК ДЛЯ БОРОТЬБИ ІЗ ЗАСМІЧЕННЯМ КОСМІЧНОГО ПРОСТОРУ

С.І. Кушніренко, В.Ю. Шевцов

У статті розглядається проблема утворення техногенного космічного сміття. Описуються методи боротьби та захисту від небезпечних космічних об'єктів. Запропоновано варіант вирішення проблеми утворення техногенного космічного сміття шляхом доопрацювання конструктивно-компонувальних схем космічних апаратів (КА). На етапі проектування до складу основних підсистем включається додаткова підсистема для запобігання утворенню космічного сміття. Розглянута можливість використання деяких типів двигунних установок (ДУ) для зняття КА з робочих орбіт, або переведення їх на орбіти-могильники.

Ключові слова: космічний апарат, космічне сміття, космічний об'єкт, орбіта захоронення, двигунна установка, відносний запас палива.

POSSIBILITY ANALYSIS OF USING DIFFERENT KINDS OF THE SPACECRAFT PROPULSION SYSTEMS FOR STRUGGLE AGAINST POLLUTION OF OUTER SPACE

S.I. Kushnirenko, V.Y. Shevtsov

The problem of creation man-made space debris is considered in this paper. Struggle and protection methods against dangerous space objects are described. The variant of solution the problem of creation man-made space debris by improvement of the design-arrangement schemes of the spacecrafts is proposed. On designing step the additional subsystem for prevention of the space debris formation is included. The possibility of using some types of propulsion systems for de-orbit or transfer spacecrafts on disposal orbits is considered.

Key words: spacecraft, space debris, space object, disposal orbit, propulsion system, comparative resource of propellant.

Кушниренко Сергей Иванович – аспирант кафедры Проектирования и конструкций Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: kushnirenko.s@yandex.ua.

Шевцов Василий Ефимович – канд. техн. наук, доцент кафедры Проектирования и конструкций Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: vas.shevtsov@ukr.net.

УДК 629.76

А.Д. НИКОЛАЕВ[1], А.С. БЕЛЕЦКИЙ[2]

[1] ***Институт технической механики НАНУ и ГКАУ, Днепропетровск, Украина***
[2] ***Украинский государственный химико-технологический университет, Днепропетровск***

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КАВИТАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ В ЖИДКОСТНОЙ РАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ И ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

В динамической системе «жидкостная ракетная двигательная установка (ЖРДУ) - корпус ракеты» исследовано нелинейное взаимодействие продольных колебаний ракеты и кавитационных колебаний в системе питания ЖРДУ с целью выявления областей притяжения и параметров колебательных режимов. На основании численного моделирования показано, что при развитых кавитационных колебаниях с частотой, превышающей резонансные частоты колебаний упругого корпуса ракеты, в указанной динамической системе, неустойчивой в линейном приближении на частотах колебаний корпуса РН и жидкости в питающей магистрали, реализуются колебательные режимы с относительно малыми амплитудами колебаний осевой перегрузки корпуса. Существование такого периодического режима следует из эффекта значительного уменьшения коэффициента передачи малого гармонического сигнала, проходящего через нелинейную подсистему «питающая магистраль – шнекоцентробежный насос ЖРДУ», находящуюся в режиме кавитационных колебаний.

Ключевые слова: *жидкостная ракетная двигательная установка, кавитационные автоколебания, амплитуда колебаний осевой перегрузки, шнекоцентробежный насос, продольная устойчивость корпуса ракеты-носителя.*

Введение

Динамическая система «корпус ракеты – жидкостная двигательная установка (ЖРДУ)» представляет собой многомерную колебательную систему. В ней могут развиваться и взаимодействовать между собой колебания с частотами, близкими к частотам одного или нескольких тонов собственных колебаний корпуса, одного или нескольких тонов колебаний жидкости в топливных магистралях ЖРДУ, с частотами колебаний, определяемым динамическим процессами в агрегатах ЖРДУ. Регистрируемые при пусках жидкостных ракет-носителей (РН) продольные колебания их корпусов и параметров двигателей в ряде случаев происходили из-за неустойчивости этой динамической системы, обусловленной резонансным взаимодействием корпуса ракеты и ЖРДУ (продольной неустойчивостью жидкостной ракеты [1, 2]), или из-за неустойчивости системы питания ЖРДУ по отношению к кавитационным колебаниям [3]. Эффекты конкуренции мод, синхронизации и затягивания колебаний широко известны для взаимодействующих генераторов [4, 5]. Обычно в нелинейных системах колебания различных видов при взаимодействии между собой могут как усиливать, так и, в результате конкуренции мод, гасить друг друга. При этом в фазовом пространстве этих динамических систем существуют области притяжения различных устойчивых колебательных режимов. Некоторые случаи подавления автоколебаний вынужденными колебаниями более высокой частоты рассмотрены в ряде исследований [6, 7].

Указанные выше эффекты представляют интерес как точки зрения развития нелинейной теории колебаний в системе «корпус ракеты – ЖРДУ», так и в связи с прикладными аспектами проблемы обеспечения продольной устойчивости жидкостной ракеты. Однако к настоящему времени такие автоколебательные режимы в достаточной степени не исследованы. Настоящая работа посвящена теоретическому исследованию взаимодействия продольных колебаний и кавитационных колебаний в системе «корпус ракеты – ЖРДУ».

В связи с тем, что математическая модель системы «корпус ракеты – ЖРДУ» даже в простейшем ее виде имеет относительно высокий порядок, взаимодействие указанных видов колебаний исследовано численно. В настоящей статье рассмотрен случай, когда частота кавитационных колебаний в системе питания ЖРДУ существенно выше собственных частот основных (низших) тонов продольных колебаний корпуса РН. Эта ситуация реализуется, когда кавитационные колебания развиваются не на основной (низшей) частоте колебаний жидкости в системе питания ЖРДУ, а на частоте ее второго или третьего тона колебаний. Например, кавитационные

© А.Д. Николаев, А.С. Белецкий

колебания в системе питания ЖРДУ с газожидкостным демпфером, установленным на некотором расстоянии от входа в шнекоцентробежный насос, происходят с частотой, определяемой инерционностью жидкости от насоса двигателя до газовой подушки демпфера и суммарной упругостью его и кавитационных каверн в насосе.

С целью упрощения анализа в математической модели учитывались лишь один (первый) тон собственных продольных колебаний корпуса ракеты и одна топливоподающая линия – линия питания окислителем ЖРДУ, включающая бустерный насосный агрегат и основной насос.

Из внешних сил, вызывающих продольные колебания корпуса ракеты, рассматривалось только динамическая составляющая силы тяги ЖРДУ, что позволяет записать уравнение для вынужденных продольных колебаний его обобщенной координаты z (продольного смещения) в виде [1]:

$$\frac{d^2z}{dt^2}+\frac{\delta_k\omega}{\pi}\frac{dz}{dt}+\omega^2 z=\frac{\chi\,\bar{R}}{M}(\bar{P}_K-P_K)\ ,$$

где δ_k – декремент колебаний корпуса;

ω, χ, M – собственная частота, коэффициент формы упругих колебаний корпуса в месте крепления к нему двигательной установки и приведенная масса первого тона собственных продольных колебаний корпуса ракеты;

$\bar{P}_K, P_K$ – номинальное и текущее давление в камере сгорания двигателя;

$\bar{R}$ – отклонение силы тяги ЖРДУ от ее номинальной величины.

Исследуемая математическая модель динамики ЖРДУ включала следующие уравнения. Зависимость давления жидкости на выходе из бака в питающую магистраль ЖРДУ от продольного смещения днища баков:

$$P_A=\bar{P}_{nd}+\gamma H_B\left(n_{cm}+\frac{1}{g}\chi_B\frac{d^2z}{dt^2}\right),$$

где $\bar{P}_{nd}$ – давление наддува бака (здесь и далее надчеркивание использовано для обозначения установившегося значения параметров);

γ – удельный вес жидкости;

H_B – уровень жидкости в баке;

n_{cm} – осевая перегрузка центра масс ракеты;

g – ускорение силы тяжести;

$\chi_Б$ – коэффициент формы упругих колебаний днища бака с частотой первого тона собственных колебаний корпуса ракеты [1].

Движение жидкости на участках питающей магистрали описывалось следующими уравнениями:

$$P_i=P_{i+1}+a_i|G_i|G_i+I_i\frac{dG_i}{dt}-\gamma h_{zi}\left(n_{cm}+\frac{\chi_{mi}}{g}\frac{d^2z}{dt^2}\right),$$

$$g\frac{V_i}{c^2}\frac{dP_{i+1}}{dt}=G_i-G_{i+1}\,,$$

где P_i, P_{i+1} – давление на концах i-го участка трубопровода;

G_i, G_{i+1} – расход жидкости на входе и на выходе из i-го участка трубопровода;

a_i, I_i – коэффициенты гидравлического и инерционного сопротивлений i-го участка трубопровода;

c – скорость звука в жидкости трубопровода;

V_i, h_{zi}, h_{zi}, χ_{mi} – соответственно объем, проекция длины на продольную ось и коэффициент формы колебаний i-го участка трубопровода.

Низкочастотная динамика бустерного насоса с учетом кавитационных образований в соответствии с гидродинамической моделью [2] описывалась следующими уравнениями:

$$P_1=P_{cp}+K^*\left(V_{cav},q_1\right)\cdot\frac{\rho\cdot W_1^2}{2}+B_1\cdot T_{cav}\cdot\frac{dV_{cav}}{dt}\,,$$

$$\gamma\cdot\frac{dV_{cav}}{dt}=G_2-G_1\,,$$

$$P_2=P_1+P_H\left(\bar{n},\bar{G}_2\right)\cdot P_H\left(K^*,q_1\right)-I_P\cdot\frac{dG_2}{dt}\,,$$

где P_1, P_2, G_1, G_2 – давление и весовые расходы на входе и выходе из насоса соответственно;

P_{cp} – давление срыва;

K^*, B_1, T_{cav} – число кавитации, кавитационная упругость и постоянная времени кавитационных каверн соответственно;

$q_1, \frac{\rho\ W_1^2}{2}$ – параметр режима и скоростной напор на входе в насос;

V_{cav} – объем кавитационных каверн в проточной части;

$P_H\left(\bar{n},\bar{G}_2\right)$ – напорная характеристика насоса на бескавитационном режиме (зависимость напора от частоты вращения вала бустерного насоса $\bar{n}$ и весового расхода $\bar{G}_2$);

$P_H\left(K^*,q_1\right)$ – кавитационная функция насоса.

Уравнения динамики основного насоса и напорной магистрали ЖРДУ представлены в математической модели динамики исследуемой замкнутой системы «корпус ракеты – ЖРДУ» аналогично уравнениям динамики бустерного насоса и питающей магистрали ЖРДУ.

Динамика газогенератора и камеры сгорания описывалась в исследуемой системе уравнениями:

$$T_{ГГ}\frac{dP_{ГГ}}{dt}+P_{ГГ}=A_{ГГ}G_3,$$

$$T_{КС}\frac{dP_{КС}}{dt}+P_{КС}=A_{КС}G_3,$$

где $P_{ГГ}$, $P_{КС}$ – соответственно абсолютное давление газов в газогенераторе и камере сгорания;

$T_{ГГ}$ – постоянная времени газогенератора;

$T_{КС}$ – постоянная времени камеры сгорания;

$A_{ГГ}$, $A_{КС}$ – газодинамические коэффициенты газогенератора и камеры сгорания.

При моделировании динамики исследуемой системы возбуждение кавитационных автоколебаний обеспечивалось установкой в питающей магистрали ЖРДУ газового демпфера (аккумулятора с перфорациями) в непосредственной близости от бустерного насоса и выбором параметров демпфера, соответствующих условиям потери устойчивости системы «бустерный насос – трубопроводы». Длина короткого участка питающей магистрали, соединяющей вход в бустерный насос ЖРДУ с местом установки демпфера, составляла около 5% от длины всей магистрали. Динамика демпфера в системе описывалась следующими уравнениями:

$$P_{11}=P_{Г}-a_g\left|G_g\right|G_g-I_g\dot{G}_g,$$

$$\frac{\gamma\bar{V}_g}{\chi\bar{P}_g}=-G_g,$$

где P_{11} – давление жидкости в месте соединения полости демпфера с системой питания ЖРДУ;

P_g – расход из демпфера;

χ – показатель политропы газа;

$\bar{P}_g, P_g$ – номинальное и текущее давление газа ;

$\bar{V}_g$ – номинальное значение объема газа;

a_g, I_g – коэффициенты гидравлического и инерционного сопротивлений демпфера.

Анализ устойчивости исследуемой системы «корпус ракеты – ЖРДУ» с демпфером и без демпфера проведен на основе расчета собственных значений ее характеристической матрицы. На рис. 1 (кривая 1) представлен годограф доминирующего (т.е. с максимальной действительной частью α) собственного значения характеристической матрицы линеаризованной системы с "замороженными" коэффициентами для определенных моментов относительного времени полета $\bar{t}=t/t_{fin}$ (t, t_{fin} – соответственно текущее и конечное время полета РН). Как видно из рисунка, исследуемая система «корпус ракеты – ЖРДУ» без демпфера в интервале времени полета $\bar{t}$ = (0,4 – 0,85) неустойчива по отношению к продольным колебаниям с частотой, близкой к собственной частоте колебаний корпуса ракеты.

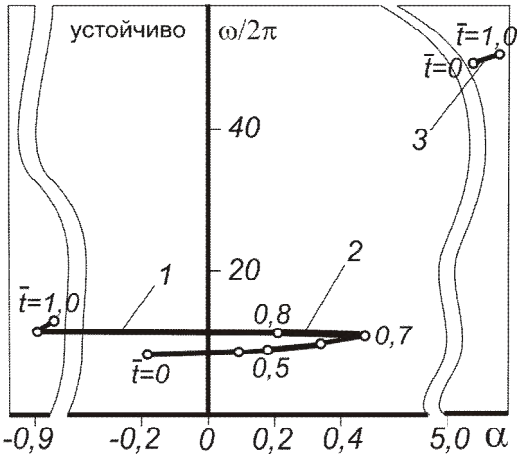


Рис. 1. Годографы доминирующих собственных значений характеристической матрицы линеаризованной системы «корпус ракеты – ЖРДУ»:
1, 2 – колебания с частотой, близкой к собственной частоте корпуса ракеты;
3 – колебания с частотой кавитационных колебаний

Потеря устойчивости системы происходила вследствие резонансного взаимодействия корпуса ракеты и питающей магистрали при сближении (пересечении) собственных частот колебаний их первых тонов в диапазоне $\omega/2\pi \cong (9-11)$ Гц.

Поскольку объем газового демпфера был выбран малым (1 литр), значение резонансной частоты колебаний (≈ 10 Гц) первого тона жидкости в системе питания ЖРДУ с демпфером практически не изменилось. Поэтому годограф собственного значения, соответствующего частоте колебаний корпуса (кривая 2 на рис. 1) практически совпадает с годографом соответствующего собственного значения в варианте расчета с «отключением» от системы газового демпфера. Однако динамическая система «корпус ракеты – ЖРДУ» с демпфером в правой полуплоскости имеет дополнительную пару комплексно-сопряженных собственных значений (кривая 3), что свидетельствует возбуждении кавитационных колебаний в ЖРДУ (с частотой приблизительно равной 46 Гц). Таким образом, динамическая система «корпус ракеты – ЖРДУ» характеризуется двухчастотной неустойчивостью – с частотой продольных колебаний корпуса и с частотой второго тона колебаний жидкости в питающей магистрали ЖРДУ.

Исследование динамики нелинейной системы «корпус ракеты – ЖРДУ» с двухчастотной неустойчивостью проведено методом численного интегрирования, результаты которого показали, что, несмотря на наличие у системы в правой полуплоскости двух пар собственных значений, кавитационные автоколебания развиваются быстро и, конкурируя с

продольными, не позволяют развиться последним. Исследуемая нелинейная система выходит на предельный цикл с частотой кавитационных автоколебаний, а максимальная по времени полета амплитуда колебаний продольной перегрузки корпуса ракеты составляет тысячные доли ускорения свободного падения g.

На рис. 2 представлена огибающая амплитуд колебаний осевой перегрузки корпуса РН в месте крепления к нему двигательной установки при отсутствии кавитационных колебаний в ЖРДУ (кривая 1) и в случае развитых кавитационных колебаний в системе питания ЖРДУ (кривая 2).

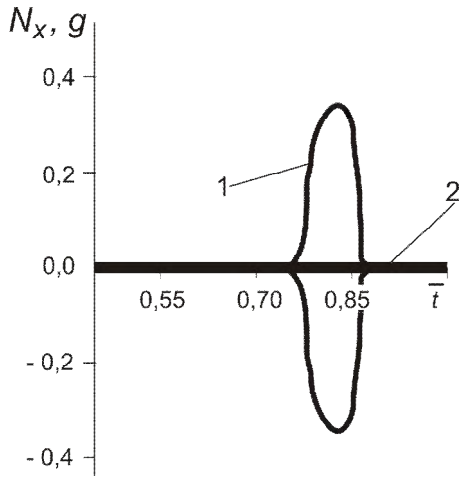


Рис. 2. Огибающие амплитуд колебаний осевой перегрузки корпуса РН: 1, 2 – варианты расчета соответственно без и с кавитационными колебаниями

Следует отметить, что этот результат получен при малых начальных возмущениях системы. Проведенные расчеты показали, что при существенных (более 0,4 g по величине амплитуды колебаний продольной перегрузки корпуса) начальных возмущениях кавитационные колебания в системе питания ЖРДУ подавляются, и развиваются продольные колебания с частотой колебаний основного тона корпуса. В таком случае можно говорить о «жестком» изменении периодического режима в исследуемой системе «корпус ракеты – ЖРДУ». При этом в ней происходит синхронизация мод колебаний жидкости в питающем трубопроводе ЖРДУ с колебаниями корпуса.

Анализ причин развития периодического режима в нелинейной системе «корпус ракеты – ЖРДУ» с относительно малым уровнем амплитуд продольных колебаний корпуса ракеты-носителя при кавитационных автоколебаниях в ЖРДУ проведен с использованием понятия комплексного коэффициента передачи малого гармонического сигнала [8].

Для исследуемой системы питания ЖРДУ эта характеристика приведена на рис. 3 (кривая 2). Комплексный коэффициент передачи малого гармонического сигнала, определенный для режима без кавитационных автоколебаний представлен на рис. 3 кривой 1.

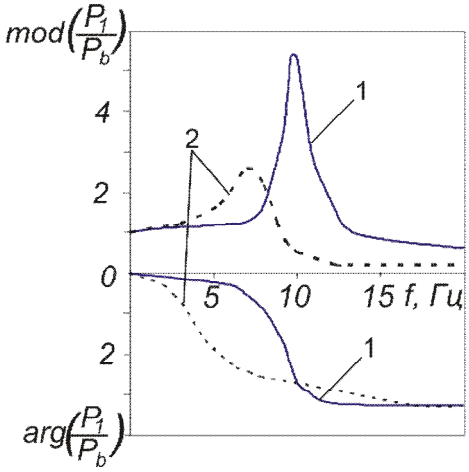


Рис. 3. Комплексные коэффициенты передачи малого гармонического сигнала питающей магистрали ЖРДУ по каналу давления: 1, 2 – варианты расчета соответственно без и с кавитационными колебаниями

Как видно из рисунка, при развитии кавитационных автоколебаний в системе питания ЖРДУ с частотой второго тона колебаний жидкости, на более низких частотах колебаний (в том числе и на частоте колебаний основного тона) модуль коэффициента передачи сигнала питающей магистрали по каналу давления значительно меньше его значения, полученного для режима без кавитационных автоколебаний. Снижая значение коэффициента передачи на частоте колебаний корпуса ракеты, кавитационные колебания понижают уровень обратной связи (через ЖРДУ), приводящей к возбуждению продольных колебаний корпуса ракеты.

Таким образом, методом численного моделирования исследовано нелинейное взаимодействие продольных колебаний РН с частотой первого тона колебаний корпуса ракеты и кавитационных колебаний с частотой второго тона колебаний жидкости в питающем трубопроводе ЖРДУ в динамической системе «корпус ракеты – ЖРДУ». В результате установлено, что в системе могут реализоваться предельные циклы – автоколебания с одной из указанных частот. Показано, что при развитых кавитационных колебаниях с частотой, превышающей резонансные частоты колебаний упругого корпуса ракеты, в системе существуют колебательные режимы с относительно малыми амплитудами колебаний осевой перегрузки корпуса.

Литература

1. Натанзон, М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты [Текст] / М.С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.

2. Pilipenko, V.V. Providing the LPRE – Rocket Structure Dynamic Compatibility [Text] / V.V. Pilipenko // Proc. of the 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit. – Monterey, CA., 1993. – AIAA 93- 2422. – 8 p.

3. Dotson, K. Mitigating Pogo on Liquid-Fueled Rockets, Crosslink [Text] / K. Dotson // The Aerospace Corporation magazine of advances in aerospace technology. – Winter, 2003. – P. 26-29.

4. Блехман, И.И. Синхронизация в природе и технике [Текст] / И.И. Блехман. – М.: Наука, 1980. – 251 с.

5. Ланда, П.С. Автоколебания в системах с конечным числом степеней свободы [Текст] / П.С. Ланда. – М.: Наука, 1980. – 359 с.

6. Ганиев, Р.Ф. Динамика систем твердых и упругих тел [Текст] / Р.Ф. Ганиев, П.С. Ковальчук. – М.: Машиностроение, 1980. – 208 с.

7. Хейп, Дж. Колебания в нелинейных системах. [Текст] / Дж. Хейп. – М.: Мир, 1966. – 229 с.

8. Николаев, А.Д. Усиление малого гармонического сигнала при его прохождении через систему питания жидкостного ракетного двигателя, работающего на режиме с развитыми кавитационными автоколебаниями [Текст] / А.Д. Николаев, А.С. Белецкий // Техническая механика. – 2010. – № 1. – С. 69-81.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., главн. науч. сотр. В.А. Задонцев, Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Днепропетровск.

ВЗАЄМОДІЯ КАВІТАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ У РІДИННІЙ РАКЕТНІЙ ДВИГУННІЙ УСТАНОВЦІ І ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ РАКЕТИ-НОСІЯ

О.Д. Ніколаев, О.С Білецькій

У динамічній системі «рідинна ракетна двигунна установка (РРДУ) - корпус ракети» досліджено нелінійна взаємодія поздовжніх коливань ракети і кавітаційних коливань у системі живлення РРДУ с метою визначення областей притягання і параметрів коливальних режимів. На основі чисельного моделювання показано, що при розвинених кавітаційних коливаннях з частотою, що перевищує резонансні частоти коливань пружнього корпусу ракети, у зазначеній динамічній системі, нестійкої в лінійному наближенні на частотах коливань корпусу РН і частотах коливань рідини в живильній магістралі, реалізуються коливальні режими з відносно малими амплітудами коливань осьового перевантаження корпусу. Існування такого періодичного режиму обумовлено значним зменшенням коефіцієнта передачі малого гармонійного сигналу, що проходить через нелінійну підсистему «живильна магістраль - шнековідцентровий насос РРДУ», яка знаходиться в режимі кавітаційних коливань.

Ключові слова: рідинна ракетна двигунна установка, кавітаційні автоколивання, амплітуда коливань осьового перевантаження, шнековідцентрових насос, поздовжня стійкість ракети-носія.

AN INTERACTION OF CAVITATION SURGE OSCILLATIONS AND LONGITUDINAL OSCILLATIONS OF A LAUNCHER STRUCTURE IN «ROCKET STRUCTURE – PROPULSION SYSTEM» DYNAMIC SYSTEM

O.D. Nikolayev, O.S. Biletsky

The non-linear interaction of longitudinal oscillations of the launcher and cavitation surge oscillations in dynamic system «rocket structure – propulsion system» was modeled for the purpose of determination of attraction domains and parameters of these oscillatory modes. By numerically modeling it is shown that at the advanced cavitation surge oscillations in feed of propulsion system on the frequency exceeding resonant frequencies of a rocket elastic structure, in the dynamic system, unstable in a linear sense on structure frequencies of the launcher and a liquid in a feedline, oscillatory modes with rather small oscillation of axial g-load of structure be realized. Existence of such periodic regime follows from effect of significant reduction of transfer factor of the small harmonious signal passing through a non-linear propulsion system with cavitation surge oscillations.

Key words: rocket propulsion system, cavitation surge oscillations, axial g-load of structure, inducer pump, POGO stability of launch vehicle.

Николаев Алексей Дмитриевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела динамики гидромеханический систем, ИТМ НАНУ и ГКАУ, Днепропетровск, Украина.

Белецкий Александр Семенович – доцент кафедры специализированных компьютерных систем, Украинский государственный химико-технологический университет, Днепропетровск, Украина.

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК, В.Ю. ШИБЕЦКИЙ

Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев, Украина

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВЫПУКЛОЙ ОБОЛОЧКИ С СИЛЬНОЙ УДАРНОЙ ВОЛНОЙ

Проводится качественный и количественный анализ динамики выпуклой оболочки, подверженной воздействию сильной ударной волны в эксплуатационных условиях. Построена аналитическая модель явления, позволяющая решать широкий круг анализа и синтеза поверхностей с ненулевой гауссовой кривизной. Установлена степень влияния упругих перемещений поверхности выпуклой оболочки друг на друга, которая нашла отражение в уравнениях динамики. Строятся координатные функции поверхности для двух режимов внешнего воздействия – плоская звуковая волна и диффузное поле. Проведен численный анализ максимальных значений перемещений поверхности в плоскости среднего шпангоута в случае стационарного воздействия. Построены нагруженные поверхности оболочки для фиксированной частоты звуковой волны и избыточного давления.

***Ключевые слова**: выпуклая оболочка, гауссовая кривизна, координатные функции.*

Введение

Анализ проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Стремительное развитие сверхзвуковой авиации, кроме достижений, порождает много технических проблем, решение которых крайне важно. Остановимся на некоторых из них.

Сверхзвуковому полету сопутствует мощное акустическое излучение – на стартовых позициях и при преодолении звукового барьера, а так же резкий градиент тепловой нагрузки.Поникающее акустическое излучение высокого уровня и *N-волна* генерируют в механических системах ЛА множество форм колебаний, в том числе и резонансных [1]. Анализ упругого взаимодействия звуковой волны с комплектующими позволит глубже оценить особенности динамики, даст возможность прогнозировать возникновение особенностей резонансного типа.

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Отличительные свойства оболочек при акустическом нагружении, а также вопросы дифракции и интерференции звуковых волн, по видимому, впервые рассмотрены в работе Л. Лямшева [2]. В дальнейшем эти задачи, в том числе волновые процессы при рассеянии и излучении звука, получили развитие, в частности, в работах [3,4]. Решение краевых задач динамики оболочек впервые достаточно полно выполнил В. Гринченко [5].

Постановка задачи данного исследования. Нерешенной все же остается до сих пор задача оптимизации круговой оболочки в реверберационном объеме, путем перехода к поверхности с ненулевой гауссовой кривизной, в частности, в виде выпуклой оболочки. Оценка влияния Эйлеровых сил инерции на подвижном основании, особенности перехода поверхности в разряд импедансной и др.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Уравнения динамики выпуклой оболочки в безразмерной форме имеют вид [1]:

$$\frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2}+\frac{1+\nu}{2\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)}\frac{\ell}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)}\frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z\partial\varphi}-$$

$$-\frac{\nu h}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)}\frac{\partial W}{\partial z}=-\frac{(1-\nu^2)\ell^2}{Eh^2}q_1+ \qquad (1)$$

$$+\frac{\left(1-\nu^2\right)\ell^2\rho\omega_0^2}{E}\frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2};$$

$$+\frac{1+\nu}{2}\frac{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)}{\ell}\frac{\partial^2 U_z}{\partial z\,\partial\varphi}-\frac{\partial W}{\partial\varphi}=$$

$$=-\left(1-\nu^2\right)\frac{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^2}{Eh^2}q_2+ \qquad (2)$$

$$+\frac{\rho\omega_0^2\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^2}{E}\frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial t^2};$$

$$-\frac{\partial^4 W}{\partial z^4}-2\frac{\ell}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^2}\frac{\partial^4 W}{\partial z^2\partial\varphi^2}-$$

© В.В. Карачун, В.Н. Мельник, В.Ю. Шибецкий

$$-\frac{\ell^4}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^4}\frac{\partial^4 W}{\partial\varphi^4}=\frac{\ell^4}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^4}\frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial\varphi^3}-$$

$$-(1-\nu)\frac{\ell^2}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^2}\frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial z^2\partial\varphi}+$$

$$+12\nu\frac{\ell^3}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)h^2}\frac{\partial U_z}{\partial z}+ \qquad (3)$$

$$+12\nu\frac{\ell^3}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)h^2}\frac{\ell^4}{\left(R_0+\delta\sin\frac{\pi z}{l}\right)^2 h^2}\frac{\partial U_\varphi}{\partial\varphi}=$$

$$=\frac{12\left(1-\nu^2\right)}{E}\frac{\ell^4}{h^2}q_3+12\left(1-\nu^2\right)\frac{\ell^4}{h^2}\frac{\rho h\omega_0^2}{E}\frac{\partial^2 W}{\partial t^2}.$$

Циклически деформируемое состояние:

- *плоская волна*

При циклическом нагружении $(2\le k)$, координатные функции строятся в виде [1]:

$$U_z(t,z,\varphi)=\sum_{k=2}^{\infty}[a_k^{(1)}(t)z^2(1-z)^2\cos k\varphi\cos z+ \qquad (4)$$
$$+a_k^{(2)}(t)z^2(1-z)^2\sin k\varphi\sin z];$$

$$U_\varphi(t,z,\varphi)=\sum_{k=2}^{\infty}[b_k^{(1)}(t)z^2(1-z)^2\sin k\varphi\cos z+ \qquad (5)$$
$$+b_k^{(2)}(t)z^2(1-z)^2\cos k\varphi\sin z];$$

$$W(t,z,\varphi)=\sum_{k=2}^{\infty}[c_k^{(1)}(t)z^4(1-z)^4\cos k\varphi\cos z+ \qquad (6)$$
$$+c_k^{(2)}(t)z^4(1-z)^4\sin k\varphi\sin z],$$

где U_z, U_φ, W – координатные функции вдоль протяженности *z* оболочки;

U_φ – вдоль параллели φ;

W – в плоскости шпангоута;

$a_k^{(1)}, a_k^{(2)}, b_k^{(1)}, b_k^{(2)}, c_k^{(1)}, c_k^{(2)}$ – произвольные постоянные.

- *диффузное поле*

Координатные функции имеют вид:

$$U_z(t,z,\varphi)=4\int_{\varepsilon_1=0}^{\frac{\pi}{2}}\int_{\varepsilon_2=0}^{\frac{\pi}{2}}\left\{\sum_{k=2}^{\infty}\left[a_k^{(1)}(t)z^2(1-z)^2\times\right.\right.$$
$$\left.\left.\times\cos k\varphi\cos z++a_k^{(2)}(t)z^2(1-z)^2\sin k\varphi\sin z\right]\right\}\times \qquad (7)$$
$$\times\cos\varepsilon_1\sin\varepsilon_1\cos\varepsilon_2\sin\varepsilon_2\partial\varepsilon_1\partial\varepsilon_2;$$

$$U_\varphi(t,z,\varphi)=4\int_{\varepsilon_1=0}^{\frac{\pi}{2}}\int_{\varepsilon_2=0}^{\frac{\pi}{2}}\left\{\sum_{k=2}^{\infty}\left[b_k^{(1)}(t)z^2(1-z)^2\times\right.\right.$$
$$\left.\left.\times\sin k\varphi\cos z+b_k^{(2)}(t)z^2(1-z)^2\cos k\varphi\sin z\right]\right\}\times \qquad (8)$$
$$\times\cos\varepsilon_1\sin\varepsilon_1\cos\varepsilon_2\sin\varepsilon_2\partial\varepsilon_1\partial\varepsilon_2;$$

$$W(t,z,\varphi)=4\int_{\varepsilon_1=0}^{\frac{\pi}{2}}\int_{\varepsilon_2=0}^{\frac{\pi}{2}}\left\{\sum_{k=2}^{\infty}\left[c_k^{(1)}(t)z^4(1-z)^4\times\right.\right.$$
$$\left.\left.\times\cos k\varphi\cos z+c_k^{(2)}(t)z^4(1-z)^4\sin k\varphi\sin z\right]\right\}\times \qquad (9)$$
$$\times\cos\varepsilon_1\sin\varepsilon_1\cos\varepsilon_2\sin\varepsilon_2\partial\varepsilon_1\partial\varepsilon_2,$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - углы падения звуковой волны;

R_0, - радиус торцов;

ℓ, h – длина и толщина оболочки;

E, ν, ρ - коэффициенты, характеризующие свойства материала;

Приняв

$R=R_0+\delta\sin z$, $\delta=2\cdot10^{-3}$ м; $h=1\cdot10^{-4}$ м;

L=0,06 м; $E=7\cdot10^{10}$ Н/м^2; $\rho=2,7\cdot10^3$;

$\nu=0,32$; R_0=0,02 м,

получаем значения максимальных упругих перемещений в среднем шпангоуте при диффузной структуре поля (табл. 1 – 3).

Таблица 1

Максимальные упругие перемещения $U_{z\max}$ поверхности среднего шпангоута *бочонка*

ω, с$^{-1}$	U_z, м			
	P_{10}=100 Н/м^2	P_{10}=200 Н/м^2	P_{10}=300 Н/м^2	P_{10}=400Н/м^2
600	$0,9819\cdot10^{-8}$	$1,9638\cdot10^{-8}$	$2,9457\cdot10^{-8}$	$3,9276\cdot10^{-8}$
1200	$0,7407\cdot10^{-8}$	$1,4814\cdot10^{-8}$	$2,2221\cdot10^{-8}$	$2,9628\cdot10^{-8}$
1800	$0,4869\cdot10^{-8}$	$0,9738\cdot10^{-8}$	$1,4607\cdot10^{-8}$	$1,9476\cdot10^{-8}$
2400	$0,312\cdot10^{-8}$	$0,624\cdot10^{-8}$	$0,936\cdot10^{-8}$	$1,248\cdot10^{-8}$
3000	$0,224\cdot10^{-8}$	$0,448\cdot10^{-8}$	$0,672\cdot10^{-8}$	$0,896\cdot10^{-8}$
3600	$0,1836\cdot10^{-8}$	$0,3672\cdot10^{-8}$	$0,5508\cdot10^{-8}$	$0,7344\cdot10^{-8}$
4200	$0,1577\cdot10^{-8}$	$0,3154\cdot10^{-8}$	$0,4731\cdot10^{-8}$	$0,6308\cdot10^{-8}$
4800	$0,1366\cdot10^{-8}$	$0,2732\cdot10^{-8}$	$0,4098\cdot10^{-8}$	$0,5464\cdot10^{-8}$
6000	$0,109\cdot10^{-8}$	$0,218\cdot10^{-8}$	$0,327\cdot10^{-8}$	$0,436\cdot10^{-8}$

Таблица 2

Максимальные упругие перемещения $U_{\varphi max}$ поверхности среднего шпангоута *бочонка*

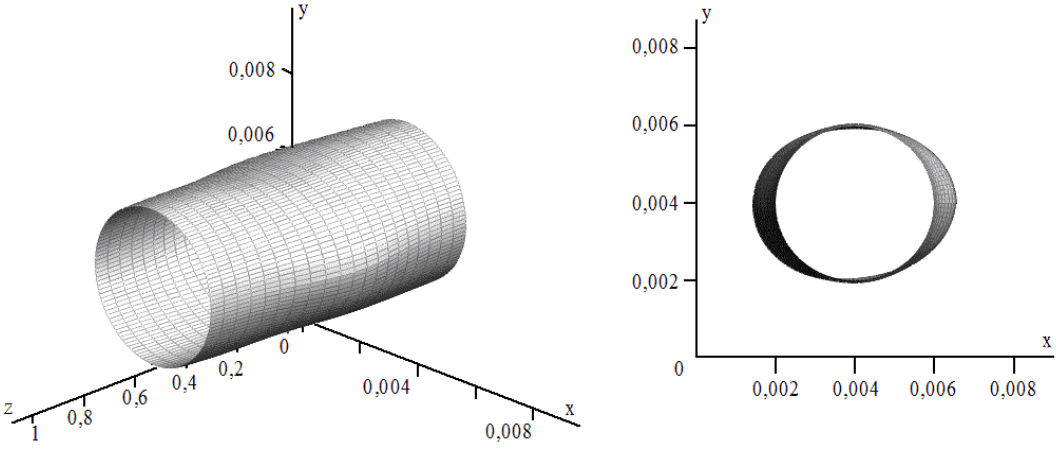
ω, $с^{-1}$	U_φ, м			
	P_{10}=100Н/$м^2$	P_{10}=200Н/$м^2$	P_{10}=300Н/$м^2$	P_{10}=400Н/$м^2$
600	$4{,}506\cdot10^{-8}$	$9{,}012\cdot10^{-8}$	$13{,}518\cdot10^{-8}$	$18{,}024\cdot10^{-8}$
1200	$4{,}466\cdot10^{-8}$	$8{,}932\cdot10^{-8}$	$13{,}398\cdot10^{-8}$	$17{,}864\cdot10^{-8}$
1800	$4{,}425\cdot10^{-8}$	$8{,}85\cdot10^{-8}$	$13{,}275\cdot10^{-8}$	$17{,}7\cdot10^{-8}$
2400	$4{,}397\cdot10^{-8}$	$8{,}794\cdot10^{-8}$	$13{,}191\cdot10^{-8}$	$17{,}588\cdot10^{-8}$
3000	$4{,}381\cdot10^{-8}$	$8{,}762\cdot10^{-8}$	$13{,}143\cdot10^{-8}$	$17{,}524\cdot10^{-8}$
3600	$4{,}371\cdot10^{-8}$	$8{,}742\cdot10^{-8}$	$13{,}113\cdot10^{-8}$	$17{,}484\cdot10^{-8}$
4200	$4{,}361\cdot10^{-8}$	$8{,}722\cdot10^{-8}$	$13{,}083\cdot10^{-8}$	$17{,}444\cdot10^{-8}$
4800	$4{,}351\cdot10^{-8}$	$8{,}702\cdot10^{-8}$	$13{,}053\cdot10^{-8}$	$17{,}404\cdot10^{-8}$
5400	$4{,}34\cdot10^{-8}$	$8{,}68\cdot10^{-8}$	$13{,}02\cdot10^{-8}$	$17{,}36\cdot10^{-8}$
6000	$4{,}328\cdot10^{-8}$	$8{,}656\cdot10^{-8}$	$12{,}984\cdot10^{-8}$	$17{,}312\cdot10^{-8}$

Таблица 3

Максимальные упругие перемещения W_{max} поверхности среднего шпангоута *бочонка*

ω, $с^{-1}$	W, м			
	P_{10}=100Н/$м^2$	P_{10}=200Н/$м^2$	P_{10}=300Н/$м^2$	P_{10}=400Н/$м^2$
600	$4{,}786\cdot10^{-8}$	$9{,}572\cdot10^{-8}$	$14{,}358\cdot10^{-8}$	$19{,}144\cdot10^{-8}$
1200	$4{,}765\cdot10^{-8}$	$9{,}53\cdot10^{-8}$	$14{,}295\cdot10^{-8}$	$19{,}06\cdot10^{-8}$
1800	$4{,}741\cdot10^{-8}$	$9{,}482\cdot10^{-8}$	$14{,}223\cdot10^{-8}$	$18{,}964\cdot10^{-8}$
2400	$4{,}721\cdot10^{-8}$	$9{,}442\cdot10^{-8}$	$14{,}163\cdot10^{-8}$	$18{,}884\cdot10^{-8}$
3000	$4{,}704\cdot10^{-8}$	$9{,}408\cdot10^{-8}$	$14{,}112\cdot10^{-8}$	$18{,}816\cdot10^{-8}$
3600	$4{,}689\cdot10^{-8}$	$9{,}378\cdot10^{-8}$	$14{,}067\cdot10^{-8}$	$18{,}756\cdot10^{-8}$
4200	$4{,}673\cdot10^{-8}$	$9{,}346\cdot10^{-8}$	$14{,}019\cdot10^{-8}$	$18{,}692\cdot10^{-8}$
4800	$4{,}654\cdot10^{-8}$	$9{,}308\cdot10^{-8}$	$13{,}962\cdot10^{-8}$	$18{,}616\cdot10^{-8}$
5400	$4{,}634\cdot10^{-8}$	$9{,}268\cdot10^{-8}$	$13{,}902\cdot10^{-8}$	$18{,}536\cdot10^{-8}$
6000	$4{,}612\cdot10^{-8}$	$9{,}224\cdot10^{-8}$	$13{,}836\cdot10^{-8}$	$18{,}448\cdot10^{-8}$

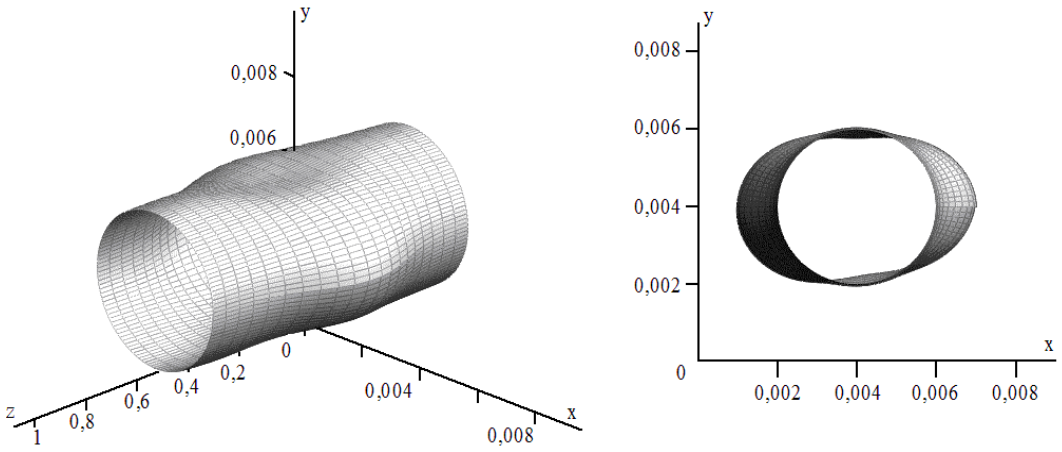
Деформированное состояние поверхности, как и следовало ожидать, в диффузном поле, имеет более сложную структуру, чем при воздействии плоской волной (рис. 1)



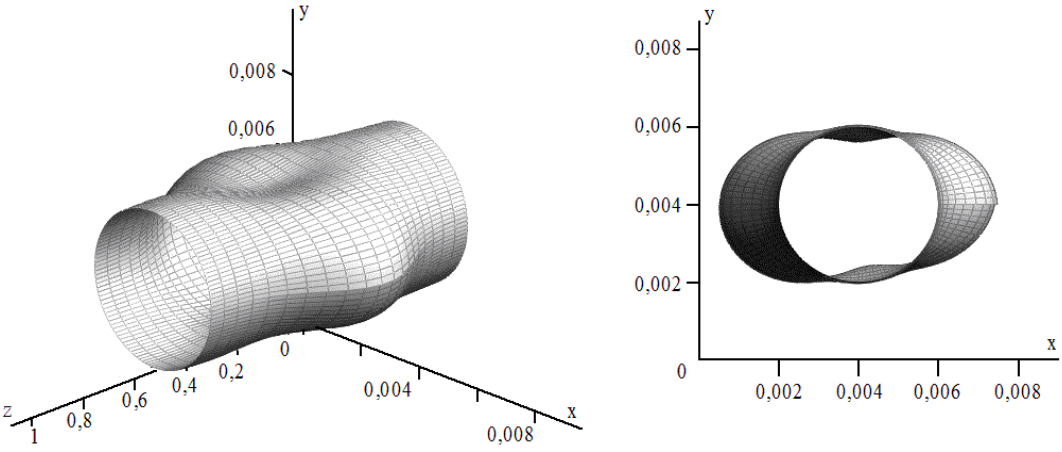
а

Рис. 1. Деформированная поверхность выпуклой оболочки в диффузном поле на частоте $\omega = 3000\ с^{-1}$:

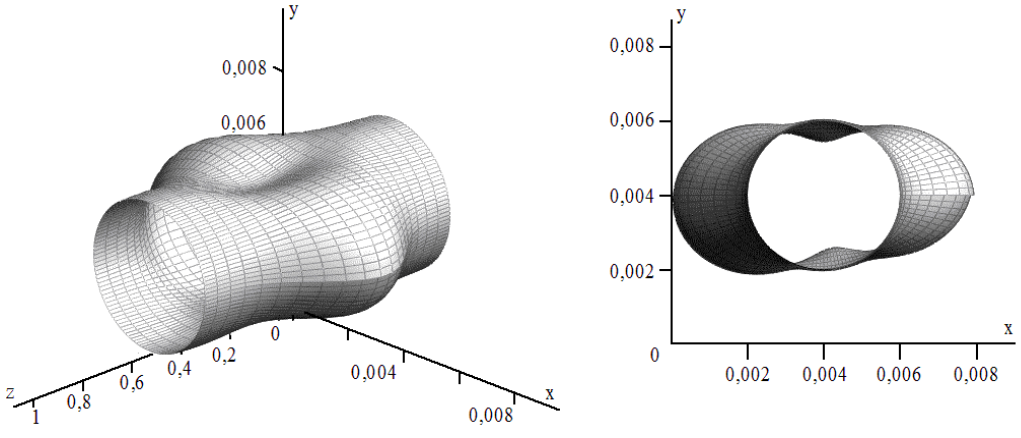
а – $P_{10} = 100\ Н/м^2$;



б



в



д

Рис. 1. Деформированная поверхность выпуклой оболочки
в диффузном поле на частоте $\omega = 3000\ с^{-1}$:
б – $P_{10} = 200\ Н/м^2$; в – $P_{10} = 300\ Н/м^2$;
д – $P_{10} = 400\ Н/м^2$ (окончание)

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Построенная математическая модель упругого взаимодействия сильной ударной волны позволит в дальнейшем выбирать оптимальную по определенным характеристикам геометрию линии меридиана выпуклой оболочки.

Вариативными параметрами можно принимать физико-механические свойства, характер рассеяния энергии акустического воздействия, наличие антирезонанса и др.

Усложнение расчетной модели позволит очертить круг локальных особенностей динамики вследствие появления Эйлеровых сил инерции при наличии носителя вектора кинетического момента.

Литература

1. *Карачун, В.В. Волновые задачи поплавкого гироскопа [Текст]: моногр. / В.В. Карачун, Я.Ф. Каюк, В.Н. Мельник. – Нац. техн. ун-т Украины "КПИ". – К.: "Корнейчук", 2007. – 228 с.*

2. Лямшев, Л.М. Отражение звука тонкими пластинами и оболочками в жидкости [Текст]: моногр. / Л.М. Лямшев. – М.: АН СССР, 1955. – 73 с.

3. Гудков, А.И. Внешние нагрузки и прочность летательных аппаратов [Текст]: моногр. / А.И. Гудков, П.С. Лешаков. – М.: Машиностроение, 1968. – 327 с.

4. James, J. Sound scattering by Solid Cilinders and Spheres [Text] / J. James, Jr. Faran // JASA. – 1951. – Vol. 23, №4. – P. 405-418.

5. Гринченко, В.Т. Равновесие и установившиеся колебания тел конечных размеров [Текст]: моногр. / В.Т. Гринченко. – К.: Наук. думка, 1978. – 264 с.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев, Украина.

ВЗАЄМОДІЯ ОПУКЛОЇ ОБОЛОНКИ З ПОТУЖНОЮ УДАРНОЮ ХВИЛЕЮ

В.В. Карачун, В.М. Мельник, В.Ю. Шибецький

Здійснюється якісний і кількісний аналіз динаміки опуклої оболонки, яка підвладна дії потужної ударної хвилі в експлуатаційних умовах. Побудована аналітична модель явища, яка дозволяє вирішувати широке коло аналізу і синтезу поверхонь з ненульовою гаусовою кривизною. Встановлена ступінь впливу пружних переміщень поверхні опуклої оболонки одна на одну, яка знайшла відображення в рівняннях динаміки. Будуються координатні функції поверхні для двох режимів зовнішнього впливу – плоска звукова хвиля і дифузне поле. Виконаний чисельний аналіз максимальних значень переміщень поверхні в площині середнього шпангоута за умови стаціонарного збурення. Означені навантаження поверхні оболонки для фіксованої частоти звукової хвилі і рівня надлишкового тиску.

Ключові слова: опукла оболонка, гаусова кривизна, координатні функції

INTERACTION OF CONVEX SHELL WITH A STRONG SHOCK WAVE

V.V. Karachun, V.N. Mel'nick, V.Ju. Shybetskij

Implemented qualitative and quantitative analysis of the dynamics of the convex shell, which actions subject to strong shock wave in the operating conditions. Created an analytical model of phenomena that can solve a wide range of analysis and synthesis of surfaces with nonzero Gaussian curvature. The degree of influence of elastic surface displacement of convex shell of each other, which is reflected in the equations of dynamics. We construct a surface coordinate functions for the two modes of external influence - flat sound wave and diffuse field. Numerical analysis of the maximum values of surface displacements in the plane of the middle frame provided to stationary perturbation. The mentioned load on surface of shell for fixed frequency sound waves and the level of excess pressure.

Key words: convex shell, Gaussian curvature, coordinate functions

Карачун Владимир Владимирович – д-р техн. наук, проф., проф. каф. биотехники и инженерии Национального технического университета Украины "КПИ", Киев, Украина, e-mail: karachun11@i.ua.

Мельник Виктория Николаевна – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой биотехники и инженерии Национального технического университета Украины "КПИ", Киев, Украина, e-mail: karachun11@i.ua.

Шибецкий Владислав Юрьевич – ассистент каф. биотехники и инженерии Национального технического университета Украины "КПИ", Киев, Украина, e-mail: sjsvva@mail.ru.

УДК 539.3:534.1

Н.Г. ШУЛЬЖЕНКО, П.П. ГОНТАРОВСКИЙ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

РЕАКЦИЯ ОБОЛОЧЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ НА ИМПУЛЬСНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ

Рассматривается передача возмущений в разветвленных оболочках вращения, вызванных кратковременными импульсными сосредоточенными нагрузками при расстыковке. Задача решается полуаналитическим методом конечных элементов в сочетании с интегрированием уравнений движения методом Ньюмарка. Решение в окружном направлении аппроксимируется рядами Фурье. Приводятся результаты расчетов конструкций, состоящих из оболочек вращения, при четырех синхронных импульсных нагрузках длительностью 100 мкс. Результаты показывают, что распространяющиеся возмущения в рассмотренных конструкциях имеют волновой характер.

Ключевые слова: *оболочки вращения, импульсные воздействия, метод конечных элементов, метод Ньюмарка, распространение возмущений.*

Введение

Космические аппараты и другие объекты современной техники зачастую представляют собой произвольно соединенные разветвленные оболочки вращения, которые подвергаются кратковременным вибрационным воздействиям, например, при расстыковке. При этом уровни передаваемого динамического воздействия на элементы системы и установленные приборы не должны превышать допустимые.

При кратковременных импульсных воздействиях продолжительностью 10 – 100 мкс в конструкции возбуждаются низкочастотные и высокочастотные составляющие колебательных движений. Для прогнозирования распространения возмущений по конструкции разработана методика, основанная на конечноэлементном представлении сложной механической системы в сочетании с непосредственным интегрированием дифференциальных уравнений движения методом Ньюмарка.

Результаты исследований

Рассматриваемые конструкции представляются набором оболочек вращения – конических, цилиндрических, торовых, сферических, эллиптических, эллипсо-торовых и круглых пластин линейнопеременной толщины, соединенных произвольным образом. Нагрузки распределяются на элементах или сосредотачиваются на свободных концах и стыках, где могут быть заданы и кинематические возмущения, изменяющиеся во времени.

Деформирование оболочек вращения описывается с использованием гипотез Кирхгофа-Лява для элементов переменной толщины с учетом кольцевых сосредоточенных масс. Перемещения элементов рассматриваются в местной системе координат sOς, ось s которой направлена по касательной в сторону обхода меридиана, а ось ς – по нормали к срединной поверхности оболочки. Окружная координата θ является общей для местной и цилиндрической систем координат (рис. 1).

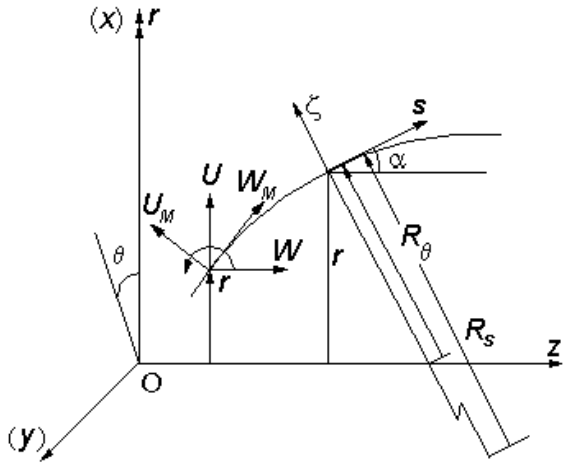


Рис. 1. Перемещения срединной поверхности оболочки

Компоненты деформации срединной поверхности оболочки в цилиндрической системе координат представляются зависимостями [1]

$$\varepsilon_S(s,\theta,t)=\frac{\partial W_M(s,\theta,t)}{\partial s}+\frac{U_M(s,\theta,t)}{R_S(s)},$$

$$\varepsilon_\theta(s,\theta,t)=\frac{1}{r(s)}\left[\frac{\partial V_M(s,\theta,t)}{\partial\theta}+\right.$$

© Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский

$$+U_M(s,\theta,t)\cos\alpha(s)+W_M(s,\theta,t)\sin\alpha(s)\big],$$

$$\varepsilon_{\theta S}(s,\theta,t)=\frac{\partial V(s,\theta,t)}{\partial s}+$$

$$+\frac{V(s,\theta,t)}{r(s)}\sin\alpha(s)+\frac{\partial W_M}{r(s)\partial\theta},$$

где W_M, U_M, V_M – перемещения срединной поверхности оболочки в направлении осей s, ς, θ соответственно; R_S – радиус кривизны срединной поверхности меридиональной плоскости;

$$\frac{1}{R_S}=-\frac{d\alpha(s)}{ds};$$

α – угол наклона между осями z и s;

r(s) – радиус срединной поверхности;

t – время.

Изменение кривизны и кручения срединной поверхности оболочки определяется формулами [1]:

$$\chi_S(s,\theta,t)=-\frac{\partial\Theta_S(s,\theta,t)}{\partial s},$$

$$\chi_\theta(s,\theta,t)=\frac{1}{r(s)}\frac{\partial\Theta_\theta(s,\theta,t)}{\partial\theta}-\frac{\sin\alpha(s)}{r(s)}\Theta_S(s,\theta,t),$$

где Θ_s, Θ_θ – углы поворота нормали к срединной поверхности в меридиональном и окружном направлениях:

$$\Theta_S(s,\theta,t)=\frac{\partial U_M(s,\theta,t)}{\partial s}-\frac{W_M(s,\theta,t)}{R_S(s)},$$

$$\Theta_\theta(s,\theta,t)=\frac{V(s,\theta,t)\cos\alpha(s)}{r(s)}-\frac{1}{r(s)}\cdot\frac{\partial U_M(s,\theta,t)}{\partial\theta}.$$

Перемещения и деформации произвольной точки оболочки находятся по формулам:

$$U_M(s,\theta,\zeta,t)=U_M(s,\theta,t),$$

$$W_M(s,\theta,\zeta,t)=W_M(s,\theta,t)+\zeta\cdot\Theta_S(s,\theta,t),$$

$$V_M(s,\theta,\zeta,t)=V_M(s,\theta,t)+\zeta\cdot\Theta_S(s,\theta,t)$$

$$\varepsilon_S(s,\theta,\zeta,t)=\big(\varepsilon_S(s,\theta,t)+\zeta\cdot\chi_S(s,\theta,t)\big)\big/\big(1+\zeta/R_S\big),$$

$$\varepsilon_\theta(s,\theta,\zeta,t)=\big(\varepsilon_\theta(s,\theta,t)+\zeta\cdot\chi_\theta(s,\theta,t)\big)\big/\big(1+\zeta/R_\theta\big),$$

$$2\varepsilon_{s\theta}(s,\theta,\zeta,t)=$$

$$=\frac{\varepsilon_{s\theta}(s,\theta,t)\left(1-\dfrac{\zeta^2}{R_sR_\theta}\right)+2\zeta\left[1+\dfrac{\zeta}{2}\left(\dfrac{1}{R_s}+\dfrac{1}{R_\theta}\right)\right]\chi_{s\theta}(s,\theta,t)}{\left(1+\dfrac{\zeta}{R_s}\right)\left(1+\dfrac{\zeta}{R_\theta}\right)}.$$

После разбивки на криволинейные конечные элементы координаты точек меридиана аппроксимируются зависимостями:

$$r(\xi)=r_i\varphi_i(\xi)+r_j\varphi_j(\xi)+r_i'\psi_i(\xi)l_i+r_j'\psi_j,$$

$$z(\xi)=z_i\varphi_i(\xi)+z_j\varphi_j(\xi)+z_i'\psi_i(\xi)l_i+z_j'\psi_j(\xi)l_i,$$

где $\xi = s / l_i$ – относительная координата вдоль s;

l_i – длина дуги меридиана конечного элемента с узлами i и j;

φ_i, φ_j, ψ_i, ψ_j – координатные функции конечного элемента:

$$\varphi_i=1-3\xi^2+2\xi^3,\quad \varphi_j=3\xi^2-2\xi^3,$$

$$\psi_i=\xi-2\xi^2+\xi^3,\quad \psi_j=\xi^2+\xi^3;$$

r_i, r_j, z_i, z_j – координаты узлов конечного элемента в цилиндрической системе координат. Штрихами обозначены производные по длине дуги меридиана s.

Перемещения срединной поверхности конечного элемента в окружном направлении представляются рядами Фурье по координате θ:

$$U_M(s,\theta,t)=\sum_{k=0}^{N}U_{Mk}(\xi,t)\cos k\theta+\sum_{k=1}^{N}\bar U_{Mk}(\xi,t)\sin k\theta,$$

$$W_M(s,\theta,t)=\sum_{k=0}^{N}W_{Mk}(\xi,t)\cos k\theta+\sum_{k=1}^{N}\bar W_{Mk}(\xi,t)\sin k\theta,$$

$$V_M(s,\theta,t)=\sum_{k=0}^{N}V_{Mk}(\xi,t)\cos k\theta+\sum_{k=1}^{N}\bar V_{Mk}(\xi,t)\sin k\theta.$$

Амплитудные значения перемещений в пределах конечного элемента аппроксимируются теми же координатными функциями, что и геометрические параметры.

Система дифференциальных уравнений движения конечного элемента оболочки получается из вариационного уравнения Лагранжа [2] с учетом сил инерции

$$\iiint_V\left(\sigma_S\delta\varepsilon_S+\sigma_\theta\delta\varepsilon_\theta+\tau_{S\theta}2\delta\varepsilon_{S\theta}\right)\cdot r ds d\varsigma d\theta=$$

$$=\iint_S q_M\delta U_M r ds d\theta+$$

$$+P_U\delta U_M+P_W\delta W_M+P_V\delta V_M+M_S\delta\Theta_S+$$

$$+\iiint_V\rho\left(\ddot U_M\delta U_M+\ddot W\delta W_M+\ddot V_M\delta V_M\right)\cdot r(s) ds d\varsigma d\theta,$$

где q_M – нормальное давление, приведенное к срединной поверхности;

P_U, P_W, P_V, M_S – усилия и моменты, приложенные на краях конечного элемента;

ρ – плотность материала;

V, S – объем и поверхность конечного элемента.

Связь между напряжениями и деформациями в случае плоского напряженного состояния определяется зависимостями [1]:

$$\sigma_S(s,\zeta,\theta,t)=A_{11}\varepsilon_S(s,\zeta,\theta,t)+A_{12}\varepsilon_\theta(s,\zeta,\theta,t);$$

$$\sigma_\theta(s,\zeta,\theta,t)=A_{21}\varepsilon_S(s,\zeta,\theta,t)+A_{22}\varepsilon_\theta(s,\zeta,\theta,t);$$

$$\tau_{S\theta}(s,\zeta,\theta,t)=2G\varepsilon_{S\theta}(s,\zeta,\theta,t).$$

где A_{11}, A_{12}, A_{22}, G – упругие постоянные материала обобщенного закона Гука.

Коэффициенты A_{ij} для изотропного материала определяются следующим образом:

$$A_{22}=A_{11}=\frac{2G}{(1-\nu)},$$

$$A_{12} = A_{21} = \frac{2G\nu}{(1-\nu)},$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)},$$

где E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона.

Оболочки стыкуются между собой краевыми узлами. При этом может иметь место излом и разрыв меридиана. Соединение узлов (стыковка оболочек) осуществляется через специальную стыковочную матрицу, что упрощает алгоритм решения.

На краях конечного элемента могут быть заданы кинематические воздействия $U_M^\Gamma, \Theta_S^\Gamma, W_M^\Gamma, \Theta_\Theta^\Gamma$, которые осуществляются через упругие жесткости C_U, C_W, C_V, C_Θ.

Выражая вариационное уравнение Лагранжа через перемещения и варьируя по неопределенным узловым параметрам, получим систему

$$\sum_{l=i}^{i+1}\left(M_{kPl}\ddot{U}_{kl} + B_{kPl}\dot{U}_{kl} + C_{kPl}U_{kl}\right) = b_{kP},\ k = 1,2,...,N,$$

$$\sum_{l=i}^{i+1}\left(\bar{M}_{kPl}\ddot{\bar{U}}_{kl} + \bar{B}_{kPl}\dot{\bar{U}}_{kl} + \bar{C}_{kPl}\bar{U}_{kl}\right) = \bar{b}_{kP},$$

k=1,2,…, N, p=i, i+1,

где $U_{kl}^T = \{U_{kl}, U'_{kl}, W_{kl}, W'_{kl}, V_{kl}, V'_{kl}\}$ – вектор узловых параметров;

$M_{Pkl}, B_{Pkl}, C_{Pkl}, \bar{M}_{Pkl}, \bar{B}_{Pkl}, \bar{C}_{Pkl}$ – клеточные матрицы масс и жесткостей конечного элемента размером (6×6);

$b_{kP}, \bar{b}_{kP}$ – векторы правых частей.

Матрица демпфирования получается как линейная комбинация матриц M и C. Общая система дифференциальных уравнений получается суммированием соответствующих членов уравнений для конечных элементов.

Окончательно система дифференциальных уравнений движения имеет вид

$$M\ddot{\vec{U}} + B\dot{\vec{U}} + C\vec{U} = \vec{b},$$

интегрирование которой во времени осуществляется устойчивым методом Ньюмарка [3], где $\vec{U}$, $\dot{\vec{U}}$, $\ddot{\vec{U}}$ – векторы узловых перемещений, скоростей и ускорений узлов конечных элементов.

Матрицы жесткости, масс и демпфирования имеют клеточно-ленточную структуру. В местах разветвления оболочек в общей матрице появляются столбцы, обеспечивающие связь между соответствующими узлами.

Программная реализация данного метода учитывает особенности структуры матриц, что позволяет существенно сократить время счета.

Рассмотрена оболочечная модель части корпуса космического аппарата, состоящая из конической оболочки с образующей длиной 42,6 см и толщиной 4 мм, наклоненной под углом 45 градусов к оси и соединенной с ней цилиндрической оболочкой длиной 150 см и радиусом 80 см.

Модуль упругости материала $E = 7{,}2\times10^4$ МПа, плотность $\rho = 3\times10^3$ кг/м^3, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$. Динамическое воздействие на оболочку задается четырьмя сосредоточенными импульсами вдоль оси вращения в виде полуволны синусоиды продолжительностью 100 мкс с амплитудой $5\cdot10^3$Н. Дискретизация импульса на 40 и 80 временных участков показала, что результаты расчетов перемещений и ускорений при этом практически совпадают. Вдоль меридиана оболочки задавалось 50 конечных элементов, в окружном направлении с учетом симметрии для четверти окружности удерживалось 9 гармоник ряда Фурье. Удержание большего числа слагаемых не приводило к существенному изменению результата. Для анализа переходного процесса в конструкции расчет осуществлялся до $t = 6\cdot10^{-3}$ с. За это время волна успевает пройти до края конструкции и вернуться назад около 6 раз.

Результаты изменения во времени радиальных и осевых перемещений для точек под силой (кривая 1) и на расстояниях 5 мм, 0,42 м и 1,8 м (кривые 2, 3, 4 соответственно) показаны на рис. 2, а и 2, б. Аналогичные данные приводятся на рис. 3, а и 3, б для точек меридиональной плоскости, находящейся между приложенными силами.

Из результатов следует, что переходной процесс для перемещений и ускорений оболочечной конструкции имеет волновой характер. Заметные возмущения точки 3 достигаются примерно через 90 мкс, а точки 4 – через 650 мкс от начала процесса. Запаздывание возмущений имеет место и в окружном направлении (примерно на 180 мкс). В результате воздействия импульса возбуждаются наряду с высокочастотными и низкочастотные колебания.

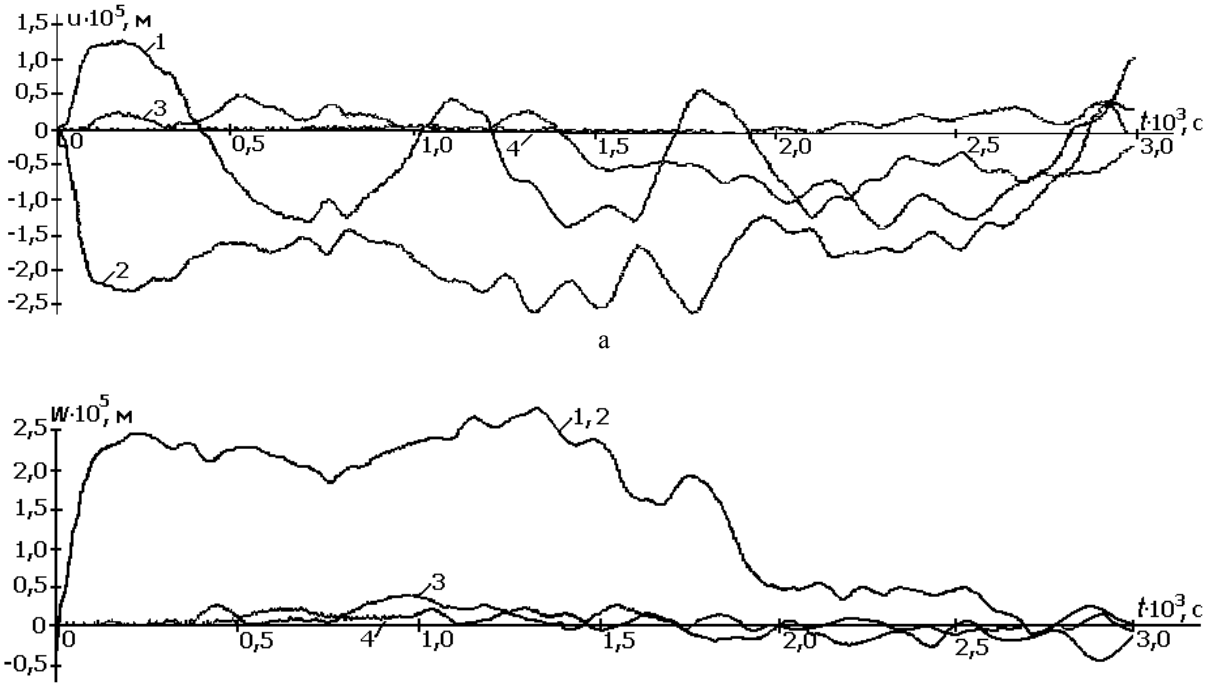
В случае приложения импульса продолжительностью не 100 мкс, а 10 мкс, но с амплитудой в 10 раз больше, амплитуды низкочастотных составляющих перемещений становятся в 2 раза больше и значительно возрастают амплитуды высокочастотных составляющих. Времена запаздывания возмущений вдоль конструкции остаются такими же.

Выполнены расчеты переходных процессов днища космического аппарата, модель которого представлена набором из двадцати оболочек. Меридиональное сечение днища схематически представлено на рис. 4. Свойства материала: ν=0,3; $E = 7{,}2\times10^4$ МПа; $\rho = 3\times10^3$ кг/м^3.

Динамическое воздействие представлялось четырьмя сосредоточенными импульсами, размещенными на 10-й оболочке по окружности через 90°.

Импульс нагружения задавался полуволной синусоиды продолжительностью 100 мкс. При уменьшении шага интегрирования по времени установлено, что перемещения практически совпадают, начиная с шага 10 мкс, а ускорения – с 2,5 мкс.

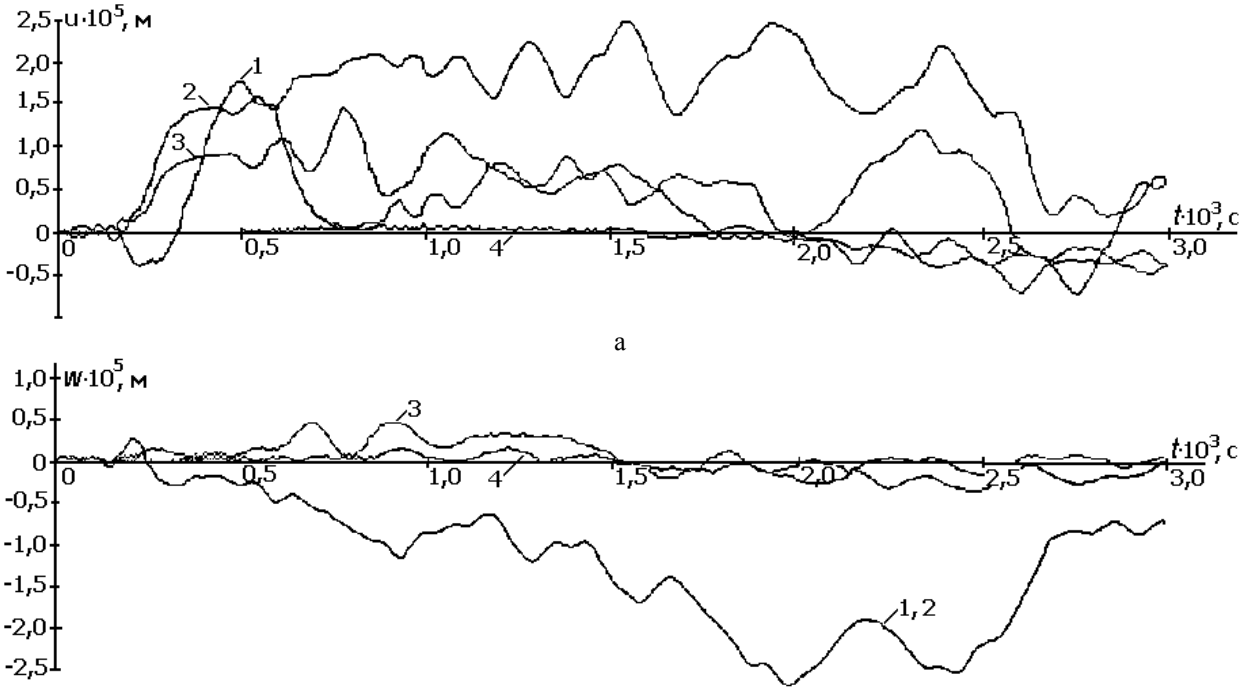
На рис. 5 показано изменение осевых перемещений точек 1, 2, 3, 4. На рис. 6, а приведено изменение меридиональных напряжений на наружной поверхности в точках 1 и 3, а на рис. 6, б – изменение со временем ускорений этих же точек.



а

б

Рис. 2. Радиальные и осевые перемещения в точках 1–4 меридиональной плоскости, проходящей через точки приложения сил



а

б

Рис. 3. Радиальные и осевые перемещения в точках 1–4 меридиональной плоскости, проходящей по средине между точками приложения сил

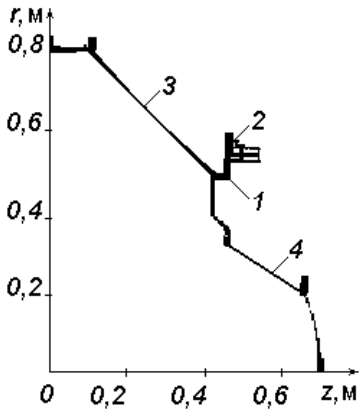


Рис. 4. Схема меридионального сечения днища космического аппарата

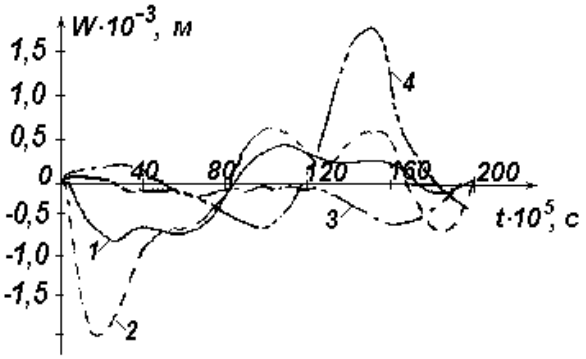
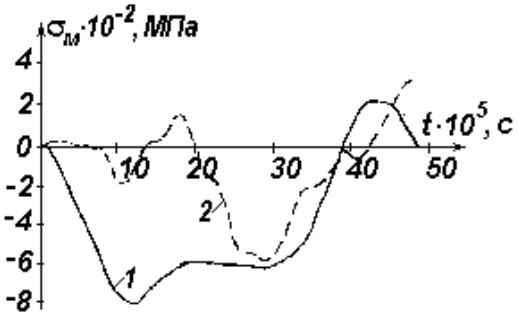
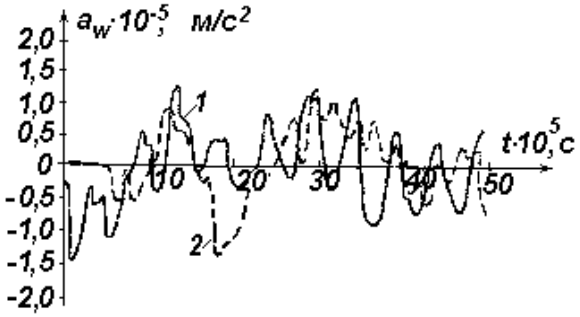


Рис. 5. Изменение осевых перемещений точек конструкции



а



б

Рис. 6. Изменение меридиональных напряжений (а) и ускорений (б) в точках 1 и 2 со временем

Выводы

Разработана методика расчета переходных динамических процессов в составных оболочках вращения с разветвленным меридианом при неосесимметричном нагружении с использованием метода конечных элементов в сочетании с разложением решения в ряды Фурье в окружном направлении.

Создано экономичное по вычислительным затратам программное обеспечение, позволяющее рассматривать переходные процессы в элементах космических аппаратов при расстыковке.

Результаты, полученные по изложенной методике для отдельных элементов аппаратов при кратковременных воздействиях, сравнивались с полученными по стандартным программным комплексам. Наблюдается практическое совпадение результатов. Вместе с тем затраты на расчеты по данной методике существенно меньше, чем по стандартным методикам.

Результаты расчетов показывают, что распространение возмущений в оболочечных конструкциях космических аппаратов при кратковременных импульсных воздействиях, имеющих место во время расстыковки, носит волновой характер.

С помощью разработанного методического обеспечения могут быть определены расчетным путем перемещения, скорости и ускорения, а также напряжения при кратковременных динамических воздействиях в элементах конструкций космических аппаратов.

Литература

1. Шевченко, Ю.Н. Методы расчета оболочек. Теория упруго-пластических оболочек при неизотермических процессах нагружения [Текст] / Ю.Н. Шевченко, И.В. Прохоренко. – К.: Наук. думка, 1981. – 296 с.

2. Васидзу, К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности [Текст] / К. Васидзу. – М.: Мир, 1987. – 542 с.

3. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.

Поступила в редакцию 24.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, ст. науч. сотр., вед. науч. сотр. Б.Ф. Зайцев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

РЕАКЦІЯ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОСМІЧНИХ АПАРАТІВ НА ІМПУЛЬСНЕ ЗБУДЖЕННЯ

М.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровський

Розглядається передача збудження у розгалужених оболонках обертання, викликаних короткочасними імпульсними зосередженими навантаженнями при розстикуванні. Задача вирішується напіваналітичним методом скінченних елементів у сполученні з інтегруванням рівнянь руху методом Ньюмарка. Рішення в окружному напрямку апроксимується рядами Фур'є. Приводяться результати розрахунків конструкцій, що складаються з оболонок обертання, при чотирьох синхронних імпульсних навантаженнях тривалістю 100 мкс. Результати показують, що збудження, які поширюються у розглянутих конструкціях, мають хвильовий характер.

Ключові слова: оболонки обертання, імпульсні впливи, метод скінченних елементів, метод Ньюмарка, поширення збуджень.

REACTION OF SHELL ELEMENTS OF SPACE VEHICLES ON THE IMPULSE ACTION

N.G. Shulzhenko, P.P. Gontarowsky

Transfer of perturbations to the branching shells of revolution called by short-term pulsing concentrated loads at a disconnection is observed. The problem resolves from semianalytical finite element method in a combination to integration of the equations of motion by method Numark. The solution in the circumferential direction is approximated by rows of the Fourier. Results of calculations of the constructions consisting of shells of revolution are resulted at four synchronous pulsing loadings by duration 100 mks. Results show, that passed round perturbations in the observed constructions have wave character.

Key words: shells of rotation, impulse actions, a method of finite elements, method of Numark, extending of perturbations.

Шульженко Николай Григорьевич – д-р техн. наук, проф., зав. отделом вибрационных и термопрочностных исследований, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Гонтаровский Павел Петрович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

УДК 629.7.062:621.454.2.054

В.И. КОНОХ, И.И. КАЛИНИЧЕНКО, И.Н. ГОРДИЕЦ, И.Ю. КУКСА, А.В. ШПАК

Государственное предприятие "Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля"

СОЗДАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ С ПОРШНЕВЫМ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРОМ ТЯГИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Рассмотрено применение объемных насосов поршневого типа с поступательными звеньями в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом. Для данного типа насосов построена нелинейная математическая модель с использованием уравнений движения поршней основного насоса, пневмораспределителя, демпфера и компенсатора, уравнения изменения давлений в газовых и жидкостных полостях, уравнения расходов масла через трубопровод, жиклёр и обратные клапаны, уравнения расходов газа через каналы и сёдла пневмораспределителя. Приведен анализ рабочих процессов, полученных расчётным и экспериментальным путём. Рассмотрена возможность применения одного типоразмера насоса на различных режимах.

***Ключевые слова**: пневматический насос, источник гидравлической мощности, моделирование рабочих процессов.*

Введение

Для управления полетом ракеты-носителя (РН) применяют систему управления вектором тяги, которая отклоняя камеры двигателя, газовые рули или двигатель в целом создает управляющие усилия.

Для решения этой задачи возможно применение различных приводов: электрических, газовых или гидравлических.

Электрические приводы используются на двигателях верхних ступеней и имеют невысокие мощности, что и является их недостатком. Газовые приводы используются на оперативно-тактических ракетах и имеют недостаток, связанный со сжимаемостью газа, вследствие чего снижается их точность. Чаще всего применяются гидравлические приводы. Для питания гидравлических приводов существует несколько основных источников.

Первый – отбор компонента топлива от двигателя либо для привода дополнительного насоса, либо для замещения масла компонентом топлива. Недостаток данного источника – функционирование системы возможно только при работе двигателя, т.е. нет возможности проведения предстартовых проверок.

Второй источник – это автономные системы гидравлической мощности, имеющие свое рабочее тело – масло. К ним относятся:

– вытеснительные системы;

– турбонасосные с насосом вращательного действия;

– насосы с пневматическим возвратно-поступательным приводом.

Недостатком вытеснительных систем является существенное увеличение габаритно-массовых характеристик при увеличении времени работы и/или мощности насоса.

В турбонасосах с насосом вращательного действия приводом может служить: газовая турбина, работающая на генераторном или сжатом газе; электродвигатели. Недостатками таких насосов являются сложная система регулирования или наличие системы электрического питания.

Этих недостатков лишены насосы с пневматическим возвратно-поступательным приводом: мембранного или поршневого дифференциального типа.

Типовая схема источника гидравлической мощности (ИГМ) с пневматическим возвратно-поступательным приводом изображена на рис. 1.

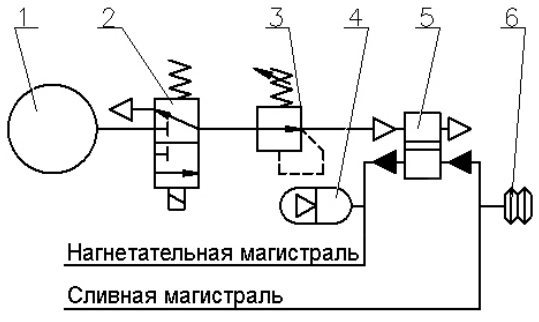


Рис. 1. Типовая схема ИГМ:
1 – емкость с газом высокого давления;
2 – электропневмоклапан;
3 – газовый редуктор; 4 – демпфер;
5 – пневмонасос (ПН);
6 – компенсатор

© В.И. Конох, И.И. Калиниченко, И.Н. Гордиец, И.Ю. Кукса, А.В. Шпак

1. Обзор публикаций и выделение нерешённых задач

Отработка и доводка новой конструкции в ракетно-космической технике требует больших материальных и временных затрат. Поэтому на стадии проектных работ целесообразно использовать математическое моделирование.

Экспериментальные данные и опыт, применяемые при математическом моделировании существующих узлов и агрегатов можно использовать и при проектирования новых, а математическое моделирование с использованием экспериментальных данных близкого по конструкции прототипа, зачастую, позволяет с первого раза получить систему с требуемыми характеристиками.

Для рассматриваемого ИГМ важно спрогнозировать характеристики рабочих процессов, определить характер изменения во времени давлений в магистралях и газовых полостях привода. Это позволило бы уменьшить влияние циклической работы ПН на работу исполнительного элемента гидропривода путём оптимизации конструктивных параметров демпфера, компенсатора. Таким образом, применение математического моделирования при проектировании ИГМ позволит существенно сократить время и стоимость разработки.

2. Постановка задачи данного исследования

Задачей данного исследования являются разработка динамической математической модели ИГМ с поршневым ПН, а также оценка возможности применения одного типоразмера ПН на различных режимах работы.

В последнее время наибольшее распространение в ИГМ получили ПН поршневого и мембранного типа. Рассмотрим для примера принцип работы поршневого ПН. Аналогичный ИГМ применяется на верхней ступени РН “Днепр”. На рис. 2 представлена пневмогидравлическая схема этого ПН.

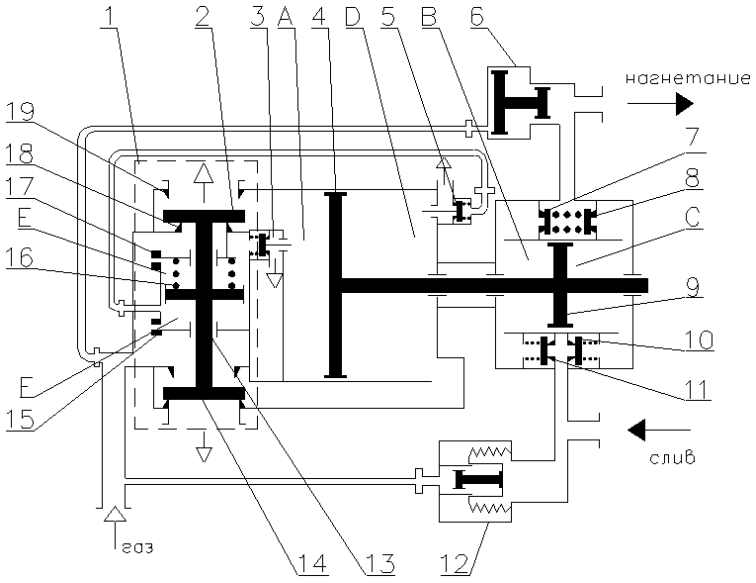


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема поршневого ПН:
1 – пневмораспределитель; 2, 14 – затвор; 3, 5 – клапан концевой; 4 – пневмопоршень;
6 – демпфер; 7, 8, 10, 11 – клапан обратный; 9 – гидропоршень; 12 – компенсатор;
13 – поршень пневмораспределителя; 15, 17 – жиклер; 16 – пружина; 18, 19 – седло;
A, B, C, D, E, F – полости

В исходном положении под действием пружины 16 поршень 13 пневмораспределителя 1 находится в крайнем нижнем положении. Полость D сообщена с источником сжатого газа, а полость A - с окружающей средой. Демпфер 6 полностью заправлен маслом. При подаче сжатого газа – газовая полость демпфера заполняется быстрее, чем полость D ПН, и масло начинает вытесняться из демпфера 6 и поступать в линию нагнетания. Затем газ начинает заполнять полость D. При достижении в полости D давления, определяемого разностью дифференциалов демпфера и ПН, гидропоршень 9 перемещается влево, вытесняя масло из полости B в трубопровод нагнетания. При этом срабатывает (открывается) обратный клапан 7 и масло под высоким давлением заполняет демпфер 6 и поступает по линии нагнетания к гидроприводам. Пройдя через гидравлические приводы, масло по трубопроводу слива через обратный клапан 10 начнет заполнять полость C. При этом обратные клапаны 8 и 11 закрыты давлением

масла. При нажатии пневмопоршнем 4 на концевой клапан 3, он открывается и дренажирует в атмосферу сжатый газ из полости E под поршнем 13 пневмораспределителя 1. Поршень 13 со штоком под действием разности давлений в полостях E и F перемещается до контакта затвора 2 с седлом 19. При этом полость A сообщается с источником сжатого газа, а полость D – с атмосферой. Пневмопоршень 4 и гидропоршень 9 изменяют направление движения и перемещаются до контакта с концевым клапаном 5. При перемещении пневмопоршня 4 вправо, он перестает воздействовать на концевой клапан 3, который под действием пружины закрывается. Давление в управляющей полости E пневмораспределителя, благодаря подпитке через жиклер 17, восстанавливается до первоначального уровня.

Масло высокого давления вытесняется из полости C через клапан 8 в линию нагнетания и демпфер 6. Полость B через клапан 11 сообщается с линией слива. При нажатии на концевой клапан 5 происходит обратное переключение пневмораспределителя 1 вследствие дренажирования в атмосферу сжатого газа из полости F над поршнем 13. Процесс повторяется.

Компенсатор 12 установлен на линии слива ПН и предназначен для поддержания постоянного давления масла на входе в ПН и компенсации температурного расширения масла в системе.

Демпфер 6 расположен на линии нагнетания и служит для уменьшения провалов давления рабочей жидкости в момент реверса гидропоршня 9. При движении гидропоршня 9 демпфер заправляется маслом, а в момент реверса – вытесняет масло высокого давления с линию нагнетания.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Математическая модель рассматриваемого ПН включает в себя уравнения движения пневмо- и гидро- поршня, поршней демпфера и компенсатора, штока газового редуктора, затворов пневмораспределителя; уравнения изменения давлений в газовых и жидкостных полостях; уравнения расходов масла через трубопровод, жиклёр и обратные клапаны; уравнения расходов газа через каналы ПН и газовый редуктор.

Температуру газа в каналах и полостях считаем постоянной. Газ, проходя по каналам, расширяется, и как следствие, охлаждается. При составлении математической модели было сделано допущение, что из-за быстропротекающих процессов в ИГМ теплообменом в газовых и жидкостных полостях пренебрегаем, а процессы сжатия и расширения в газовых полостях изотермические. Характеристики подводящих и отводящих жидкостных каналов учитываются как сосредоточенные, а объём трубопроводов при расчётах прибавляется к объёмам соответствующих полостей. Стенки гидравлических магистралей и полостей ПН считаем жесткими, нерастворенный в масле газ - отсутствует. На рис 3 приведена расчётная схема поршневого ПН. Для поршневого ПН РР, демпфера DEM и компенсатора KOM индекс “OIL” используется для обозначения жидкостных полостей, индекс “GAS” - газовых. Направление “X+” указывает положительное направление перемещений в выбранной системе координат. G - направление расходов масла и гелия.

Рассмотрим особенности математического моделирования каждого из элементов, приведенных на расчётной схеме рис. 3.

Для поршневого ПН РР зависимость изменения объёма жидкостной полости от перемещения пневмо- и гидро- поршня с достаточной степенью точности, можно считать линейной. Таким образом, работа поршневого ПН РР описываются следующей системой уравнений:

Изменение давления в газовой полости насоса:

для движения поршня в направлении "X+"

$$\frac{dP_{M1}}{dt} = \frac{R \cdot T \cdot (G_{S1} - G_{S3}) - S_{MP} \cdot \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot P_{M1}}{V_{M10} + S_{MP} \cdot X_{PP}}, \quad (1)$$

для движения поршня в обратном направлении

$$\frac{dP_{M2}}{dt} = \frac{R \cdot T \cdot (G_{S2} - G_{S4}) - S_{MP1} \cdot \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot P_{M2}}{V_{M20} + S_{MP1} \cdot (X_{PP\,max} - X_{PP})}, \quad (2)$$

где R – газовая постоянная;

T – температура газа;

G_{S1}, G_{S2} – расход газа через седло подачи пневмораспределителя SW в газовую полость ПН;

G_{S3}, G_{S4} – расход газа через седло дренажа пневмораспределителя SW из газовой полости ПН в окружающую среду;

S_{MP} – площадь газового поршня;

S_{MP1} – площадь газового поршня без площади штока;

X_{PPmax} - величина максимального перемещения поршня;

X_{PP} – величина перемещения поршней;

V_{M10} - объём газовой полости V_{M1} при X_{PP}=0.

V_{M20} - объём газовой полости V_{M1} при X_{PP}=X_{PPmax}.

Изменение давления в жидкостной полости насоса:

для движения поршня в направлении "X+"

$$\frac{dP_{F1}}{dt} = \frac{\left(G_{Blin} - G_{Blout} + \frac{dX_{PP}}{dt} \cdot S_{FP1} \cdot \rho_{oil}\right) \cdot E}{\left(V_{F10} + S_{FP1} \cdot (X_{PP\,max} - X_{PP})\right) \cdot \rho_{oil}}, \quad (3)$$

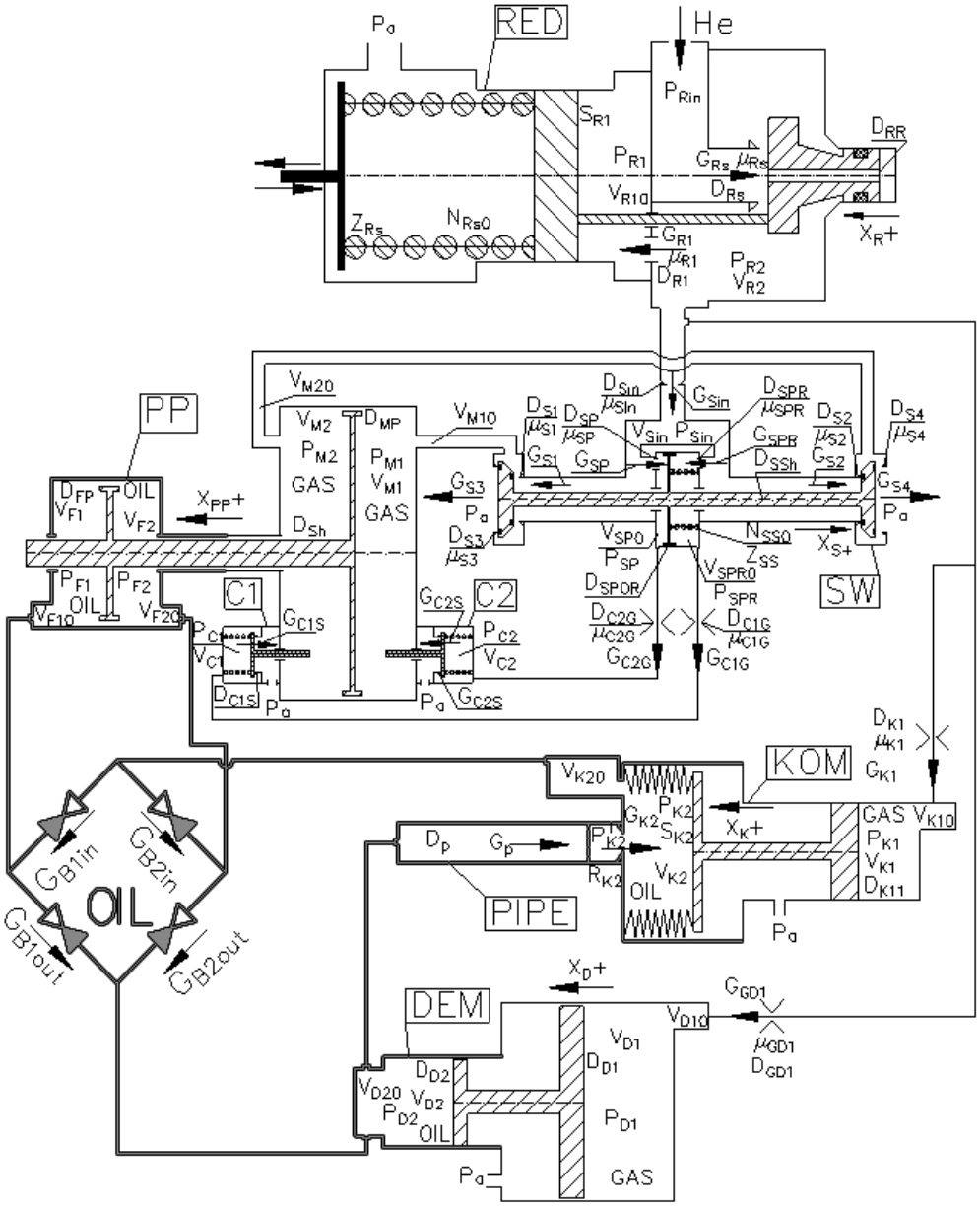


Рис. 3. Расчётная схема поршневого ПН с газовым редуктором: RED - газовый редуктор, SW – пневмораспределитель, DEM – демпфер, KOM – компенсатор, PP – поршневой ПН, C1, C2 – клапаны концевые поршневого ПН; PIPE – жидкостная магистраль

для движения поршня в обратном направлении

$$\frac{dP_{F2}}{dt} = \frac{\left(G_{B2in} - G_{B2out} + \frac{dX_{PP}}{dt}\cdot S_{FP1}\cdot\rho_{oil}\right)\cdot E}{\left(V_{F20} + S_{FP1}\cdot X_{PP}\right)\cdot\rho_{oil}}, \quad (4)$$

где G_{B1in}, G_{B2in} – расход масла в жидкостную полость насоса через входные обратные клапаны;

G_{B1out}, G_{B2out} – расход масла из жидкостной полости насоса через выходные обратные клапаны;

S_{FP1} – площадь масляного поршня без площади штока;

E - модуль упругости масла;

V_{F10} - объём жидкостной полости V_{F1} при $X_{PP}=X_{PPmax}$;

V_{F10} - объём жидкостной полости V_{F1} при $X_{PP}=0$;

ρ_{oil} - плотность масла.

Уравнение движения пневмо- и гидро- поршня:

$$\frac{d^2X_{PP}}{dt^2} = \frac{P_{M1}\cdot S_{MP} - P_{M2}\cdot S_{MP1}}{M_{PP}} + \frac{\left(P_{F2} - P_{F1}\right)\cdot S_{FP1} - \Sigma F_{PPTR}}{M_{PP}}, \quad (5)$$

где M_{PP} - масса пневмо- и гидро- поршня;

$\sum F_{PPTR}$ – среднее значение силы трения по пневмо- и гидро- поршням.

Аналогичной системой уравнений можно описать работу газового редуктора RED, демпфера DEM, компенсатора KOM и пневмораспределителя SW.

Расходы газа через сужающиеся устройства поршневого ПН в общем виде можно описать следующей математической моделью.

При докритическом режиме истечения:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} > \beta_{cr},$$

$$G = \mu \cdot f \cdot P_{in} \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T \cdot (k-1)} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (6)$$

При сверхкритическом режиме истечения:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} < \beta_{cr},$$

$$G = \frac{\mu \cdot f \cdot P_{in}}{\sqrt{R_{He} T_{He}}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)}}, \quad (7)$$

где P_{in} – абсолютное давление на входе в жиклер;

P_{out} – абсолютное давление на выходе;

μ – коэффициент расхода;

f – площадь проходного сечения жиклера;

k– показатель адиабаты газа;

$\beta_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}$ – критическое отношение давлений.

Здесь площадь проходного сечения жиклёра f равна площади рассматриваемого канала в самом узком месте, а при расчёте расхода газа через газовый редуктор – площади проходного сечения между затвором и седлом, а также площади демпфирующего жиклера. Потери давления в каналах и сёдлах газового редуктора учитываются коэффициентом расхода μ, который представляет собой отношение действительного расхода при истечении газа через жиклёр к теоретическому. На стадии проектирования ПН коэффициенты расходов могут быть получены расчётным путём (расчёт пневмосопротивлений) или, при наличии прототипа с аналогичными конструктивными элементами, приняты такими же как и в прототипе.

Обратные клапаны рассматриваются как жиклёры, с односторонним направлением движения масла. Так, например, работа входного обратного клапана насоса описывается следующей системой уравнений:

$$G_{Blin} = \sqrt{\frac{P_{K2} - P_{F1}}{R_B}}, \text{ при } P_{K2} > P_{F1}, \quad (8)$$

$$G_{Blin} = 0, \text{ при } P_{K2} \le P_{F1}, \quad (9)$$

где P_{K2} - давление в жидкостной полости компенсатора;

$R_B = \Delta P_{B0} / G_{B0}^2$ - гидравлическое сопротивление обратного клапана.

ΔP_{B0} - перепад давлений от жидкостной полости компенсатора КОМ до жидкостной полости насоса РР при расходе масла G_{B0}. Значения этого перепада давлений может быть получено из гидравлического расчёта проточной части ПН, или путём анализа экспериментальным данных, полученных при испытании прототипа.

Аналогичной системой уравнений можно описать все обратные клапаны, установленные в жидкостных магистралях ПН.

Гидравлический привод при математическом моделировании ИГМ, также как и при испытании на гидравлическом стенде, имитируется трубопроводом с жиклёром, который обеспечивает необходимый расходный режим.

Расход через жиклёр:

$$G_{K2} = \sqrt{\frac{P_{K2}^1 - P_{K2}}{R_{K2}}}, \quad (10)$$

где P_{K2}^1 - давление в трубопроводе перед жиклёром;

P_{K2} - давление в жидкостной полости компенсатора КОМ.

$R_{K2} = \frac{\Delta P_{K20}}{G_{K20}^2}$ - гидравлическое сопротивление жиклёра;

ΔP_{K20} - потребный перепад давлений на жиклёре при расходе масла G_{K20}.

Изменение расхода масла в трубопроводе:

$$\frac{dG_P}{dt} = \frac{S_P}{L_P} \cdot \left(P_{D2} - P_{K2}^1 - R_P \cdot G_P \cdot |G_P| \right), \quad (11)$$

где S_P – площадь сечения трубопровода;

G_P – расход масла через трубопровод – имитатор гидропривода;

L_P - длина трубопровода;

P_{D2} – давление в жидкостной полости демпфера;

$R_P = \frac{1}{2 \cdot \rho_{oil}} \cdot \left(\lambda \frac{L_P}{D_P} \cdot \frac{1}{S_P^2} \right)$ - гидравлическое сопротивление трубопровода;

λ – коэффициент потерь на трение, который зависит от режима течения (числа Рейнольдса) и относительной шероховатости внутренних стенок трубопровода;

D_P - внутренний диаметр трубопровода.

Изменение давления в трубопроводе перед жиклёром:

$$\frac{dP_{K2}^1}{dt} = \frac{(G_P - G_{K2})}{C_P}, \quad (12)$$

где $C_P = \frac{\rho_{oil}}{E} \cdot V_P$;

$V_P = S_P \cdot L_P$ - объём трубопровода.

Решение приведенной выше системы нелинейных дифференциальных уравнений производится численным интегрированием методом Эйлера. Оптимальный шаг интегрирования, с точки зрения продолжительности счёта и качества результатов расчета, равен $dt=10^{-6}$ с.

Для оценки достоверности полученной математической модели рассмотрим рабочий процесс ПН при расходе масла 0,17 кг/с. На рис. 4 приведен рабочий процесс, полученный расчётным путём, а на рис. 5 – результаты испытаний на гидравлическом стенде. Проведем анализ этих рабочих процессов.

При нажатии на клапан концевой 3 (рис. 2) (точка 1, рис. 4, рис. 5) в пневмораспределителе происходит переключение. В полость А подается газ высокого давления (точка 2), а полость D сообщается с внешней средой (точка 3). При переключении пневмораспределителя в линии подачи газа на вход в ПН снижается давление (точка 5), что связано с динамическими характеристиками газового редуктора. Следовательно, также снижается давление в линии нагнетания (точка 4). Демпфер компенсирует снижение давления в линии нагнетания путем вытеснения масла (точка 6). Длительность провала давления в линии нагнетания обуславливается временем переходного процесса газового редуктора и временем опорожнения газовой полости D (точка 7). После выхода редуктора на режим начинается заправка демпфера (от точки 6 до точки 8).

Полученные результаты расчётов имеют хорошую сходимость с экспериментальными данными, что позволяет использовать математическую модель для исследования свойств и характеристик моделируемой системы. Как видно из рис. 4 и рис. 5, основным фактором, оказывающим влияние на работу гидропривода является провал давления в магистрали нагнетания длительностью около 0,04 с. Наличие этого фактора свидетельствует о влиянии на выходные характеристики ПН динамических характеристик системы питания ПН газом.

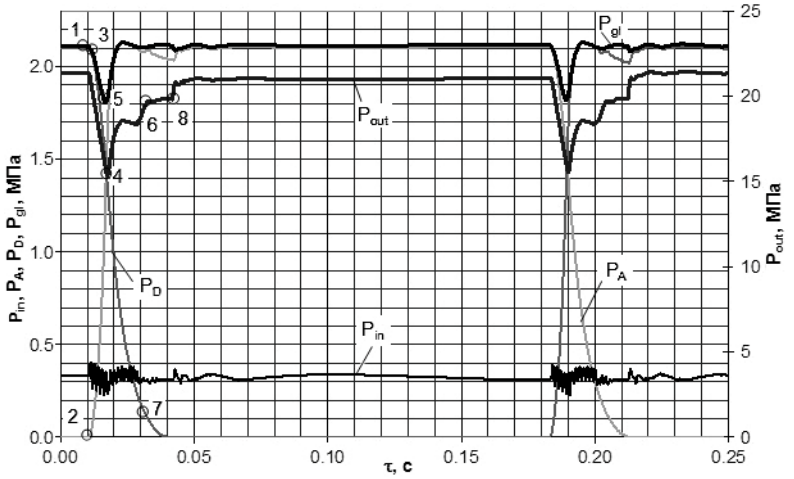


Рис. 4. Расчётный рабочий процесс поршневого ПН

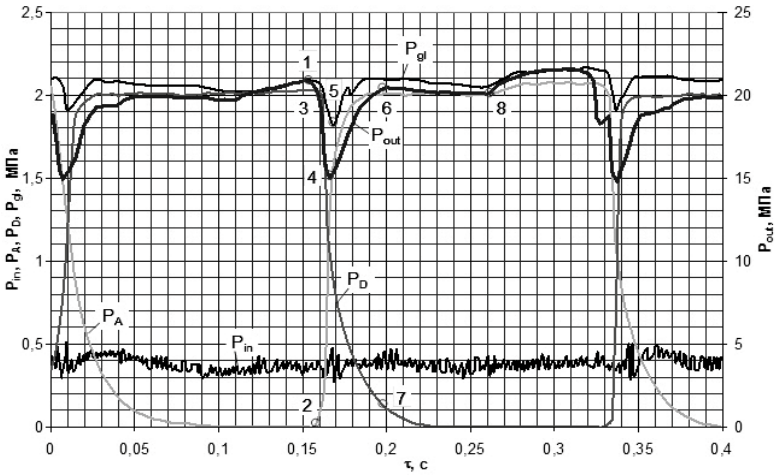


Рис. 5. Рабочий процесс поршневого ПН:
P_A, P_D – давления в газовых полостях А и D в соответствии с рис. 2,
P_{in} – давление в сливной магистрали, P_{out} - давление в магистрали нагнетания,
P_{gl} – давление газа на входе в ПН

Величина провала до 28% от номинального давления и его небольшая длительность практически не сказываются на характеристиках гидропривода из-за его инертности.

Рассмотрим применение одного типоразмера пневматического ПН для различных режимов работы. На рис. 6 приведен рабочий процесс полученный расчетным путем для расхода масла 0,32 кг/с, на рис. 7 – для расхода масла 0,053 кг/с.

Как видно из рис. 6 и рис. 7 при уменьшении или увеличении расхода масла от номинального значения (0,17 кг/с) и постоянном давлении гелия на входе (P_{gl}=2,09 МПа) среднее значение давления масла в магистрали нагнетания будет находиться в диапазоне $P_{out} = \left(20{,}97^{+0{,}14}_{-0{,}45}\right)$МПа. Результаты расчета приведены в таблице 1.

Изменение давление на выходе из ПН обусловлено изменением перепада давления на обратных клапанах ПН и пневмораспределителе.

Габаритные размеры рассматриваемого поршневого ПН составляют (280×200×160) мм, масса равна 3,4 кг. Общий вид приведен на рис. 8.

Таблица 1

Результаты расчета давления масла на выходе для разных режимов работы поршневого ПН

Расход масла, m кг/с	Среднее значение давление на выходе из ПН, P_{out} МПа
0,053	21,11
0,17	20,97
0,32	20,52

Выводы

1. Приведенная математическая модель позволяет ещё на стадии проектирования вычислить основные характеристики поршневого ПН.

2. Сравнение экспериментальных данных с результатами расчетов по математической модели показывает хорошую их сходимость, что позволяет говорить о достоверности результатов математического моделирования и применяемости модели для проектных расчетов ПН.

3. Поршневой ПН обладает таким свойством, что один его типоразмер может быть применен для ИГМ разной мощности.

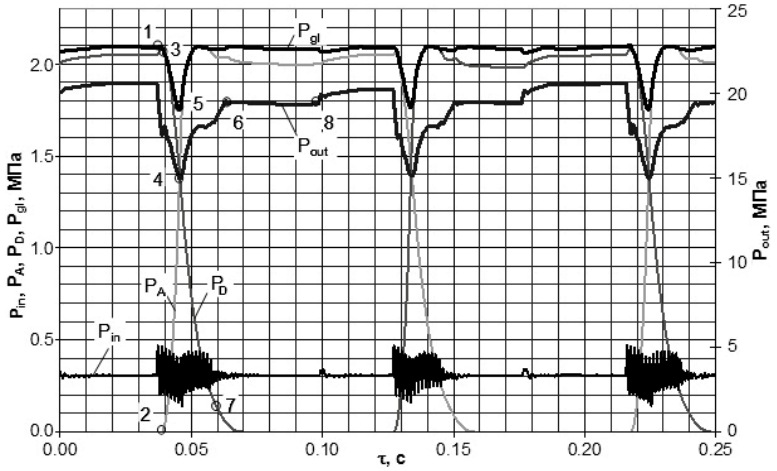


Рис. 6. Расчетный рабочий процесс поршневого ПН при расходе масла 0,32 кг/с

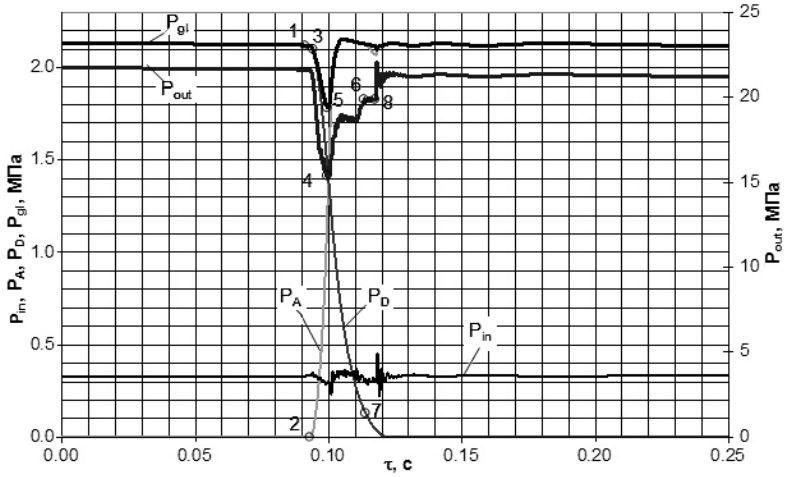


Рис. 7. Расчетный рабочий процесс поршневого ПН при расходе масла 0,053 кг/с

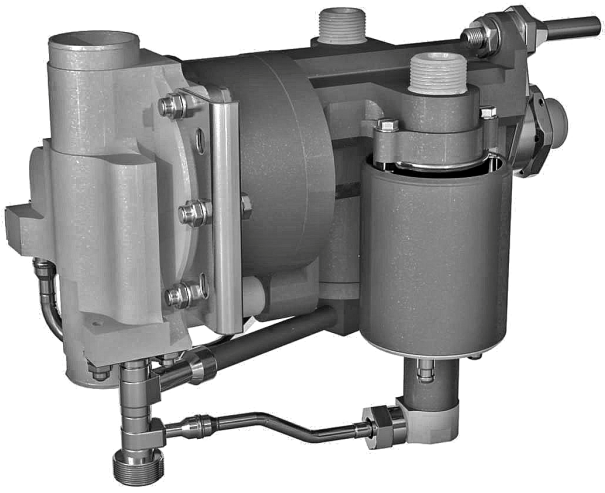


Рис. 8. Общий вид поршневого ПН

Литература

1. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

2. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1967. – 497 с.

3. Особенности математического моделирования рабочих процессов в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом [Текст] /В.И. Конох, И.И. Калиниченко, И.Н. Гордиец, И.Ю. Кукса // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 9/96. – С. 163-168.

4. Чванов, В.К. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Е.Н. Беляев, В.К. Чванов, В.В. Черваков. - М.: Изд-во МАИ, 1999. – 226 с.

Поступила в редакцию 3.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Габринец, декан физико-технического факультета Днепропетровского национального университета им. Олеся Гончара, Украина.

СТВОРЕННЯ ДЖЕРЕЛ ГІДРАВЛІЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ З ПОРШНЕВИМ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ВЕКТОРОМ ТЯГИ РАКЕТИ-НОСІЯ

В.І. Конох, І.І. Калініченко, І.М. Гордієць, І.Ю. Кукса, А.В. Шпак

Розглянуто застосування об'ємних насосів поршневого типу з поступальними ланками в джерелах гідравлічної потужності з пневматичним приводом. Для даного типу насосів побудована нелінійна математична модель з використанням рівнянь руху поршнів основного насосу, пневморасподільника, демпфера та компенсатора, рівняння зміни тиску у газових та рідинних порожнинах, рівняння витрати оливи крізь трубопровід, жиклер й зворотні клапани, рівняння витрати газу крізь канали та сідла пневморасподільника. Наведений порівняльний аналіз робочих процесів, що отримані розрахунковим та експериментальним шляхом. Розглянута можливість використання одного типорозміру насосу на різних режимах.

Ключові слова: пневматичний насос, джерело гідравлічної потужності, моделювання робочих процесів.

CREATION OF HYDRAULIC POWER SYSTEM WITH A PNEUMATIC PISTON ACTUATOR FOR THRUST VECTOR CONTROL SYSTEMS

V.I. Konokh, I.I. Kalinichenko, I.N. Gordiets, I.Yu. Kuksa, A.V. Shpak

It is considered an application of volumetric piston-type pumps with progressive elements in hydraulic power systems with a pneumatic actuator. For present type of pumps were given the nonlinear mathematical model using the equations of the pump's pistons motion, pneumatic distributor motion, damper and compensator motion, equations of pressure change in gas and liquid cavities, the equations of the oil flow through the pipeline, orifice and non-return valves, the equations of gas flow through the channels and seats of pneumatic distributor. The possibility of application of the same dimension-type pump for various modes is presented.

Key words: pneumo-pump, hydraulic power system, mathematical modeling of transient processes.

Конох Владимир Иванович - канд. техн. наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Калиниченко Игорь Иванович –начальник сектора отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Гордиец Иван Николаевич – начальник группы отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Кукса Игорь Юрьевич – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Шпак Артем Владимирович – инженер-конструктор II категории отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП"КБ "Южное", Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

УДК 621.454.2.018

А.Н. КОВАЛЕНКО, Ю.В. БЛИШУН

ГП "Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля", Днепропетровск, Украина

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОДГОТОВКИ И ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ПО ПРОВЕРКЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВЫСОТНЫХ ЖРД С ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПРИ ВДУВЕ СВОБОДНОГО ГАЗА

Разработана методика для проведения испытаний ЖРД с вдувом нормированного количества свободного гелия в тракты двигателя. Разработана и отработана конструкция установки, обеспечивающая вдув гелия в тракты двигателя. Определена зависимость количества вдуваемого гелия в тракты от давления перед жиклером и давлением в тракте. Выработаны методы контроля прохождения гелия в составе смеси (жидкость - газ) по тракту. Выявлены особенности, требующие учета при проектировании и отработке конструкции стендовой установки для вдува свободного газа в тракты питания ЖРД с токсичными компонентами.

Ключевые слова: *вдув, гелий, испытание, камера ЖРД, клапан, ресивер-накопитель.*

Введение

При работе двигательных установок с вытеснительной системой подачи топлива могут возникать нештатные ситуации, связанные с «несанкционированным» поступлении газа наддува в топливные тракты двигателя, в том числе в камеру двигателя. Анализ возможных аварийных ситуаций показал, что поступление газа наддува может быть осуществлено как на запуске, так и в конце работы на стабильном режиме, в виде цельного пузыря или в виде высококонцентрированной газо-жидкостной эмульсии. Для сертификации двигателя необходимо выполнение проверок, охватывающих все возможные нештатные ситуации. Ранее подобные проверки проводились при отработке ЖРД с турбонасосной системой подачи топлива, однако в таких схемах относительный объем свободного газа в топливе был существенно меньше, так как критическим элементом, определяющим работоспособность двигателя, был топливный насос.

Данная работа выполнялась применительно к высотному ЖРД с вытеснительной системой подачи топлива, работающей на топливе АТ+НДМГ, тягой 245 кг. Исходными данными для разработки методики проверки были приняты следующие: номинальный объем свободного газа 5000 нсм^3; коэффициент квалификации - 2; способ вдува – с разрывом потока и без разрыва потока; продолжительность вдува – не более одной секунды; место вдува должно быть расположено на расстоянии не более расстояния (по заполняемому объему) от топливных баков до ЖРД в двигательной установке; вдув должен имитировать поступление свободного газа на запуске и на останове. Для определения реакции двигателя на вдув газа на останове, вдув выполняли на стабильном режиме, а затем проводили сравнение основных характеристик двигателя до и после прохождения свободного газа через тракты двигателя.

Результаты исследований

Планирование проведения экспериментальных работ выполнялось на основе таких принципов:

- оптимальная разбивка работы на отдельные этапы, переход к следующему этапу только после завершения работ по предыдущему;
- постепенное наращивание экспериментальной установки, оборудование и средства измерений каждого из этапов используются, полностью или частично, в работах следующих этапов;
- выполнение всех требований технического задания при использовании минимально возможного количества узлов, оборудования, испытаний и трудозатрат;
- подготовка и проведение испытаний должны обеспечивать получение гарантировано достоверных результатов;
- при проведении испытаний и анализе результатов необходимо свести к минимуму влияние человеческого фактора, все процессы должны, по возможности, фиксироваться на электронные носители;
- применяемое стендовое оборудование должно моделировать основные гидродинамические характеристики штатной установки, быть простым по конструкции, универсальным и надежным в эксплуатации.

Была разработана система вдува строго определенного количества свободного газа в жидкостной

© А.Н. Коваленко, Ю.В. Блишун

тракт. Принципиальная схема установки представлена на рис. 1. Установка состоит из системы подвода газа, блока клапанов и ресивера-накопителя (РН) с дренажной магистралью. Система подвода газа включает ресивер объемом 5 литров, расположенный перед блоком клапанов. Применение газового ресивера обеспечивает стабильность входного давления непосредственно в процессе вдува. Блок клапанов состоит из основного пневмоклапана, управляющего электропневмоклапана и обратного клапана. Для повышения быстродействия системы управляющее давление используется с входа в пневмоклапан. Обратный клапан служит для защиты пневмоклапана от компонентов топлива. Регулирующим элементом в этой установке являются настроечный жиклер и блок клапанов с высокими динамическими характеристиками. Настроечный жиклер используется в качестве предварительной настройки на требуемый режим: для перехода с одного режима на другой необходимо произвести замену жиклера. Точная настройка осуществлялась изменением продолжительности процесса вдува, путем подбора циклограммы подачи электрических команд на блок клапанов. Для получения прогнозируемой и стабильной величины объема вдуваемого газа перепад давлений на жиклере всегда задается сверхкритическим.

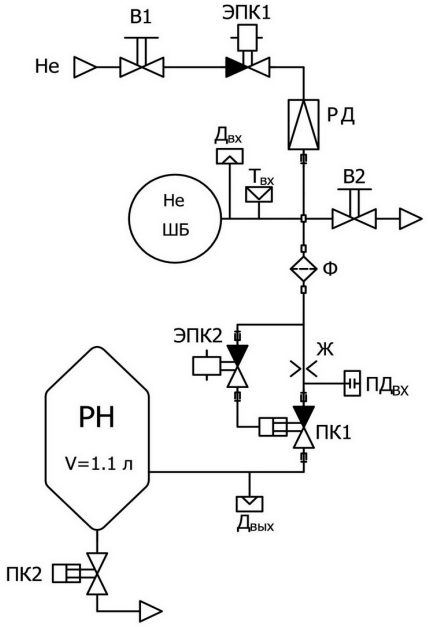


Рис. 1. Принципиальная схема установки вдува гелия

Перед монтажом блоки клапанов для установок окислителя и горючего проходили специальные испытания по определению стабильности динамических характеристик, в том числе и при наличии противодавления, определению факти-ческого времени открытого состояния клапанов, которое соответствует продолжительности вдува. Для проведения калибровки системы вдува необходимо использование калибровочной емкости. В качестве этой емкости применен РН.

Объем вдуваемого гелия определялся по разнице состояния гелия в РН до и после вдува его в РН, при этом предполагалось, что гелий идеальный газ. Для уменьшения погрешности при определении объема вдуваемого газа необходимо учитывать изменение температуры гелия в РН, поэтому конечное состояние должно определяться после стабилизации температур. При заполнении РН, гелий, проходя через жиклер, дросселируется, при этом нагреваясь, это повышение температуры связано с эффектом Джоуля – Томпсона. Кроме того, увеличение температуры гелия в РН связано также с эффектом Дизеля, когда в замкнутом объеме быстро растет давление газа. Выдержка необходима также из-за расположения датчика температуры в нижней части РН, так как для расчета необходимо иметь среднее значение температуры по всему объему.

В данной работе в качестве газа наддува использовался гелий, свойства которого значительно отличаются от свойств воздуха, поэтому перед первым зачетным испытанием проводились не менее трех технологических включений, в процессе которых происходило замещение воздуха внутри ресивера-накопителя на гелий. При выравнивании температуры гелия по объему РН, одновременно происходит теплообмен в окружающую среду. На начальное изменение температуры реагирует и давление в РН. Для определения времени выдержки было проведено одно испытание продолжительностью 320 секунд с жиклером, обеспечивающим максимальный расход гелия. Было определено, что при выдержке в 60 секунд погрешность составляет не более 0,2%. Однако при такой выдержке даже небольшая утечка в клапанах ПК1, ПК2 или в других разъемных соединениях будет приводить к значительной погрешности. Поэтому, для обеспечения достоверных результатов была разработана специальная циклограмма испытаний. Для контроля герметичности клапана ПК1 выполняли контроль стабильности давления в РН продолжительностью не менее трех минут непосредственно перед вдувом газа – при наличии негерметичности давление $P_{вых}$ превышало начальное. Контроль герметичности клапанов ПК1 и ПК2 проводился путем сравнения характера стабилизации давления после вдува с эталонным испытанием. На эталонном испытании контроль герметичности выполнялся методами обмыливания и «мундштука». Применение этих методов для всей серии испытаний, включающей более 100 испытаний, значительно повышает продолжительность и трудоемкость отработки. Кроме того, результаты проверок герметичности фиксируются системой измерений, исключают человеческий фактор и в целом являются более достоверными. С целью обеспечения стабильности процесса вдува выполнялось не менее пяти включений каждого режима, при этом контролировалась разница приведенных к номинальным условиям величин объема гелия, которая не должна была превышать 2%. Типовое изменение давления гелия в РН показано на рис. 2.

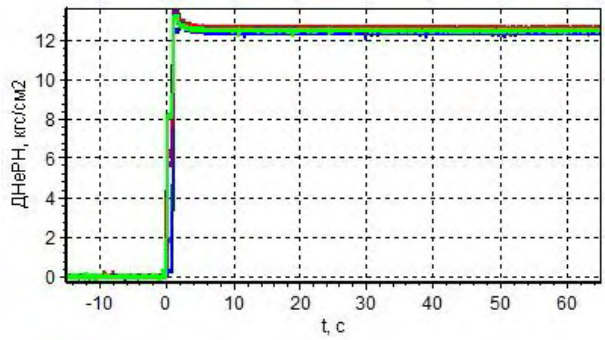


Рис. 2. Давление в РН (серия из шести включений)

В полете и при стендовых испытаниях вдув гелия в жидкостной тракт происходит при давлении жидкости около 3,2 МПа. Для точного определения фактического объема вдуваемого количества газа на огневом испытании были получены зависимости объема вдуваемого газа от входного давления газа и от величины противодавления. Определение зависимости от входного давления выполнялось следующим образом: перед началом работ был закрыт вентиль В1 и питание гелием осуществлялось из шаробаллона ШБ объемом 5 литров, поэтому при каждом последующем включении входное давление $P_{вх}$ было меньше предыдущего. После выдержки и определения объема гелия производилось дренирование через клапан ПК2. Такая зависимость определялась для каждого режима, типовая зависимость представлена на рис. 3. В исследованном диапазоне зависимость между входным давлением и приведенным объемом газа линейная, что соответствует многочисленным литературным данным [1 и др.].

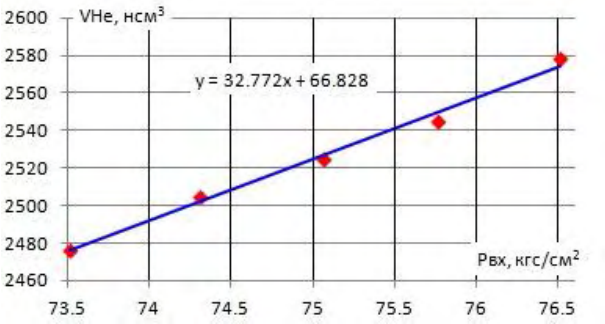


Рис. 3. Зависимость объема вдуваемого гелия в РН от величины давления гелия в ШБ

Определение зависимости от противодавления выполнялось следующим образом: перед началом испытаний был закрыт клапан ПК2 и дренирование гелия не производилось, питание гелием осуществлялось из ШБ с подпиткой от стендовой системы, поэтому при каждом последующем включении входное давление оставалось постоянным, а выходное давление $P_{вых}$ было больше предыдущего (рис. 4). Такая зависимость определялась для каждого режима, типовая зависимость представлена на рис. 5.

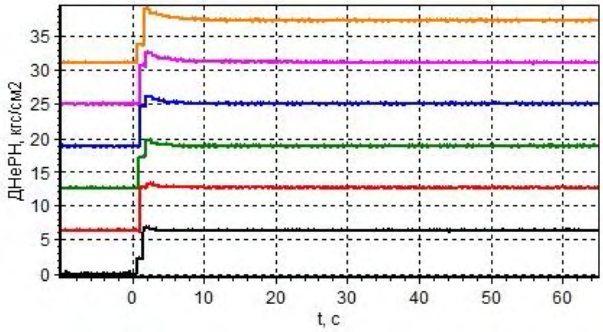


Рис. 4. Давление в РН при определении зависимости объема гелия от противодавления

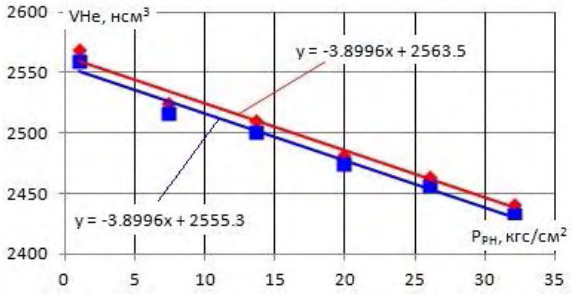


Рис. 5. Зависимость величины объема вдуваемого гелия в РН от давления в РН

Несмотря на гарантированный сверхкритический перепад на жиклере приведенный объем газа имеет некоторую зависимость от величины противодавления. Это объясняется некоторым изменением динамических характеристик обратного клапана при повышении давления на выходе из него, а также наличием небольшой, обусловленной конструктивными особенностями, полости, между жиклером и посадочным местом клапана ПК1, в которой перед включением находится входное давление.

Анализ результатов продувок для двух установок и четырех вариантов жиклеров (диаметром от 0,16 мм до 0,45 мм) показал наличие линейной зависимости количества гелия от времени продувки:

$$V = A\Delta\tau + B,$$

где $\Delta\tau$ – продолжительность продувки (открытого состояния блока клапанов; A и B эмпирические коэффициенты. При этом отмечается, что коэффициент A прямо пропорционален площади проходного сечения жиклера.

Ресивер-накопитель представлен на рис. 6, конструктивно он состоит из цилиндрического и входного/выходного участков внутренней полости, а также коллектора вдува. Для обеспечения равномерного окружного вдува, при минимальном объеме от обратного клапана до ресивера-накопителя коллектор вдува выполнен с тангенциальным подводом. Отверстия вдува соответствуют отверстиям в заборном устройстве топливного бака. Объем ресивера-накопителя выбран таким образом, чтобы при вдуве максимального количества гелия, объем газовой по-

душки занимал не более 40% от его объема. Конический выходной участок в ресивере-накопителе способствует сохранению целостности газового пузыря при поступлении в жидкостную магистраль с малым гидравлическим диаметром. Для гарантированного исключения остатков гелия и получения стабильных результатов при вдуве РН устанавливался вертикально, с отклонением от вертикали не более 5°.

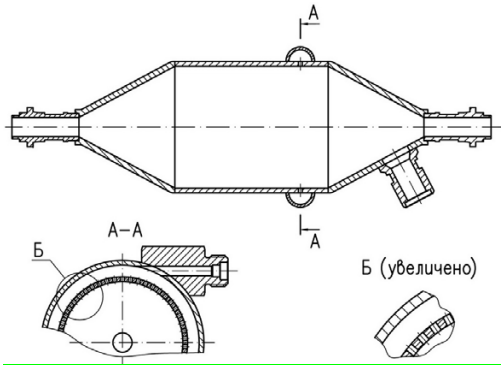


Рис. 6. Ресивер-накопитель

Подготовка и проведение огневых испытаний на высокотоксичных компонентах топлива требуют больших материальных затрат, при этом неотработанность или ошибка стендовых систем может привести к необратимым последствиям, вплоть до разрушения узла и повреждения стендового оборудования. Поэтому необходимо провести предварительные технологические испытания, необходимые для отработки стендовых процедур. Такую отработку целесообразно выполнять в два этапа: первый на модельной жидкости, второй – на компонентах топлива, но с уменьшенным объемом вдуваемого гелия. Главная цель предварительных технологических испытаний – отработать стендовые процедуры обеспечивающие проведение вдува гелия с разрывом/без разрыва потока, на запуске или на стабильном режиме; разработать методику оценки прохождения газового пузыря по трактам двигателя; определить степень влияния процесса прохождения газового пузыря на измеряемые параметры (в зависимости от типа первичных преобразователей и места их установки); разработать дополнительные, при необходимости, алгоритмы аварийного выключения двигателя (АВД).

С целью обеспечения проведения вдува гелия на запуске и на стабильном режиме, с разрывом/без разрыва потока на одной установке без переборок применена байпасная магистраль, а также гидравлический имитатор двигателя – жиклер ЖК (рис. 7). В процессе технологической отработки были определены для каждого вида испытаний оптимальные циклограммы подачи команд, определены динамические характеристики стендовых клапанов. В дальнейшем при проведении огневых испытаний использовался тот же комплект стендовых клапанов, включая линии подачи управляющего давления. Для исключения аварийных ситуаций при огневых испытаниях, связанных с некачественной нейтрализацией, уменьшением продолжительности перехода с одного компонента на другой, были изготовлены две установки - одна для окислителя, другая для горючего.

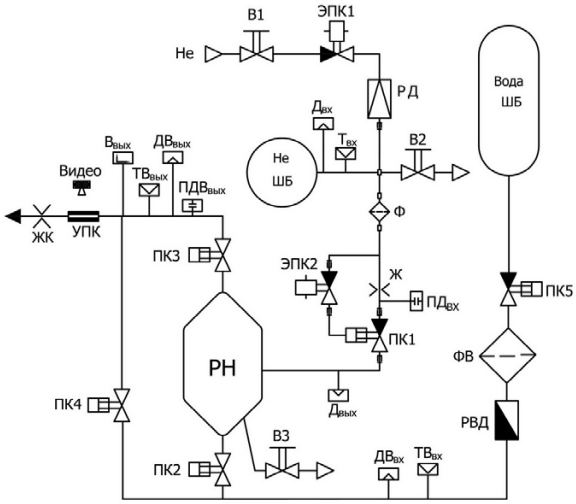


Рис. 7. Принципиальная схема установки для испытаний на модельной жидкости

Для оценки прохождения газового пузыря по трактам двигателя исследовалась реакция различных типов первичных преобразователей на факт прохождения газового пузыря или высококонцентрированной газо-жидкостной эмульсии. Применялись только те первичные преобразователи, которые широко используются при огневых (стендовых и летных) испытаниях ЖРД на высококипящих компонентах топлива: давление измерялось датчиками типа МД и АИР; пульсации давления – ЛХ-611; расход воды – ТПР-10; вибрации – АВС-134-02; температура – термопарами типа ХК. По этой причине не применялись специальные датчики сплошности, не имеющие соответствующего сертификата. С другой стороны необходимо иметь объективный, в какой-то степени эталонный, способ контроля, который позволил бы достоверно определить и подтвердить факт прохождения гелия. В качестве такого контроля для этапа технологических испытаний был выбран визуальный способ контроля, для реализации которого стендовая установка была оснащена прозрачным участком магистрали и высокоскоростной видеокамерой. При разработке приспособления с прозрачным участком магистрали необходимо обеспечить: отсутствие возмущений потока при прохождении стыков приспособления с трубопроводами; соответствие проходных сечений штатных трубопроводов и прозрачного элемента; скорость съемки видеокамеры должна обеспечивать фиксирование прохождения одиночного пузыря по длине прозрачного участка на не менее десяти кадрах; на испытаниях использовалась видеокамера, со скоростью съемки 600 кадров/с. Для обеспечения достоверных результатов испытаний в

поле зрения видеокамеры вдоль прозрачного участка была установлена измерительная линейка и размещен светодиод, на который подавался электрический сигнал, идущий также и на открытие одного из клапанов. Применение светодиода позволило с высокой точностью выполнить синхронизацию результатов измерений и видеосъемки, регистрация которых выполнялась на разные системы. Для получения достоверных результатов частота опроса датчиков давления, температуры, расхода составляла 1 кГц, пульсаций давления и вибраций – 64 кГц. Анализ результатов измерений статических давлений, пульсаций давления, расходов и вибраций показал [2], что наибольшую сходимость с видеозаписью прохождения газожидкостной эмульсии является расшифровка трехмерных спектрограмм. Характер прохождения газожидкостной эмульсии на участке прозрачного трубопровода хорошо согласуется с материалами, описанными в [3].

Выводы

Опыт проведения испытаний показывает, что для исключения влияния побочных эффектов, происходящих при прохождении газожидкостной эмульсии через жиклер ЖК, необходимо увеличить расстояние между установкой с прозрачным участком магистрали и жиклером, так, чтобы в процессе всего прохождения газожидкостной эмульсии через прозрачную трубку фронт газового пузыря не взаимодействовал с жиклером. Подготовленные и проведенные в соответствии с вышеизложенными принципами подготовительные испытания, включающие разработку технологических процедур, стендовых схем и устройств, обеспечили успешное проведение серии огневых испытаний.

Литература

1. Вукалович, М.П. Техническая термодинамика [Текст] / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 120 с.

2. Создание методики исследования влияния вдува гелия на рабочий процесс в камере жрд с вытеснительной системой подачи топлива [Текст] / В.Н. Шнякин, А.Н. Коваленко, В.Н. Коваленко, др. // Весник СГАУ. – 2011. – № 1. – С. 150 – 162.

3. Венгерский, Э.В. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок [Текст] / Э.В. Венгерский. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.С. Хорошилов, ГП "КБ "Южное" им. М.К. Янгеля", Днепропетровск.

МЕТОДИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПІДГОТОВКИ ТА ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ З ПЕРЕВІРКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВИСОТНИХ РРД З ВИТИСКНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ПАЛИВА ЗІ ВДУВОМ ВІЛЬНОГО ГАЗУ

А.М. Коваленко, Ю.В. Блішун

Розроблена методика для проведення випробувань ЖРД з вдувом нормованої кількості вільного гелію в тракти двигуна. Розроблена та відпрацьована конструкція установки, що забезпечує вдув гелію в тракти двигуна. Визначено залежність кількості гелію, що вдувається в тракти від тиску перед жиклером та тиском у тракті. Вироблено методи контролю проходження гелію у складі суміші (рідина - газ) по тракту. Визначені особливості, що слід враховувати при проектуванні та відпрацюванні конструкції стендової установки для вдува вільного газу в тракти живлення ЖРД з токсичними компонентами.

Ключові слова: вдув, гелій, випробування, камера ЖРД, клапан, ресивер-накопичувач.

METHODOLOGICAL FEATURES OF PREPARATION AND TESTING THE OPERABILITY OF HIGH-ALTITUDE LRE WITH FREE GAS INJECTION BLOWDOWN PROPULSION

A.N. Kovalenko, Y.V. Blishun

It is developed the technique of LRE testing with normalized amount of free helium injection into engine's ducts. It is developed and proven the facility for helium injection into engine's ducts. The relation between injected helium amount versus orifice inlet pressure and duct pressure is determined. The spread helium (liquid – gas mixture) passage control techniques in a duct are developed. It is highlighted some features requiring particular consideration in design and adjustment of LRE toxic-species- feedlines free gas injection bench facility

Key words: injection, helium, test, LRE combustion chamber, valve, receiver- store.

Коваленко Андрей Николаевич – начальник отдела, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

Блишун Юрий Вячеславович – инженер-конструктор I кат., Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

УДК 629.76:662.75

Д.В. ВОСКОБОЙНИК, А.М. ГРУШЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВНОЙ ПАРЫ «ЖИДКИЙ КИСЛОРОД И СПИРТО-АММИАЧНЫЙ РАСТВОР» В САМОВЫТЕСНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ПОДАЧИ ЖРДМТ

Рассмотрен вариант использования составного горючего на основе спирто-аммиачного раствора. Предложен способ поддержания постоянного давления самовытеснения спирто-аммиачного раствора с использованием эффектов экзотермической реакции растворения спирта в аммиаке. Проведен анализ энергетических характеристик спирто-аммиачных горючих при их сжигании в жидком кислороде для различных концентраций этилового спирта в аммиаке. Получены значения теоретического удельного импульса тяги, и значения коэффициента избытка окислителя при которых достигается его максимальное значение.

Ключевые слова: *самовытеснительная система, аммиак, кислород, раствор, концентрация, удельный импульс, давление насыщенных паров.*

Введение

Создание перспективных ЖРД, в том числе и ЖРДМТ невозможно без детального рассмотрения новых типов топлив. Если жидкий кислород является универсальным и наиболее оптимальным окислителем, то выбор горючего далек от однозначности.

Энергетические характеристики ЖРД в значительной степени зависят от химического состава горючего. Одним из максимально энергоэффективных горючих, безусловно, является водород. Но при всех энергетических достоинствах специфические особенности жидкого водорода препятствуют его широкому применению.

Водород в составе ракетных топлив повышает их энергетическую эффективность [1]. Известны модификации керосинов с высоким содержанием водорода, которые используются в ЖРД и существенно повышают их параметры. Повышение содержания водорода в горючих возможно и за счет применения составных горючих. Так, например, составные горючие на основе аммиака могут обладать рядом преимуществ: повышенными энергетическими характеристиками, повышенным давлением насыщенных паров, слабой криогенностью и более низкой токсичностью по сравнению с аммиаком. Также следует отметить, что аммиак является носителем водорода.

1. Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Ранее были попытки применения составных горючих, но в литературе отсутствуют какие-либо сведения об исследованиях данного класса горючих. Известны и системы космических аппаратов, использующие водоаммиачные растворы в качестве рабочего тела.

Совсем недавно стало известно об исследованиях ОАО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко» по получению и отработке нового ракетного горючего – «ацетам». Ацетам – равновесный высококонцентрированный раствор газообразного ацетилена в жидком аммиаке. На данный момент ведутся исследования ацетама с содержанием ацетилена в аммиачном растворителе 50% веса. В дальнейшем предполагается проработать вопрос целесообразности применения ацетама с содержанием ацетилена в 70% веса. Несомненным преимуществом нового горючего является один из важнейших показателей энергоэффективности – удельный импульс тяги [2].

2. Постановка задачи исследования

Предлагается рассмотрение составного горючего на основе этилового спирта и аммиака. Принципиальным различием по сравнению с ацетамом является то, что процесс смешения компонентов горючего происходит непосредственно при опорожнении бака (так называемое порционное подмешивание этилового спирта в аммиак). Целью исследования являлся анализ энергетических характеристик спирто-аммиачных горючих. Определен теоретический удельный импульс тяги при их сжигании в жидком кислороде для различных концентраций этилового спирта в аммиаке.

© Д.В. Воскобойник, А.М. Грушенко

3. Результаты исследований

Давление насыщенных паров аммиака относительно велико при нормальных условиях, что позволяет подавать аммиак путем самовытеснения. Однако при опорожнении баков возникает проблема поддержания постоянного давления самовытеснения. Но так как давление насыщенных паров аммиака существенно зависит от температуры, то в качестве поддержания давления самовытеснения предложено порционное подмешивание этилового спирта в аммиак. Как известно взаимодействие аммиака со спиртами является экзотермичным [4].

Теплота растворения определяется как разность энтальпии раствора и энтальпий компонентов перед смешением, при условии что давление и температура компонентов до растворения и после их смешения равны[3]:

$$q = i - (c \cdot i_1 + (1 - c) \cdot i_2), \qquad (1)$$

где q – интегральная теплота растворения;

i, i_1, i_2 – ‘энтальпии образовавшегося, первого и второго растворов соответственно;

c – концентрация раствора;

$$c = \frac{M_{NH_3}}{M_{NH_3} + M_{C_2H_5OH}};$$

где M_{NH_3}, $M_{C_2H_5OH}$ – масса аммиака и спирта.

Энтальпия спирто-аммиачного раствора из уравнения (1):

$$i = c \cdot i_1 + (1 - c) \cdot i_2 - q. \qquad (2)$$

В данном случае теплота растворения q не учитывается, поскольку расходуется на нагрев топливной смеси для поддержания давления самовытеснения.

Самовытеснительные системы в данном случаи предлагается использовать для жидкостных ракетных двигателей малых тяг. Расчетное давления в камере сгорания $p_к$ = 1 МПа что приемлемо для такого класса двигателей.

В качестве окислителя спирто-аммиачного горючего выбран жидкий кислород.

Основным показателем эффективности топлива является удельный импульс тяги.

Для определения удельного импульса тяги составного горючего при его сжигании в жидком кислороде для различных концентраций содержания этилового спирта в аммиаке был проведен термодинамический расчет параметров продуктов сгорания.

Расчет проводился в программе TDK, которая является программным продуктом кафедры. Для проведения расчета использовались следующие данные [5]:

$i_{NH_3} = -4180$ кДж/кг;

$\rho_{NH_3} = 682$ кг/м^3;

$i_{C_2H_5OH} = -6025$ кДж/кг;

$\rho_{C_2H_5OH} = 790$ кг/м^3;

$i_{O_2} = -398$ кДж/кг;

$\rho_{O_2} = 1144$ кг/м^3.

Промежуточные значения энтальпий для спирто-аммиачных растворов при различном содержании этилового спирта в аммиаке были определены по формуле (2).

Результаты расчета представлены на рис. 1 в виде распределения теоретического удельного импульса тяги в пустоте в зависимости от параметров составного горючего.

Теоретический удельный импульс тяги в пустоте увеличивается с ростом концентрации этилового спирта в аммиаке.

При постоянном коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{ок} = 1$ значение теоретического удельного импульса тяги в пустоте достигает $I^{п}_{уд} = 3521$ м/с при равном соотношении аммиака и этилового спирта 50% массовой концентрации.

Но максимальное значение теоретического удельного импульса тяги в пустоте достигает $I^{п}_{уд} = 3523$ м/с при коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{ок} = 0,99$ и при 60% массовой концентрации этилового спирта в аммиаке.

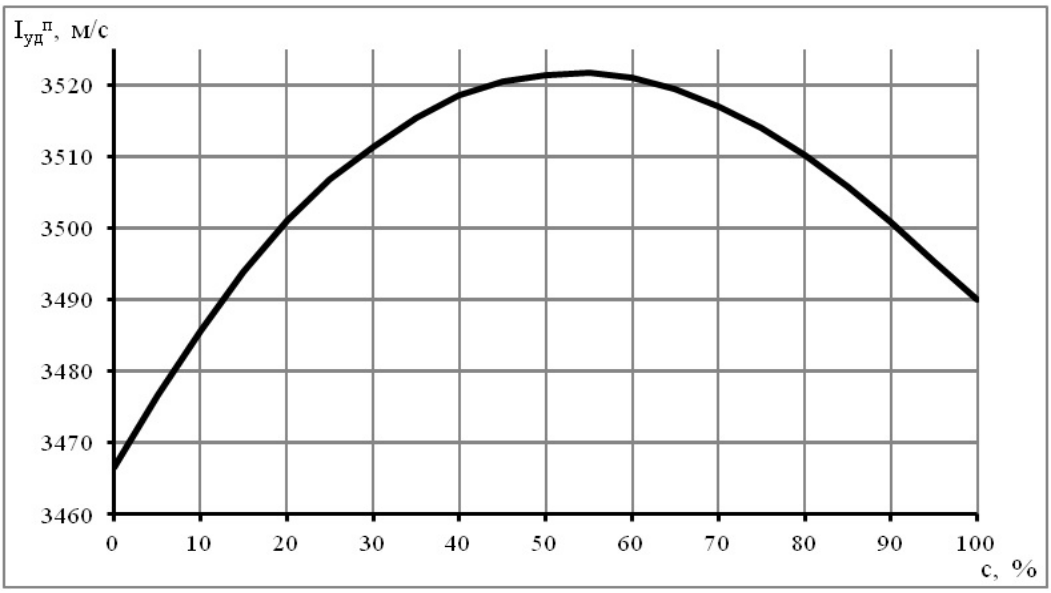
Заключение

Рассмотрен вопрос создания самовытеснительной системы подачи горючего в ЖРДМТ.

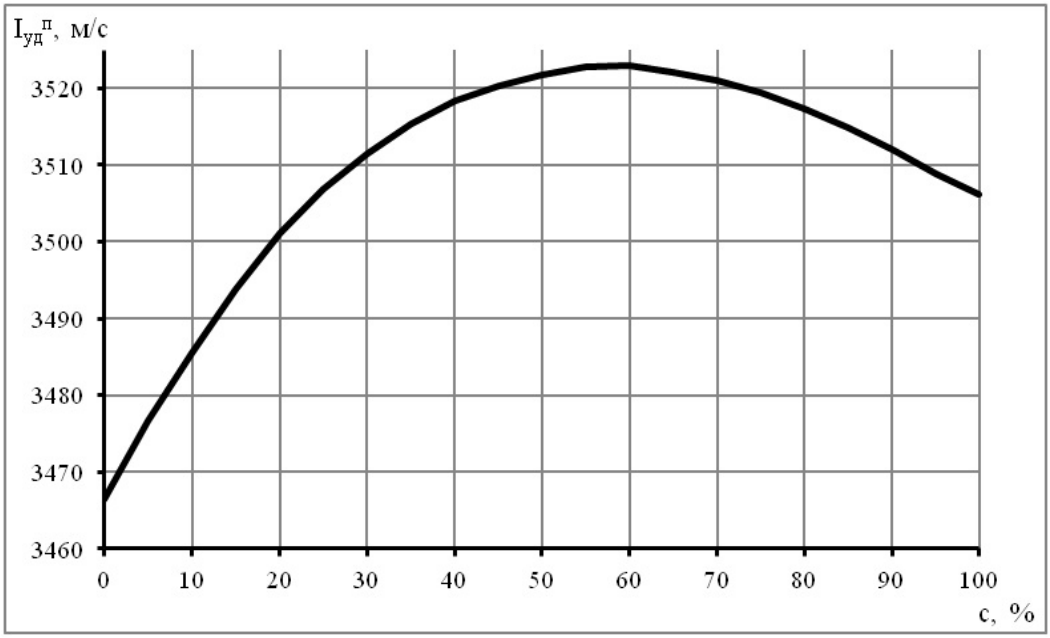
Предложен способ решения проблемы поддержания постоянного давления при самовытеснении путем использования экзотермических реакций растворения спирта в аммиаке.

Проведен анализ энергетических характеристик спирто-аммиачных горючих при их сжигании в жидком кислороде для различных концентраций этилового спирта в аммиаке.

Получены значения теоретического удельного импульса тяги, и значения коэффициента избытка окислителя при которых достигается его максимальное значение.



а



б

Рис. 1. Максимальный теоретический удельный импульс тяги в пустоте при:
а – коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{ок} = 1$;
б – коэффициент избытка окислителя изменяется $\alpha_{ок}$ = var

Полученные результаты свидетельствуют о повышении теоретического удельного импульса тяги при увеличении концентрации содержания этилового спирта в аммиаке.

Коэффициента избытка окислителя при росте значения теоретического удельного импульса тяги практически не изменяется. И в дальнейших расчетах использовать $\alpha_{ок} = 1$.

Результаты исследований подтвердили целесообразность компенсации давления самовытеснения при использовании спирто-аммиачных растворов в качестве горючих для самовытеснительных систем подачи в ЖРДМТ.

Литература

1. Пономаренко, В.К. Водород в составе ракетных топлив как фактор повышения их энергетической эффективности [Текст] / В.К. Пономаренко // Альтернативная энергетика и экология. – 2002. – № 1. – С. 63-69.

2. Хазов, В.Н. Ацетилено-аммиачные растворы как высокоэффективное горючее кислородных ЖРД [Текст] / В.Н. Хазов // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. – 2008. – № 26. – С. 48-67.

3. Кирилин, В.А. Термодинамика растворов [Текст] / В.А. Кирилин, А.Е. Шейндлин, Э.Э. Шпильрайн. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.

4. Новый справочник химика технолога. Сырье и продукты промышленности органических и неорганических веществ. Часть 2 [Текст] / под общ.ред. Ю.В. Поконовой, В.И. Стархова. – СПб.: АНО НПО «Мир и Семья», 2005. – 1142 с.

5. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей [Текст] / А.П. Васильев, В.М. Кудрявцев, В.А. Кузнецов, В.Д. Курпатенков, А.М. Обельницкий, В.М. Поляев, Б.Я. Полуян. – М.: Высш. шк., 1983. – 703 с.

6. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания [Текст]: справ. В 5 т. / В.Е. Алемасов [и др.]; под ред. В.П. Глушко. – М.: АН СССР, 1971. – Т. 1. – 267 с.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры С.С. Добротворский, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНОЇ ПАРИ «РІДКИЙ КИСЕНЬ І СПИРТО-АМІАЧНИЙ РОЗЧИН» В САМОВИТИСКНИХ СИСТЕМАХ ПОСТАЧАННЯ РРДМТ

Д.В. Воскобойник, О.М. Грушенко

Розглянуто варіант використання складового пального на основі спирто-аміачного розчину. Запропонований спосіб підтримання постійного тиску самовитіснення спирто-аміачного розчину з використанням эфектів экзотермічної реакції розчинення спирту в аміаку. Проведено аналіз енергетичних характеристик спирто-аміачних палив при їх згорянні в рідкому кисні для різних концентрацій етилового спирту в аміаку. Отримані значення теоретичного питомого імпульсу тяги, та значення коефіцієнта надлишку окислювача, при яких досягається його максимальне значення.

Ключевые слова: самовитискна система, аміак, кисень, розчин, концентрація, питомий імпульс, тиск насичених парів.

ANALYSIS OF THE ENERGY ANALYSIS OF ENERGY PERFORMANCE FUEL MIXTURE «LIQUID OXYGEN AND ALCOHOL-AMMONIA SOLUTION» IN SELF-PRESSURISED FEED SYSTEM LPRE LOW TRUST

D.V. Voskoboynik, A.M. Grushenko

A variant of a composite fuel based on alcohol-ammonia solution was considered. A method for maintaining a constant pressure itself displacement alcoholic ammonia solution using an exothermic reaction effects of alcohol dissolution in ammonia been proposed. The analysis of the energy characteristics of the alcohol-ammonia fuel on combustion in liquid oxygen to different concentrations of ethanol in ammonia been held. The values of the theoretical specific impulse, and the values of the excess oxidizing agent that achieves its maximum value were obtained.

Key words: self-pressurized system, ammonia, oxygen, the solution, concentration, the specific impulse, the vapor pressure.

Воскобойник Дмитрий Владимирович – аспирант кафедры ракетных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: VoskoboynikDm@yandex.ua.

Грушенко Александр Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры ракетных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aagrushenko@mail.ru.

УДК 629.76.036

Р.Ю. КРИВСУН, И.Б. БЕСКРОВНЫЙ, В.Г. КОРОЛЕВ

Государственное предприятие «КБ бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ РДТТ

Показано, что одной из задач увеличения объема измерений параметров РДТТ при испытании является обеспечение измерения начальной, текущей и конечной массы двигателя, что позволило бы повысить точность расчета ряда параметров, связанных с массой двигателя. Решение этой задачи стало возможным благодаря применению кинематических связей в стапеле, комплексно обеспечивающих как перемещение двигателя в направлении действия измеряемых параметров при малых потерях, так и измерение с достаточной точностью реакций в этих связях. Дано описание конструктивной схемы стапеля для измерения массы РДТТ при испытаниях. Приведены конструкции измерительных узлов.

Ключевые слова: *испытания, двигатель, стапель, измерение, датчик, тяга.*

Введение

Основным этапом экспериментальной отработки РДТТ являются огневые стендовые испытания (ОСИ), которые проводятся на испытательной базе с использованием специального испытательного оборудования – стапелей, которые являются важным элементом системы измерения параметров двигателя.

Использование стапелей разработки ГП «КБ «Южное» для ОСИ большой номенклатуры РДТТ обеспечило выполнение требований технических заданий в части объема и точности измерения их силовых параметров. Но при ОСИ не была решена задача измерения массы двигателя на протяжении его испытания. (Это ограничивало точность расчетов ряда параметров, связанных со значением начальной, текущей и конечной массы двигателя). Не определялись также и возмущающие усилия (от углового перекоса вектора тяги и его эксцентриситета) [1].

1. Постановка задачи

Создание более совершенных схем РДТТ и расширение требования разработчиков ракетно-космической техники ставят задачу не только улучшения качества измерения параметров РДТТ, но и увеличения объема их измерения.

Одной из задач увеличения объема измерения параметров РДТТ является обеспечение измерения начальной, текущей и конечной массы двигателя при испытании. Решение этой задачи стало возможным благодаря применению в стапеля кинематических связей, которые комплексно обеспечивают как перемещение двигателя в направлениях действия измеряемых параметров при достаточно малых потерях, так и измерение с достаточной точностью реакций в этих кинематических связках.

2. Вариант решения поставленной задачи

Вариантом решения поставленной задачи является конструктивная схема стапеля, представленная на рис. 1. Стапель, представленной конструктивной схемы, состоит из стационарной части 8 на которой через гибкие ленты 7 закрепленная подвижная часть 6 с возможностью перемещения по линии действия тяги. На подвижной части 6 через три кинематические связи, выполненные в виде весоизмерительных узлов 5, закреплена рама 4, на которую устанавливается испытываемый двигатель 3, при этом, два весоизмерительных узла закреплены в районе заднего шпангоута двигателя в плоскости критического сечения сопла двигателя симметрично оси двигателя, а один в районе переднего шпангоута в вертикальной плоскости, проходящей через ось двигателя. По оси двигателя установлен тягоизмерительный узел 2.

Тягоизмерительный узел 2 состоит датчика силы 10, на опорных поверхностях которого установлены опоры 9, 11 так, что их внешние контактные поверхности образуют сферу. Это позволяет тягоизмерительному узлу, как шару большого диаметра, кататься (при малых потерях на трение) между рамой 4 и упором 1 при перемещении двигателя в вертикальной плоскости [2].

Весозмерительный узел 5 состоит из датчика силы 14, который одной опорной поверхностью закрепляется на дне стакана 15, а на другую опорную поверхность опирается опора 12 мембраны 13, жестко закрепленной на верхней поверхности стакана

© Р.Ю. Кривсун, И.Б. Бескровный, В.Г. Королев

15. Такая схема закрепления датчика силы обеспечивает, при малых потерях на деформацию мембраны 13, передачу на датчик силы 14 только осевой составляющей нагрузки, действующей на измерительный узел 5 (от действия массы), защищая датчик силы 14 от боковых нагрузок.

При испытании тяга двигателя измеряется датчиком силы 10, установленным в тягоизмерительном узле 2, а масса определяется как суммарное значение измерений датчиков силы 14 трех весоизмерительных узлов 5 за исключением массы элементов крепления двигателя.

Анализ приведенной конструктивной схемы стапеля свидетельствует, что использование в стапеле кинематических связей в виде гибких лент, весо- и тягоизмерительных узлов обеспечивает перемещение двигателя при достаточно малых потерях в этих кинематических связях как в горизонтальной плоскости для замера тяги, так и в вертикальной плоскости для замера начальной, текущей и конечной массы двигателя.

Приведенная схема закрепления в стапеле весоизмерительных узлов относительно двигателя также позволяет определить (оценить) и боковую составляющую возмущающих усилий двигателя, которая действует в плоскости критического сечения сопла (в которой закрепляются датчики силы двух весоизмерительных узлов.

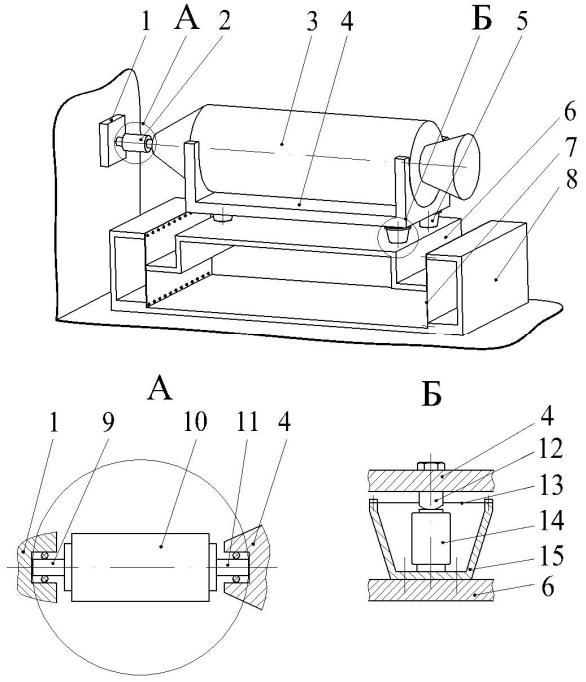


Рис. 1. Конструктивная схема стапеля

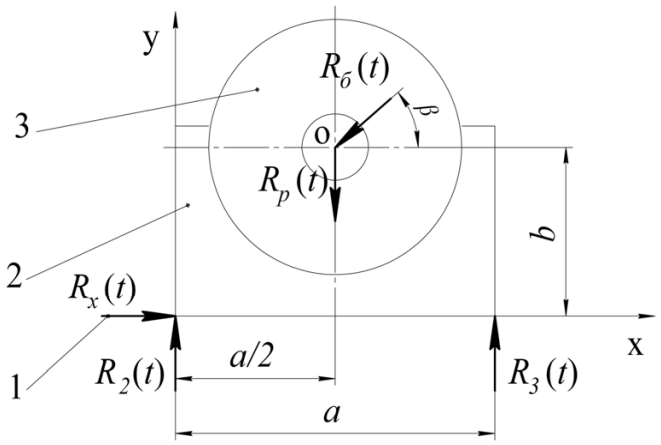


Рис. 2. Схема сил, которые действуют в плоскости критического сечения сопла двигателя:
1 – реакция связи (мембраны весоизмерительного узла);
2 – элементы крепления двигателя; 3 – двигатель

Модуль и направление действия боковой составляющей возмущающих усилий двигателя определяются путем решения уравнений равновесия системы «двигатель – элементы крепления двигателя» исходя из условия, что характер изменения массы двигателя эквивалентный характеру изменения расхода топлива и характеру изменения тяги двигателя (давления в двигателе):

$$\sum_{k=1}^{n} R_{kx} = R_x(t) - R_б(t)\cdot\cos\beta = 0, \quad (1)$$

$$\sum_{k=1}^{n} R_{ky} = R_2(t) + R_3(t) - R_p(t) - R_б(t)\cdot\sin\beta = 0, \quad (2)$$

$$\sum_{k=1}^{n} M_0(R_k) = \frac{R_2(t)\cdot a}{2} - \frac{R_3(t)\cdot a}{2} - R_x(t)\cdot b = 0, \quad (3)$$

откуда:

$$R_б(t) = \sqrt{\left[\frac{a}{2\cdot b}\cdot\left[R_2(t) - R_3(t)\right]\right]^2 + \left[R_2(t) + R_3(t) - R_p(t)\right]^2}, \quad (4)$$

где $R_б(t)$ – модуль боковой составляющей возмущающих усилий;

a – расстояние между измерительными узлами, закрепленными в районе заднего шпангоута двигателя;

b – расстояние от оси двигателя к плоскости расположения опорных поверхностей датчиков силы весоизмерительных узлов;

$R_2(t)$, $R_3(t)$ – показание датчиков силы весоизмерительных узлов, закрепленных в районе заднего шпангоута двигателя;

$R_p(t)$ – расчетное значение массы двигателя (от ее начального к конечному значению), определенное исходя из условия, что характер изменения массы эквивалентный характеру изменения расхода топлива двигателя:

$$R_p(t) = \int_0^t (R_2 + R_3)dt - \int_0^t G_p(t)dt, \quad (5)$$

где R_2, R_3 – показание датчиков силы весоизмерительных узлов, закрепленных в районе заднего шпангоута двигателя, при определении начальной массы двигателя;

$G_p(t)$ – расчетное значение расхода топлива (от начального к конечному значению массы двигателя), определенное исходя из условия, что характер изменения расхода топлива эквивалентный характеру изменения тяги двигателя (давления в двигателе):

$$G_p(t) = \frac{(R_2 + R_3) - (R_2' + R_3')}{\int_0^t R(t)dt}\cdot R(t), \quad (6)$$

где R(t) – характер изменения тяги двигателя (давления в двигателе);

R_2', R_3' – показание датчиков силы весоизмерительных узлов, закрепленных в районе заднего шпангоута двигателя, при определении конечной массы двигателя.

Направление действия боковой составляющей $R_б(t)$ возмущающих усилий определяется по формуле:

$$\beta(t) = \arccos\frac{a}{2\cdot b}\cdot\left(\frac{R_2(t) - R_3(t)}{R_б(t)}\right), \quad (7)$$

где β(t) – угол наклона действия боковой составляющей возмущающих усилий.

Если при испытании двигателя центр масс системы «двигатель – элементы крепления двигателя» изменяется вдоль оси двигателя, тогда в формулах (4), (7) используются значения R2(t), R3(t) перечислены относительно центра масс этой системы, зафиксированного при измерении начальной массы двигателя, согласно условия:

$$\frac{R_2'(t)}{R_2(t)} = \frac{R_3'(t)}{R_3(t)} = \frac{R_2'(t) + R_3'(t)}{R_2(t) + R_3(t)}, \quad (8)$$

откуда:

$$R_2'(t) = \frac{c}{c+d}\cdot\frac{R_\Sigma(t)\cdot R_2(t)}{R_2(t) + R_3(t)}, \quad (9)$$

$$R_3'(t) = \frac{c}{c+d}\cdot\frac{R_\Sigma(t)\cdot R_3(t)}{R_2(t) + R_3(t)}, \quad (10)$$

где c – расстояние от весоизмерительного узла, закрепленного в районе переднего шпангоута к центру масс системы, зафиксированному при измерении начальной массы двигателя;

d – расстояние от центра масс системы, зафиксированного при измерении начальной массы двигателя, к плоскости закрепления двух весоизмерительных узлов в районе заднего шпангоута;

R_Σ (t) – суммарное значение показаний датчиков силы трех весоизмерительных узлов [$R_1(t)$, $R_2(t)$, $R_3(t)$];

$R_2'(t)$, $R_3'(t)$ – перечисленные значения показаний датчиков силы измерительных узлов.

Заключение

Таким образом, зная реакции (показание датчиков силы) в кинематических связях, которыми в стапеле закреплен двигатель, а так же геометрические параметры размещения этих связей, и исходя из условия, что характер изменения массы двигателя эквивалентный характеру изменения расхода топлива и характеру изменения тяги двигателя (давления в двигателе), возможно определить (оценить) возмущающие усилия (при их наличии) и направление их действия на протяжении всего испытания. Определение возмущающих усилий и их направление

действия на протяжении всего испытания проводится с использованием специально разработанной компьютерной программы.

Исходя из приведенных материалов можно сделать вывод, что использование кинематических связей для закрепления двигателя в стапеле в виде гибких лент, весо- и тягоизмерительного узлов позволяет решить задачу получения комплексной информации о тяге, массе двигателя и возмущающих усилиях, что расширяет технические возможности огневых стендовых испытаний РДТТ.

Литература

1. Бескровный, И.Б. Опыт предприятия по проектированию и эксплуатации стапелей для испытания РДТТ [Текст] / И.Б. Бескровный, А.С. Кириченко, И.П. Балицкий // Космическая техника. Ракетное вооружение : сб науч. тр. ГКБ "Южное". - Вып. 1. – Днепропетровск, 2008. – С. 119 – 122.

2. Волков, В.Т. Исследование и стендовая отработка ракетных двигателей на твердом топливе [Текст] / В.Т. Волков, Д.А. Ягодников. – М.: МГТУ им. Баумана, 2007. – 109 с.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: канд. техн. наук Н.П. Ушкин, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СПЕЦІАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РДТП

Р.Ю. Кривсун, І.Б. Безкровний, В.Г. Корольов

Показано, що однією з задач збільшення обсягу виміру параметрів РДТП при випробуванні є забезпечення виміру початкової, змінної та кінцевої маси двигуна, що дозволило б збільшити точність розрахунків ряду параметрів, пов'язаних зі значенням маси двигуна. Рішення цієї задачі стало можливим завдяки застосуванню кінематичних зв'язків у стапелі, які комплексно забезпечують як переміщення двигуна у напрямках дії вимірювальних параметрів при малих втратах, так і вимір з достатньою точністю реакцій в цих зв'язках. Представлений опис конструктивної схеми стапеля для виміру маси РДТП при випробуванні. Наведені конструкції вимірювальних вузлів.

Ключові слова: випробування, двигун, стапель, вимірювання, датчик, тяга.

DESIGN IMPROVEMENT FOR SPECIAL EQUIPMENT OF SOLID ROCKET MOTOR TEST

R.Yu. Krivsyn, I.B. Beskrovniy, V.G. Korolyov

It is revealed that one of the tasks to increase the scope of SRM (solid rocket motor) parameters measured while testing is to ensure the measurement of the motor initial, variable, and final masses, which would enable improving the accuracy of calculation of a series of parameters related to the motor mass values. The task became solvable owing to the application in the jig of kinematic links, comprehensively providing the motor motion in certain directions of parameters measurement with small losses, as well as the measurement of reactions occurring in the links with sufficient accuracy. A structural layout of the jig for SRM mass measurement while testing is described. Measuring unit designs are provided.

Key words: test, motor, jig, measurement, sensor, thrust.

Кривсун Роман Юрьевич – инженер-конструктор Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

Бескровный Иван Борисович – начальник группы Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

Королев Владимир Георгиевич – начальник отдела Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

УДК 621.57

С.С. РЫЖКОВ[1], А.Н. РАДЧЕНКО[1], С.Г. ФОРДУЙ[2]

[1] ***Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина***
[2] ***PepsiCo Europe, Украина***

НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Проанализирована эффективность тригенерационной установки на базе когенерационных газопоршневых модулей JMS GE Jenbacher для автономного энергообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаевская обл.). Выявлены резервы повышения эффективности как всей тригенерационной установки, так и собственно когенерационных модулей, обоснованы направления их реализации, обеспечивающие эффективную трансформацию тепла газовых двигателей в холод, используемый как на технологические нужды, так для самих газопоршневых двигателей (внутрицикловая тригенерация).

Ключевые слова: *внутрицикловая тригенерация, автономное энергообеспечение, утилизация тепла, охлаждение, газопоршневой двигатель, абсорбционная холодильная машина*.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационные), или интегрированные энергетические системы (Integrated Energy Systems – IES) [1–3], находят все большее распространение. В таких энергоустановках тепло двигателей трансформируется теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), в холод, который используется на технологические нужды или же кондиционирование воздуха разных объектов.

Холодильная мощность (холодо-производительность) тригенерационных установок определяется объемами сбросного тепла и эффективностью его трансформации в холод. Для привода электрогенераторов особенно перспективно применение газопоршневых двигателей (ГПД), выпускаемых в когенерационном исполнении – в виде когенерационных модулей, включающих штатные теплообменники, в которых теплота, отводимая от выпускных газов, газовоздушной смеси (ГВС), смазочного масла и корпуса двигателя (охлаждающей рубашку двигателя воды), используется для нагрева воды (теплоносителя). Для преобразования таких модулей в тригенерационные установки достаточно к системе теплоносителя подключить ТХМ, например абсорбционную бромистолитиевую (АБХМ).

Сохранение термического состояния цилиндропоршневой группы ГПД на безопасном уровне обеспечивается поддержанием температуры обратного теплоносителя, поступающего в теплообменники отвода тепла от корпуса двигателя, не выше 70 °С, а наддувочной ГВС в низкотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси $ОНС_{нт}$ не выше 40…45 °С. В то же время температура обратного теплоносителя, поступающего от АБХМ, составляет 75 °С и даже выше. Избыток тепла сбрасывается в атмосферу градирнею аварийного сброса.

Теплота наддувочной ГВС также отводится системой оборотного охлаждения в атмосферу градирней сухого типа. При повышенных температурах наружного воздуха на входе в градирню, соответственно и охлажденной в градирне воды на входе низкотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси, система оборотного охлаждения не в состоянии обеспечить температуру ГВС ниже 40…45 °С. Во избежание опасных термических напряжений деталей цилиндро-поршневой группы система автоматичного регулирования (САР) уменьшает подачу газа, переводя ГПД на частичные режимы работы с соответствующим сокращением производства электроэнергии и ухудшением топливной эффективности.

Для поддержания температуры наддувочной ГВС на безопасном уровне 40…45 °С целесообразно использовать полученный в АБХМ холод [4] или же снижать температуру воды в градирне системы оборотного охлаждения до более низкой температуры, в частности, увлажнением наружного воздуха на ее входе до состояния насыщения с понижением температуры воздуха до ее значения по мокрому термометру $t_м$, т.е. переводом градирни на испарительное охлаждение.

Поскольку с повышением температуры воздуха на входе термодинамическая эффективность ГПД снижается (уменьшается КПД, возрастает удельный расход топлива), то его охлаждение позволяет под-

© С.С. Рыжков, А.Н. Радченко, С.Г. Фордуй

держивать высокую топливную экономичность ГПД, и прежде всего при неблагоприятных климатических условиях эксплуатации – повышенных температурах наружного воздуха. Для этого также целесообразно использовать холод, полученный в АБХМ [5]. Однако тепловые потери при трансформации тепла, связанные с указанным выше сбросом его части в атмосферу, обусловливают дефицит холода, особенно при повышенных его расходах на технологический нужды.

Цель исследования – выявление резервов и определение путей повышения эффективности трансформации теплоты в тригенерационной установке автономного энергообеспечения.

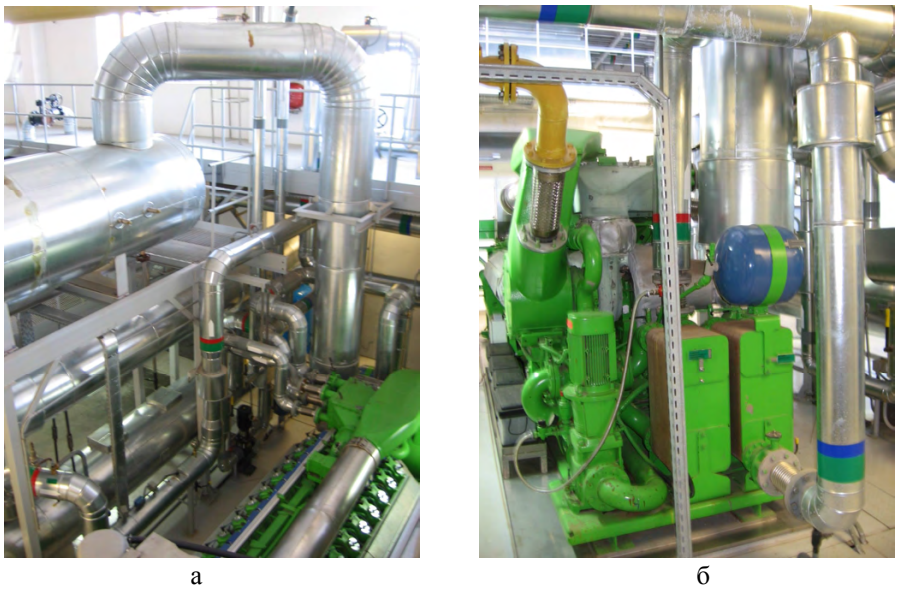
2. Результаты исследования

При определении направлений повышения эффективности трансформации теплоты в тригенерационной установке использованы данные эксплуатации первой на Украине установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаевская обл.), введеной в эксплуатацию в 2011 г. Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП "СИНАПС"–"GE Energy" (г. Киев) и ООО "Хладотехника" (г. Николаев). Тригенерационная установка включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ AR-D500L2 Century (холодопроизводительностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера CIC Jan HREBEC (Чехия) 1LG4223-8AB60 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 $м^3$/ч каждый). Отвод теплоты от воды, охлаждающей ГВС ГПД и АБХМ, осуществляется системами оборотного охлаждения с градирнями типа Evapco.

Теплота, отведенная от выпускных газов ГПД в утилизационном котле (УК), ГВС в высокотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси ($ОНС_{ВТ}$), от охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла в пластинчатых теплообменниках (рис. 1), используется в АБХМ для производства холода в виде охлажденной воды с температурой 7…10 °С.

Охлажденная вода является хладоносителем для теплообменных аппаратов технологического охлаждения (процессы пастеризации соков и т.п.), а также двух центральных кондиционеров, из которых охлажденный и осушенный воздух подается в машинное отделение (МО) когенерационных ГПД, а оттуда – на всасывание наддувочных турбокомпрессоров (ТК) ГПД.

В тригенерационных установках на базе ГПД особенно остро стоит задача охлаждения наддувочной ГВС, поскольку при повышенных температурах наружного воздуха, например 25…35 °С с учетом разности температур между водой замкнутой системы оборотного охлаждения и атмосферным воздухом (около 10 °С) в градирнях сухого типа, а также ГВС и охлаждающей водой в $ОНС_{нт}$



а б

Рис. 1. Когенерационный модуль ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher: утилизационный водогрейный котел (экономайзер) на выпускных газах (нижний горизонтальный теплообменник слева), высоко- и низкотемпературные ступени охладителя наддувочной ГВС (а), когенерационные пластинчатые теплообменники отвода тепла от корпуса двигателя (левый) и масла (правый) (б)

охлаждение ГВС возможно до температуры 45…55 °С, что выше граничной температуры ГВС, которая поддерживается во впускном ресивере на уровне примерно 40 °С системой автоматического регулирования (САР) подачи газа в ГПД с переводом ГПД на долевые режимы работы.

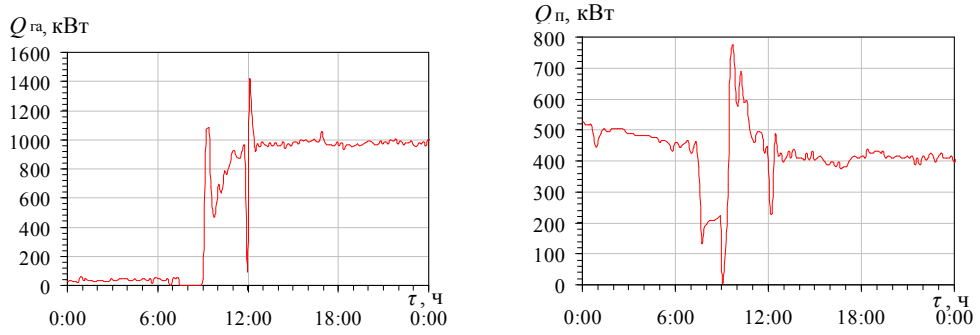
В качестве возможных путей решения этой задачи – снижение температуры охлаждающей воды, подаваемой в $ОНС_{нт}$, ее дополнительным охлаждением, например, в пластинчатом теплообменнике, хладоносителем (холодной водой с температурой 7…10 °С) от АБХМ [5], либо путем подачи на вход градирни системы оборотного охлаждения наружного воздуха, предварительно увлажненного до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до ее значения по мокрому термометру $t_м$, т.е. переводом градирни на испарительное охлаждение.

Как показали расчеты, за счет снижения температуры воздуха на входе градирни при его увлажнении примерно на 10 °С температура увлажненного воздуха не превышает 23…25 °С в наиболее теплое время пополудни. В результате температура охлажденной в $ОНС_{нт}$ наддувочной ГВС также значительно ниже (по сравнению с градирней сухого типа) и не превышает 40…45 °С, оставаясь близкой температуре 40 °С, на которую настроена САР подачи газа в ГПД. Таким образом, создаются условия для сведения к минимуму эксплуатации ГПД на частичных режимах, вызывающих сокращение производства электроэнергии и ухудшение топливной эффективности.

Второй проблемой, которую приходится решать в тригенерационных установках на базе ГПД, это повышение эффективности трансформации тепла в холод при условии поддержания термического состояния когенерационного модуля ГПД на безопасном уровне, и прежде всего температуры обратного, охлажденного, теплоносителя на входе в теплообменники отвода тепла от корпуса двигателя не выше $t_{г.вх} = 70$ °С.

В АБХМ снижение температуры теплоносителя составляет не более $\Delta t_{гАХМ} = 10…15$ °С, что при его исходной температуре на входе АБХМ 90 °С (на выходе из когенерационного модуля ГПД) исключает возможность снижения его до температуры $t_{г.вх} = 70$ °С (на входе в ГПД) и вызывает необходимость сбрасывать избыточную теплоту в атмосферу градирней аварийного сброса. Как видно из рис. 2, на котором приведены результаты обработки данных по температурам теплоносителя, полученных в ходе автоматизированного мониторинга параметров тригенерационной установки ООО "Сандора" за 28.07.2011, потери тепла обратного теплоносителя $Q_п$ из-за его сбрасывания в атмосферу составляют около 40 % тепла $Q_{га}$, полезно использованного в АБХМ, и практически треть тепловой мощности когенерационного модуля, равной их сумме: $Q_{га} + Q_п = 1400$ кВт.

Значения общего количества теплоты $Q_{г.с}$ горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$, и потерь теплоты $Q_{г.п}$ в системе возврата теплоносителя в ГПД приведены на рис. 3.



а б

Рис. 2. Количество теплоты, использованной в АБХМ $Q_{га}$ (а) и сбрасываемой в атмосферу $Q_п$ (б)

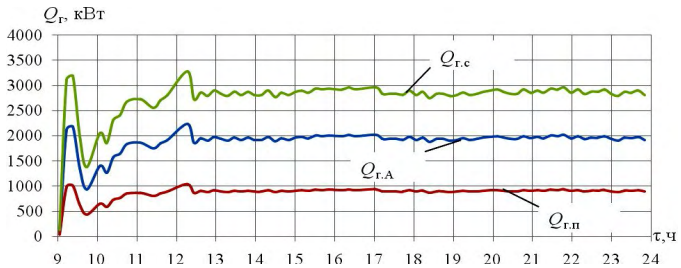


Рис. 3. Значения общего количества теплоты $Q_{г.с}$ горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$, и потерь теплоты $Q_{г.п}$ в течение $\tau = 9^{00} – 24^{00}$ (28.07.2011) для базового варианта по данным мониторинга ($\tau = 0^{00} – 9^{00}$ – АБХМ отключена)

Из-за потерь теплоты $Q_{г.п}$ имеет место значительная недовыработка холода. В свою очередь, дефицит холодопроизводительности лимитирует ее расходование на охлаждение воздуха на входе ГПД. Для того, чтобы сократить потери тепла, можно пойти путем повышения теплового потенциала части обратного теплоносителя его нагревом до 90 °С в газовом котле, который всегда есть на предприятиях автономного энергообеспечения, и подавать снова в АБХМ, т.е. ввести дополнительный рециркуляционный контур с котлом. Однако остается нерешенной проблема понижения температуры обратного теплоносителя, подаваемого в узлы охлаждения ГПД, до $t_г \approx 70$ °С.

Следует отметить, что применение двухступенчатой АБХМ, обеспечивающей снижение температуры теплоносителя на большую величину $\Delta t_{гАХМ}$, требует использования в качестве теплоносителя водяного пара или горячей воды с намного более высокой температурой $t_г = 140$ °С по сравнению с температурой, при которой теплоноситель выходит из когенерационного модуля ГД на вход АБХМ: $t_г = 90$ °С.

Очевидно, целесообразным было бы использование в качестве низкотемпературной ступени такую ТХМ, в генераторе которой возможно охлаждение теплоносителя до температуры ниже 70 °С. К таким ТХМ относятся эжекторные ХМ (ЭХМ) на низкокипящих рабочих телах – хладонах. В экономайзерной секции генератора ЭХМ происходит нагрев жидкого хладона от температуры конденсации $t_к = 30…40$ °С до температуры его кипения при высоком давлении в испарительной секции генератора. Именно в экономайзерной секции генератора ЭХМ в процессе нагрева конденсата хладона возможно охлаждение обратного теплоносителя до требуемой его температуры t = 70 °С на входе в узлы охлаждения когенерационного модуля ГПД (рис. 4).

Целесообразным является повышение температуры горячего теплоносителя в самом когенерационном модуле ГПД выше стандартной $t_г = 90$ °С: $t_г \geq 90$ °С. При этом обратный теплоноситель с температурой $t_г \leq 70$ °С подают в узлы охлаждения ГПД, а с более высокой температурой $t_г \geq 70$ °С – непосредственно в УК) ГПД, минуя узлы охлаждения ГПД (рис. 5).

Значения холодопроизводительности одноступенчатых традиционной однопоточной $Q_{0(90)}$ и предложенной двухпоточной $Q_{0(93)}$ систем трансформации тепла когенерационных модулей ГПД приведены на рис. 6.

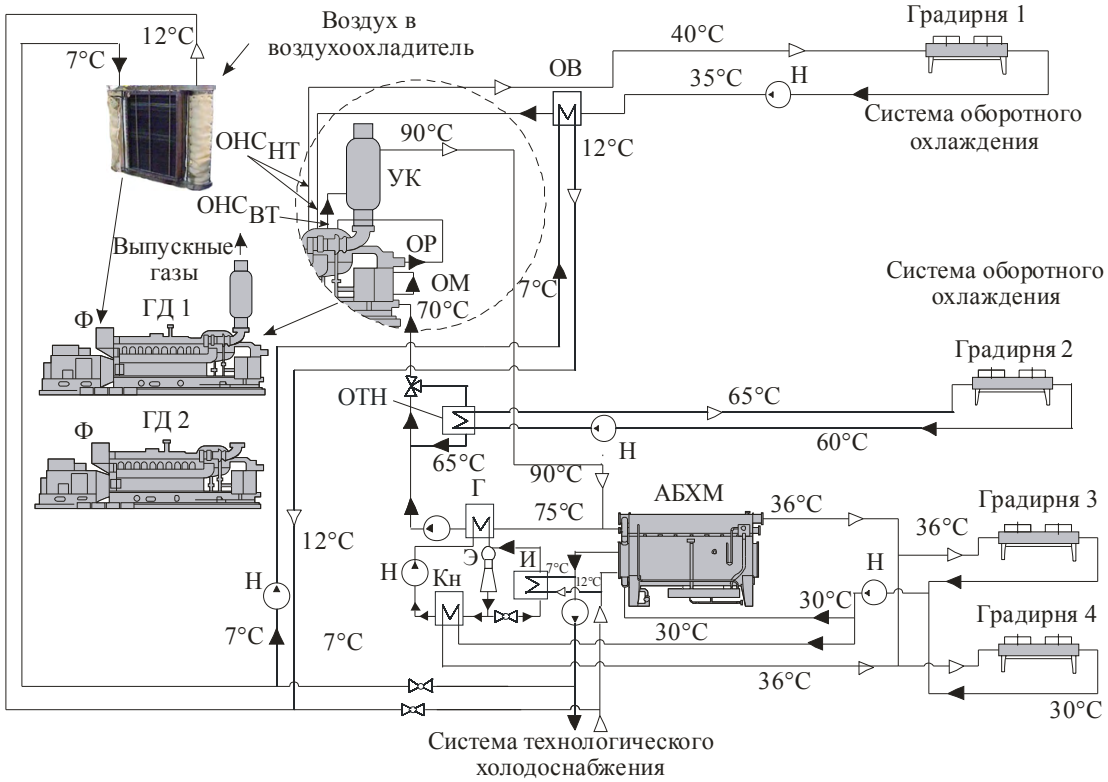


Рис. 4. Схема двухступенчатой системы трансформации теплоты когенерационного модуля ГПД: ГД – газовый двигатель; Ф – фильтр на всасывании ГД; ОМ – охладитель масла; ОР – охладитель рубашки двигателя; УК – утилизационный котел; $ОНС_{нт}$ и $ОНС_{вт}$ – низкотемпературная и высокотемпературная ступени охладителя наддувочной ГВС; ОВ – охладитель воды; ОТН – охладитель теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла в атмосферу; ЭХМ: Э – эжектор; И – испаритель; Кн – конденсатор; Г – генератор

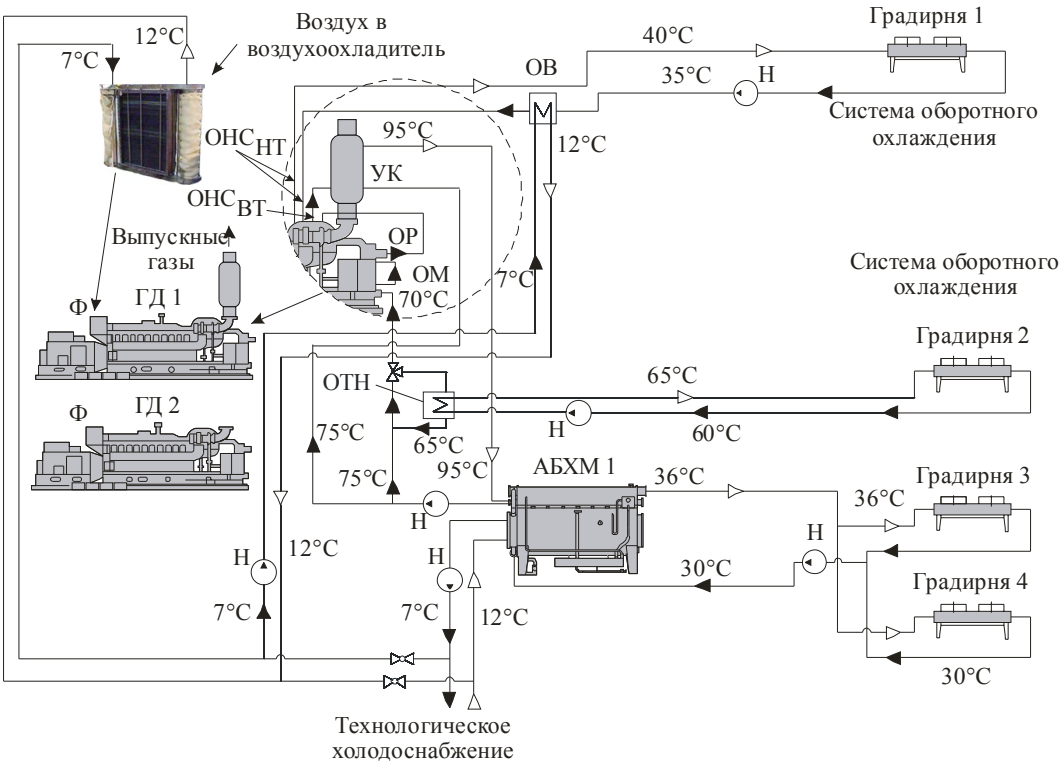


Рис. 5. Схема системы трансформации теплоты усовершенствованного когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS с подводом обратного теплоносителя двумя потоками с разными температурами:
ГД – газовый двигатель; Ф – фильтр на всасывании ГД; ОМ – охладитель масла; ОР – охладитель рубашки двигателя; УК – утилизационный котел; $ОНС_{нт}$ и $ОНС_{вт}$ – низкотемпературная и высокотемпературная ступени охладителя наддувочной ГВС; ОВ – охладитель воды; ОТН – охладитель теплоносителя; Н – насос; Градирня 2 – аварийного сброса тепла в атмосферу

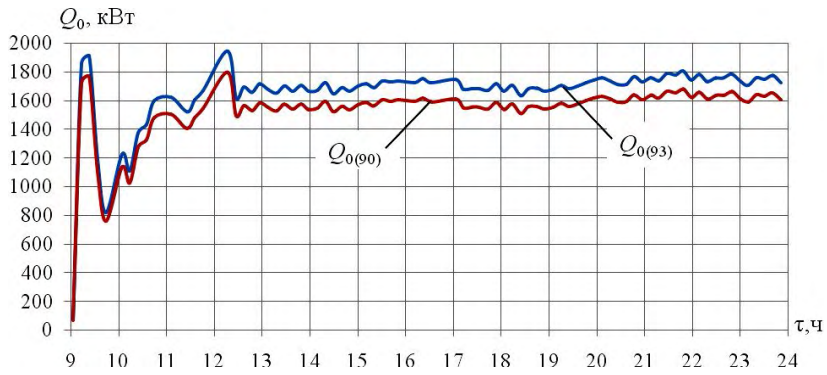


Рис. 6. Значения холодопроизводительности одноступенчатых традиционной однопоточной $Q_{0(90)}$ и двухпоточной $Q_{0(93)}$ систем трансформации тепла когенерационных модулей ГПД:
$Q_{0(90)}$ – при $t_{г.вых}$ = 90 °C ($t_{г.вх}$ = 70 °C); $Q_{0(93)}$ – при $t_{г.вых}$ = 93 °C ($t_{г.вхУК}$ = 78 °C)

Как видно, переход на двухпоточную систему трансформации тепла когенерационных модулей ГПД обеспечивает увеличение холодопроизводительности $Q_{0(93)}$ на 12 % по сравнению с традиционной однопоточной $Q_{0(90)}$.

Дальнейшие резервы повышения топливной эффективности тригенерационной установки завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" связаны с использованием конденсата водяных паров, отводимого в процессе охлаждения воздуха в воздухоохладителях кондиционеров, для впрыска в воздушный поток на входе градирен сухого типа системы оборотного охлаждения ГВС, т.е. переводом их в режим испарительного охлаждения с соответствующим снижением температуры воздуха до его температуры по мокрому термометру, а также с аккумуляцией холода для его использования при пиковых тепловых нагрузках на тригенерационную установку: при максимальных температурах наружного воздуха и технологических потребностях в холоде.

Выводы

Выявлены резервы повышения эффективности тригенерационной установки и обоснованы направления их реализации, обеспечивающие эффективную трансформацию тепла газовых двигателей в холод, используемый на технологические нужды и для самих двигателей (внутрицикловая тригенерация): охлаждение воздуха на входе, наддувочной ГВС с помощью АБХМ, и увлажнением наружного воздуха на входе градирни сухого типа; повышение температуры теплоносителя на выходе из ГПД в двухпоточной системе отвода тепла.

Литература

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.

2. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.

3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype [Text] / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

4. Рыжков, С.С. Тригенерационная установка автономного энергообеспечения [Текст] / С.С. Рыжков, Н.И. Радченко, С.Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 10(97). – С. 55–60.

5. Radchenko, N., Ryzkov S., Forduy S. Trigeneration plant for combined energy supply [Text] / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2012. – Szczecin, Poland, 2012. – P. 503–508.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Украина.

НАПРЯМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРИГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

С.С. Рижков, А.М. Радченко, С.Г. Фордуй

Проаналізована ефективність тригенераційної установки на базі когенераційних газопоршневих модулів JMS GE Jenbacher автономного енергозабезпечення заводу ТОВ "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Миколаївська обл.). Виявлені резерви підвищення ефективності як всієї тригенераційної установки, так і власне когенераційних модулів, обґрунтовані напрями їх реалізації, що забезпечують ефективну трансформацію тепла газових двигунів у холод, який використовується як на технологічні потреби, так і для самих газопоршневих двигунів (внутрішньоциклова тригенерація).

Ключові слова: внутрішньоциклова тригенерація, автономне енергозабезпечення, утилізація тепла, охолодження, газопоршневий двигун, абсорбційна холодильна машина.

APPROACHES OF ENCREASING EFFICIENCY OF TRIGENERATION PLANTS FOR INTEGRATED ENERGY SUPPLY

S.S. Ryzkov, A.N. Radchenko, S.G. Forduy

The efficiency of trigeneration plant on the base of cogeneration reciprocating gas engine modules JMS GE Jenbacher of integrated energy system for factory "Sandora"–"Pepsico Ukraine" (Nikolayev region) was analyzed. The reserves for increasing the efficiency of the whole trigeneration plant so as of the cogeneration modules were revealed and the approaches of their realization, providing efficient transforming the gas engine waste heat into a cold, used for technological requirements so as for cogeneration reciprocating gas engines themselves (in-cycle trigeneration) were proved.

Key words: in-cycle trigeneration, integrated energy supply, heat utilization, cooling, reciprocating gas engine, absorption chiller.

Рыжков Сергей Сергеевич – д-р техн. наук, проф., ректор Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры судовых электроэнергетических систем Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Фордуй Сергей Георгиевич – канд. техн. наук, технический руководитель направления энергоресурсов и энергосбережения, PepsiCo Europe, Николаев, Украина, e-mail: serhiy.forduy@pepsico.com.

УДК 621.436.13:621.57

Н.И. РАДЧЕНКО[1], Т. БОХДАЛЬ[2], Р.Н. РАДЧЕНКО[1], Д.В. КОНОВАЛОВ[1], А.А. АНДРЕЕВ[1]

[1] ***Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина***
[2] ***Кошалинский технический университет, Польша***

ТРЕХКОНТУРНАЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Проанализировано эффективность охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля в двух- и трехступенчатых охладителях в составе теплоиспользующей системы охлаждения на базе эжекторной холодильной машины, утилизирующей теплоту воздуха. Показано, что основу расчета рациональных параметров трехступенчатых охладителей составляет определение температуры воздуха на выходе из теплоиспользующей высокотемпературной ступени охладителя, обеспечивающей глубину охладителя, а значит и его аэродинамическое сопротивление, сопоставимые с двухступенчатыми охладителями когенерационного типа. Для главного дизеля транспортного судна и климатических условий конкретной рейсовой линии определены снижение температуры наддувочного воздуха и соответствующая экономия топлива по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой.

Ключевые слова: *судовой малооборотный дизель, охлаждение, наддувочный воздух, теплоиспользующая холодильная машина, низкокипящее рабочее тело.*

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Термодинамическая эффективность судовых малооборотных дизелей (МОД) существенно зависит от температуры наддувочного воздуха. С ее повышением на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает удельный расход топлива b_e [1 – 3].

В судовых МОД применяются, как правило, два типа систем охлаждения наддувочного воздуха – одноконтурная система охлаждения забортной водой и двухконтурная, с промежуточным контуром пресной воды. Все более широкое распространение находят двухконтурные системы охлаждения когенерационного типа, когда нагретая в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха ($ОНВ_{ВТ}$) вода используется для нужд судовой энергетической установки, например, для нагрева топлива, масла, на теплофикационные цели, либо $ОНВ_{ВТ}$ является экономайзерной секцией нагрева питательной воды утилизационного котла. Хотя при этом потери тепла с охлаждающей наддувочный воздух водой и сокращаются, однако проблема поддержания температуры воздуха на приемлемо низком уровне при плавании судна в южных широтах с высокой температурой забортной воды остается острой. Одним из направлений ее решения является применение машинного охлаждения воздуха, и прежде всего теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), использующими теплоту наддувочного воздуха, выпускных газов двигателей и других источников [4 – 6]. Использование в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокое охлаждение воздуха в низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха ($ОНВ_{НТ}$) без поддержания вакуума в системе НРТ. В этом случае испаритель НРТ-охладитель воды служит для охлаждения пресной воды, подаваемой в $ОНВ_{НТ}$, ниже температуры забортной воды.

В таких теплоиспользующих системах охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха контур НРТ является дополнительным, третьим, контуром, обеспечивающим охлаждения пресной воды, подаваемой в $ОНВ_{НТ}$, ниже температуры забортной воды. При этом необходимо решать вопросы выбора числа ступеней ОНВ по ходу воздуха: двухступенчатый ОНВ в составе $ОНВ_{ВТ}$ и $ОНВ_{НТ}$, практически не зависящий от температуры забортной воды, либо же трехступенчатый ОНВ – с дополнительной ступенью промежуточного охлаждения (ПО) наддувочного воздуха забортной водой между $ОНВ_{ВТ}$ и $ОНВ_{НТ}$.

Цель работы – оценка тепловой эффективности двух- и трехступенчатых ОНВ в составе ТСО наддувочного воздуха судового МОД, утилизирующей теплоту наддувочного воздуха и обеспечивающей его охлаждение ниже температуры забортной воды при повышенных наружных температурах воздуха и воды.

© Н.И. Радченко, Т. Бохдаль, Р.Н. Радченко, Д.В. Коновалов, А.А. Андреев

2. Результаты исследования

Схема двухступенчатой трехконтурной системы охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на базе теплоиспользующей эжекторной холодильной машины (ТЭХМ), утилизирующей теплоту наддувочного воздуха, приведена на рис. 1.

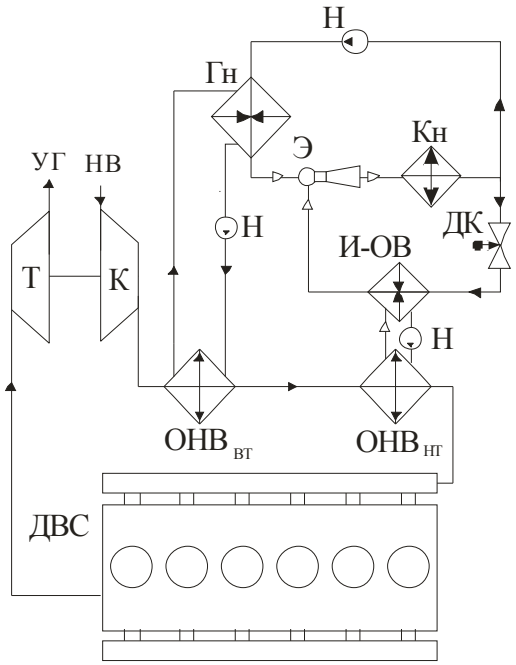


Рис. 1. Схема двухступенчатой трехконтурной ТСО на базе ТЭХМ, использующей теплоту воздуха после ТК: К и Т – компрессор и турбина ТК; $ОНВ_{ВТ}$ и $ОНВ_{НТ}$ – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; Г – генератор ТЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы

Высокопотенциальная теплота наддувочного воздуха после турбокомпрессора (ТК) отводится высокотемпературным промежуточным водяным контуром в $ОНВ_{ВТ}$ к жидкому НРТ, кипящему в генераторе паров НРТ при высоких давлении и температуре $t_г$ = 100…120 °С. Из генератора пары НРТ поступают в конденсатор, охлаждаемый забортной водой, конденсируются, и жидкий НРТ после дросселирования испаряется в испарителе-охладителе воды (И-ОВ) при низком давлении, соответственно и температуре t_0 = 2…5 °С, охлаждая воду, отводящую теплоту от наддувочного воздуха в $ОНВ_{НТ}$.

Такая ТСО представляет собой двухступенчатую трехконтурную систему охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и забортной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения. Она обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

Генератор ТЭХМ состоит из двух секций: экономайзерной $Г_э$, в которой происходит нагрев жидкого НРТ, поступающего из конденсатора с температурой конденсации, например $t_к$ = 35…45 °С, до температуры кипения НРТ в испарительной секции $Г_и$ генератора $t_г$ = 100…120 °С.

Тепловой расчет теплообменников ОНВ проводят, исходя из конечной температуры охлажденного воздуха $t_{в2}$ на выходе НТС, которая в свою очередь принимается в зависимости от температуры t_0 : $t_{в2} = t_0$ + 5 °С + 12 °С, где 5 °С – разница температур пресной воды и НРТ (хладагента), а 12 ° С – разница температур наддувочного воздуха и пресной воды промежуточного водяного контура охлаждения. Холодопроизводительность Q_0, необходимая для охлаждения до этой температуры $t_{в2}$ (далее – фактическая $Q_{0ф}$, т.е. для которой рассчитывают ТОА) сопоставляется с располагаемой $Q_{0р}$, получаемой в ТСО путем трансформации в холод теплоты $Q_г$, отведенной от наддувочного воздуха в $ОНВ_{ВТ}$: $Q_0 = \zeta Q_г$.

Изменение температуры наддувочного воздуха $t_в$, пресной воды t_w и хладагента t_0 по глубине L двухступенчатого ОНВ по воздуху приведено на рис. 2. Хладагент – хладон R152b.Температуры кипения R152b в испарителе-охладителе воды (И-ВО) t_0 = 5 °С, а в испарительной секции генератора ТЭХМ $t_г$ = 120 °С. При этом нагреву жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора $Г_э$ от температуры конденсации $t_к$ = 45 °С до температуры кипения НРТ $t_г$ = 120 °С и его кипению при $t_г$ в испарительной секции генератора $Г_и$ (изменению t_0 от t_0 = $t_к$ = 45 °С до t_0 = $t_г$ = 120 °С) соответствует изменение температуры пресной воды t_w , отдающей тепло НРТ в генератора Г , и наддувочного воздуха $t_в$, отдающего тепло пресной воде в $ОНВ_{ВТ}$.

Из рис. 2 видно, что глубина $ОНВ_{ВТ}$ составляет львиную долю L = 4,7 м (84 %) всего двухступенчатого ОНВ (L = 5,6 м), причем из них 3,7 м (66 %) приходится на экономайзерную секцию $ОНВ_{ВТ}$. Соответственно на $ОНВ_{НТ}$ приходится 16 % поверхности ОНВ. Это обусловлено, прежде всего, низким температурным напором θ = 11 С, почти вдвое меньшим по сравнению с $ОНВ_{НТ}$ (22 С) и в 4 раза – чем в $ОНВ_{ВТ}$ (43 С), что и обусловливает большую глубину всего двухступенчатого ОНВ по ходу воздуха: L = 5,6 м.

Низкие температурные напоры θ обусловливают и малые плотности теплового потока $q = k\,\theta$ в экономайзерной секции $ОНВ_{ВТ}$, что видно из рис. 3.

Очевидно, что рациональным решением задачи сокращения поверхности проблемной экономайзерной секции $ОНВ_{ВТ}$ является уменьшение глубины охлаждения воздуха в $ОНВ_{ВТ}$ с последующим его охлаждением в штатном ОНВ забортной водой, а потом – в $ОНВ_{НТ}$, т.е. переход на трехступенчатую трехконтурную ТСО с включением ступени

промежуточного охлаждения (ПО) наддувочного воздуха пресной водой и отводом от нее теплоты во внешнем контуре забортной водой (рис. 4).

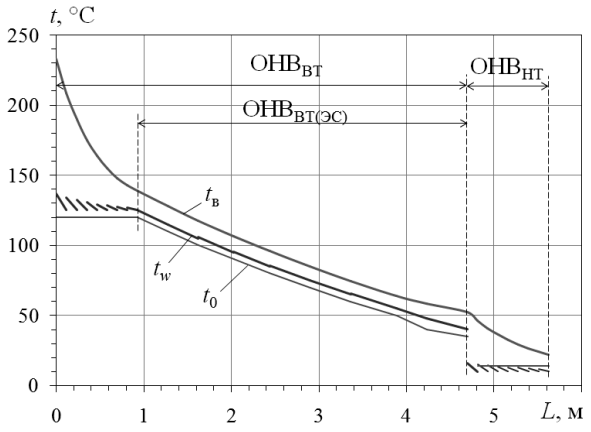


Рис. 2. Изменение температуры наддувочного воздуха $t_в$, пресной воды t_w и хладагента t_0 по глубине L двухступенчатого ОНВ по воздуху

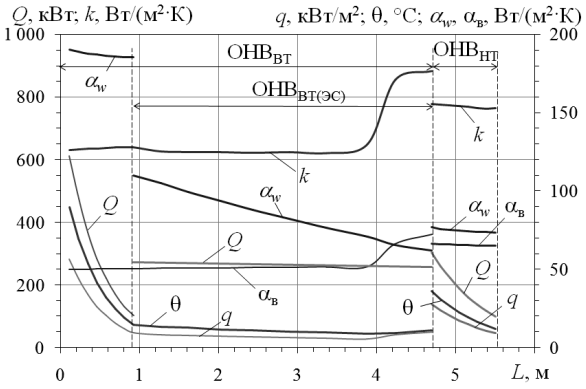


Рис. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи к воде α_w , воздуху $\alpha_в$, хладагенту α_a и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ, плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q по глубине L двухступенчатого ОНВ по воздуху (t_0 = 5 ° С)

Площадь теплообмена ПО благодаря большему температурному напору θ будет существенно меньше, чем экономайзерной секции ОНВ$_{ВТ}$. Однако при этом уменьшится тепловая мощность $Q_г$ генератора пара НРТ ТЭХМ, следовательно, и генерируемая холодо-производительность Q_0, дефицит которой должен быть компенсирован снижением тепловой нагрузки на ОНВ$_{НТ}$ за счет дополнительного отвода теплоты от воздуха в ПО.

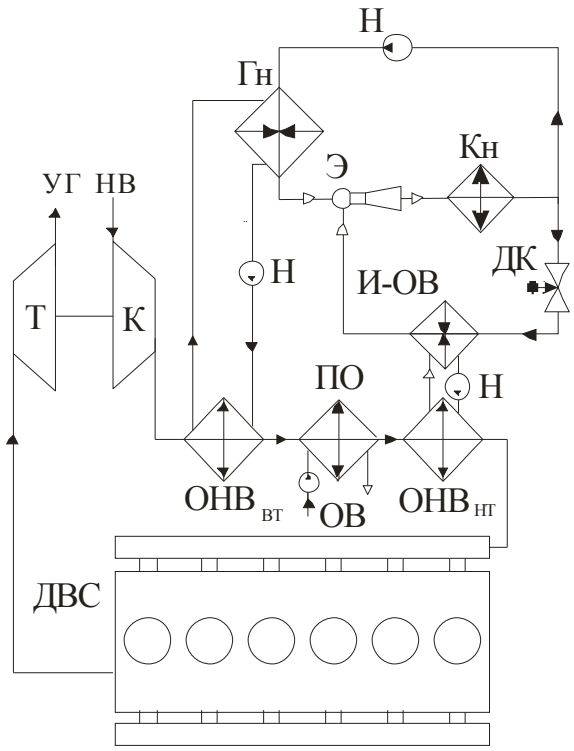


Рис. 4. Схема трехступенчатой трехконтурной ТСО наддувочного воздуха МОД на базе ТЭХМ, использующей теплоту воздуха после ТК: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ$_{ВТ}$ и ОНВ$_{НТ}$ – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – промежуточный охладитель наддувочного воздуха (забортной водой); ЗВ – забортная вода; Г – генератор ТЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы; ОВ – охлаждающая вода

Для определения оптимальной температуры $t_{в2}^{ЭС}$, до которой следует отводить тепло от воздуха в экономайзерной секции ОНВ$_{ВТ}$, проводят многовариантные тепловые расчеты ступеней ОНВ для нескольких значений температур $t_в^{2ЭС}$ (при температуре кипения в И-ОВ t_0 = 5 °С).

На рис. 5 – 7 приведены изменения температуры воздуха $t_в$ и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (И-ОВ) при температурах воздуха на выходе ОНВ$_{ВТ}$ – его экономайзерной секции $t_{в2}^{ЭС}$ = 50, 90 и 140 °С.

На рис. 8 приведены изменения коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k, приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ, плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб по глубине L трехступенчатого ОНВ при $t_{в2}^{ЭС}$ = 140 °С.

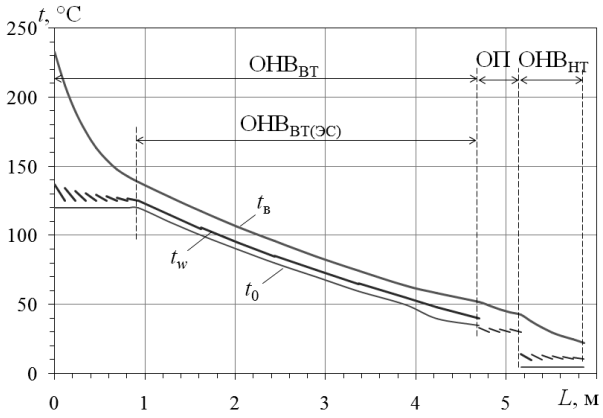


Рис. 5. Изменение температуры воздуха $t_в$ и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (t_0 = 5 °С; $t_{в2}^{ЭС}$ = 50 °С)

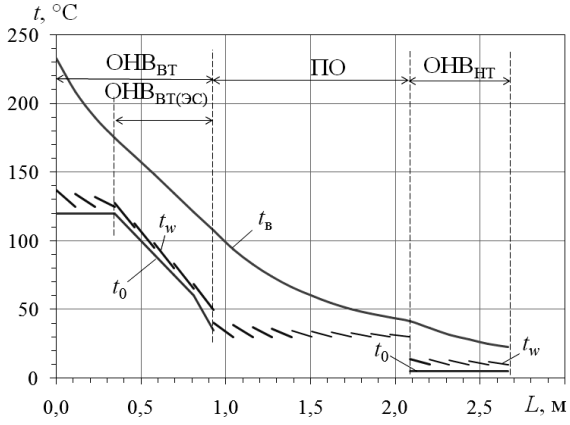


Рис. 7. Изменение температуры воздуха $t_в$ и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (t_0 = 5 °С; $t_{в2}^{ЭС}$ = 140 °С)

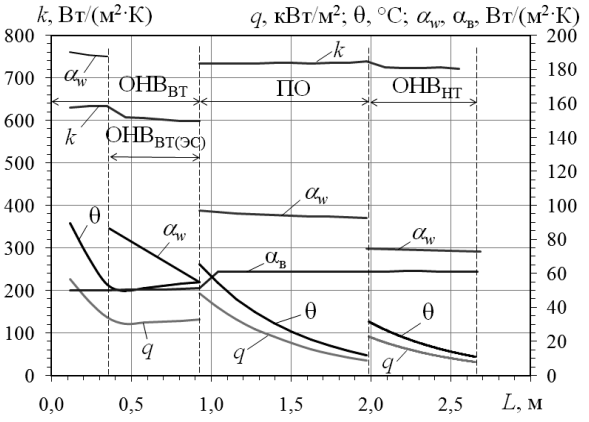


Рис. 8. Изменение коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α, приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ, плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой мощности q по глубине L ОНВ по воздуху (t_0 = 5 °С; $t_{в2}^{ЭС}$ = 140 °С)

Из рис. 2, 6 и 7 видно, что глубина по ходу воздуха уменьшилась до L = 2,4 м, т.е. стала в два раза меньше глубины L базового варианта (рис. 2) при t_0 = 5 ºС для ТЭХМ без промежуточной ступени ПО с охлаждением забортной водой. Аэродинамическое сопротивление ΔР = 2900 Па, что сопоставимо с показателями современных турбчасто-пластинчатых ОНВ системы наддува.

Поскольку в течение рейса меняются температура $t_{нв}$ и влажность $\varphi_{нв}$ наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО) – на входе ТК, а значит и наддувочного воздуха, а также температура забортной воды $t_{зв}$ и, соответственно, пресной воды промежуточного контура охлаждения наддувочного воздуха (на 5 ºС выше $t_{зв}$), то снижение температуры воздуха $\Delta t_в$ в ОНВ$_{НТ}$, его температуру $t_{в2}$ после ОНВ$_{НТ}$ (на входе в наддувочный ресивер) и соответствующее сокращение потребления топлива МОД определяют с учетом изменения $t_{нв}$, $\varphi_{нв}$ и $t_{зв}$ для судна на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен контейнеровоз с главным двигателем 6S50ME-C корпорации MAN [3] (номинальная мощность $N_н$ = 10680 кВт, эксплуатационная $N_э$ = 10000 кВт) на рейсовой линия Одесса-Гавана-Одесса. Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\varphi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{зв}$ в рейсе Одесса-Гавана-Одесса (1.07…16.08.2009) дано на рис. 9.

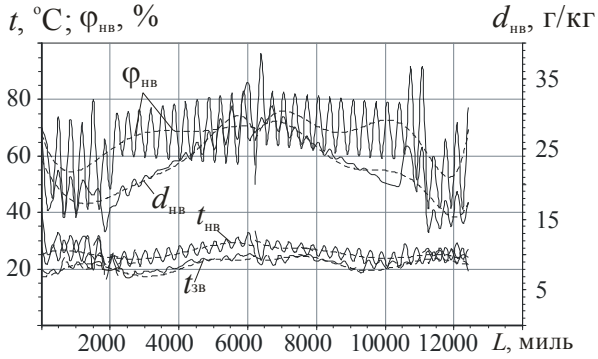


Рис. 9. Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\varphi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07…16.08.2009)

Как видно, на протяжении практически всего рейса температура наружного воздуха $t_{нв}$ составляет 25 ºС и даже 30 ºС.

Снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_в$ в ОНВ$_{НТ}$ и температура воздуха после ОНВ$_{НТ}$ $t_{в2}$ при температурах забортной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07…16.08.2009) приведено на рис. 10.

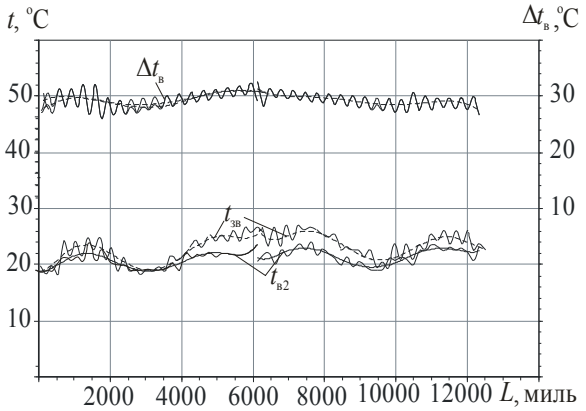


Рис. 10. Снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_в$ в охладителе воздуха ТУО и температура наддувочного воздуха после охладителя $t_{в2}$ при температурах забортной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07…16.08.2009)

Как видно, применение ТСО обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды: $t_{в2} < t_{зв}$, и, следовательно, значительно ниже, чем температура воздуха $t_{вв2}$, до которой он может быть охлажден в традиционном водяном ОНВ.

Расход топлива B_e и удельный расход топлива b_e в зависимости от температуры охлажденного наддувочного воздуха, а также сокращение расхода топлива ΔB_e и удельного расхода топлива Δb_e за счет более глубокого охлаждения наддувочного воздуха в охладителе ТСО по сравнению с температурой воздуха, охлажденного в традиционном водяном ОНВ, на величину $\Delta t_{во} = t_{вв2} - t_{в2}$ рассчитывали с помощью программы [3] для МОД корпорации MAN при разных температурах воздуха $t_{МО}$ в МО (на входе ТК). Значения снижение удельного расхода топлива Δb_e, полного расхода топлива МОД 6S50ME-C корпорации MAN [3] (номинальная мощность $N_н$ =10680 кВт и эксплуатационная $N_э$ = 10000 кВт) в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07…16.08.2009) приведены на рис. 11.

Как видно, практически на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет $\Delta b_e \approx 2{,}0$ г/(кВт·ч), относительная экономия потребления топлива $\overline{\Delta B_e}$ = 1,1…1,2 %, а абсолютная экономия потребления топлива ΔB_e за рейс для МОД мощностью 10 МВт составляет около 18 т.

Выводы

Проанализировано эффективность охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля в двух- и трехступенчатых охладителях в составе трехконтурной ТСО на базе эжекторной холодильной машины, утилизирующей теплоту воздуха. В отличие от традиционных двухконтурных систем охлаждения (с пресной водой в первом контуре охлаждения и забортной – во втором) трехконтурная ТСО включает теплоиспользующую холодильную машину охлаждения пресной воды в качестве дополнительного промежуточного контура.

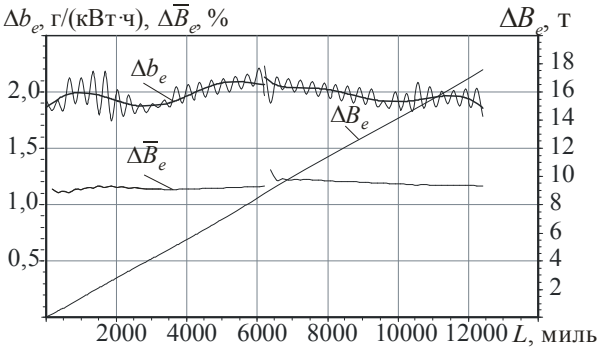


Рис. 11. Значения снижения удельного расхода топлива Δb_e, полного расхода топлива МОД в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07…16.08.2009)

Показано, что основу расчета рациональных параметров трехступенчатых охладителей составляет определение температуры воздуха на выходе из теплоиспользующей высокотемпературной ступени охладителя, обеспечивающей глубину охладителя, а значит и его аэродинамическое сопротивление, сопоставимые с двухступенчатыми охладителями когенерационного типа.

На примере конкретного рейса показано, что утилизация теплоты наддувочного воздуха МОД в ТСО обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха до температуры, близкой 20 ºС, и сокращение удельного расхода топлива примерно на 2,0 г/(кВт·ч) по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text]: MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.

2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO_2 emission [Text]: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Text]. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

4. Андреев, А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Рад-

ченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.

5. Андреев, А.А. Сравнительная оценка охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с утилизацией его теплоты и забортной водой [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 2 (99). – С. 92–96.

6. Радченко, А.Н. Ресурсосберегающая теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха на входе дизеля транспортного судна [Текст] / А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 5 (82). – С. 61–67.

Поступила в редакцию 15.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия.

ТРИКОНТУРНА СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

М.І. Радченко, Т. Бохдаль, Р.М. Радченко, А.А. Андрєєв, Д.В. Коновалов

Проаналізовано ефективність охолодження наддувного повітря суднового малообертового дизеля у дво- та триступеневих охолоджувачах у складі тепловикористовуючої системи охолодження на базі ежекторної холодильної машини, що утилізує теплоту повітря. Показано, що основу розрахунку раціональних параметрів триступеневих охолоджувачів становить визначення температури повітря на виході з тепловикористовуючого високотемпературного ступеня охолоджувача, яка забезпечує глибину охолоджувача, а відтак і його аеродинамічний опір, порівняні з двоступеневими охолоджувачами когенераційного типу. Для головного дизеля транспортного судна і кліматичних умов конкретної рейсової лінії визначені зниження температури наддувного повітря та відповідна економія палива в порівнянні з традиційним охолодженням повітря забортної водою.

Ключові слова: судновий малообертовий дизель, охолодження, наддувне повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, низькокипляче робоче тіло.

THREE CONTOUR SCAVENGE AIR COOLING SYSTEM OF MARINE LOW SPEED DIESEL ENGINE

N.I. Radchenko, T. Bohdal, R.N. Radchenko, A.A. Andreev, D.V. Konovalov

The efficiency of cooling of scavenge air of marine low speed diesel engine in two- and three stage scavenge air coolers of waste heat recovery cooling system on the base of ejector machine that utilizes the heat of air is analyzed. The heat load upon utilizing (high-temperature) and cooling (low temperature) sections of waste heat recovery cooling plant and corresponding scavenge air temperature are calculated. It is shown that the goal of calculation of three stage air cooler rational parameters is finding the temperature of air at the exit of waste heat recovery high temperature stage of cooler, providing deep size of the cooler and corresponding air pressure drop compared with two stage scavenge air coolers of cogenerative type. The decrease in the scavenge air temperature and corresponding fuel saving compared with traditional air cooling by seawater are evaluated for the main engine of the transport ship and climate conditions on the rout line.

Key words: marine low speed diesel engine, cooling, scavenge air, waste heat recovery cooling machine, low boiling working fluid.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Бохдаль Тадеуш – д-р техн. наук, проф., ректор Кошалинского технического университета, Польша.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Андреев Артем Андреевич – ассистент Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Коновалов Дмитрий Викторович – канд. техн. наук, доц. Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.43.056+519.6

В.А. БОГУСЛАЕВ[1], А.И. ДОЛМАТОВ[2], Д.А. ДОЛМАТОВ[2], А.В. КУКУРУДЗА[2], М. ХАДЖИВАНД[2]

[1] *ОАО «Мотор Сич», Украина*
[2] *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ МЕДЛЕННЫМИ РЕАКЦИЯМИ В ГЕКСАНО-КИСЛОРОДНОМ ПЛАМЕНИ

Статья посвящена исследованию влияния электрического разряда на кинетику горения при высокой степени разветвленности и большом количестве реакций. Описаны проблемы неопределенности влияния прямого электрохимического воздействия на пламя в среде с большим количеством одновременно протекающих подобных реакций. На базе результатов математического моделирования электрохимического кислородного горения гексана предложен метод увеличения вероятности ударной диссоциации и/или ионизации углеводородных соединений со средними углеродными числами. Описано влияние воздействия на поток комбинации предпламенных и внутрипламенных разрядов.

Ключевые слова: *скорость реакции, разветвленная схема, свободный радикал, транспортное сечение, ударная диссоциация/ионизация*

Основы моделирования электрохимических пламен

Использование в авиационной и наземной технике процессов, основанных на стабилизации, ускорении и преобразовании пламени с помощью внешнего электрического поля или газового электрического разряда [1, 2, 3], в среднесрочной перспективе обещающее стать одним из приоритетных направлений повышения характеристик газотурбинных двигателей и установок, для успешного практического применения требует досконального понимания сложных физико-химических процессов, протекающих в реагирующей среде под электромагнитным воздействием. В частности, важнейшей задачей теории электрохимического горения является прогнозирование воздействия разряда на кинетическую схему горения и обусловленного этим воздействием дополнительного производства активных частиц (или, напротив, снижения генерации определенных веществ), в итоге определяющее возможность использования разрядов определенного типа для эффективного управления параметрами процесса.

Известно, что как для иерархических линейных, так и для разветвленных многокомпонентных кинетических схем итоговыми скоростьопределяющими являются медленные реакции [4, 5], в том числе реакции первичного расщепления ковалентных неполярных (в особенности кратных, [5]) и ковалентных слабо поляризованных связей. К последнему классу относятся реакции расщепления тяжелых углеводородных соединений по углерод-углеродной связи и реакции отрыва атома водорода в результате кислородной, гидроксильной либо органической атаки на углеводородную молекулу либо радикал. Механизмы таких процессов в общем виде выражаются следующими реакциями:

$$C_XH_Y + \{O_2, O\} \rightarrow C_XH_{Y-1} + \{HO_2, OH\}, \quad (1)$$

$$C_XH_Y + OH \rightarrow C_XH_{Y-1} + H_2O, \quad (2)$$

$$C_XH_Y + CHO \rightarrow C_XH_{Y-1} + CH_2O, \quad (3)$$

$$C_XH_Y + A \rightarrow C_nH_m + C_{X-n}H_{Y-m} + A, \quad (4)$$

$$C_XH_Y + O \rightarrow C_nH_{m-1} + C_{X-n}H_{Y-m} + OH, \quad (5)$$

$$C_XH_Y + O \rightarrow C_nH_mO + C_{X-n}H_{Y-m}, \quad (6)$$

$$C_XH_Y + O_2 \rightarrow C_nH_{m-1} + C_{X-n}H_{Y-m} + HO_2, \quad (7)$$

$$C_XH_Y + OH \rightarrow C_nH_mOH + C_{X-n}H_{Y-m}, \quad (8)$$

$$C_XH_Y + OH \rightarrow C_nH_{m-1} + C_{X-n}H_{Y-m} + H_2O, \quad (9)$$

где реакции (5), (7) и (9) относятся к смешанному типу, поскольку при их протекании наблюдается одновременно дробление углеродной цепочки и отщепление атома водорода.

Скорости реакций расщепления как первичных углеводородных молекул, так и частично расщепленных радикалов весьма невысоки практически для всего ряда газообразных и жидких углеводородов.

Например, при 1800 К константа скорости кислородной атомарной атаки на молекулу этана равна $1{,}496 \cdot 10^7$ м^3/моль·с; гидроксильной атаки – $1{,}834 \cdot 10^8$ м^3/моль·с, что при мольных долях атомарного кислорода порядка 10^{-6} и гидроксила $10^{-5} – 10^{-4}$ приводит к сравнительно медленному горению топ-

© В.А. Богуслаев, А.И. Долматов, Д.А. Долматов, А.В. Кукурудза, М. Хадживанд

лива. Важным способом увеличения скорости горения является воздействие на частицы топлива и кислорода свободными электронами разряда, что приводит к увеличению скорости медленных реакций одновременно по двум механизмам. Во-первых, при взаимодействии высокоэнергетического электрона с тяжелой частицей – мишенью разрушение углеродной цепи по трехстадийному механизму, включающему возбуждение углерод – водородной связи с последующей трансгрессией возбуждения на углерод – углеродную связи и финальную диссоциацию:

$$C_XH_Y + e_1^- \to (C^*H) \in C_XH_Y + e_2^-, \qquad (10)$$

$$(C^*H) \in C_XH_Y \to (C^*C) \in C_XH_Y, \qquad (11)$$

$$(C^*C) \in C_XH_Y \to C_nH_m + C_{X-n}H_{Y-m}. \qquad (12)$$

Во-вторых, происходит возбуждение электронным ударом частиц – окислителей, в первую очередь молекулярного и атомарного кислорода:

$$O_2 + e_1^- \to O_2\left(a^1\Delta_g, b^1\Sigma_g^+, A^3\Delta_g^+, c^1\Sigma_g^+\right) + e_2^-, \qquad (13)$$

$$O + e_1^- \to O\left(^3P, ^1D\right) + e_2^-, \qquad (14)$$

вследствие чего существенно повышается химическая активность частиц и, следовательно, скорость реакций кислородной атаки резко возрастает. Дополнительным фактором, увеличивающим скорость кислородных атак из механизма (1) – (9), при этом является увеличение концентрации промежуточных алкильных радикалов вследствие механизма (10) – (12). Кроме того, при достаточно высокой энергии электронов разряда (в особенности при повышенных давлениях, [6]) может наблюдаться ударная ионизация некоторых реагентов, что скачкообразно увеличивает скорость окисления углеводородов на всех стадиях, включая медленные стадии первичного расщепления.

В настоящей работе рассматривается увеличение скорости медленных реакций первичного расщепления углеводородов по механизмам (1) – (9) при горении стехиометрической смеси гексана с кислородом под воздействием периодических разрядов. Исследуется влияние частоты разряда и возможности увеличить скорость горения путем предварительного разрядного воздействия на окислитель до подачи в реакционную зону.

Влияние частоты возбуждающего разряда на скорость медленных реакций

Рассмотренный выше механизм интенсификации горения при помощи электрического разряда требует детального изучения и большого количества как численных, так и натурных экспериментов вследствие существования в реакционной зоне большого количества конкурирующих реакций с близкими значениями констант скорости и подобными механизмами. При воздушном горении кинетическая картина еще более усложняется вследствие высокой мольной доли молекулярного азота. При размещении разряда в теле пламени в качестве частицы-мишени, вообще говоря, может выступить любой из присутствующих в реакционной зоне реагентов, причем вероятность контакта, очевидно, в целом пропорциональна мольным долям соответствующих компонент [7].

В качестве объекта исследования выбрано гексано-кислородное стехиометрическое изобарное пламя при 3 атм. Проведено численное моделирование электрохимических процессов при расположении разрядника в зонах с различной температурой и концентрацией активных веществ, при этом максимальное напряжение разряда составляло 50 кВ при толщине ствола менее 2 мм. Позиционирование разряда выполнено по температуре среды, без учета топологии факела пламени и распределения активных частиц, в зонах со средней температурой 1500, 1800 и 2100 К. Математическая модель состоит из уравнений движения вязкой сжимаемой турбулентной сплошной среды (скорость течения постоянна и равна 50 м/с), уравнений двухпараметрической модели турбулентности, уравнений Максвелла и модели определения транспортного сечения мишени в электрохимической реакции с учетом поправки для переменных полей [6]. При расчетах использовался программный пакет высокого уровня для высокопроизводительных систем. Результаты исследования влияния частоты разряда и температуры среды на скорости медленных реакций на примере атомарной кислородной и гидроксильной атак представлены на рис. 1, 2, при этом генеральный баланс реакций составлен с учетом различимости алкильных радикалов.

Как нетрудно видеть из сравнительного анализа рис. 1, 2, в целом электрический разряд оказывает значительно более ярко выраженное воздействие на механизмы кислородной атаки, чем на гидроксильную, что хорошо согласуется со свойствами молекулярного кислорода к ударной диссоциации в стволе разряда – и, следовательно, к увеличению производства атомарного кислорода и сдвигу медианы распределения последнего по состояниям к возбужденным сериям. В первом случае наблюдается увеличение скоростей первичного расщепления углеводородов на 3 порядка (в зоне с температурой 2100 К при частоте разряда от 700 до 1000 кГц), в случае же OH-атак скорость реакций возрастает менее чем в 12 раз по сравнению с термическим

горением. При этом максимальный эффект от электрического воздействия на поток для О-реакций наблюдается при максимальных температурах, для ОН-реакций же, напротив, при температуре среды 2100 К наблюдается слабое изменение скоростей реакций атаки во всем диапазоне рассмотренных условий течения - максимум же прироста скорости, напротив, соответствует минимальной температуре.

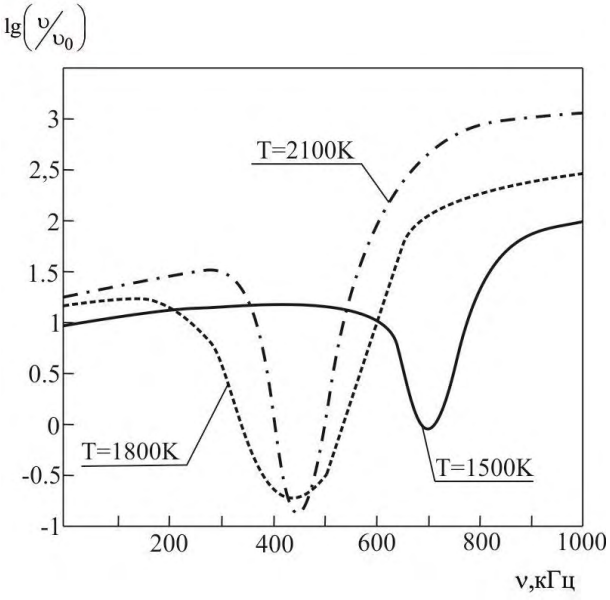


Рис. 1. Суммарная скорость О-атаки

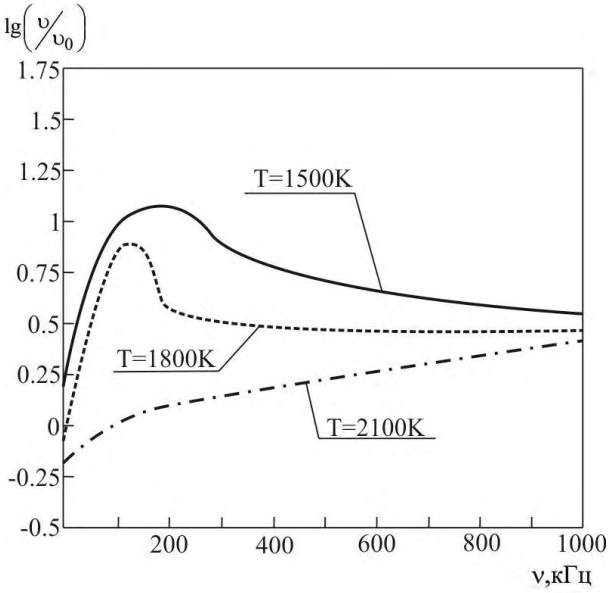


Рис. 2. Суммарная скорость ОН-атаки

Весьма интересно существование минимума прироста скорости О-атаки (и даже торможения соответствующих реакций почти в 8 раз по сравнению с термическим процессом на экстремуме, рис. 1) для всего диапазона температур, причем минимум для холодного участка пламени с Т=1500 К существенно смещен по шкале частот относительно горячих участков. Очевидно, данное явление свидетельствует о наличии экстремума конкурирующих реакций, обуславливаемого варьированием размера транспортного сечения соответствующих частиц-мишеней для различных атакующих электронов, поскольку смещение означенного минимума для Т=1500 К и совпадение для 1800 и 2100 (рис. 1) свидетельствует о невозможности объяснения эффекта исключительно распределением концентраций веществ по соответствующим зонам пламени.

Слабое влияние разряда на медленные ОН-реакции, при существенном превосходстве концентраций гидроксилов над атомарным кислородом в большинстве зон пламени, включая высокотемпературную, свидетельствует о незначительности различий в реакционной активности между основным невозбужденным и первыми триплетным и синглетным возбужденными состояниями этого радикала. Уменьшение эффекта влияния разряда с ростом температуры, очевидно, связано с ростом термической диссоциации молекул воды, чья концентрация как конечного продукта сгорания возрастает по мере прироста температуры среды.

В целях сравнения вклада роста концентраций реагентов и увеличения доли частиц в возбужденных состояниях было исследовано влияние предварительного возбуждения кислорода электрическим разрядом.

Предварительная ионизация кислорода

В соответствии с известной схемой электрохимической камеры сгорания с предварительной ионизацией [1], было проведено исследование влияния размещения в канале подачи окислителя предварительного каскада разрядников, предназначенных для возбуждения молекулярного кислорода по (13), ударной диссоциации по механизму

$$O_2 + e_1^- \rightarrow O + O + e_2^-, \qquad (15)$$

и возбуждения атомарного кислорода по (14), а также незначительной ионизации и генерации некоторого количества озона. При размещении разрядников вне зоны непосредственного горения вероятность того, что частицей-мишенью окажется молекулярный либо атомарный кислород, равна 1, поскольку в этом случае в теле разряда отсутствуют другие типы частиц (разумеется, не считая электронов), при этом параметры основного (внутрипламенного) разряда не изменялись. В работе также сделано допущение о достаточно близком расположении предварительного разрядника для исключе-

ния эффектов, связанных с распадом образовавшихся ионов и озона и релаксацией возбужденных состояний, но достаточно удаленных для отсутствия интерференции полей предварительного и основного разрядов. На рис. 3 представлено изменение скоростей реакций медленного расщепления при предварительном разрядном воздействии на поток.

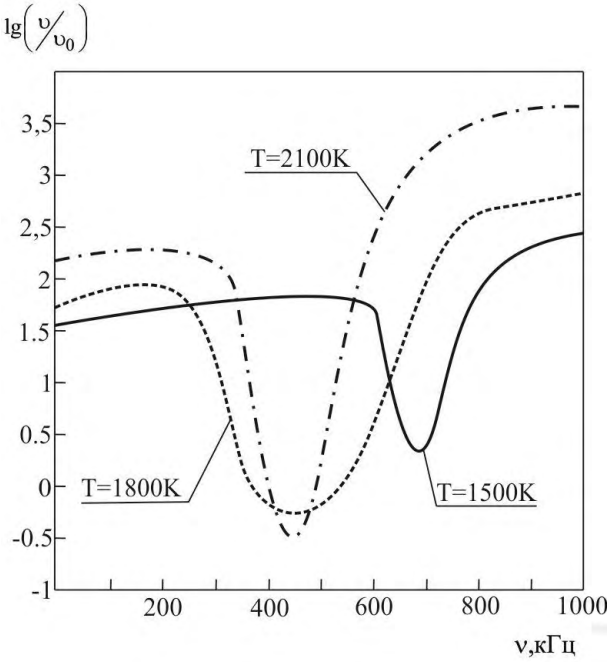


Рис. 3. Суммарная скорость О-атаки при предварительной ионизации кислорода

Очевидно, что вклад роста концентраций атомарного (в т.ч. возбужденного) кислорода при предварительном возбуждении значителен, но в целом уступает комплексному воздействию разряда в пламенной зоне и не может нивелировать эффект конкурирующих реакций, приводящий к существованию минимума скорости первичного расщепления по механизмам О-атаки.

В ходе исследований воздействия периодического электрического разряда на реагирующий поток была установлена целесообразность дополнительного разрядного воздействия на окислитель до его поступления в зону горения, а также сложный характер зависимости величины прироста скорости медленных реакций первичного расщепления от параметров разряда и температуры среды. Для усовершенствования методов электрохимического управления горением необходимо дальнейшее численное исследование влияния разряда на скорость реакций различного типа с учетом возникновения блокирующих цепочек и дополнительного ветвления кинетической схемы.

Литература

1. Долматов, Д.А. Перспективные схемы авиационных камер сгорания [Текст] / Д.А. Долматов // Авиационная техника и технология. – 2006. – № 7 (21). – С. 36 – 43.

2. Афанасьев, В.В. Диагностика и управление устойчивостью горения электрическими полями и разрядами [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05 / В.В. Афанасьев. – Казань, 2004. – 305 с.

3. Долматов, Д.А. Регулирование воздушного горения углеводородов разрядами малой длины [Текст] / Д.А. Долматов // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 41 – 51.

4. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.

5. Jones, W.P. Global reaction schemes for hydrocarbon combustion [Text] / W.P. Jones, R.P. Lindstedt // Combustion and Flame. – 1988. – Vol. 73. – P. 233 – 242.

6. Райзер, Ю.П. Физика газового разряда [Текст] / Ю.П. Райзер. – Долгопрудный: Изд. Дом. Интеллект, 2009. – 736 с.

7. Surface kinetics of N and O atoms in N2-O2 discharges [Text] / B. Gordictz, C.M. Ferreira, J. Nahorny, D. Pagnon, M. Touzeau, and M. Vialle // J. of Physics D: Applied Physics. – 1996. – V. 29, № 4. – P. 1021–1031.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков.

ЕЛЕКТРОХІМІЧНЕ КЕРУВАННЯ ПОВІЛЬНИМИ РЕАКЦІЯМИ У ГЕКСАНО-КИСНЕВОМУ ПОЛУМ'Ї

В.О. Богуслаєв, А.І. Долматов, Д.А. Долматов, А.В. Кукурудза, М. Хаджіванд

Стаття присвячена дослідженню впливу електричного розряду на кінетику горіння при високому ступені розгалуженості та великій кількості реакцій. Описано проблеми невизначеності впливу прямої електрохімічної дії на полум'я у середовищі з великим числом подібних реакцій, що відбуваються одночасно. На базі результатів математичного моделювання електрохімічного кисневого горіння гексану запропоновано метод підвищення ймовірності ударної дисоціації та/або іонізації вуглеводневих сполук з середніми вуглецевими числами. Описано дію на потік комбінації розрядів, розташованих перед та в середині полум'я.

Ключові слова: швидкість реакції, розгалужена схема, вільний радикал, транспортний розріз, ударна дисоціація/іонізація

ELECTROCHEMICAL CONTROL OF LOW RATE REACTIONS INTO HEXANE-OXYGEN FLAME

V.A. Boguslaev, A.I. Dolmatov, D.A. Dolmatov, A.V. Kukurudza, M. Hajivand

The article is dedicated to investigation of discharge impact on the reaction kinetic scheme in the domains with branched multi-way chemistry. The problems of indefinite electrochemical influence in the medium with high number of conformable reactions are described. There was proposed the method of the probability increasing for the medium carbon number radical percussion dissociation and/or ionization processes, based on numerical and analytical investigation of hexane – oxygen modeling electrochemical flame. The influence of combination of pre-flame and in-flame ionization series is described.

Key words: reaction rate, multi-way scheme, free radical, transport section, percussive dissociation/ionization

Богуслаев Вячеслав Александрович – д-р техн. наук, проф., президент ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Долматов Анатолий Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Долматов Дмитрий Анатольевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ditrihantelson@yandex.ru.

Кукурудза Андрей Васильевич – инженер 1-ой категории кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Хадживанд Масуд – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.452

А.А. МИХАЛКИН

ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРДД

В статье обосновывается необходимость снижения веса широкохордных рабочих лопаток вентилятора перспективных туброреактивных двухконтурных двигателей. Сделан обзор достижений мировых двигателестроительных фирм по вопросу снижения веса широкохордных рабочих лопаток вентилятора. Приведен опыт создания широкохордной рабочей лопатки вентилятора из композиционных материалов для ТРДД ГП «Ивченко-Прогресс». Разработана новая конструкция гибридной рабочей лопатки вентилятора. Показаны преимущества разработанной конструкции гибридной рабочей лопатки вентилятора. Определены ее демпфирующие и прочностные характеристики.

Ключевые слова: *лопатка вентилятора, полая лопатка вентилятора, рабочая лопатка вентилятора из композиционного материала, гибридная рабочая лопатка вентилятора*

Введение

К вентиляторам современных ТРДД предъявляют высокие требования по уровню аэродинамических характеристик в широком диапазоне условий эксплуатации, по общей массе, допустимому уровню шума. Вентилятор существенно влияет на общую тягу и топливную эффективность силовой установки.

Создание современных конкурентоспособных турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с высокой тягой невозможно без совершенствования конструкции лопатки вентилятора. Так, например, наличие в достаточно удлиненных лопатках вентилятора традиционных антивибрационных полок (АВП) приводит к ухудшению его аэродинамических характеристик и увеличению расхода топлива. Отказ от применения антивибрационных полок позволяет существенно повысить эффективность вентилятора и снизить удельный расход топлива. Для обеспечения условий прочности и устойчивости бесполочные лопатки вентилятора выполняют широкохордными. Масса таких широкохордных лопаток существенно (в 1,5-2 раза) выше массы лопатки с АВП. И хотя широкохордных лопаток в колесе вентилятора меньше, чем лопаток с полкой масса колеса вентилятора увеличивается. Соответственно, растет уровень контактных напряжений на рабочих поверхностях хвостовика лопатки и диска вентилятора. Для лопаток небольшого удлинения эта проблема решается путем увеличения площади контактной поверхности (круговой замок). Для лопаток с большим удлинением (диаметр колеса более 2 м) альтернативы снижению веса лопатки вентилятора нет.

1. Обзор зарубежного опыта

Мировые авиадвигателестроительные фирмы по разному решают проблему веса широкоходным рабочих лопаток вентилятора.

Rolls-Royce пошла по пути полых металлических лопаток. Этой фирмой в настоящее время внедрено уже второе поколение полых титановых лопаток вентиляторов (рис.1).

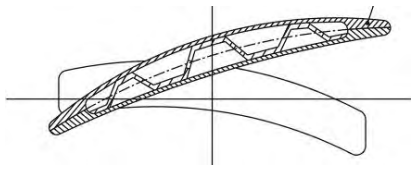


Рис. 1. Конструкция полой лопатки вентилятора фирмы «Роллс-Ройс»

Современная технология создания полых титановых лопаток вентиляторов базируется на совмещении двух технологических операций — диффузионной сварки и сверхпластического формования [1]. Изготовление полых титановых лопаток является многоэтапным процессом, включающим подготовку титановых заготовок как для самой лопатки, так и для тонкостенного заполнителя. Оно реализуется на последующем применении сложного, дорогостоящего технологического оборудования.

Применение этой технологии позволяет снизить массу лопатки вентилятора на 25-35%. Однако, на сегодняшний день возможности данной технологии по снижению веса рабочих лопаток вентилятора исчерпаны и фирма Rolls-Royce работает над созданием цельнокомпозитной лопатки вентилятора. По заявлению её представителей, уже во втором квар-

© А.А. Михалкин

тале 2013 г. планируется начать испытания углепластиковых лопаток в составе двигателя Trent 1000 [2].

Фирма General Electric на протяжении почти 30 лет по таким государственным программам, как QCSEE, E3 и др. вела работы по созданию лопаток вентиляторов ТРДД из углепластиков. Эти работы увенчались успехом, и в 1995 г. фирмой был создан двигатель GE90 с лопатками вентилятора из углепластика. Это первая в мире и пока единственная рабочая лопатка вентилятора из углепластика серийного ТРДД, успешно эксплуатируемого на различных типах самолетов гражданской авиации. Создав беспрецедентно легкую конструкцию лопатки вентилятора, фирма решила многие вопросы, связанные с массой двигателя. Известно, что эффективность снижения массы вращающейся детали намного превышает эффективность снижения веса статорных деталей, поэтому легкая композитная лопатка позволила использовать трехступенчатую конструкцию диска небольшой массы. Это позволило снизить массу вала и опор.

Аналогичная конструкция лопатки применена фирмой General Electric и для нового семейства двигателей GEnx (рис. 2).

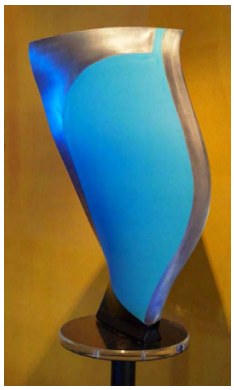


Рис. 2. Рабочая лопатка вентилятора двигателя GE-90

Демонстрация фирмой General Electric возможности применения углепластика в ответственной детали ТРДД, а также появление двигателей с повышенными степенями двухконтурности и лопаток с широкой хордой способствовали тому, что ведущие двигателестроительные фирмы мира стали работать в направлении создания лопаток вентилятора из углепластика.

Фирма SNECMA совместно с General Electric в настоящее время активно ведет разработки по созданию вентилятора ТРДД LEAP-X с лопатками из углепластика [3]. Лопатка образовывается трехмерным ткачеством с последующей пропиткой связующим при помощи RTM технологии (рис. 3). Ткачеством углеродные волокна переплетаются таким образом, что их текстура может быть адаптирована к напряжениям в различных частях лопатки: на периферии, в середине или у хвостовика – то есть обеспечивается непрерывность волокна по всей лопатке, что создает композит со структурой, близкой структуре сплошного материала.

Рис. 3. Широкоходная лопатка вентилятора двигателя Leap-X

Фирма Pratt-Whitney еще в семидесятые годы спроектировала и изготовила лопатки вентилятора с применением боралюминия для ТРДД JT-8D. Каждая лопатка была на 40% легче, чем аналогичная лопатка из титанового сплава. Лопатки были испытаны в составе двигателя. Однако, реального применения такие лопатки не получили. Для своего двигателя PW4084 фирма разработала вентилятор диаметром 2840 мм с 22 пустотелыми бесполочными рабочими лопатками из титанового сплава. Фирма посчитала свое техническое решение менее рискованным по сравнению с использованием лопаток вентилятора из композиционных материалов, опыта эксплуатации каковых она ранее не имела. В конструкции лопатки соединение двух половин лопатки осуществляестя по центральной малонагруженной перемычке, в отличие от лопаток двигателя «Трент», у которых шов расположен в оболочке пера, где возможна более высокая концентрация напряжений (рис. 4).

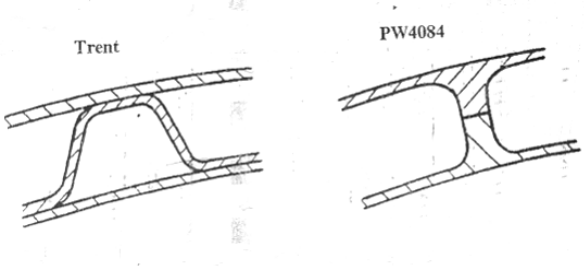


Рис. 4. Схемы соединения двух половинок лопаток вентилятора фирм «Rolls-Royce» и «Pratt-Whitney»

ВИАМ, ЦИАМ совместно с предприятиями Авиапрома продолжают работы по созданию широкохордной полой лопатки вентилятора. Перспективная лопатка представляет собой штампованную тон-

костенную титановую оболочку, внутри которой размещены несущие стержни из высокомодульных и прочных материалов на металлической матрице (бор алюминия, углеалюминия или титана, армированного волокнами карбида кремния) (рис. 5). Новизна данной конструкции заключается в том, что представляется возможность отстройки лопатки от возбуждающих частот путем изменения геометрических параметров, жесткости и мест расположения несущих элементов, не нарушая при этом газодинамический профиль лопатки [4]. Каждый несущий стержень лопатки имеет свою собственную частоту колебаний, не совпадающую с частотой других стержней (рис. 4). При возбуждении по какой-либо собственной форме колебаний одного из них другие стержни имеют другое колебательное движение, вызывая попеременный изгиб обшивки и одновременно являясь демпфером для стержня, колеблющегося по собственной форме. Выбор места, где располагаются несущие стержни, их количество и значения характеристик жесткости материала позволяют управлять уровнем перемещений периферийной части лопатки и, следовательно, рабочими зазорами «корпус – колесо».

Также согласно государственной программе на протяжении более 10-ти лет во ФГУП ЦИАМ сотрудниками отдела композитных материалов ведутся работы в обеспечение создания лопатки вентилятора из углепластика. Лопатка получается путем послойной укладки слоев композиционного материала в пресс-форме с последующей пропиткой связующим при помощи RTM-технологии.

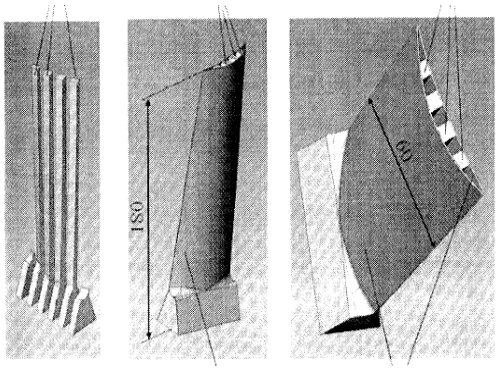


Рис. 5. Широкохордная полая лопатка
с несущими элементами из боралюминия

2. Создание рабочих лопаток вентилятора из КМ на ГП«Ивченко-Прогресс»

Еще в семидесятые годы при создании ТРДД Д-36 были проведены работы по созданию широкохордной рабочей лопатки вентилятора из КМ. В результате была разработана конструкция и технология производства изготовления цельнокомпозитной широкохордной рабочей лопатки вентилятора. Жесткость при изгибе и кручении разработанной лопатки из углепластика сравнима с жесткостью аналогичной лопатки из титанового сплава. Стендовые испытания лопаток в системе двигателя не производились.

Лопатки вентиляторов полностью из КМ позволяют добиться заметного снижения массы при сохранении приемлемых характеристик. Однако такие лопатки сильно повреждаются при ударах посторонними предметами, например птицами. Кроме того, процесс изготовления лопаток из КМ является многоэтапным, сложным, и их производство является дорогим.

В настоящее время на ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» разработана конструкция гибридной рабочей лопатки вентилятора.

Разработанная схема изготовления лопаток гибридной конструкции заключается в следующем: в готовой металлической лопатке создаются выборки по профилю пера и «карманы» в определенных областях пера, которые заполняются более легким углепластиком. В результате готовая гибридная лопатка на 30 % легче, чем исходная.

В таком случае при попадании посторонних предметов, они встречаются не с композиционным материалом, повреждая его и всю лопатку в целом, а с металлической входной кромкой, которая может быть отремонтирована стандартными для цельнометаллических лопаток методами при ограничении повреждений. Таким образом, такая конструкция лопатки обеспечивает большую живучесть с ограничением ремонтопригодности.

Данное техническое решение отображено в патентах США, Европы и России [5-6]. Однако, во всех этих решениях композиционный материал не несет механическую нагрузку и предназначается только для облегчения конструкции, а также для демпфирования колебаний, возникающих при попадании постороннего предмета в лопатку и колебаний, возникающих в процессе работы двигателя.

В разработанной конструкции композиционный материал воспринимает нагрузки наравне с титановой основой. Благодаря чему прочностные характеристики такой лопатки вентилятора близки к показателям цельнометаллического аналога.

Для оценки качества получившейся конструкции были определены формы собственных колебаний и характеристика усталостной прочности.

Для сравнения демпфирующих свойств гибридной и цельнометаллической лопаток были определены декременты затухания лопаток для первой изгибной формы колебаний. Испытания показали, что гашение энергии колебаний в гибридной лопатке происходит в три раза быстрее, чем в цельнометаллической.

Заключение

Как видно из вышесказанного все двигателестроительные фирмы мира заняты поисками оптимальной конструкции лопатки вентилятора для перспективных ТРДД. Совершенство вентилятора - залог экономичной и надежной работы двигателя.

На ГП «Ивченко-Прогресс» разработана конструкция гибридной рабочей лопатки вентилятора, позволяющая добиться снижения веса на уровне 30% по сравнению с цельнометаллической лопаткой. Проведенный объём расчётных и экспериментальных исследований, технологических и квалификационных изысканий подтверждает перспективность проводимых работ и эффективность принимаемых решений. Представляется, что лопатки гибридной конструкции займут свою нишу в существующих и разрабатываемых семействах облегченных лопаток для ТРДД с большой степенью двухконтурности.

Литература

1. Pat. 5243758 US, МПК B23P 15/00. Design and processing method for manufacturing hollow airfoils (three-piece concept). [Text] / Jung-Ho Cheng, Jeffrey LeMonds, Gary T. Martini, Ralph E. Patsfall, Gene E. Wiggs; assignee General Electric Company. – № US 07/803,852, filed Dec. 9, 1991, date of patent Sep. 14, 1993.

2. Gubisch, M. Coming Full Circle [Text] / M. Gubisch // Flight International. – 27 Sep. - 3 Oct. 2011. -P. 34-35

3. Rochester, M. M. Patterned breakthrough. [Text] / M. M. Rochester // Aviation week & space technology. – July 9, 2012. - P. 1-4.

4. Каримбаев, Т.Д. Создание облегченных рабочих лопаток вентилятора для ТРДД с большой степенью двухконтурности. [Текст] / Т.Д. Каримбаев, А.А. Луппов // Техника воздушного флота. – 2005. – № 3-4. - С. 28-31.

5. Pat. 5634771 US, МПК F01D 5/14. Partially-metalic blade for a gas turbine [Text] / William E. Bachrach, Walter D. Howard, Theodore R. Ingling; assignee General Electric Company. – № US 08/533,478, filed Sep. 25, 1995, date of patent Jun. 3, 1997.

6. Пат. 2269034 Российская Федерация, МПК F04D 29/38 (2006.01). Лопатка вентилятора газотурбинного двигателя (варианты) [Текст] / Стивенсон Джозеф Тимоти (US), Лин Венди Вен-Линг (US), заявитель и правообладатель Дженерал Электрик Компании – №2001112427/06, заявл. 04.05.2001, опубл. 27.01.2006, Бюл. № 03. – 14 с.

Поступила в редакцию 26.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: канд. техн. наук, проф. кафедры Ю.А Гусев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РОБОЧІЛОПАТКІ ВЕНТИЛЯТОРА ПЕРСПЕКТИВНИХ ТРДД

А.О. Міхалкін

У статті наведено необхідність зниження ваги широкохордних лопаток вентилятора перспективних ТРДД. Зроблено огляд здобутків світових двигунобудівних фірм у питанні зменьшення ваги широкохордної робочої лопатки вентилятора. Наведений досвід створення широкохордної лопатки вентилятора з композиційних матеріалів ДП «Івченко-Прогрес». Розроблена нова конструкція гибридної робочої лопатки вентилятора. Наведені переваги розробленної конструкції гибридної лопатки вентилятора. Визначені її демпфуючі і прочностні характеристики.

Ключові слова: широкоходна робоча лопатка вентилятора, пола лопатка вентилятора, лопатка вентилятора з композиційного матеріалу, гібридна лопатка вентилятора.

THE FAN BLADES OF PERSPECTIVE TURBOJETS

A.A. Mihalkin

In the article necessity of weight reduction rotor blades of the fan perspective turbojet engines. The review of achievements world engine-building firms concerning weight reduction fan rotor blades is made. The experience of building a rotor blade of the fan from composite for turbojet SE "Ivchenko-Progress" is resulted. The new construction of a hybrid rotor blade of the fan is developed. Advantages of the developed construction of a hybrid rotor blade of the fan are shown. Are determined its damping and strength properties.

Key words: fan blade, composite fan blade, hollow fan blade, hybrid fan blade.

Михалкин Андрей Александрович – инженер-конструктор 1 категории ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: amihalkin@mail.ru.

УДК 621.452.3-226.2:519.8

А.В. САЛЬНИКОВ

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия

КОНСТРУКТИВНО-ПРОЧНОСТНАЯ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ УЗЛОВ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД

В связи с высокой нагруженностью рабочих колёс перспективных ГТД, а также высокими требованиями к их ресурсу и массе, возникает необходимость разработки новых способов автоматизированного проектирования, которые основаны на использовании программных пакетов, реализующих современные методы моделирования и методы многокритериальной оптимизации. В данной статье описаны возможности созданного автором программного комплекса для конструктивно-прочностной оптимизации узлов рабочих колёс ГТД. В качестве расчётной среды применяется конечно-элементный комплекс ANSYS. Предложенный подход позволяет учитывать изменение теплонагруженного состояния конструкции в течение типового полётного цикла. Полученная в итоге конструкция будет нуждаться в минимальной конструктивной доработке, а использование современных методов многокритериальной оптимизации гарантирует удовлетворение поставленным требованиям к ресурсу и массе.

Ключевые слова: *ротор, рабочее колесо ГТД, многокритериальная оптимизация, диск, замковое соединение, "ёлочка", "ласточкин хвост".*

Введение

Оптимизация конструкции рабочего колеса ГТД, требующая учета противоречивых многокритериальных требований, является очень трудоемкой и обычно занимает значительное количество времени [1]. Поэтому большое значение имеет автоматизация процесса создания и анализа типовой конструкции и её оптимизация с использованием математических методов поиска минимума/максимума [2]. Современные конечно-элементные программные пакеты (ANSYS, MSC.Patran/Nastran, ABAQUS и т.д.) уже имеют встроенные возможности по проведению оптимизации простых конструкций. Так же имеется большое количество программных пакетов, созданных для организации процесса многокритериальной оптимизации конструкций с использованием различных расчётных сред (IOSO, LMS OPTIMUS и т.д.). Поэтому оптимизация простых конструкций (балки, оболочки, пластины и т.д.) не имеет особых сложностей [3].

Оптимизация конструкций сложной формы, работающих при сложных условиях нагружения, требует разработки дополнительного программного обеспечения (ПО) в используемых расчётных средах. Созданное ПО должно, используя заданные характерные геометрические параметры и условия работы конструкции, автоматизировать процесс создания расчётной модели, анализ конструкции в необходимых дисциплинах и анализ полученных результатов.

Чтобы провести полноценный анализ рабочих колес ГТД, используется несколько программных пакетов (в том числе и некоммерческих), каждый из которых проводит анализ конструкции по различным дисциплинам (тепло-гидравлический анализ, анализ статической и динамической прочности, газодинамический анализ и т.д.). При этом, в каждом используемом программном пакете создается своя расчётная модель. Поэтому при создании программного обеспечения для оптимизации узлов рабочих колес ГТД необходимо автоматизировать процесс передачи данных (граничные условия, изменение геометрии и т.д.) между используемыми различными расчётными моделями и их автоматическую модификацию.

Совместная оптимизация конструкции всего рабочего колеса нерациональна, так как потребует большого количества вычислительных мощностей и займёт огромное количество времени. Более рационально разбить процесс оптимизации конструкции на несколько итераций, на каждой из которых проводить оптимизацию каждого узла отдельно от остальных, задавая влияние остальных узлов в виде ограничений или внешнего нагружения. Такой подход сократит время получения оптимальной конструкции, сделает процесс проектирования более открытым для инженеров и позволит учесть изменения конфигурации конструкции и изменения условий работы, которые всегда происходят в процессе проектирования двигателя.

В ЦИАМ ведётся обширная работа в данном направлении, включающая разработку методов кон-

© А.В. Сальников

структивно-прочностной многокритериальной оптимизации узлов рабочих колёс ГТД, излагаемых в данной статье.

1. Постановка задачи оптимизации

Конструкцию рабочего колеса можно разделить на несколько типовых блоков, для автоматизации процесса построения и анализа каждого из которых создаётся своё ПО:

- перо лопатки;
- замковое соединение;
- неразрезная часть диска (обод, полотно и ступица).

Оптимизация лопаток требует комплексного многодисциплинарного подхода, в котором проблема прочности является лишь одной из многих. Поэтому в рамках данной статьи рассматривается только оптимизация дисков и замковых соединений, а характеристики пера лопатки задаются как ограничивающие условия. То есть, либо используется созданная заранее твердотельная или конечно-элементная модель, которая в процессе оптимизации не меняется, либо влияние пера лопатки заменяется некоторыми «силовыми» эквивалентами.

Используемое при оптимизации ПО реализовано на языке программирования APDL [4, 5] конечно-элементного комплекса ANSYS, в котором проводится анализ прочности конструкции. Также реализовано автоматическое взаимодействие с разработанными в ЦИАМ программными пакетами, которые проводят тепловой и гидравлический расчеты.

Для проведения оптимизации используется коммерческий программный пакет LMS OPTIMUS, в котором проводится анализ области параметров и происходит поиск оптимального проекта. На каждой итерации оптимизации обеспечивается взаимодействие данных пакетов (рис. 1). Процесс оптимизации завершается при удовлетворении поставленных требований к конструкции с заданной точностью.

Оптимизация конструкции проводится по ряду выделенных параметров и заключается в нахождении проекта минимальной массы, который удовлетворяет прочностным требованиям (несущая способность, ресурс и циклическая долговечность), конструктивным ограничениям (ограничение радиуса центрального отверстия диска, осевого размера хвостовика и т.д.) и технологическим ограничениям (согласование размеров с ОСТ, ограничение ширины ступицы и т.д.).

Оптимизация может проводится как в осесимметричной, так и в 3D постановке (анализ сектора рабочего колеса) на одном режиме (обычно самом нагруженном) или с учетом типового полётного цикла (ТПЦ).

Чтобы избежать появление вырожденных конструкций в разработанном ПО, назначаются дополнительные соотношения между варьируемыми параметрами. Одним из примеров появления вырожденной конструкции является неразмещаемость замкового соединения в диске. В данном случае вводятся дополнительные соотношения между шагом замка и остальными параметрами конструкции. Из этих соотношений на каждой итерации оптимизации определяются границы варьирования шага замка, которые позволяют размещаться замковому соединению в диске. Если назначенное значение шага замка выходит за вычисленные границы, то ему присваивается значение ближайшей из них. При необходимости, подобные соотношения назначаются и для других параметров.

Рис. 1. Схема взаимодействия ANSYS и LMS OPTIMUS

Также вводятся дополнительные соотношения между параметрами, которые позволяют автоматически удовлетворить некоторым из требований норм прочности (требования к запасам по несущей способности, запасы на разрыв и срез и т.д.). Часть этих соотношений позволяет снизить количество ограничений при оптимизации, определяя нижние границы варьирования того или иного параметра. Другая часть вычисляет значение того или иного параметра, тем самым позволяя не варьировать его при оптимизации.

2. Выбор параметров оптимизации конструкции

Для повышения качества проектирования, снижения общего времени получения итоговой конструкции, а также времени последующей после оптимизации конструктивной доработки очень важно правильно упростить геометрию типовой конструкции и выбрать схему её разбиения на характерные геометрические размеры.

В данном разделе приведены схемы разбиения на параметры оптимизации основных типов замковых соединений и дисков рабочих колёс ГТД.

Разбиение замковых соединений проводится согласно ОСТ [7, 8], что позволяет варьировать выделенные параметры не только в заданных границах, но и по спискам размеров ОСТ, определяя для каждого значения того или иного параметра (например - шаг замка) соответствующие ему списки варьирования остальных параметров. Поэтому, полученные в результате оптимизации характерные размеры замкового соединения автоматически согласовываются с ОСТ, что сокращает время последующей доработки конструкции замкового соединения.

Часть параметров может не варьироваться и определяться из конструктивных или иных соображений. Параметры замкового соединения и диска, которые обычно варьируются, помечены на рисунках 2-7 красным цветом. Чёрным цветом помечены параметры, которые обычно не варьируются.

2.1. Схемы разбиения на параметры оптимизации замковых соединений

Разбиение на параметры оптимизации замковых соединений типа "ласточкин хвост" и "ёлочка" производится согласно ОСТ 1 10975-81 [6] и ОСТ 1 11031-81 [7] соответственно. Один из используемых вариантов разбиения замкового соединения типа "ёлочка" приведён на рисунке 2. Помимо представленных на схеме параметров, при оптимизации варьируется и количество зубьев. Используемая модель позволяет учесть отверстия под охлаждение в хвостовике, если таковые имеются.

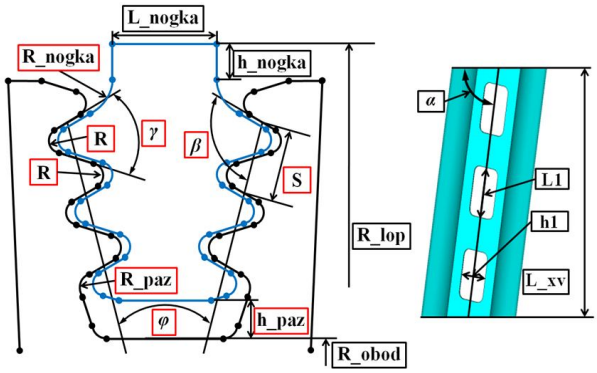


Рис. 2. Схема разбиения замкового соединения типа "ёлочка"

На рисунке 3 приведён один из вариантов разбиения на параметры замкового соединения типа "ласточкин хвост".

На рисунке 4 приведён один из используемых при оптимизации рабочих колёс вентиляторов нестандартный вариант разбиения на параметры замкового соединения типа "ласточкин хвост". Количество параметров при этом увеличивается почти в два раза. Но, как показывает опыт проектирования подобных конструкций, использование нестандартных схем разбиения позволяет получать рабочие колёса меньшего веса с такими же прочностными характеристиками.

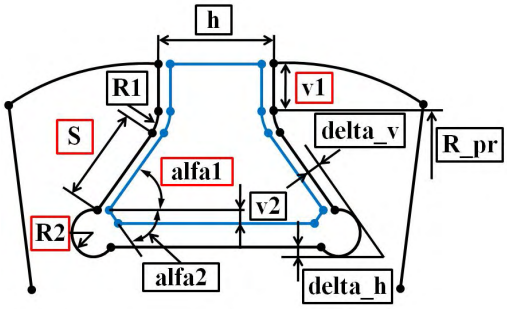


Рис. 3. Схема разбиения замкового соединения типа "ласточкин хвост"

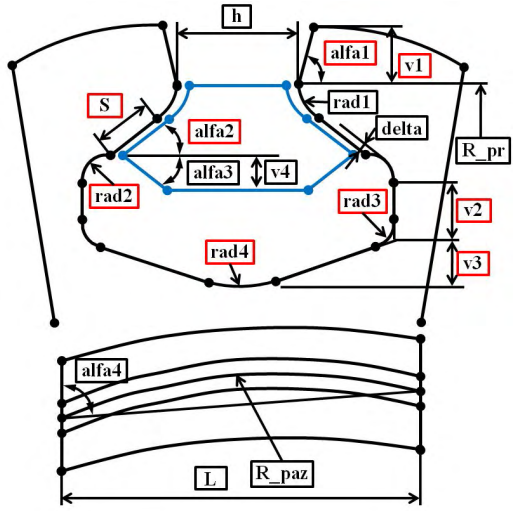


Рис. 4. Схема разбиения замкового соединения типа "ласточкин хвост" рабочих колёс вентиляторов

2.3. Схемы разбиения на параметры оптимизации дисков рабочих колёс

Один из вариантов разбиения на параметры несимметричного диска с одной ступицей приведен на рисунке 5. Данную схему можно усложнить, добавив несколько дополнительных размеров на полотно и ступицу диска. Но, как показывает опыт, при проектировании большинства рабочих колёс в усложнении данной схемы нет необходимости. Если приравнять соответствующие размеры левой части диска к размерам правой части диска, то получится схема разбиения на параметры симметричного диска.

Диски большинства роторов имеют схожую конструкцию. Поэтому данное разбиение можно использовать при оптимизации рабочих колёс ком-

прессоров высокого давления и турбин высокого и низкого давлений.

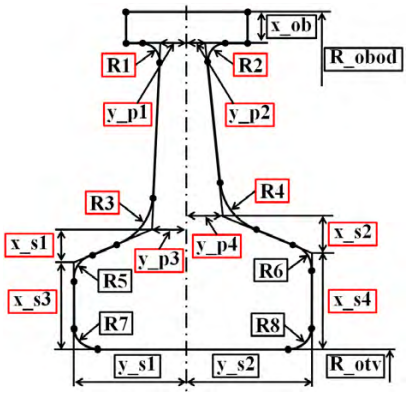


Рис. 5. Схема разбиения на параметры диска с одной ступицей

Представленную схему разбиения можно использовать и при оптимизации рабочих колёс вентиляторов с несколькими ступицами (рис. 6). При этом количество ступиц также варьируется.

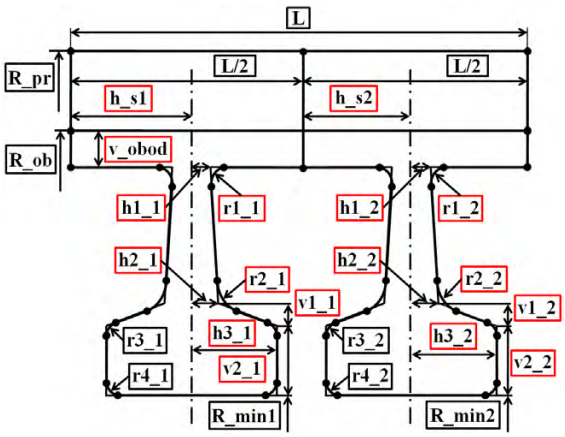


Рис. 6. Схема разбиения на параметры диска с несколькими ступицами

3. Автоматизация процесса теплового анализа

При прочностном проектировании важную роль играет правильная оценка теплового состояния конструкции. Разработанный комплекс позволяет определять тепловое состояние конструкции несколькими способами (в зависимости от этапа проектирования, наличия начальных данных и необходимой степени точности тепловых полей):

1. Определение теплового состояния по температурам, заданным в нескольких характерных радиальных сечениях диска. Используется на первых этапах проектирования, когда общий облик конструкции ещё не определён, а тепловое состояние определено примерно.

2. Перенос теплового состояния с некоторой начальной модели на модель, которая создаётся на каждой итерации оптимизации. Используется в тех случаях, когда общий облик конструкции уже определён и имеется некоторое исходное тепловое состояние.

3. Полноценный тепловой анализ создаваемой на каждой итерации оптимизации конечно-элементной модели проектируемого узла рабочего колеса. Такой способ используется на последних этапах проектирования рабочего колеса, когда уже проведён тепловой анализ некоторой исходной конструкции и определены граничные условия теплопередачи на характерных поверхностях замкового соединения и диска (коэффициент теплоотдачи и температура окружающего воздуха).

Характерным поверхностям имеющейся исходной модели (поверхности отверстий в хвостовике, поверхности паза замка и т.д.), для которой уже имеются необходимые тепловые граничные условия, автоматически ставятся в соответствие характерные поверхности модели, создаваемой на каждой итерации оптимизации. На эти поверхности прикладываются те же граничные условия, что и на исходной модели. После переноса граничных условий проводится тепловой анализ конструкции.

Тепловые граничные условия становятся известны уже на конечном этапе проектирования диска турбины, когда общий облик конструкции определён. Поэтому размеры конструкции, полученной в результате оптимизации, не будут сильно отличаться от исходной, и влияние варьирования размеров замкового соединения на тепловые граничные условия будет минимально. Результаты теплового анализа при подобном переносе почти не будут отличаться от стандартного теплового анализа этой же конструкции.

Подобный способ получения теплового состояния можно использовать как для расчётов на одном режиме, так и при учёте типового полётного цикла.

В большинстве случаев используется комбинированных подход, то есть для различных частей конструкции применяются различные способы определения теплового состояния. Пример комбинированного подхода приведён в разделе 5.3.

4. Автоматизация процесса определения циклической долговечности

При оптимизации элементов роторов современных ГТД в качестве одного из критериев выступает требование по обеспечению допустимого значения количества циклов нагружения. Рассматриваемый комплекс позволяет по имеющемуся НДС и тепловому состоянию конструкции автоматически

определять запасы по МЦУ на каждой итерации оптимизации. Также, необходимо задать нужные для анализа циклической долговечности свойства материалов в диапазоне рабочих температур. Алгоритм анализа циклической долговечности для ТПЦ приведен на рис 7.

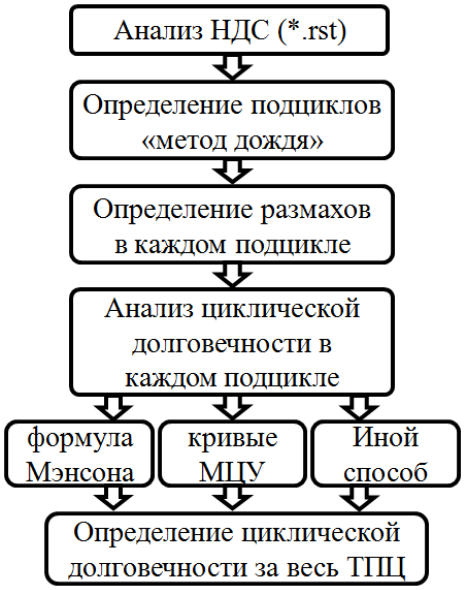


Рис. 7. Алгоритм вычисления запасов МЦУ

Вычисление запасов МЦУ можно проводить как для режима 0-MAX-0, так и для типового полётного цикла. Выделение подциклов проводится "методом дождя" [8]. Значение циклической долговечности может определятся по экспериментальным кривым МЦУ, по формуле Мэнсона или по другим заданным функциональным или табличным зависимостям размаха тех или иных компонент НДС от количества циклов. Суммарная циклическая долговечность при учёте ТПЦ определяется из формулы линейного суммирования повреждаемости.

5. Примеры оптимизации узлов рабочих колёс

В данном разделе приведены примеры конструктивно-прочностной оптимизации замкового соединения и диска рабочего колёса турбины высокого давления и диска вентилятора. Подобный подход применяется и при проектировании узлов рабочих колёс других роторов.

5.1. Оптимизация диска вентилятора

Конфигурация ступиц, полотен и обода диска вентилятора сильно влияет на НДС замкового соединения. Поэтому при конструктивно-прочностной оптимизации его конструкции необходимо совместно варьировать параметры замкового соединения, полотен и ступиц.

Используемая схема разбиения представлена на рис. 4 и 6. В приведённом примере одним из требований к конструкции диска является отсутствие ступиц и постоянная ширина полотен. На каждой итерации оптимизации анализируется сектор диска.

Влияние пера лопатки заменяется эквивалентным давлением, которое прикладывается к контактным граням диска. Эквивалентное давление задается как функция инерционной силы различных частей пера лопатки от осевой координаты. Используемый подход так же позволяет учитывать конечно-элементную модель пера лопатки (см. раздел 5.2).

В данном примере целью оптимизации было создание диска вентилятора минимальной массы на 40000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по формуле Мэнсона [1] с коэффициентом запаса K_N=5. Частота вращения диска равна - 3800 об/мин. Инерционная сила пера лопатки, при заданной частоте вращения, равна 877600 Н. Тепловое состояние принимается постоянным и равным 70 °С.

Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 1. Конечно-элементные модели и распределение эквивалентных напряжений исходной и оптимизированной конструкций приведены на рис. 8 и 9.

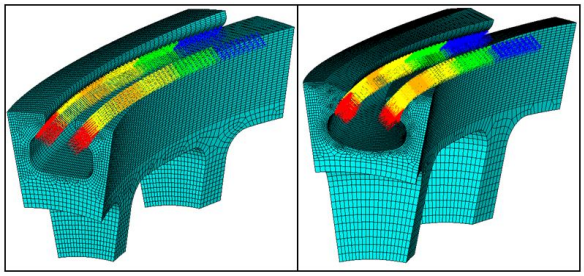
Таблица 1

Результаты оптимизации замкового соединения типа "ёлочка"

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
Масса диска, кг	98,34	87,07
Масса рабочего колеса, кг	257,5	263,57
Максимальные эквивалентные напряжения в диске, МПА	600	573
МЦУ диска, K_N=5	26600	40000

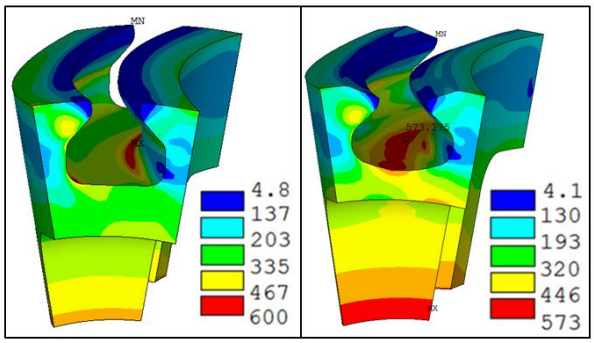
Для оптимизации используется компьютер со следующими характеристиками: процессор - Intel(R) Core(TM)2 Quad CPU Q9650 @3.00GHz, оперативная память - 8 Гб. Время получения оптимальной конструкции составляет около 3 - 4 суток автоматических расчётов.

При обычном подходе доводка диска вентилятора с целью удовлетворить поставленным требованиям к прочности и ресурсу займёт больше месяца работы инженера. При этом нет гарантий, что полученная в итоге конструкция будет оптимальна по массе. При использовании разработанного подхода к оптимизации общее время получения конечного варианта конструкции диска вентилятора снижается с месяца ручной работы до недели автоматических вычислений.



а б

Рис. 8. Распределение эквивалентного давления и конечно-элементные модели конструкций:
а – исходной; б – оптимизированной



а б

Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в диске вентилятора:
а – исходный; б – оптимизированный

5.2. Оптимизация замкового соединения типа "ёлочка"

При оптимизации замкового соединения типа "ёлочка" на каждой итерации анализируется сектор рабочего колеса. Схема разбиения на параметры замкового соединения и диска приведёна в разделах 2.1 и 2.2. Параметры варьируются произвольно в заданных границах. Согласно представленной схеме проведена оптимизация типового диска ТВД. В приведённом примере совместно варьируются параметры замкового соединения и диска [9].

Перед началом оптимизации необходимо создать конечно-элементную модель пера лопатки, которая может быть относительно грубой, т.к. она нужна только для более точного моделирования нагружения замкового соединения. К данной модели на каждой итерации оптимизации по заданным параметрам автоматически достраивается конечно-элементная модель хвостовика и диска, проводится анализ НДС и определяются запасы по МЦУ с учетом контактного взаимодействия в замковом соединении.

В данном примере целью оптимизации было создание замкового соединения и диска рабочего колеса ТВД минимальной массы на 20000 часов работы и 10000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по формуле Мэнсона [1] с коэффициентом запаса K_N=5.

Частота вращения диска равна - 14500 об/мин.

Для определения теплового состояния диска на каждой итерации оптимизации проводится тепловой расчет, в котором в качестве граничных условий используются значения температур на трёх радиусах:

- центральное отверстие диска - 260 °С;
- обод диска - 570 °С;
- проточная часть - 600 °С;

Распределение температуры в хвостовике принимается постоянным и равным 720 °С.

Расчёт проводится в три этапа: нагрузка конструкции, снятие нагрузок и анализ циклической долговечности.

Для оценки эффективности предложенного метода приведены результаты проектирования той же конструкции замка и диска ТВД, полученного при помощи стандартного метода, описанного в ОСТ [6]. Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 3. В табл. 4 приведены значения варьируемых параметров замкового соединения исходной и оптимизированной конструкций. Конечно-элементные модели исходной и оптимизированной конструкций приведены на рис. 10.

Таблица 3

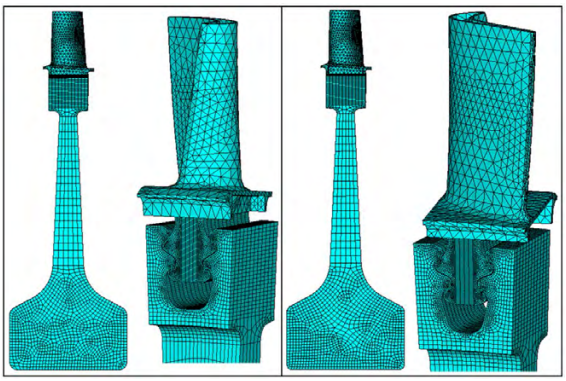
Результаты оптимизации замкового соединения типа "ёлочка"

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
Масса пера лопатки, кг (одной/всех)	0,071/5,04	0,071/5,04
Масса хвостовика, кг (одной/всех)	0,037/2,65	0,033/2,34
Масса диска, кг	61,2	59,9
Масса рабочего колеса, кг	68,9	67,3
МЦУ хвостовик, K_N=5	9200	11740
МЦУ выступ диска, K_N=5	6800	10000
МЦУ ступица диска, K_N=5	10000	10000

Таблица 4

Значения варьируемых параметров замкового соединения исходной и оптимизированной конструкций

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
R_nogka, мм	5,2	4,2
S, мм	7,08	7,1
R, мм	1,3	1,44
R_paz, мм	2,3	2,26
φ	25,8º	31,9º
β	117,3º	114,7º
γ	70,5º	62,3º



а б

Рис. 10. Конечно-элементные модели конструкций:
а – исходной; б – оптимизированной

Как видно из полученных данных, исходная конструкция нуждается в дополнительной доработке, т.к. циклическая долговечность замкового соединения почти в 2 раза ниже требуемой. И хотя время получения основных параметров замкового соединения составляет не более минуты, дальнейшая доработка конструкции в 3D постановке может занимать несколько дней рабочего времени проектировщика.

Полученная в результате 3D оптимизации конструкция удовлетворяет всем поставленным требованиям и при этом обладает меньшей массой, чем исходная. Оптимизация проводится на том же компьютере, что и в предыдущем разделе. Время получения оптимальной конструкции составляет около 2 - 3 суток автоматических расчётов.

5.3. Оптимизация диска ТВД с учётом ТПЦ

Анализ конструкции по ТПЦ на каждой итерации оптимизации позволяет учесть влияние на малоцикловую усталость конструкции основного и вторичных подциклов, вклад которых в повреждаемость может быть иногда весомым (до 40%) [10].

Так как анализ малоцикловой усталости и кинетики НДС рабочего колеса ТВД в течение ТПЦ требует больших вычислительных ресурсов и занимает много времени, то оптимизация конструкции с учётом ТПЦ проводится в осесимметричной постановке.

Для оптимизации должны быть заданы изменения в течение ТПЦ параметров теплового состояния, коэффициентов теплоотдачи и температуры воздуха в полостях для исходной конструкции диска.

В данном примере оптимизировались габариты полотна и ступицы диска. Геометрия остальной части конструкции (обод, выступы диска, покрывные диски и т.п.) не варьировалась. Перед началом оптимизации было необходимо создать конечно-элементную модель не оптимизируемой части конструкции и в нужных местах назначить зоны контактного взаимодействия. На рис. 11 приведена используемая конечно-элементная модель не варьируемой части конструкции и схема разбиения на параметры.

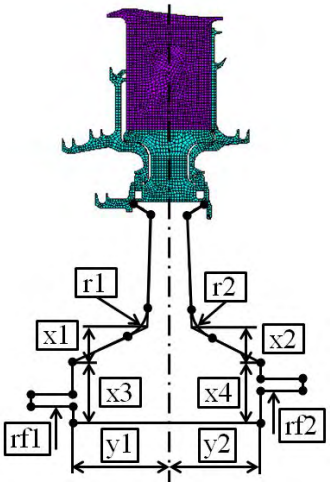


Рис. 11. Конечно-элементная модель
не оптимизируемой части конструкции

При определении теплового состояния на каждой итерации оптимизации используется комбинированный подход. Для неизменяемой части конструкции производится перенос теплового состояния из узлов исходной модели на узлы конечно- элементной модели, получаемой в каждый момент ТПЦ (рис 12).

Для определения теплового состояния оптимизируемой части конструкции (полотно, ступица) поверхности полотна и ступицы исходной модели разбиваются на 5 характерных зон (рис 12). В каждой пограничной зоне создаются табличные зависимости коэффициента теплоотдачи и температуры окружающего воздуха от осевой координаты (низ ступицы) или радиуса (остальные зоны) и от времени. Поверхности оптимизируемой части модели, создаваемой на каждой итерации оптимизации, также разбивается на 5 соответствующих зон. Значения тепловых граничных условий на поверхностных элементах этой модели получаются путем их аппроксимации согласно созданным табличным зависимостям той пограничной зоны, в которой они находятся. Схема переноса коэффициентов теплоотдачи с исходной конструкции на оптимизируемую приведена на рис. 12. Температура воздуха переносится аналогичным способом.

Перенос тепловых граничных условий и анализ теплового состояния повторяется на каждой точке типового полётного цикла. При этом тепловой анализ в текущий момент ТПЦ учитывает предыдущее тепловое состояние.

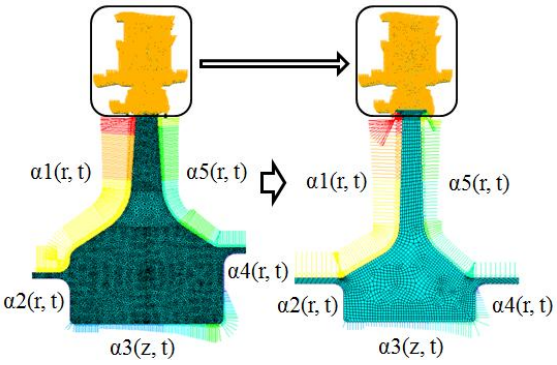


Рис. 12. Схема переноса тепловых граничных условий с исходной конструкции (слева) на оптимизируемую конструкцию (справа) в каждый момент ТПЦ

Каждая итерация оптимизации разбивается на несколько этапов:

1) назначение параметров конструкции;

2) создание тепловой и прочностной КЭМ;

3) перенос тепловых граничных условий и проведение теплового анализа на каждой точке ТПЦ;

4) анализ кинетики НДС с использованием полученного теплового состояния;

5) анализ малоцикловой долговечности в течение ТПЦ.

Расчётные тепловая и прочностная конечно-элементные модели получаются путём достраивания по заданным параметрам к неизменяемой части конструкции нижней части диска (полотна и ступицы).

Согласно представленной схеме проведена оптимизация типового диска ТВД в течение ТПЦ. Требовалось спроектировать диск ТВД минимальной массы на 7000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по кривым МЦУ с коэффициентом запаса K_N=3. Типовой полётный цикл включает в себя 465 расчётных точек.

Для оценки эффективности предложенного метода приведены результаты проектирования той же конструкции диска ТВД, но только на самом нагруженном режиме. Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 5.

В результате оптимизации удалось за счёт уменьшения габаритов ступицы увеличить её прогрев. Температура ступицы повышается на 33 °С. Таким образом, увеличение напряжений от центробежных сил за счёт уменьшения ступицы сбалансировано снижением температурных напряжений, так как перепад температур между ободом и ступицей уменьшается (рис. 13). Максимальные напряжения не изменяются, но масса конструкции снижается.

Таблица 5

Результаты оптимизации диска ТВД с учётом ТПЦ

	Оптимизация на одном режиме	Оптимизация с учётом ТПЦ
Масса диска, кг	53,32	46,36
МЦУ K_N=3	7000	7000

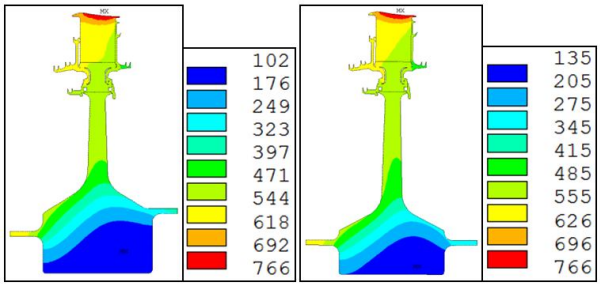


Рис. 13. Тепловое состояние исходной и оптимизированной конструкций в самый опасный момент ТПЦ (780 секунда)

Время получения оптимальной конструкции составляет около 4 суток автоматических расчётов. Время оптимизации можно значительно сократить, заменяя не изменяемые при итерациях части модели их результирующими факторами, а также принимая во внимание, что основной вклад в повреждаемость диска вносится только на наиболее напряженных режимах ТПЦ. Поэтому вместо анализа всех точек ТПЦ можно анализировать только их часть.

Заключение

Описанный в статье подход к проектированию узлов рабочих колёс ГТД , основанный на их конструктивно-прочностной многокритериальной оптимизации с учетом прочностных и конструктивных ограничений, позволяет значительно сократить трудоёмкость и время проектирования, снизить массу колес при обеспечении ресурса, проводить проектирование на выбранном режиме или с учетом всех режимов типового полетного цикла авиационного двигателя.

Литература

1. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

2. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике: в 2-х кн. [Текст] / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран. – М.: Мир, 1986. – 348 с.

3. Каримбаев, К.Д. Оптимизация осесимметричных элементов ротора ГТД средствами ANSYS [Текст] / К.Д Каримбаев, А.В. Сальников // Двигатель. – 2010. – №4. – С. 20-22.

4. Swanson Analysis Systems, Inc. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ansys.com/. – 1.06.2013.

5. Басов, К.А. ANSYS [Текст]: справ. пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК пресс, 2005. – 640 с.

6. ОСТ 1 10975-81. Соединение лопаток с дисками ёлочного типа газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Изд. сентябрь 1981. – Взамен ОСТ 1 10975-73; введ. 1.01.1983.

7. ОСТ 1 11031-81. Соединение лопаток с дисками типа "ласточкин хвост" газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Изд. декабрь 1981. – Взамен ОСТ 1 11031-73; введ. 1.01.1983.

8. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [Электронный ресурс]. – Введ. 1.07.1984; актуализ. 15.01.2008. – 20 с. – Режим доступа: http://www.gosthelp.ru/gost/gost4455.html. – 1.06.2013.

9. Сальников, А.В. Разработка метода оптимального проектирования замковых соединений лопаток ГТД типа «ёлочка» [Текст]: справ. / А.В. Сальников. // Инженерный журнал. – 2013. – №5. – С. 42-48.

10. Каримбаев, К.Д. Расчёт малоцикловой усталостной долговечности дисков ГТД для реальных условий нагружения летного цикла [Текст] / К.Д. Каримбаев, А.Н. Серветник // Проблемы прочности. – 2009. – № 5. – С. 129-133.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: канд. техн. наук, вед. науч. сотр. Г.В. Мельникова, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва.

КОНСТРУКТИВНО-МІЦНІСНА БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ ВУЗЛІВ РОБОЧИХ КОЛІС ВМД

А.В. Сальников

У зв'язку з високою навантаженістю робочих коліс перспективних ГТД, а також високими вимогами до їх ресурсу і маси, виникає необхідність розробки нових способів автоматизованого проектування, які засновані на використанні програмних пакетів, що реалізують сучасні методи моделювання та методи багатокритеріальної оптимізації. У даній статті описані можливості створеного автором програмного комплексу для конструктивно–міцнісної оптимізації вузлів робочих коліс ГТД. В якості розрахункового середовища застосовується скінченно-елементний комплекс ANSYS. Запропонований підхід дозволяє ураховувати зміну теплонавантаженого стану конструкції протягом типового польотного циклу. Отримана в результаті конструкція буде мати потребу в мінімальної конструктивній доробці, а використання сучасних методів багатокритеріальної оптимізації гарантує задоволення поставленим вимогам до ресурсу і маси.

Ключові слова: ротор, робоче колесо ГТД, багатокритеріальна оптимізація, диск, замкове сполучення, "ялинка", "ластівчин хвіст".

GAS-TURBINE ENGINE IMPELLER UNIT'S DESIGN-STRESS MULTICRITERION OPTIMIZATION

A.V. Salnikov

Because of the high stress loading of advanced gas-turbine engine impellers and also engine life and mass high demands, there is necessary to develop new ways of computer-aided design based on using software, realizing modern simulation and multicriterion optimization methods. This paper is about created software performance capabilities of gas-turbine engine impeller units design-stress optimization. As a computational environment ANSYS has been used. The way suggested allows taking into account structure heat loading during type flight cycle. Result construction will need minimal design modification and using modern multicriterion optimization methods guarantee, that set engine life and mass demands will meet.

Key words: rotor, gas-turbine engine impeller, multicriterion optimization, disk, lock, "fir-tree-type", "swallow-tail".

Сальников Антон Владелинович – аспирант, инженер 1-й категории, ФГУП ЦИАМ им П.И. Баранова, Москва, Россия, e-mail: salnikov@ciam.ru.

УДК 621.822.187

Е.Ф. ПАРОВАЙ

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия

СВОБОДНАЯ ТУРБИНА ГТД НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В статье описана компоновка свободной турбины газотурбинного двигателя для наземного применения на подшипниках скольжения. Дан обзор конструкции опорного гидродинамического подшипника, подробно рассмотрена конструкция системы подвода смазки в нагруженный вкладыш гидродинамического подшипника, конструкция вкладыша, опорного подшипника в целом. Замена подшипников качения на высокоэффективные сегментные подшипники скольжения с самоустанавливающимися вкладышами позволит эксплуатировать двигатель на более высоких частотах вращения, повысить динамическую устойчивость ротора, упростить масляную и другие системы двигателя.

***Ключевые слова**: вкладыш, гидродинамический подшипник, зазор, компоновка, свободная турбина, система подвода смазки.*

Введение

Целью работы, описанной в данной статье, являлось создание и проработка конструкции подшипников опор свободной турбины газотурбинного двигателя для наземного применения. Ставилась задача замены подшипников качения на подшипники скольжения нового типа, способные воспринимать высокие скорости вращения, сохраняя при этом динамическую устойчивость ротора. Выбор был сделан в пользу подшипников скольжения "сухого картера", являющимися по сути высокоэффективными сегментными гидродинамическими подшипниками с самоустанавливающимися вкладышами. В основе работы данных подшипников лежит принцип "сухого картера" - отсутствия масляной ванны, расточки вкладышей в радиус вала и силового замыкания рабочего зазора [1].

Целью работы была модификация конструкции свободной турбины двигателя НК-36СТ. Одним из наиболее частых неисправностей данных двигателей являются отказы, связанные с разрушением роликовых подшипников опор. Наработка на отказ только по дефекту разрушения составляет порядка 6500 часов при норме ОАО "Газпром" на наработку на отказ по любой причине не менее 5000 часов.

Результаты исследований

Переход на подшипники скольжения позволяет без серьезного изменения конструкции свободной турбины (ротора, конструкции вала и пр.) увеличить динамическую устойчивость ротора и ресурс турбины в целом. Подшипники скольжения в состоянии работать на более высоких окружных скоростях ротора. Кроме того, применение подшипников скольжения "сухого картера" позволяет выполнение осевого разъема опор роторов, ликвидирует необходимость осевой разгрузки ротора ГТД, что связано с достаточной несущей способностью упорных подшипников. При использовании подшипников скольжения "сухого картера" не возникает необходимости в системах осевой разгрузки, охлаждения, герметизации, наддува и суфлирования внутренних полостей ГТД, что ведёт к радикальному упрощению конструкции и теплового состояния двигателя и его деталей, что облегчает решение вопросов, связанных с обеспечением их надёжности по термоциклической малоцикловой усталости [2].

Двухступенчатая турбина двигателя НК-36СТ крепится к раме двумя горизонтально расположенными цапфами на корпусе опоры и двумя подвижными цапфами в силовой проставке. Вал ротора свободной турбины опирается на задний и передний роликовые подшипники. Осевые силы, действующие на ротор турбины, воспринимаются шариковым подшипником, установленным в корпусе заднего подшипника. Все подшипники свободной турбины смазываются и охлаждаются маслом. Масло от нагнетающего насоса подается к форсункам по маслоподводящей трубе, проходящей через одну из стоек опоры турбины, распределительный тройник и трубы внутри корпуса масляной полости. Из корпуса переднего подшипника через отверстия в форсунке масло подается на беговую дорожку внутреннего кольца роликового подшипника.

© Е.Ф. Паровай

Из корпуса заднего подшипника масло по каналам распределяется по трем форсункам и подается с двух сторон к заднему роликовому и шариковому подшипникам. Шестерни и подшипники привода дополнительно смазываются маслом, стекающим из коробки приводов СТ по трубе в одной из стоек опоры. Слив масла из масляной полости свободной турбины осуществляется в нижней точке сливной трубой, проходящей через стойку опоры турбины.

В свободной турбине была произведена замена подшипников качения, входящих в конструкцию свободной турбины, на подшипники скольжения - включен опорный подшипник скольжения и опорно-упорный узел скольжения задней опоры свободной турбины. Компоновка свободной турбины на подшипниках скольжения показана на рис. 1.

На рис. 2 показаны распределения давления по длине рабочего зазора подшипников скольжения различных конструкций. Из рисунка видно, что в подшипниках скольжения с расточкой вкладышей в радиус вала реализуется "наполненная" (менее "пиковая") эпюра давлений.

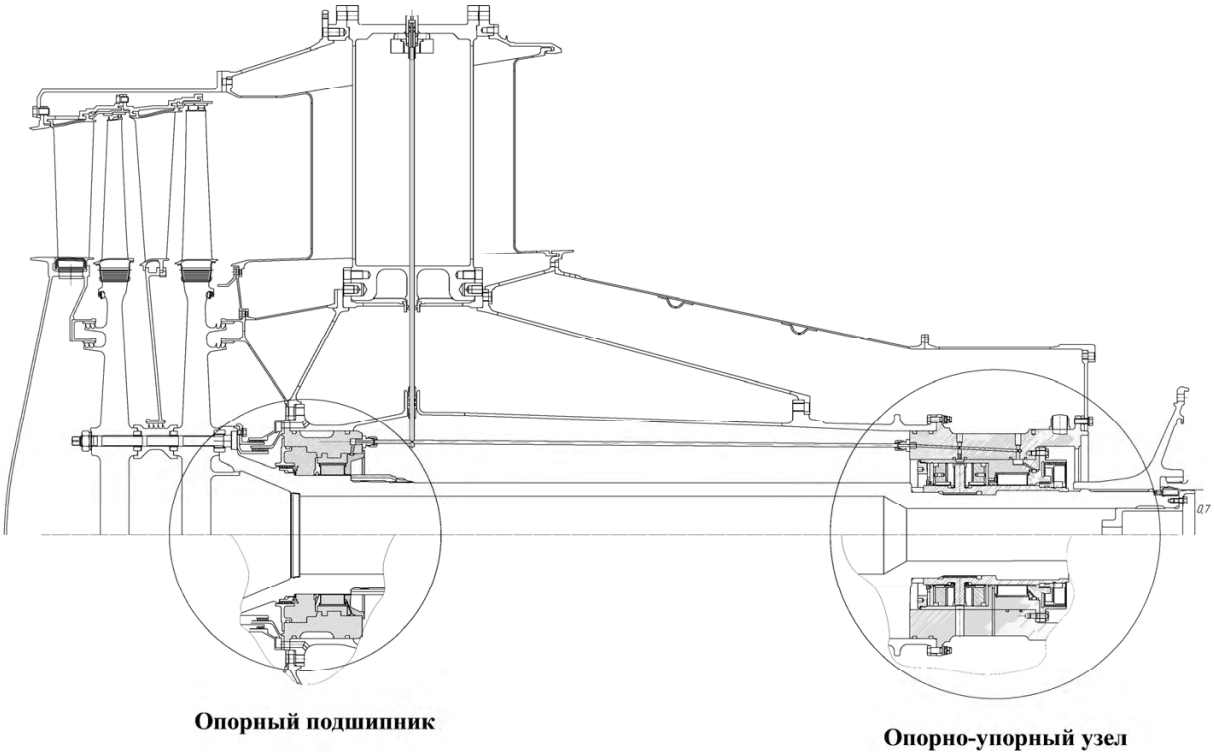


Рис. 1. Свободная турбина на подшипниках скольжения

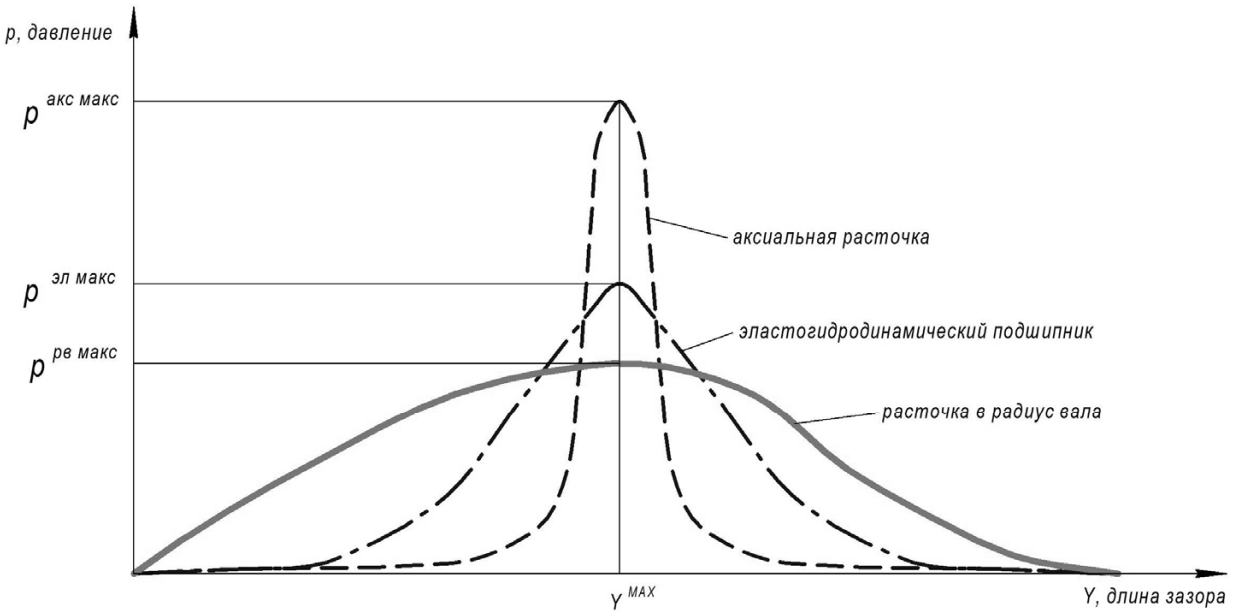


Рис. 2. Распределения давления по длине зазора в подшипниках скольжения

Кроме непосредственно замены подшипников, была проработана система подвода и отвода смазки. Подвод смазки к подшипникам свободной турбины осуществляется через маслораздаточные канавки. К опорным подшипникам скольжения масло подводится через нижний (рабочий вкладыш). Отвод смазки осуществляется через маслосборочную канавку и далее через отверстие слива, находящееся в переднем фланце подшипников.

На рис. 3 показан опорный подшипник скольжения, включающий в себя 4 вкладыша, нижний из которых является рабочим. Через него осуществляется подвод смазки в рабочий зазор подшипника.

Отработанное масло центробежной силой отбрасывается к маслосборочной канавке (2) и через отверстие слива (8) выводится из подшипника.

На рис. 4 показана конструкция опорного подшипника и, в частности, его система смазки.

Через отверстие и канавку в заднем фланце (12) масло подводится к каналу рабочего вкладыша (10), откуда поступает в маслораздаточную канавку (9) вкладыша и далее в рабочий зазор подшипника. Герметичность канавок и исключение потерь масла обеспечиваются резиновыми уплотнительными кольцами 11. Система маслоснабжения обеспечивает очистку, охлаждение и подачу необходимого расхода масла на подшипники, а так же распределение масла между подшипниками и между вкладышами подшипника в соответствии с их потребностями. Масло, вытекающее из выходной кромки предыдущего вкладыша подшипника, попадает не на слив, а с минимальными потерями направляется в последующий вкладыш. В подшипнике скольжения "сухого картера" устранены потери на барботаж масла в масляной ванне.

Требования к маслораспределительной системе для самоустанавливающегося вкладыша с индивидуальным питанием (маслораздаточная канавка) устанавливают минимальный (достаточное маслоснабжение) и максимальный (отсутствие свободного перетекания масла из канавки в картер) расходы масла.

Конструкционно с целью регулирования маслоснабжения может использоваться установка расходных дросселей (жиклёров) на каждый вкладыш, подшипник или группу подшипников; а так же регулируемый дроссель для обеспечения постоянного давления. Представленная компоновка свободной турбины двигателя НК-36СТ обладает рядом несомненных преимуществ, главными из которых являются упрощение конструкции путём отказа от

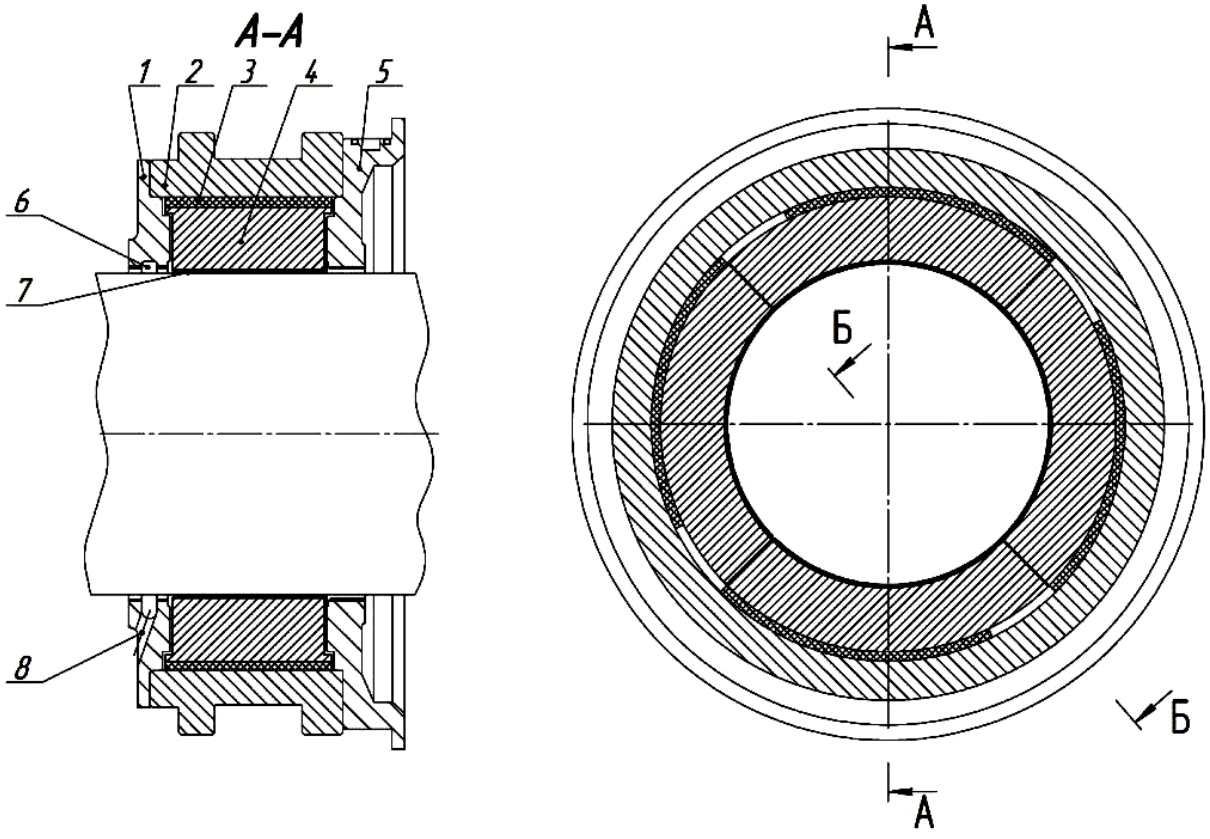


Рис. 3. Опорный подшипник свободной турбины:
1 - передний фланец; 2 - крышка корпуса; 3 - упругий подвес из материала МР; 4 - вкладыш подшипника; 5 - задний фланец; 6 - маслособирающая канавка; 7 - антифрикционное покрытие; 8 - отверстие слива

систем наддува, осевой разгрузки, охлаждения, герметизации и др., фиксированное значение расхода смазки и многократность использования масла повышают экономичность двигателя. Достоинством так же является и возможность изменения характеристик подшипника за счёт смены жиклёров повышает универсальность подшипников.

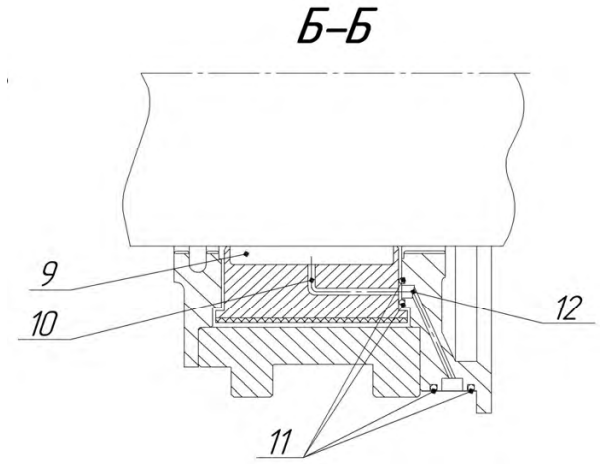


Рис. 4. Схема подвода смазки в рабочую зону опорного подшипника:
9 - маслораздаточная канавка рабочего вкладыша;
10 - маслоподводящее отверстие рабочего вкладыша; 11 - уплотнительные кольца;
12 - канавка заднего фланца

Несмотря на то, что подшипники скольжения сильно зависимы от снабжения маслом, выход из строя подшипника скольжения "сухого картера" не приводит к его разрушению, как происходит с подшипниками качения, так как разрушение подшипника не ведёт к достаточно заметной расцентровке ротора.

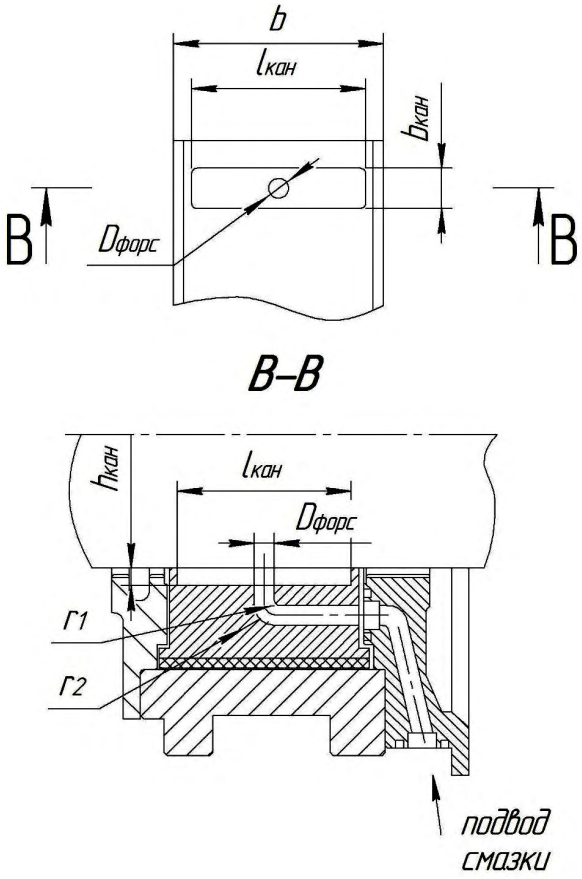


Рис. 5. Геометрия подвода смазки в рабочую зону опорного подшипника

На рис. 6 представлен характер распределения давления в зазоре подшипников с аксиальной расточкой вкладышей и расточкой в радиус вала, полученных в программе Ansys CFX.

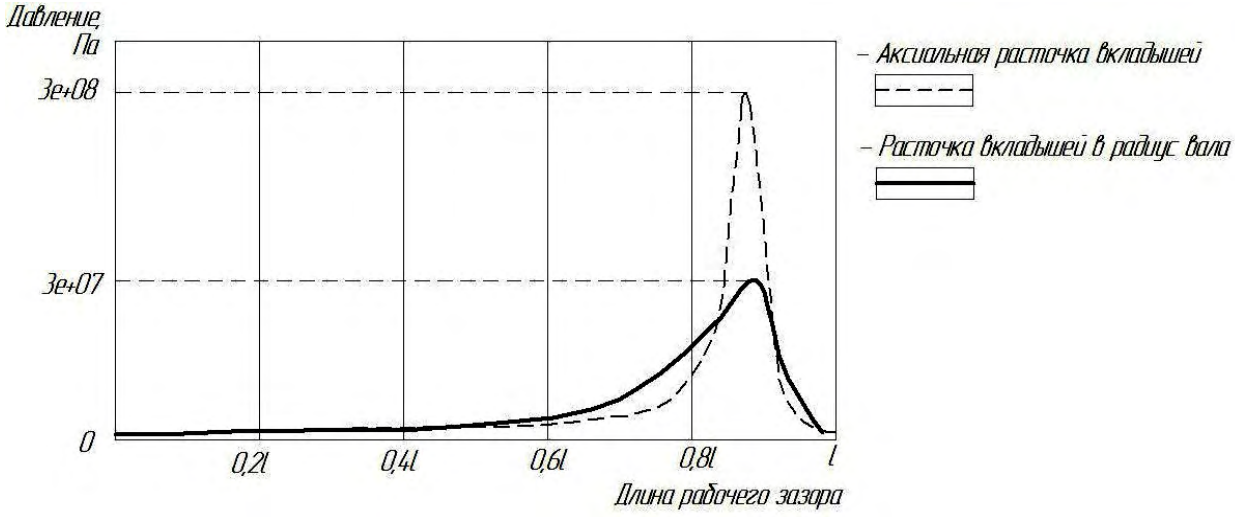


Рис. 6. Расчетные распределения давления по длине рабочего зазора подшипников с аксиальной расточкой вкладышей и расточкой в радиус вала

Как достойная альтернатива представленным подшипникам могут рассматриваться электромагнитные подшипники, которые в настоящее время активно внедряются в индустриальные ГТД взамен подшипников качения или подшипников скольжения традиционной конструкции.

Следует отметить, что подшипники скольжения очень чувствительны к перекосам ротора, поэтому необходимо обеспечивать высокую точность по соосности опор. Одним из способов такого обеспечения является использование литой конструкции корпуса вместо сварной. Литой корпус обладает повышенной жесткостью сравнительно со сварным, используемым в штатной конструкции свободной турбины. Поэтому в работе подшипники будут подвергаться меньшим динамическим нагрузкам, что повышает ресурс опорных узлов.

Вывод

В статье описан вариант замены проблемных подшипников качения двигателя НК-36СТ на подшипники скольжения "сухого картера", однако наиболее эффективным является их применение в составе литой опоры данных подшипников является создание на их базе новых высокоэффективных газотурбинных двигателей авиационного и наземного применения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Гордеев, В.Б. Сегментные гидродинамические подшипники скольжения - сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и упругим замыканием рабочего зазора [Текст]: техн. отчёт / исполнитель В.Б. Гордеев. – №ТО-44-К-2007. - Самара: ОАО СКБМ, 2007. – 21 с.

2. Проектирование сегментных гидродинамических подшипников скольжения - сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора [Текст]: техн. отчет НИР: исполнитель ОАО СКБМ [и др.]. – Самара: ОАО СКБМ, 2008. – 133 с.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры производства двигателей летательных аппаратов Н.Д. Проничев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия.

ВІЛЬНА ТУРБІНА ГТД НА ПІДШИПНИКАХ КОВЗАННЯ

Є.Ф. Паровай

У статті описано компоновку вільної турбіни газотурбінного двигуна для наземного застосування на підшипниках ковзання. Дано огляд конструкції опорного гідродинамічного підшипника, докладно розглянуто конструкцію системи підведення мастила в навантажений вкладиш гідродинамічного підшипника, конструкцію вкладиша, опорного підшипника в цілому. Заміна підшипників кочення на високоефективні сегментні підшипники ковзання з самоустановлюючимися вкладишами дозволить експлуатувати двигун на більш високих частотах обертання, підвищити динамічну стійкість ротора, спростити масляну і інші системи двигуна.

Ключові слова: вкладиш, гідродинамічний підшипник, зазор, компонування, вільна турбіна, система підведення мастила.

GTE FREE TURBINE WITH SLIDE BEARINGS

Ye.F. Parovay

The article describes the layout of GTE free turbine for ground using. The review of the support hydrodynamic bearing structure, design of the supplying and lubricant systems, loaded insert design, insert design as a whole. Replacement bearings for high-performance segment with spherical plain bearing inserts will allow the engine to operate at higher speeds, improve the dynamic stability of the rotor, to simplify oil and other engine system.

Key words: insert, hydrodynamic bearing, clearance, the layout, free turbine, lubricant supply system, segment.

Паровай Елена Фёдоровна – инженер ОНИЛ-1 Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: selena_pa@mail.ru.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН

ОАО «Калужский турбинный завод», Россия

ВЛИЯНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ТУРБОАГРЕГАТА НА РАЗВИТИЕ ОБКАТА РОТОРА ПО СТАТОРУ

В случае контакта вращающегося ротора со статором возможно (при определённых условиях) развитие асинхронного обката ротором статора. Опасность асинхронного обката связана с практически мгновенным развитием самовозбуждающихся колебаний ротора и опасными для целостности турбоагрегата (ТА) амплитудами колебаний ротора, силами давления на статор. На основе математического моделирования нестационарных колебаний одномассового ротора вследствие внезапной разбалансировки рассмотрена возможность стабилизации развивающегося обката с помощью средств защиты ТА разного быстродействия. Предполагается, что средства защиты срабатывают после подачи сигнала о превышении допустимого уровня вибрации в течение некоторого времени ABtime и приводят к отключению генератора от сети, прекращению подачи рабочего тела в проточную часть, прекращению действия момента на валу ТА. Приведены изменения основных параметров обката в зависимости от времени ABtime. Показано, что быстродействие существующих средств защиты не обеспечивает эффективную возможность погашения явления обката, хотя использование электрической системы защиты (с быстродействием 0.4–0.45 сек) может положительно сказаться на определённой стабилизации амплитуд колебаний при обкате и сглаживании его опасных последствий. Увеличение потерь энергии в системе ротор–статор (особенно в статоре), соблюдение рекомендаций системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА) является эффективной мерой смягчения последствий обката ротора по статору.

Ключевые слова: *ротор, статор, внезапная разбалансировка ротора, обкат ротора по статору (синхронный или асинхронный), коэффициенты контактной жёсткости, система защиты турбоагрегата.*

Введение

Кинематическое воздействие в виде взрыва, землетрясения, вынужденные колебания от неуравновешенности ротора, например, при пуске плохо прогретого ротора и его теплового небаланса, внезапная разбалансировка ротора, высокий уровень низкочастотной вибрации из–за действия неконсервативных сил в системе ротор–опоры–уплотнения и другие нарушения нормальной эксплуатации турбоагрегата (ТА) могут вызвать колебания ротора с задеваниями о статорные элементы ТА. Например, в проточной части турбины, насоса, к таким элементам могут быть отнесены уплотнения различных типов, а также подшипники и сам корпус конструкции. Сопротивление, которое испытывает ротор в процессе движения и контакта с такими элементами, носит явно нелинейный характер. Возникающие в процессе контактов ротора со статором силы трения скольжения, с одной стороны, тормозят вращение ротора [14,16], а с другой стороны, способствуют возбуждению асинхронного обката ротора по статору (движению ротора вокруг центра расточки статора, обратному собственному вращению ротора – обратная прецессия, знак "–"). В зарубежной технической литературе этому соответствует термин "full annular rotor rub", «backward rolling with slipping» или обратное скольжение ротора по статору.

Начальное движение ротора, например, после внезапной разбалансировки, соответствует прямой прецессии и первый контакт ротора со статором, за некоторым исключением [6], происходит при прямой прецессии ротора. В процессе взаимодействия (контакта) ротора со статором угловая скорость прецессии уменьшается за счёт сил трения, восстанавливая, в какой–то мере, своё значение в моменты движения в зазоре (без контакта), до тех пор, пока силы трения не приведут к изменению знака прецессии на обратный (знак "–"). При некоторых условиях, в связи с действием, например, сил сопротивления движению в системе ротор–статор, этого может и не произойти, и движение ротора будет осуществляться с прямой прецессией (знак "+").

По классификации [2] к явлению обката относят движение ротора с постоянным (безотрывное движение) и периодическим контактом ротора со статором, сменяющимся движением в зазоре между ротором и статором, и понятие развитие «синхронного» или «асинхронного» обката являются определяющими. При этом режим с постоянным контак-

© В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман

том, по–видимому, имеет большее основание на существование в системе с податливым статором, а в случае жёсткого статора, по крайней мере, на установившемся этапе развития обката.

Предварительный анализ показывает многообразие форм проявления развивающегося обката ротора по статору. Обкат может быть не только синхронным или асинхронным, но, в зависимости от условий контакта, синхронный обкат переходит в асинхронный и обратно. В связи с этим термин «reverse whirl» – «реверсивное вихревое движение» – в определённой степени объясняет сложный характер развития обката. Колебания значений основных параметров обката около средних значений при установившемся обкате объясняется вращением неуравновешенного ротора. Дальнейшее развитие обката зависит от условий, в которых развивается процесс колебаний ротора (динамических свойств системы ротор–статор, сил сопротивления, сохранения или отсутствия момента на валу и т.п.).

При малых коэффициентах трения скольжения между ротором и статором возможен режим обката с прямой синхронной прецессией, когда вращающийся ротор касается статора всё время одной стороной. Тогда натиры на роторе располагаются по дуге 90–140°, что подтверждено практикой эксплуатации ТА [13]. В английской технической литературе этому режиму соответствует термин «forward synchronous slipping» – прямое синхронное скольжение ротора.

Периодические контакты ротора со статором приводят к интенсивному истиранию поверхностей ротора и статора. В более опасных случаях (значительная разбалансировка, большие коэффициенты трения скольжения) происходит переход к обкату ротора по статору с постоянным контактом и значительными силами взаимодействия между ними. Даже начальные проявления обката при задеваниях ротора о статор, наблюдавшиеся при сдаточных испытаниях турбин, особенно с сотовыми уплотнениями, приводили к необходимости доработок уплотнительных устройств ротора и статора.

В [11] разработана общая математическая модель переходных колебаний, пригодная для исследования различных режимов движения одномассового ротора после внезапной разбалансировки при контакте с абсолютно жёстким статором.

В [6–10] разработаны общие математические модели переходных колебаний, после внезапной разбалансировки как симметричного ротора на двух анизотропных опорах, так и многомассовой модели ротора на нескольких опорах [9, 10] с задеваниями (контактом) о податливый статор. Характеристика статора в этих моделях представляется либо в форме зависимости “сила–деформация”

$$Q = f(u), \qquad (1)$$

т.е. статор имеет нелинейную жёсткостную характеристику, либо в форме обобщённой характеристики – гистерезисной петли, когда учитываются не только деформация статора, но и направление скорости деформации статора [9, 10]. Тогда

$$Q = f\left(u, \dot{u}\right), \qquad (2)$$

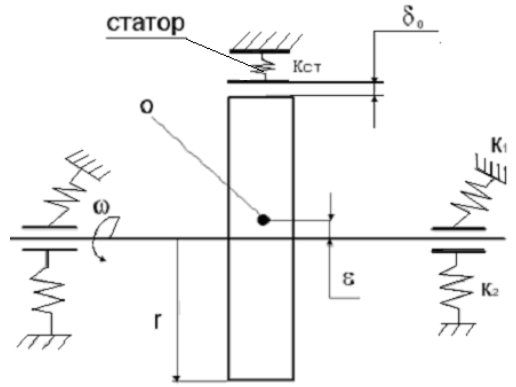
и характеристика статора представляется в виде петли гистерезиса (рис. 2, в), что позволяет дополнительно учесть потери энергии в статоре при его деформировании (или перемещении на упруго–демпферных связях). Последнее весьма существенно, т.к. уже несколько десятков лет в эксплуатации находятся силовые установки, упруго–демпферные связи корпусных конструкций которых не препятствуют определённым значениям перемещений статора. Здесь $u, \dot{u}$ – проекции векторов смещений и скоростей ротора в момент контакта на направление радиуса в месте контакта. Поэтому под “деформированием” статора следует понимать, в том числе, и перемещения статора на податливых или демпферных устройствах. Инерционные характеристики элементов статора, включающие, например, усики уплотнений, подпружиненные элементы уплотнительного устройства, корпус турбины, приведенные к месту взаимного контакта ротора и статора, в принятой модели не учитываются. В учёт принимается лишь нелинейная жёсткость элементов статора, участвующих в процессе контакта с ротором (рис. 2, а и в), зависящая, в общем случае, и от направления скорости деформации. На рис. 1, 2 показана схема контакта ротора с податливым статором, статорные элементы (рис. 2, а), вносящие вклад в нелинейную жёсткостную характеристику статора в месте контакта ротора со статором.

Исследования [9, 10, 14, 16] показывают, что в процессе контакта вращающегося ротора со статором трение скольжения, при взаимном их перемещении (относительно друг друга), способствует появлению позиционных неконсервативных сил обката, возбуждающих прецессионное движения ротора в направлении, обратном вращению ротора (асинхронный обкат). К позиционным эти силы относят, потому что зависят они от положения ротора (от отношения δ/u – зазора к перемещению ротора) при взаимодействии со статором и пропорциональны смещениям ротора. Неконсервативные позиционные силы обката действуют на ротор только в моменты времени, пока продолжается взаимодействие ротора со статором, т. е. пока действуют силы трения скольжения между поверхностями ротора и статора. При разрыве контакта эти силы перестают действовать на ротор до следующего задевания ротором

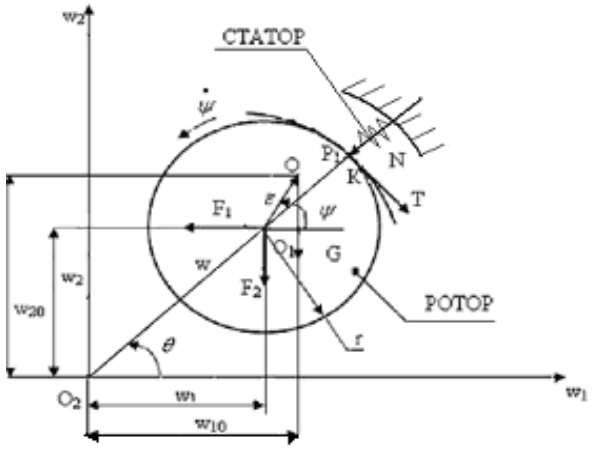
статора. Средняя угловая скорость $\dot{\theta}$ прецессии при установившемся обкате с постоянным контактом со статором равна частоте p_c собственных колебаний системы ротор–статор [14, 16].

Опасность асинхронного обката связана с практически мгновенным развитием самовозбуждающихся колебаний ротора при контакте со статором и опасными для целостности ТА амплитудами колебаний ротора, силами давления на статор. Режим, когда генератор после внезапной разбалансировки не отключён от сети и на валу действует постоянный момент (ω=const), больше способствует возбуждению асинхронного обката [14, 16]. Обкат ротора на неравножёстких опорах по статору несет больше опасности, чем в случае равножёстких опор [14]. Характеристика неконсервативных сил, возбуждающих асинхронный обкат ротора по статору, приведена в [9, 10, 14, 16]. Катастрофические разрушения ТА, описание которых приведено в [2, 4, 14, 15], многие авторы считают следствием развития обката ротора по статору.

При появлении опасности развития аварийной ситуации турбоагрегат должен быть незамедлительно отключён от сети с прекращением подачи рабочего тела (например, пара) в проточную часть турбины. Эту роль выполняет система защиты ТА, которая должна иметь высокую степень надёжности, т.е. быть практически безотказной, действовать автоматически и, самое главное, обладать достаточным быстродействием с момента возникновения сигнала, например, по предельному уровню вибрации, и до прекращения подачи пара в турбину быстрозапорными устройствами, чтобы исключить действие момента на валу турбины. В современных турбинах цепочка срабатывания различных элементов системы защиты с закрытием стопорных, обратных клапанов, вплоть до регулирующих клапанов и поворотных диафрагм, выполняет свою функцию в течение некоторого промежутка времени, определяемого временем t = ABtime. Время ABtime = t_1+t_2 зависит от типа исполнения системы защиты: электрическая или электрогидравлическая. Прохождение электрического сигнала до исполнительного механизма (например, до механизма закрытия стопорных клапанов) t_1 = 0,05 сек. Ход стопорного клапана от поступления сигнала и до закрытия клапана с прекращением подачи пара в турбину $t_2 \approx$ 0,35–0,4сек. В электрогидравлической системе защиты это время, по оценкам, удваивается и ABtime ≈ 0,8–0,9 сек. К этому необходимо добавить время задержки (затягивания) подачи сигнала, вводимое иногда в алгоритм для защиты системы от срабатывания ложными сигналами. Например, в [19] указано, что при превышении установленного предела (по виброскорости) происходит срабатывание реле системы защиты с запаздыванием 3 секунды. Поэтому весьма закономерен вопрос, основной смысл которого просматривается в следующем. Каким должно быть время ABtime (время срабатывания системы защиты) в случае развития аварийной ситуации с обкатом ротора по статору? Насколько сопоставимы время выхода на обкат с угрожающими величинами амплитуд колебаний и время ABtime? Как будут меняться основные параметры, характеризующие обкат ротора по статору, в случае использования систем защиты с разным быстродействием?



а



б

Рис. 1. Расчетная схема:
а – ротор на анизотропных опорах;
б – схема контакта ротора со статором.

На рисунке Р – точка контакта ротора со статором; т. О – положение центра масс ротора; G – вес ротора; т. 0_2 – центр расточки статора; т. 0_1 – центр сечения ротора; w= u – смещение ротора; $К_{ст}$=k жёсткость статора; k_1, k_2 – жёсткость опор, соответственно, в горизонтальном и вертикальном направлениях; ψ – угол поворота ротора в момент внезапной разбалансировки; $\dot{\psi}$ =ω – угловая скорость вращения ротора; $\dot{\theta}$ – угловая скорость прецессионного движения ротора; N – реакция статора; T – сила трения скольжения; F_1, F_2 – силы со стороны опор ротора; $R=M\omega^2\varepsilon$ – сила от небаланса ротора

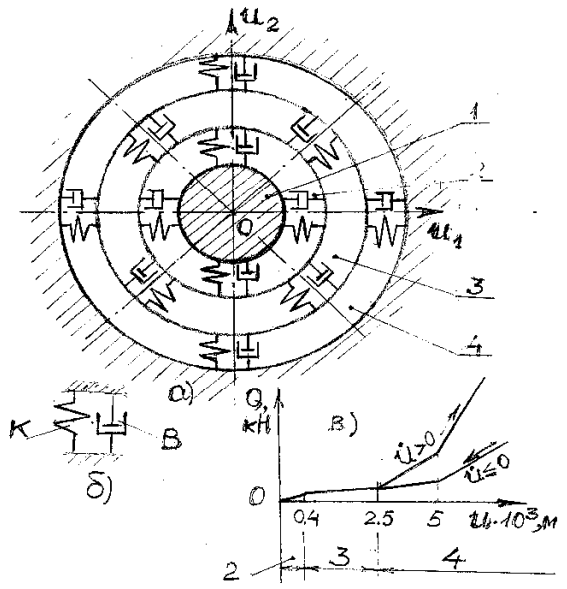


Рис. 2. Взаимодействие (а) ротора с элементами статора:
1 – ротор; 2 – зазор δ_0 между ротором и усиками уплотнений; 3 – рабочий ход пружины уплотнительного устройства и само уплотнительное устройство; 4 – тело статора или его упругие связи.
б – элементы: К–жёсткость, В–демпфирование;
в – жёсткостная характеристика статора Q=f(u , u̇);
Q– сила; u =w – смещение ротора;

После внезапной разбалансировки в рамках разработанной обобщённой модели [6–8] возможны три разных сценария развития процесса переходных колебаний. Первый – процесс развивается при постоянной угловой скорости $\dot{\psi} = \omega = \text{const}$ ротора. Он реализуется, когда электрический генератор не отключен от сети и на валу действует постоянный момент. Второй сценарий соответствует отключению электрического генератора от сети, отсутствию момента на валу, и тогда рассматривается процесс с изменением (уменьшением) угловой скорости $\dot{\psi}$ ротора за счёт торможения ротора с возможностью погашения развивающегося обката. Но, в этой ситуации с большой вероятностью могут развиваться и самовозбуждающиеся колебания в форме асинхронного обката ротора от действия неконсервативных сил обката [14, 16]. Определяющим в поведении ротора будут динамические характеристики системы ротор–статор, уровень возбуждающих и демпфирующих сил.

Третий сценарий учитывает время t срабатывания системы защиты турбоагрегата, когда непосредственно после внезапной разбалансировки момент на валу сохраняется (ω=const), а по прошествии некоторого времени, необходимого для срабатывания цепочки элементов системы защиты, в некоторый момент времени t = ABtime процесс переходных колебаний начинает развиваться по второму сценарию. Важно оценить ту временную точку «невозврата», когда запоздалое срабатывание системы защиты будет уже бесполезным, потому что действие возбуждающих обкат сил окажется определяющим. Конечно, в конце концов, установившееся равновесие сил в системе приведёт к стабилизации амплитуд колебаний или полному их погашению, но в реальности «пережить» процесс обката ротором статора по условию прочности элементов ТА может оказаться невозможным.

1. Постановка задачи

Однодисковый ротор на двух анизотропных опорах после внезапной разбалансировки (потеря массы m´) при нестационарных колебаниях касается статора. Интенсивность взаимодействия ротора со статором будет зависеть от ряда параметров (от зазора δ между ротором и статором, величины разбалансировки ε (или $e=\varepsilon/\delta$), угловой скорости ω вращения ротора в момент разбалансировки, коэффициента χ трения скольжения между ротором и статором, сопротивления C_1, C_2 движению в системе ротор–статор, степени отстройки ротора от резонанса $\alpha=\omega/p$; ($p= p_1= p_2$ – собственная частота колебаний ротора в случае равножёстких опор).

К основным параметрам, характеризующим обкат ротора по статору, относятся:

– траектория нестационарных колебаний ротора в промежутке времени t исследования переходного процесса;

– скорость $\dot{\theta}$ прецессионного движения ротора в рад/с;

– относительная сила N давления ротора на статор (по отношению к весу ротора);

– относительное (по отношению к зазору δ) радиальное перемещение u ротора;

– скорость $v_{от}=\delta\cdot\dot{\theta}+r\cdot\dot{\psi}$ в м/сек ротора относительно статора в моменты их контакта (в моменты отсутствия контакта знание величины и знака $v_{от}$ несущественно и в эти моменты $v_{от}$ условно присваивается нулевое значение с целью фиксирования на графике изменения $v_{от}$ времени контакта и времени отсутствия контакта в процессе нестационарных колебаний ротора); контроль величины и знака $v_{от}$ важен при решении задачи нестационарных колебаний с отключением генератора от сети (момент на валу турбины отсутствует) и уменьшением угловой скорости ω ротора силами трения в моменты контактов ротора со статором;

– коэффициенты контактной жёсткости a_{ij} ($i \neq j$), способствующие развитию асинхронного обката;

– скорость ω собственного вращения ротора в рад/с и характер её уменьшения в зависимости от ABtime.

Предполагается исследовать:

– изменение основных параметров обката в процессе его развития в условиях разной продолжительности ABtime срабатывания системы защиты ТА;

– дать качественную оценку системам защиты разного быстродействия с точки зрения погашающей способности развития обката.

2. Результаты исследований

Для исследования движения ротора на анизотропных опорах ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) после внезапной его разбалансировки с контактом со статором приняты следующие данные:

M = 10т – масса ротора; g=9,81 м/с^2; ω=314 рад/с (3000 об/мин); r = 0,22 м – радиус вала в месте контакта; δ = 2,8 мм; α_1 = 1,9; α_2 = 0,95; ε= 0,09·10^{-2} м – эксцентриситет (соответствует потере массы 9 кг на 1 м или 0,09% от массы ротора на 1 м); χ =0,2; ψ_0=0 – начальный угол поворота ротора в момент разбалансировки. Внешнее трение при движении ротора определяется коэффициентами внешнего сопротивления: C_1=200 кН·с/м – для горизонтального направления колебаний и C_2= = 300 кН·с/м – для вертикального направления колебаний. t – время исследования нестационарного процесса. Нелинейная жёсткостная характеристика типа упора для статора в координатах «сила–перемещение» соответствует [9, 10 рис.1, б]. При перемещениях ротора более 2,8 мм жёсткость статора k = 3,62·10^6 кН/м сохраняется неизменной (табл. 1).

Таблица 1

Жёсткостная характеристика типа упора для статора

u·10^3, м	0	0,3	2,8	5,3	10,3	12,8
Q·10^{-4}, кН	0	0	0	0,9	2,7	3,62

Потери энергии в рассматриваемой конструкции статора не учитываются.

Алгоритм исследования: математический аппарат и программы [6–8, 16] для ПК, с учётом нелинейной жёсткости статора.

На рис. 3–5 представлены изменения основных параметров обката для времени срабатывания системы защиты ABtime = 1; 0,5 и 0,2 сек. На рис. 3 и 5 результаты с индексом (2) приведены для пояснения характера изменения параметров в конце временного интервала исследования нестационарного процесса колебаний. p_c – собственная частота колебаний системы ротор–статор. Характер изменения параметров асинхронного обката с течением времени исследования переходного процесса меняется с изменением ABtime. Параметры асинхронного обката, уменьшаются в случае более быстродействующей системы защиты турбоагрегата.

ABtime = 1 сек. Амплитуды асинхронного обката достигают огромных значений (рис. 3). Сила давления на статор N > 6000 G (в 6000 раз превышает вес ротора) к моменту времени 0,6 сек (рис. 3, в). Коэффициенты контактной жёсткости a_{ij} ($i \neq j$), характеризующие возбуждающие обкат силы, к этому моменту достигают максимальных значений (рис. 3, е). Угловая скорость ω = 314 рад/с собственного вращения ротора сохраняется постоянной в течение первой секунды (рис. 3 ж) в соответствии с заданным временем быстродействия системы защиты.

ABtime = 0,5 сек. Срабатывание системы защиты через 0,5 сек после начала события (внезапной разбалансировки) сопровождается совместным влиянием двух факторов: исключение момента на валу через 0,5 сек после внезапной разбалансировки (т.е. развитие переходных колебаний начиная с t > 0,5 сек идёт по второму сценарию) и влияния тормозящего момента сил трения на собственное вращение ротора при каждом контакте ротора со статором. Относительная скорость $v_{от}$ ротора (рис. 4, д) быстро уменьшается после срабатывания системы защиты и приближается к нулю (при t= 0,54 сек), начинает колебаться около нуля из–за действия неуравновешенных сил ротора. Возбуждающие обкат неконсервативные силы при колебаниях $v_{от}$ около нуля периодически меняют знак (рис. 4, е), т.е. попеременно стремятся возбудить синхронный и асинхронный обкат. После этого асинхронный обкат постепенно затухает. Преобладающее влияние момента сил трения скольжения и быстрое торможение вала ограничивает величину силы давления на статор (N < 1000 G). Положительный фактор системы с быстродействием 0,5 сек заключается в ограничении в какой–то мере параметров асинхронного обката внутренними силами. На рис. 4, з и 4, и фазовые траектории показывают, что асинхронный обкат под действием сил сопротивления заканчивается периодическими колебаниями внутри зазора (в пределах времени исследования процесса). Но, «переживёт ли» система ротор–статор воздействие от всплеска нагрузок (N < 1000 G) асинхронного обката, зависит от её конструктивных особенностей?

ABtime = 0,2 сек. Систем с таким быстродействием пока не существует. Но, показательно (рис. 5), что более раннее отключение подачи рабочего тела в проточную часть и исключение, таким образом, момента на валу, заметно уменьшает значения основных параметров (N, U,…) асинхронного обката. Угловая скорость собственного вращения ротора

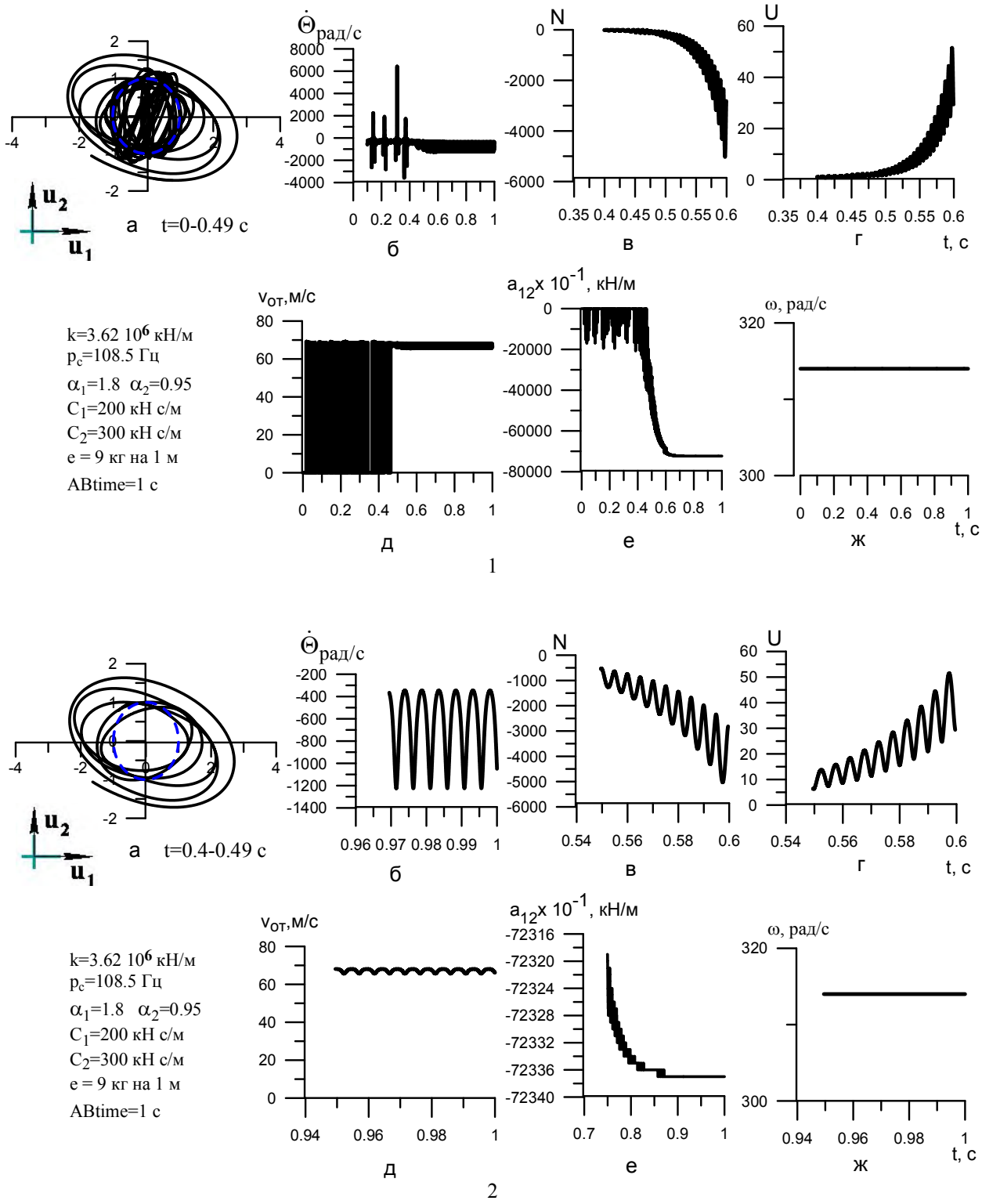


Рис. 3. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const при $t \leq 1$ с; $\omega \neq$ const при $t > 1$ с)
а – траектория движения ротора; б – угловая скорость прецессионного движения ротора; в – сила нормального давления на статор; г – перемещения ротора с учетом деформации статора; д – скорость ротора относительно статора в точке контакта; е – побочный коэффициент контактной жесткости; ж – угловая скорость вращения ротора

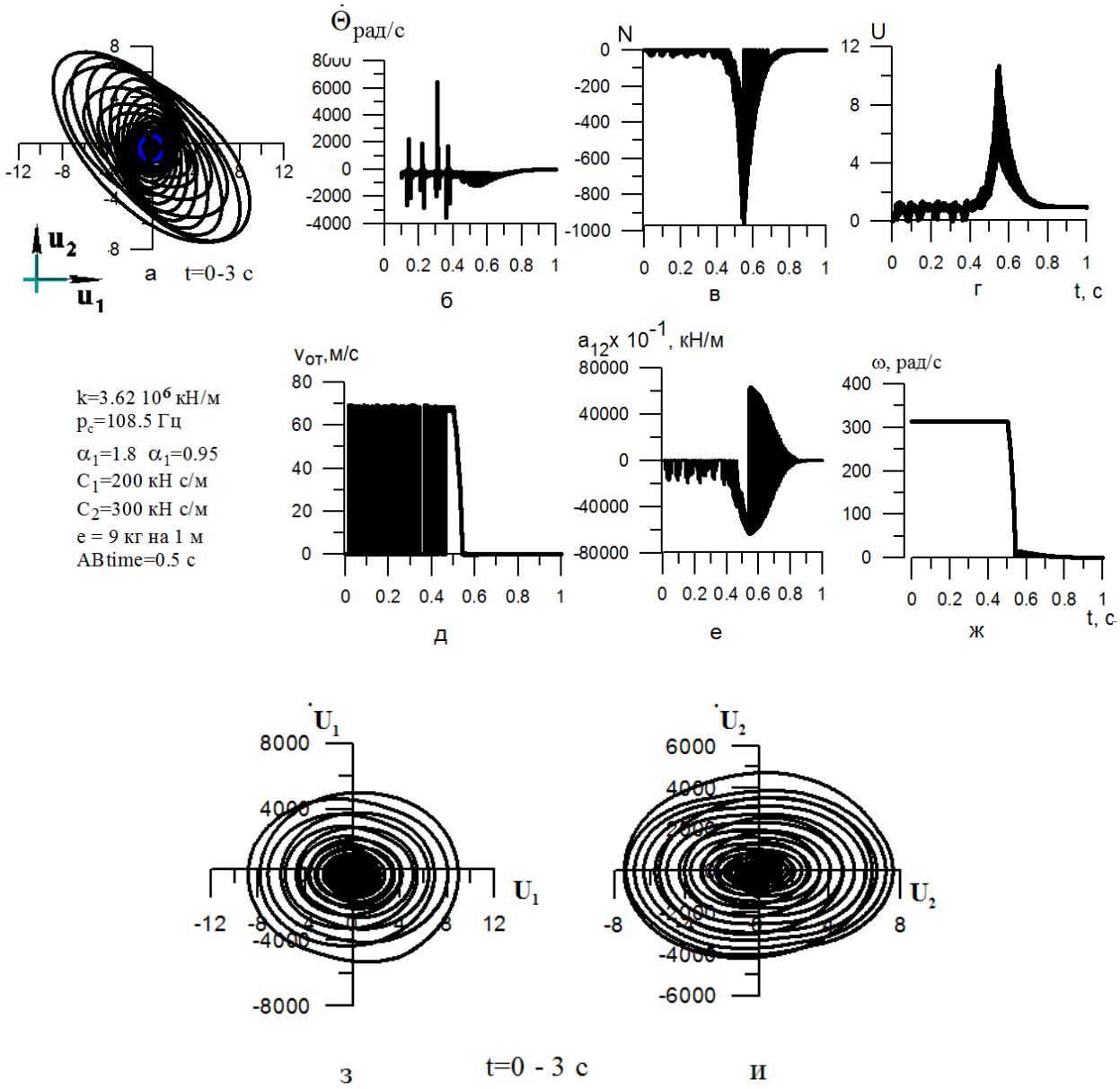


Рис.4. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор ($\omega = \text{const}$ при $t \leq 0{,}5$ с; $\omega \neq \text{const}$ при $t > 0{,}5$ с)

а – траектория движения ротора; б – угловая скорость прецессионного движения ротора; в – сила нормального давления на статор; г – перемещения ротора с учетом деформации статора; д – скорость ротора относительно статора в точке контакта; е – побочный коэффициент контактной жесткости; ж – угловая скорость вращения ротора; з, и – фазовые траектории

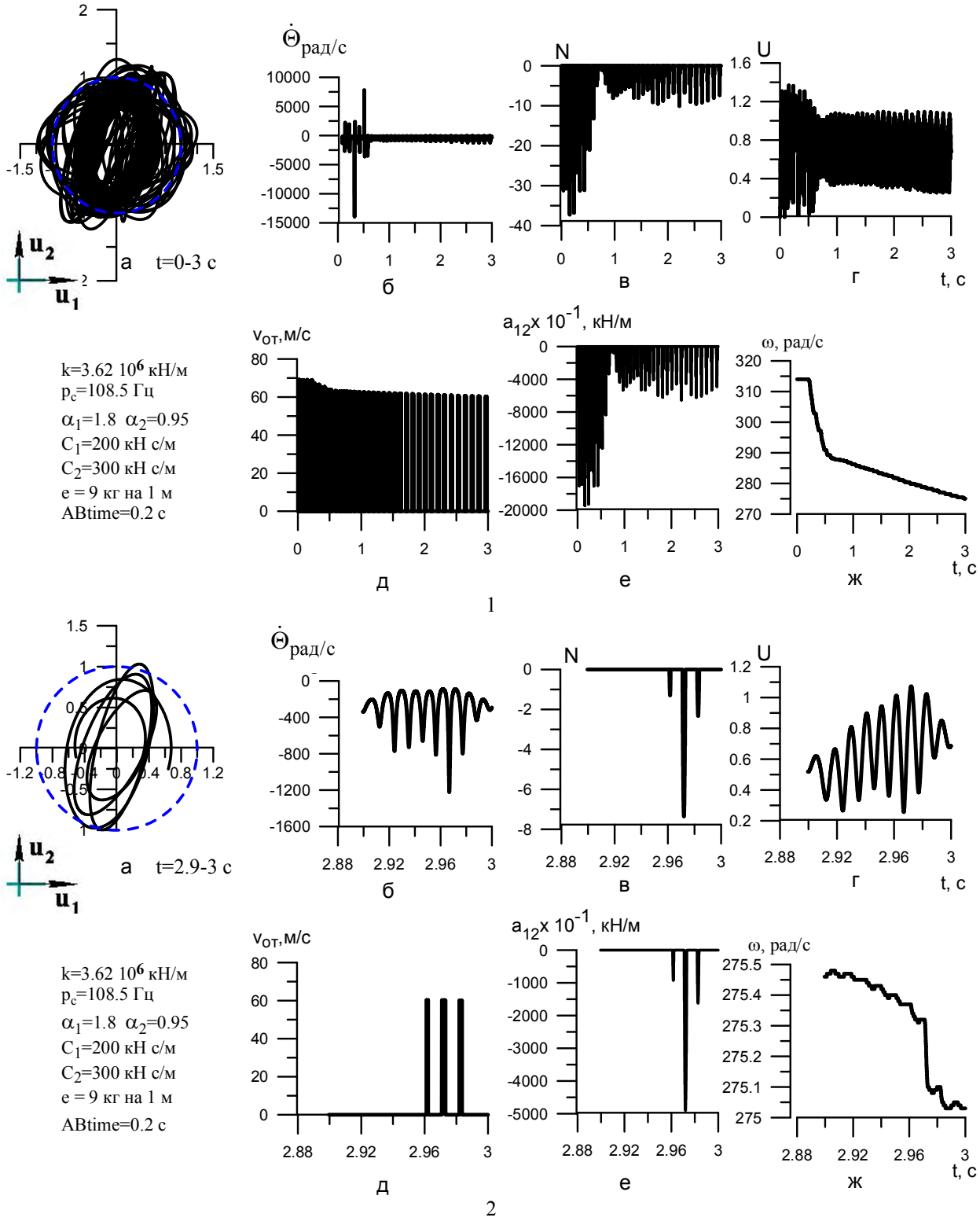
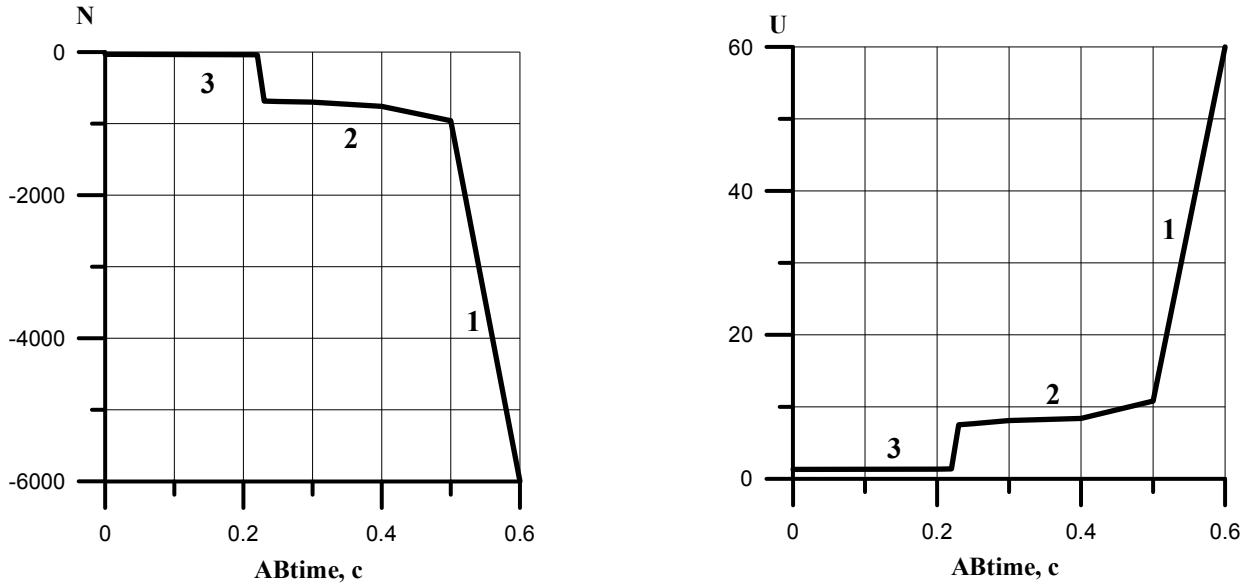


Рис. 5. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const при $t \leq 0{,}2$ с; $\omega \neq$ const при $t > 0{,}2$ с).
а – траектория движения ротора; б – угловая скорость прецессионного движения ротора; в – сила нормального давления на статор; г – перемещения ротора с учетом деформации статора; д – скорость ротора относительно статора в точке контакта; е – побочный коэффициент контактной жесткости; ж – угловая скорость вращения ротора



а б

Рис. 6. Зависимость относительной силы N давления на статор и относительных перемещений U ротора от времени ABtime срабатывания системы защиты турбоагрегата (жесткость статора k = $3{,}62 \cdot 10^6$ кН/м):
1 – ABtime > 0,5 с, N >> 1000 G – развитие асинхронного обката; значительный рост амплитуд U и сил N;
2 – ABtime =(0,2 ÷ 0,5) с, N =(600 – 1000) G – стабилизация асинхронного обката;
3 – ABtime < 0,2 с, N < (30 ÷ 40) G – стабилизация асинхронного обката

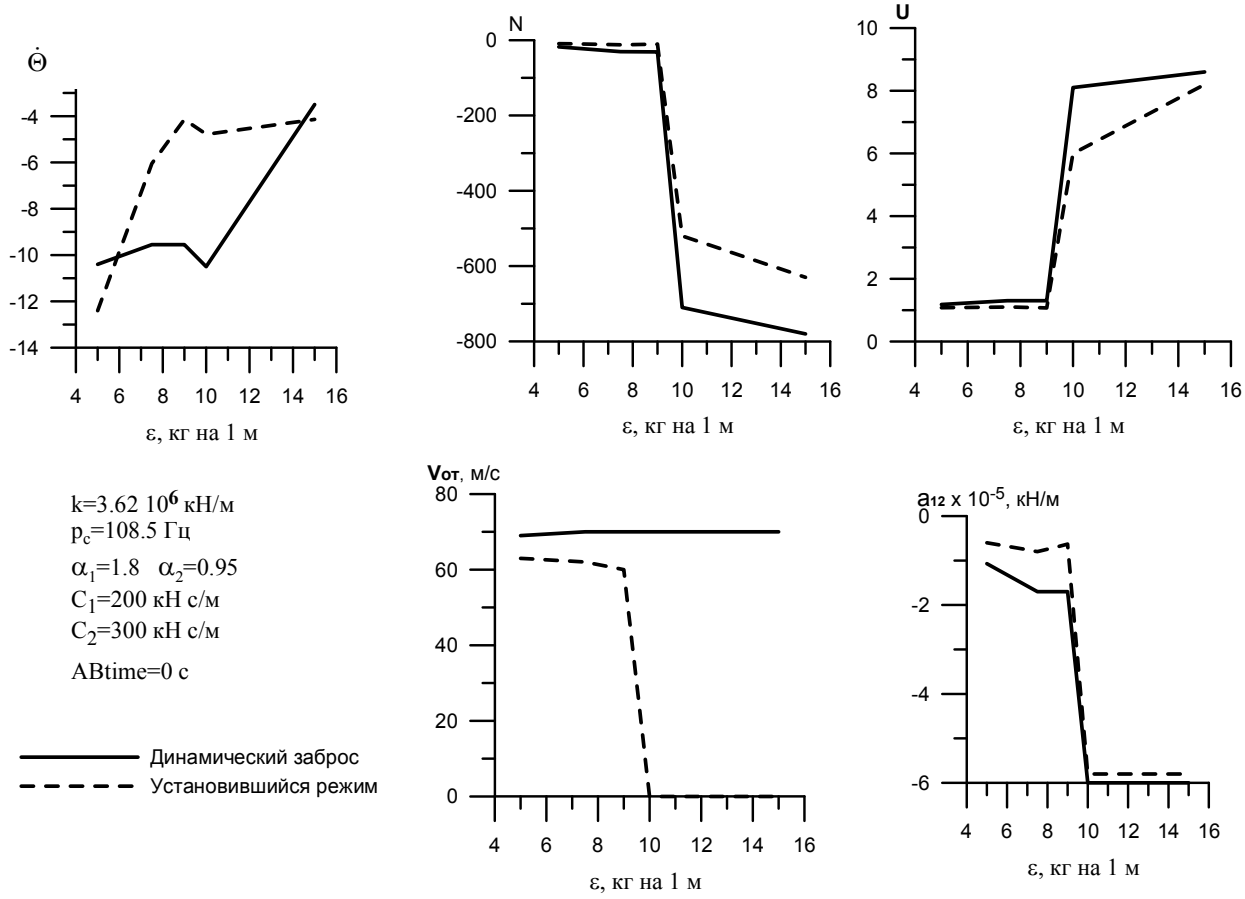


Рис. 7. Зависимость основных характеристик обката от величины разбалансировки ε ротора ($\omega \neq \text{const}$)

вследствие торможения силами трения скольжения уменьшается с 314 рад/с до 275 рад/с (рис. 5, ж) в течение 3 сек от начала разбалансировки.

На рис. 6 приведены зависимости относительной силы давления N на статор и относительного перемещения ротора U от времени *ABtime* (быстродействия системы защиты турбоагрегата). Явно выделяются три зоны (1, 2, 3), характеристика которых показана выше на примерах изменения параметров асинхронного обката при системах защиты разного быстродействия (*ABtime = 1; 0,5; 0,2 сек*). Для смягчения последствий развития явления обката необходимо иметь систему защиты турбоагрегата с быстродействием менее 0,22 сек, что в настоящее время нереально.

Если говорить о точке «невозврата», то запоздалое срабатывание системы защиты (*ABtime > (0,55–0,6) сек*) будет бесполезным, т.к. развитие асинхронного обката может перейти в катастрофическую фазу с нарушением не только работоспособности, но и целостности установки.

Результаты исследований показывают, что время быстродействия существующих средств защиты не обеспечивает эффективную возможность погашения явления обката, хотя использование электрической системы защиты (с быстродействием 0,4–0,5 сек) может положительно сказаться на определённой стабилизации амплитуд колебаний при обкате и сглаживании его опасных последствий. Многофакторная зависимость процесса переходных колебаний с развитием асинхронного обката показывает, что использование систем защиты типа электрогидравлической (с быстродействием 0,8–0,9 сек) обосновано при более мягких условиях возбуждения, например, при меньшей величине оторвавшегося груза.

Определённая корреляция опасности асинхронного обката от величины оторвавшегося груза действительно существует. На рис. 7 показано, как меняются основные параметры обката при разной величине внезапной разбалансировки. По горизонтальной оси задана разбалансировка ε в кг оторвавшегося груза на радиусе 1 м. Для ротора на неравножёстких опорах ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) при наличии сил внешнего сопротивления C_1 , C_2 допустимый уровень внезапной разбалансировки составляет 9 кг на радиусе 1 м (ε_d=0,09% от веса ротора на радиусе 1 м). Допустимым уровнем ε_d внезапной разбалансировки ротора будем считать отсутствие развития обката со значительным нарастанием параметров обката и, в частности, сил взаимодействия между ротором и статором, как это показано на рис. 6 и 7.

Наряду с совершенствованием систем защиты ТА, достаточно эффективной мерой смягчения последствий развития обката ротора по статору считается увеличение потерь энергии в системе ротор–статор (особенно в статоре [8]), соблюдение рекомендаций системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА) [4].

Выводы

1. Неконсервативные позиционные силы контактного взаимодействия при взаимном контакте ротора со статором вызывают самовозбуждающие колебания ротора в форме развивающегося асинхронного обката ротора по статору. Возникающие при этом нагрузки на элементы ТА могут достичь критических значений по условиям прочности элементов ТА.

2. Время быстродействия существующих средств защиты не обеспечивает эффективную возможность погашения явления обката. Для смягчения последствий развития явления обката необходимо иметь систему защиты турбоагрегата с быстродействием менее 0,22 сек, что в настоящее время нереально. Использование электрической системы защиты (с быстродействием 0,4–0,5 сек) может положительно сказаться на определённой стабилизации амплитуд колебаний при обкате и сглаживании его опасных последствий.

3. Достаточно эффективной мерой погашения развития обката ротора по статору считается увеличение потерь энергии в системе ротор–статор (особенно в статоре), соблюдение рекомендаций системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА).

Литература

1. Олимпиев, В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору [Текст] / В.И. Олимпиев // Машиноведение. –1976. – № 1. – С. 52–56.

2. Позняк, Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке [Текст] / Э.Л. Позняк // Машиноведение. – 1987. – № 5. – С. 66–74.

3. Денисов, Г.Г. Об обкате ротора по жёсткому подшипнику [Текст] / Г.Г. Денисов, Ю.И. Неймарк, Ю.В. Цветков // Механика твёрдого тела. – 1973. – № 6. – С. 4–13.

4. Шатохин, В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов [Текст] / В.Ф. Шатохин // Вестник машиностроения. – 2007. – № 6. – С. 25–31.

5. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин [Текст]: учеб. для вузов / А.Г. Костюк. – М.: Изд. дом МЭИ, 2007. – 476 с.

6. Костюк, А.Г. Движение неуравновешенного ротора при задеваниях о статор [Текст] / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, О.А. Волоховская // Теплоэнергетика. – 2012. – №2. – С. 3–11.

7. Костюк, А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки [Текст] / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Вестник двигателестроения. - 2009. - № 3. - С. 113–121.

8. Шатохин, В.Ф. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора [Текст] / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. –№ 9 (76). – С. 87–96.

9. Костюк, А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору [Текст]/ А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – №8 (85). – С. 81–93.

10. Костюк, А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний многоопорного ротора с задеванием о статор [Текст]/ А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Электрические станции. – 2012. - № 9. – С. 3–11.

11. Никифоров, А.Н. Обобщённая математическая модель ротора Джеффкота–Лаваля с учётом его проскальзывания при контакте и несоосности со статором [Текст] / А.Н. Никифоров // Вестник научно–технического развития. – 2012. – № 5(57). – С. 41–54.

12. Muszynska, A. Partial lateral rotor to stator rubs, Proceedings of the 3 international conference on vibrations in rotating machinery [Text] / A. Muszynska // Institute of Mechanical Engineering. - York, UK., 1984. – P. 327–335.

13. Шатохин, В.Ф. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий [Текст] / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Авиационно–космическая техника и технология. – 2007. – № 8 (44). – С. 95–102.

14 . Шатохин, В.Ф. Особенности развития обката неуравновешенного ротора по статору [Текст] / В.Ф. Шатохин. С.Д. Циммерман // Вестник двигателестроения. - 2012. – № 2. - С. 105 –112.

15. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы [Текст] / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5–15.

16. Шатохин, В.Ф. Исследование особенностей развития обката и сил, возбуждающих асинхронный обкат ротора по статору [Текст] / В.Ф. Шатохин // Электрические станции. – 2013. – С. 5-12.

17. Ольфорд. Защита турбомашин от самовозбуждающихся прецессионных движений ротора [Текст] / Ольфорд // Тр. америк. общества инж.–механиков: Энергетические машины и установки. - 1965. - Т. 87, Сер. А, № 2. – С. 7-18.

18. Костюк, А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин [Текст] / А.Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 29–33.

19. Система управления, защиты и диагностики: Руководство по защитам и блокировкам ИТ14Т–50–8,8/0.12 [Текст] // Измерительные технологии. – Саров. – 2012. – 87 с.

20. Костюк, А.Г. Особенности движения ротора с задеванием о статор [Текст] / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, О.А. Волоховская // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 10-18.

Поступила в редакцию 10.04.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники, лауреат Государственной премии России в области науки и техники, лауреат премии им. И.И. Ползунова Олег Ошерович Мильман, Калужский государственный педагогический университет им. К.Э. Циолковского, директор по науке ЗАО «Турбокон», Калуга.

ВПЛИВ ШВИДКОДІЇ СИСТЕМИ ЗАХИСТУ ТУРБОАГРЕГАТА НА РОЗВИТОК ОБКАТУ РОТОРА ПО СТАТОРУ

В.Ф. Шатохін, С.Д. Цимерман

У випадку контакту ротора, що обертається, зі статором можливий (за певних умов) розвиток асинхронного обкату ротором статора. Небезпека асинхронного обкату пов’язана із практично миттєвим розвитком самозбуджуваних коливань ротора і небезпечними для цілісності турбоагрегату (ТА) амплітудами коливань ротора, силами тиску на статор. На основі математичного моделювання нестаціонарних коливань однодискового ротора внаслідок миттєвого розбалансування розглянуто можливість стабілізації обкату, що розвивається, за допомогою засобів захисту ТА різної швидкодії. Передбачається, що засоби захисту спрацьовують після подавання сигналу про перевищення припустимого рівня вібрації на протязі деякого часу ABtime і приводять до відключення генератора від мережі, припинення подавання робочого тіла в проточну частину, припиненню дії моменту на валу ТА. Наведено зміни основних параметрів обкату в залежності від часу ABtime. Показано, що швидкодія існуючих засобів захисту не забезпечує ефективну можливість погашення явища обкату, хоч використання електричної системи захисту (із швидкодією 0.4–0.45 с) може позитивно вплинути на певну стабілізацію амплітуд коливань при обкаті та згладжуванні його небезпечних наслідків. Зростання

втрат енергії в системі ротор–статор (особливо в статорі), дотримання рекомендацій системи запобігання катастроф агрегатів (СЗКА) є ефективною мірою пом'якшення наслідків обкату ротора по статору.

Ключові слова: ротор, статор, миттєве розбалансування ротора, обкат ротора по статору (синхронний або асинхронний), коефіцієнти жорсткості обкату, система захисту турбоагрегату.

EFFECTS OF TURBOGENERATOR PROTECTION SYSTEM SPEED CAPABILITIES ON THE DEVELOPMENT OF THE ROTOR ROLL OVER THE STATOR

V.F. Shatokhin, S.D. Tsimmerman

In the case of the rotating rotor contact with the stator (under certain conditions), the development of the rotor asynchronous roll over the stator may take place. The threat of the asynchronous roll is related to the practically instantaneous development of rotor self–exciting vibrations and vibration amplitudes dangerous for the turbogenerator (TG) integrity and pressure forces acting on the stator. Discussed is the possibility of the developing roll stabilization with TG safeguards of the various speed capabilities on the basis of the mathematical simulation of one–mass rotor non–stationary vibrations arising from the sudden rotor unbalance. It is assumed that the safeguards operate upon a signal of vibration exceeding admissible level is sent within certain ABtime and switch off the generator from the mains, stop the working medium admission to the flowpath, stop the initiation of the torque on the TG shaft. Given are changes in the roll main parameters versus Abtime. It is shown that the speed capability rate (period) of the present safeguards doesn't ensure the effective possibility to extinguish the roll phenomena, though the use of the electrical protection system (with the speed capability 0.4 – 0.5 s) may positively affect a certain stabilization of the vibration amplitude at the roll and make hazard effects less essential. An increase in the energy loss in the rotor–stator system (especially in the stator), compliance with the recommendations of the set breakdown preventive system (SBPS) is an effective step to neutralize the effects of the rotor rolling over the stator.

Key words: rotor, stator, abrupt rotor unbalance, rotor roll over the stator (asynchronous or synchronous), roll rigidity factors, turbogenerator protection systems.

Шатохин Виктор Фёдорович – канд. техн. наук, ведущий инженер–конструктор–разработчик ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e–mail: Shatokhin_vf@oaoktz.ru.

Циммерман Сергей Дмитриевич – канд. техн. наук, главный инженер ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e–mail: Shatokhin_vf@oaoktz.ru.

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Разработана математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатического подшипника, воспринимающего радиальные и двухсторонние осевые нагрузки. Получена система уравнений для определения давлений в камерах, расположенных на внешних конических рабочих поверхностях и внутренних цилиндрических рабочих поверхностях. Система уравнений приведена к виду приспособленному для численной реализации, благодаря применению итерационных методов решения уравнений. Для определения давлений на межкамерных перемычках применено уравнение Рейнольдса, обобщенное на случай развитого турбулентного течения рабочей жидкости. Интегрированием функции распределения давления по рабочим поверхностям подшипника получены выражения для определения гидродинамических сил. Для определения амплитудно-частотных характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках применены нелинейные дифференциальные уравнения движения. Проанализированы различные численные методы решения уравнений движения диска внутри подшипника и применен наиболее рациональный метод.

Ключевые слова: *математическая модель, гидростатический подшипник, давления в камерах, итерационные методы, межкамерные перемычки, турбулентное течение рабочей жидкости, гидродинамические силы, амплитудно-частотная характеристика, уравнения движения.*

Введение

Разновидностью гидростатических подшипников сдвоенного типа является сдвоенный радиально-упорный подшипник, воспринимающий одновременное действие радиальных и осевых нагрузок. Конструктивная схема такого подшипника приведена на рис.1. Данная конструкция позволяет заменить комбинацию радиального и упорного подшипника и таким образом упростить конструкцию опорного узла.

Наружная часть сдвоенного радиально-упорного подшипника имеет две конические поверхности и поэтому подшипник может воспринимать двухсторонние осевые нагрузки. Рассматриваемый подшипник имеет наружную (коническую) и внутреннюю цилиндрическую рабочие поверхности. На обеих рабочих поверхностях выполнены несущие камеры. Давления в камерах обозначены $P_{К1}$, $P_{К2}$, $P_{К3}$, $P_{К4}$ и $P_{К11}$, $P_{К12}$, $P_{К13}$, $P_{К14}$ (рис. 1).

Рабочая жидкость подаётся в несущие камеры под большим давлением $P_{ВХ}$ через входные компенсирующие устройства жиклёры (dж). Положение диска в подшипнике определяется эксцентриситетом “e”, т.е. расстоянием между центрами диска и подшипника, и углом положением βо. Рабочая жидкость, пройдя через щелевой тракт подшипника, поступает на слив ($P_{сл}$).

В качестве переменной внешней нагрузки рассматривается остаточная неуравновешенность (дисбаланс) ротора. Для анализа динамических явлений, происходящих в опорах вала используем амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), которые позволяют выявить зоны резонанса и границы устойчивой работы вала. Построение амплитудно-частотных характеристик связано с совместным решением уравнений Рейнольдса, баланса расходов и уравнений движения вала внутри подшипника.

Из баланса расходов рабочей жидкости определяем давления в камерах. Запишем баланс расходов из условия равенства расходов по контуру i-й камеры для наружной конической (рис.2) и внутренней цилиндрической (рис.3) рабочих поверхностей подшипника

$$Q_{ВХ1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{V1}, \qquad (1)$$

$$Q_{ВХ2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{V2}, \qquad (2)$$

где $Q_{ВХ1}$ и $Q_{ВХ2}$ –расходы через входные компенсаторные устройства, соответственно для камер на наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника. Для жиклёров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{ВХ1} = \psi_{ВХ} \cdot \pi \cdot ч_{Ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{р}\left(P_{ВХ} - P_{КК,i}\right)}, \qquad (3)$$

$$Q_{ВХ2} = \psi_{ВХ} \cdot \pi \cdot ч_{Ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{р}\left(P_{ВХ} - P_{КЦ,i}\right)}, \qquad (4)$$

© В.И. Назин

где $\psi_{ВХ}$ – коэффициент входа, равный 0,62 … 0,82; $ч_{ж1}$ и $ч_{ж2}$ – радиусы жиклёров; р – плотность рабочей жидкости; $P_{вх}$ – давление питания от насоса; $P_{КК,i}$ и $P_{КЦ,i}$ – давления в i-х камерах расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

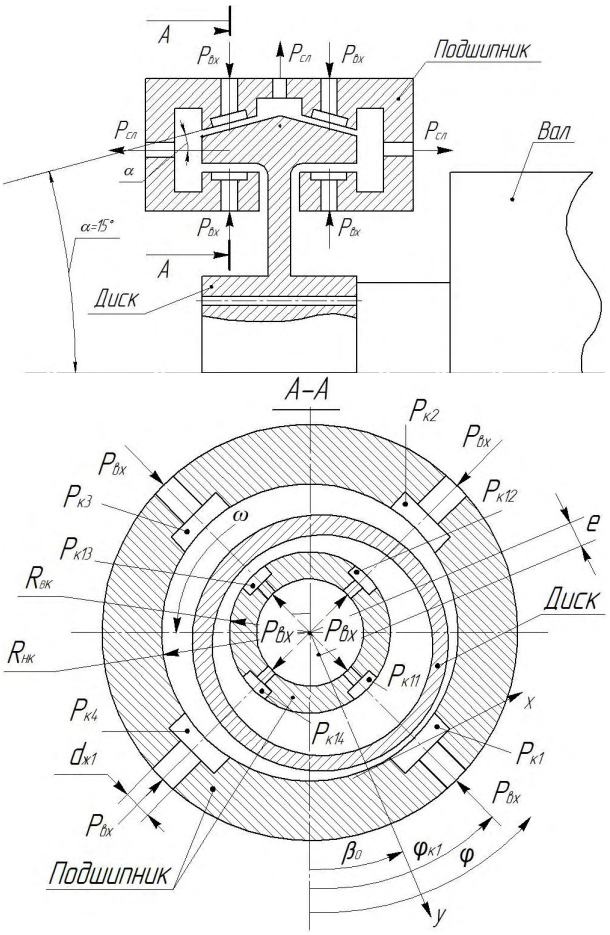


Рис. 1. Схема сдвоенного радиально-упорного гидростатического подшипника

Расходы по контуру i-й камеры с учётом переносного и градиентного течения рабочей жидкости для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника запишем в следующем виде (рис. 2 и 3):

$$Q_1 = \frac{\omega \cdot h_{1,i}\left(R^2_{КАМ2} - R^2_{КАМ1}\right)}{4 \cdot \mathrm{Sin}\alpha} + \frac{h^3_{1,i}\left(P_{КК,i} - P_{КК,i-1}\right) l_{КК} \cdot \mathrm{Sin}\alpha}{6\mu\left(R_{КАМ1} + R_{КАМ2}\right) \cdot \Delta\varphi_{ПЕР}\left(N_{ПЕР} - 1\right)},$$

$$Q_2 = \frac{\omega \cdot h_{1,i+2}\left(R^2_{КАМ2} - R^2_{КАМ1}\right)}{4 \cdot \mathrm{Sin}\alpha} + \frac{h^3_{1,i}\left(P_{КК,i} - P_{КК,i+1}\right) l_{КК} \cdot \mathrm{Sin}\alpha}{6\mu\left(R_{КАМ1} - R_{КАМ2}\right) \cdot \Delta\varphi_{ПЕР}\left(N_{ПЕР} - 1\right)},$$

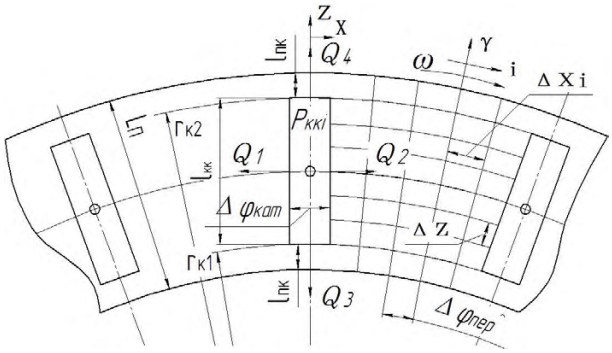


Рис. 2. Развертка половины наружной конической рабочей поверхности подшипника

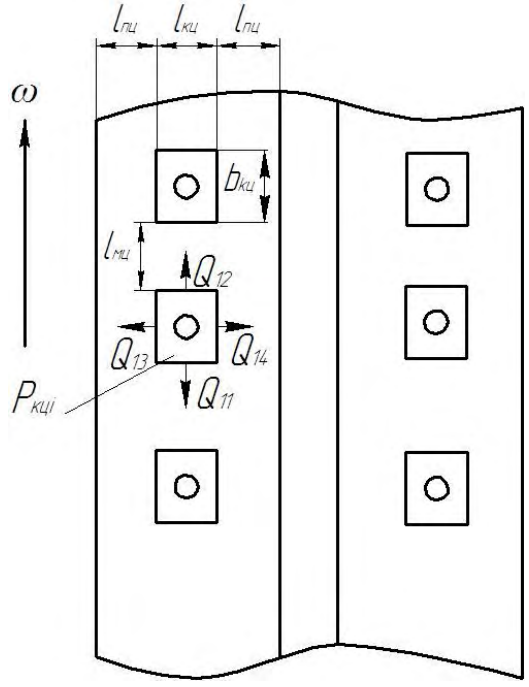


Рис. 3. Развертка внутренней цилиндрической рабочей поверхности подшипника

$$Q_3 = \frac{h^3_{1,i+1}\left(P_{КК,i} - P_{СЛ}\right) R_{КАМ} \cdot \Delta\varphi_{КАМ}}{12\mu \cdot l_{ПК} \cdot \mathrm{Sin}\alpha},$$

$$Q_4 = \frac{h^3_{1,i+1}\left(P_{КК,i} - P_{СЛ}\right) R_{КАМ2} \cdot \Delta\varphi_{КАМ}}{12\mu \cdot l_{ПК} \cdot \mathrm{Sin}\alpha}, \qquad (5)$$

$$Q_{V1} = \frac{\left(R_{КАМ1} + R_{КАМ2}\right) \cdot \Delta\varphi_{КАМ} \cdot l_{КК} \cdot V_М}{2 \cdot \mathrm{Sin}\alpha},$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega \cdot R_{ВК} \cdot h_{2,i} \cdot l_{КЦ}}{2} + \frac{h^3_{2,i}\left(P_{КЦ,i} - P_{КЦ,i-1}\right) l_{КЦ}}{12\mu \cdot l_{МЦ}},$$

$$Q_{12} = \frac{\omega \cdot R_{ВК} \cdot h_{2,i+2} \cdot l_{КЦ}}{2} + \frac{h^3_{2,i+2}\left(P_{КЦ,i} - P_{КЦ,i+1}\right) l_{КЦ}}{12\mu \cdot l_{МЦ}},$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h^3_{2,i+1}\left(P_{КЦ,i} - P_{СЛ}\right) b_{КЦ}}{12\mu \cdot l_{ПЦ}},$$

$$Q_{V2} = b_{КЦ} \cdot l_{КЦ} \cdot V_М,$$

где α – угол образующей конуса наружной поверхности подшипника (рис. 1); $R_{КАМ1}$ и $R_{КАМ2}$ - радиусы подшипника в начале камеры и в её конце; $\Delta\varphi_{ПЕР}$ – угловой шаг сотки на перемычках между камерами; $N_{ПЕР}$ – число узлов сотки на межкамерной перемычке в окружном направлении (ось x); $\Delta\varphi_{КАМ}$ - угловой размер камеры в окружном направлении; $h_{1,i}$ и $h_{2,i}$ - зазоры в подшипнике, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях; μ - динамическая вязкость рабочей жидкости; ω - угловая скорость вращения вала с диском; $R_{НК}$ и $R_{ВК}$ - радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника по середине длины камер; $l_{КК}$ и $l_{КЦ}$ - длины камер наружной конической и внутренней цилиндрической поверхностей подшипника (см. рис. 2 и 3); $l_{МК}$ и $l_{МЦ}$ - длины межкамерных перемычек, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях; $l_{ПК}$ и $l_{ПЦ}$ - длины торцовых перемычек на наружной и внутренней рабочих поверхностях; $P_{СЛ}$ - давление рабочей жидкости на сливе из подшипника; $b_{КК}$ и $b_{КЦ}$ - ширины камер (для конической поверхности по середине длины камеры); Q_{V1} и Q_{V2} - расходы рабочей жидкости, обусловленные движением вала с диском вдоль линии центров диска и подшипника; $V_М$ - скорость движения вала с диском вдоль линии центров диска и подшипника.

Из уравнений баланса расходов (1) и (2) после подстановки выражений (3), (4), (5) запишем зависимости для определения давлений в i-й камере, приспособленные для численной реализации.

$$\left(P_{КК,i}\right)_{n+1} = a_{10,i}\cdot\sqrt{P_{ВХ}-\left(P_{КК,i}\right)_n} - a_{12,i}\left(P_{КК,i-1}\right)_n - a_{13,i}\left(P_{КК,i+1}\right)_n - a_{11,i}, \quad (6)$$

$$\left(P_{КЦ,i}\right)_{n+1} = b_{9,i}\cdot\sqrt{P_{ВХ}-\left(P_{КЦ,i}\right)_n} - b_{11,I}\left(P_{КЦ,i-1}\right)_n - b_{12,i}\left(P_{КЦ,i+1}\right)_n - b_{10,i}, \quad (7)$$

где $a_{10,i}$, $a_{11,i}$, $a_{12,i}$, $a_{13,i}$ и $b_{9,i}$, $b_{10,i}$, $b_{11,i}$, $b_{12,i}$ - постоянные в процессе итерации коэффициенты.

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $\left(P_{КК,i}\right)_n$ и $\left(P_{КЦ,i}\right)_n$ получают новые значения давлений на n+1 шаге по уравнениям (6) и (7). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности расчёта (ε_1), т.е.

$$\left(P_{КК,i}\right)_{n+1} - \left(P_{КК,i}\right)_n \le \varepsilon_1,$$
$$\left(P_{КЦ,i}\right)_{n+1} - \left(P_{КЦ,i}\right)_n \le \varepsilon_1.$$

Давления на межкамерных перемычках определяют из уравнений Рейнольдса, которые с учётом общепринятых в гидродинамической теории смазки допущениях и обобщённые на случай турбулентного течения рабочей жидкости для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника будут иметь следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial X_1}\left(\frac{h_1^3}{K_{X1}}\cdot\frac{\partial P_1}{\partial X_1}\right)+\frac{\partial}{\partial Z_1}\left(\frac{h_1^3}{K_{Z1}}\cdot\frac{\partial P_1}{\partial Z_1}\right) = 6\mu\frac{\partial\left(U_{1,I}\cdot h_1\right)}{\partial X_1}+12\mu V + p\omega^2 R_{СР}\cdot Sin\alpha\cdot\frac{\partial}{\partial Z_1}\cdot\left(\frac{h_1^3}{K_{Z1}}\right), \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial X_2}\left(\frac{h_2^3}{K_{X2}}\cdot\frac{\partial P_2}{\partial X_2}\right)+\frac{\partial}{\partial Z_2}\left(\frac{h_2^3}{K_{Z2}}\cdot\frac{\partial P_2}{\partial Z_2}\right) = 6\mu\frac{\partial\left(U_2\cdot h_2\right)}{\partial X_2}+12\mu V. \quad (9)$$

В уравнении Рейнольдса (8), записанном для наружной конической поверхности подшипника, введено слагаемое

$$p\omega^2 R_{СР}\cdot Sin\alpha\cdot\frac{\partial}{\partial Z_1}\cdot\left(\frac{h_1^3}{K_{Z1}}\right)\cdot,$$

учитывающее влияние центробежных сил инерции, как это делается в работе [1].

Уравнения Рейнольдса (8) и (9) обобщены на случай турбулентного течения смазки с помощью коэффициентов K_{X1}, K_{Z1} и K_{X2}, K_{Z2}. Выражения для коэффициентов турбулентности в соответствии с методом В.Н. Константинеску имеют вид:

$$K_{X1} = 1+0,044\cdot\left(\sigma_{*1}^2\cdot Re_1\right)^{0,725},$$
$$K_{Z1} = 1+0,0247\cdot\left(\sigma_{*1}^2\cdot Re_1\right)^{0,65},$$
$$K_{X2} = 1+0,044\cdot\left(\sigma_{*2}^2\cdot Re_2\right)^{0,725},$$
$$K_{Z2} = 1+0,0247\cdot\left(\sigma_{*2}^2\cdot Re_2\right)^{0.65}.$$

где $\sigma_{*1} = 0,125\cdot Re_1^{0,07}$, $\sigma_{*2} = 0,125\cdot Re_2^{0,07}$,

$Re_1 = \frac{U_1\cdot h_1}{\upsilon}$ и $Re_2 = \frac{U_2\cdot h_2}{\upsilon}$ – числа Рейнольдса;

υ – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

В уравнения Рейнольдса (8) и (9) также входят: x_1, z_1 и x_2, z_2 - оси координат; P_1 и P_2 - давления на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника (на межкамерных перемычках); μ- динамическая вязкость рабочей жидкости; ρ - плотность рабочей жидкости; ω- угловая скорость вращения вала с диском внутри подшипника;

$R_{СР} = \left(R_{КАМ1}+R_{КАМ2}\right)$ - средний радиус наружной конической поверхности подшипника;

h_1 и h_2 – текущие значения зазоров в наружной и внутренней частях подшипника;

U_1 и U_2 – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска, установленного на вал;

V – скорость сближения диска с валом и подшипника.

Выражения для скоростей точек диска вдоль линии центров V и перпендикулярно этой лини U имеют вид:

$$U_{1,i} = \omega \cdot R_{СРД1} + \frac{de}{dt}\mathrm{Sin}(\varphi - \beta_0) - e\frac{d\beta_0}{dt}\mathrm{Cos}(\varphi - \beta_0),$$

$$U_2 = \omega \cdot R_{Д2} + \frac{de}{dt}\mathrm{Sin}(\varphi - \beta_0) - e\frac{d\beta_0}{dt}\mathrm{Cos}(\varphi - \beta_0),$$

$$V = \frac{de}{dt}\mathrm{Cos}(\varphi - \beta_0) + e\frac{d\beta_0}{dt}\mathrm{Sin}(\varphi - \beta_0),$$

где $U_{1,i}$ и U_2 - скорости точек наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей диска.

Для решения уравнений Рейнольдса (8) и (9) применим метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. При записи этих уравнений в конечно-разностном виде поверхности между камерами наружной и внутренней частей подшипника покроем сетками с шагами $\Delta X_{1,j}$, ΔZ_1 и ΔX_2, ΔZ_2 и частные производные запишем в конечно-разностном виде; используя пятиточечный шаблон:

$$\frac{\partial}{\partial X_1}\left(\frac{h_1^3}{K_{X1}}\cdot\frac{\partial P_1}{\partial X_1}\right) =$$

$$= \frac{h_{1,i}^3}{K_{X1,i}}\frac{\left(P_{1,i+1,j} - 2P_{1,i,j} + P_{1,i-1,j}\right)}{\Delta X_{1,j}^2} +$$

$$+ \frac{3h_{1,i}^2\left(h_{1,i+1} - h_{1,i-1}\right)\cdot\left(P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j}\right)}{4K_{X1,i}\cdot\Delta X_{1,i}^2} -$$

$$- \frac{h_{1,i}^3\left(K_{X1,i+1} - K_{X1,i-1}\right)\cdot\left(P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j}\right)}{4K_{X1,i}^2\cdot\Delta X_{1,j}^2},$$

$$\frac{\partial}{\partial Z_1}\left(\frac{h_1^3}{K_{Z1}}\cdot\frac{\partial P_1}{\partial Z_1}\right) =$$

$$= \frac{h_{1,i}^3}{K_{Z1,i}}\frac{\left(P_{1,i,j+1} - 2P_{1,i,j} + P_{1,i,j-1}\right)}{\Delta Z_1^2} -$$

$$- \frac{h_{1,i}^3\left(K_{Z1,j+1} - K_{Z1,j-1}\right)\cdot\left(P_{1,i,j+1} - P_{1,i,j-1}\right)}{4K_{Z1,i}^2\cdot\Delta Z_1^2},$$

$$F_{1,i,j} = 6\mu\frac{\partial}{\partial X_1}\left(U_{1,j}\cdot h_1\right) + 12\mu V +$$

$$+\rho\omega^2 R_{CP}\mathrm{Sin}\alpha\frac{\partial}{\partial Z_1}\left(\frac{h_1^3}{K_{Z1}}\right) = 12\mu V_i +$$

$$+ \frac{6\mu h_{1,i}\left(U_{1,i+1,j} - U_{1,i-1,j}\right)}{2\cdot\Delta X_{1,j}} +$$

$$+ \frac{6\mu U_{1,i,j}\left(h_{1,i+1,j} - h_{1,i-1,j}\right)}{2\cdot\Delta X_{1,j}} +$$

$$+ \frac{\rho\omega^2 R_{CPD1}\mathrm{Sin}\alpha\cdot h_{1,i}^3\left(K_{Z1,j+1} - K_{Z1,j-1}\right)}{2K_{Z1,i,j}^2\cdot\Delta Z_1},$$

где $i = 1,2,...,N_1$; $j = 1,2,...,N_2$; N_1 и N_2 - число узлов сетки, соответственно в направлениях i и j.

Так как зазоры слева и справа наружной конической части подшипника разные. Запишем уравнения Рейнольдса в виде конечных разностей для левой и правой конических частей наружной поверхности подшипника.

$$T_{9,i}P_{1,i+1,j} + T_{10,i}P_{1,i-1,j} + T_{11,i}P_{1,i,j} + T_{12,i}P_{1,i,j-1} + T_{13,i}P_{1,i,j+1} = F_{1,i,j}, \quad (10)$$

$$Л_{9,i}P_{11,i+1,j} + Л_{10,i}P_{11,i-1,j} + Л_{11,i}P_{11,i,j} + Л_{12,i}P_{11,i,j-1} + Л_{13,i}P_{11,i,j+1} = F_{11,i,j}, \quad (11)$$

где $F_{1,i,j} = T_{6,i} + T_{7,i} + T_{8,i} + 12\mu V_i$,

$F_{11,i,j} = Л_{6,i} + Л_{7,i} + Л_{8,i} + 12\mu V_i$.

Запишем уравнение Рейнольдса в виде конечных разностей для внутренней (цилиндрической) части подшипника.

$$\frac{\partial}{\partial X_2}\left(\frac{h_2^3}{K_{X2}}\cdot\frac{\partial P_2}{\partial X_2}\right) =$$

$$= \frac{h_{2,i}^3}{K_{X2}}\frac{\left(P_{2,i+1,j} - 2P_{2,i,j} + P_{2,i-1,j}\right)}{\Delta X_2^2} +$$

$$+ \frac{3h_{2,i}^2\left(h_{2,i+1} - h_{2,i-1}\right)\cdot\left(P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j}\right)}{K_{X2,i}\cdot 4\Delta X_2^2} -$$

$$- \frac{h_{2,i}^3\left(K_{X2,i+1} - K_{X2,i-1}\right)\cdot\left(P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j}\right)}{K_{X2,i}^2\cdot 4\Delta X_2^2},$$

$$\frac{\partial}{\partial Z_2}\left(\frac{h_2^3}{K_{Z2}}\cdot\frac{\partial P_2}{\partial Z_2}\right) =$$

$$= \frac{h_{2,i}^3}{K_{Z2,i}}\frac{\left(P_{2,i,j+1} - 2P_{2,i,j} + P_{2,i,j-1}\right)}{\Delta Z_2^2},$$

$$F_{2,i,j} = 6\mu\frac{\partial}{\partial X_2}\left(U_2 \cdot h_2\right) + 12\mu V = \\ = \frac{6\mu h_{2,i}\left(U_{2,i+1} - U_{2,i-1}\right)}{2\cdot\Delta X_2} + \\ + \frac{6\mu U_{2,i}\left(h_{2,i+1} - h_{2,i-1}\right)}{2\cdot\Delta X_2} + 12\mu V_i,$$

где $i = 1,2,...,N_1$; $j = 1,2,...,N_2$; N_1 и N_2 - число узлов сетки, соответственно в направлениях i (окружное) и j (осевое).

Запишем уравнение Рейнольдса в виде конечных разностей для внутренней части подшипника.

$$S_{5,i}P_{2,i+1,j} + S_{6,i}P_{2,i,j} + S_{7,i}P_{2,i-1,j} + S_{12,i}P_{1,i,j-1} + \\ + T_{13,i}P_{1,i,j+1} = F_{1,i,j}, \qquad (12)$$

Коэффициенты, входящие в уравнения (10), (11) и (12) T_i, $Л_i$, и S_i, являются постоянными величинами в процессе итерации.

Решение задачи в методе прогонки ищется в виде:

$$P_i = \alpha_i P_{i+1} + \beta_i, \qquad (13)$$

где $i = 2,3,...,N-1$ – номера узлов сетки; α_i, β_i - коэффициенты прогонки, определяемые по следующим формулам:

$$\alpha_i = -\frac{A_i}{B_i + C_i\alpha_{i-1}}; \ \beta_i = \frac{F_i - C_i\beta_{i-1}}{B_i + C_i\alpha_{i-1}}. \qquad (14)$$

Подробно метод продольно-поперечной прогонки изложен в работе [2].

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъёмность подшипника.

Суммарную радиальную грузоподъёмность обоих рабочих поверхностей подшипника (наружной и внутренней) в проекциях на линию и центров диска и подшипника I_Σ и направлено ей перпендикулярное J_Σ запишем в следующем виде:

$$I_\Sigma = I_H + I_B, \\ J_\Sigma = J_H + J_B, \qquad (15)$$

где

$$I_H = WH1_{Y,КАМ} + WH2_{Y,КАМ} + WHЛ_{M,Z,Y} + \\ + WHП_{M,Z,Y} + WHЛ_{T1,Z,Y} + WHЛ_{T2,Z,Y} + \\ + WHП_{T1,Z,Y} + WHП_{T2,Z,Y} + WHЛ_{TM1,Z,Y} + \\ + WHЛ_{TM2,Z,Y} + WHП_{TM1,Z,Y} + WHП_{TM2,Z,Y},$$

$$J_H = WH1_{X,КАМ} + WH2_{X,КАМ} + WHЛ_{M,Z,X} + \\ + WHП_{M,Z,X} + WHЛ_{T1,Z,X} + WHЛ_{T2,Z,X} + \\ + WHП_{T1,Z,X} + WHП_{T2,Z,X} + WHЛ_{TM1,Z,X} + \\ + WHЛ_{TM2,Z,X} + WHП_{TM1,Z,X} + WHП_{TM2,Z,X},$$

$$I_B = -2\left(WB_{Y,КАМ} + WB_{M,Z,Y} + WB_{T,Z,Y} + \\ + WB_{TM,Z,Y}\right),$$

$$J_B = -2\left(WB_{X,КАМ} + WB_{M,Z,X} + WB_{T,Z,X} + \\ + WB_{TM,Z,X}\right),$$

$WH1_{Y,КАМ}$, $WH2_{Y,КАМ}$, $WH1_{X,КАМ}$, $WH2_{X,КАМ}$, $WB_{X,КАМ}$, $WB_{Y,КАМ}$ - проекции грузоподъёмностей камер на оси X и y (см. рис. 1); $WHЛ_{M,Z,Y}$, $WHП_{M,Z,Y}$, $WHП_{M,Z,X}$, $WHЛ_{M,Z,X}$, $WB_{M,Z,Y}$, $WB_{M,Z,X}$ - проекции грузоподъёмностей межкамерных перемычек на оси y и x; $WHЛ_{T1,z,y}$, $WHЛ_{T2,z,y}$, $WHП_{T1,z,y}$, $WHП_{T2,z,y}$, $WHЛ_{T1,z,x}$, $WHЛ_{T2,z,x}$, $WHП_{T1,z,x}$, $WHП_{T2,z,x}$, $WB_{T,z,y}$, $WB_{T,z,x}$ - проекции грузоподъёмностей торцов камер в проекциях на оси X и y;

$WHЛ_{TM1,Z,Y}$, $WHЛ_{TM2,Z,Y}$, $WHП_{TM1,Z,Y}$, $WHП_{TM2,Z,Y}$, $WHЛ_{TM1,Z,X}$, $WHЛ_{TM2,Z,X}$, $WHП_{TM1,Z,X}$, $WHП_{TM2,Z,X}$, $WB_{TM,Z,Y}$, $WB_{TM,Z,X}$ – проекции грузоподъёмностей торцов межкамерных перемычек на оси X и y.

Запишем суммарную осевую грузоподъёмность подшипника, создаваемую двумя коническими рабочими поверхностями наружной части подшипника.

$$I_{осев} = \left(WH12\right)_{осев} + I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5, \qquad (16)$$

где (WH12) осев , I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, - осевые составляющие камер и межкамерных площадок наружной конической части подшипника.

Зная давления в камерах, можно определить расход рабочей жидкости через подшипник.

$$Q_\Sigma = Q_{наруж} + Q_{внутр}, \qquad (17)$$

где $Q_{наруж} = 2\psi_{BX}\pi r_{Ж1}^2\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sum_{i=1}^{k}\sqrt{P_{BX} - P_{KK,i}}$ - расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на наружной конической рабочей поверхности подшипника, k – число камер в подшипнике на его половине наружной рабочей поверхности;

$Q_{внутр} = 2\psi_{BX}\pi r_{Ж2}^2\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sum_{i=1}^{m}\sqrt{P_{BX} - P_{КЦ,i}}$ - расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на половине внутренней рабочей поверхности подшипника; m – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника. Описание остальных параметров приведено при записи выражений (3) и (4).

Потери мощности на трение для всего подшипника определяем как сумму потерь на трение для наружной и внутренней рабочих поверхностей.

$$N_{TP} = N_{TP.H.ПРАВ.} + N_{TP.H.ЛЕВ.} + 2N_{TP.B}, \qquad (18)$$

где

$$N_{TP.H.ЛЕВ.} = \mu\omega R_{CP.D1} \cdot L_{П} \cdot \Delta x_{1,j} \cdot \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{U_{1,i} k(\mathrm{Re})_{СЛ,i}}{h_{1СЛ,i}} + \frac{\omega R_{CPDi} \Delta z}{2} \lambda_{2,j} \sum_{j=1}^{N_2} N_{1,j};$$

$$N_{TP.H.ПРАВ.} = \mu\omega R_{CP.D1} \cdot L_{П} \cdot \Delta x_{1,j} \cdot \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{U_{1,i} k(\mathrm{Re})_{СП,i}}{h_{1СП,i}} + \frac{\omega R_{CPDi} \Delta z}{2} \lambda_{2,j} \sum_{j=1}^{N_2} N_{2,j}$$

$$N_{TP.B} = \mu\omega R_{D2} \cdot L_{П.B} \cdot \Delta x_2 \cdot \lambda_{3,i} \sum_{i=1}^{N_3} \frac{U_{2,i} k(\mathrm{Re})_{ВН}}{h_{2,i}} + \frac{\omega R_{D2} \Delta z}{2} \lambda_{4,j} \sum_{j=1}^{N_4} N_{3,j},$$

$$N_{1,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{h_{1СЛ,i} \left(P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j} \right)}{2},$$

$$N_{2,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{h_{1СП,i} \left(P_{11,i+1,j} - P_{11,i-1,j} \right)}{2},$$

$$N_{3,j} = \lambda_{3,i} \sum_{i=1}^{N_3} \frac{h_{2,i} \left(P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j} \right)}{2},$$

N_1 - число узлов сетки в окружном направлении (ось x);

N_2 - число узлов сетки по длине подшипника $L_П$ (ось z);

N_3 – число узлов сетки в окружном направлении (ось x) для внутренней части подшипника;

N_4- число узлов сетки по длине подшипника $L_{ПВ}$ (ось z).

Запишем потери мощности на прокачку

$$N_{пр} = P_{вх} Q_{\Sigma}, \qquad (19)$$

где $P_{вх}$ – давление рабочей жидкости от насоса;

Q_E – суммарный расход рабочей жидкости.

Суммарные потери на трение и прокачку равны их сумме

$$N_{П\Sigma} = N_{тр\Sigma} + N_{пр}. \qquad (20)$$

Амплитудно-частотные характеристики подшипника определяем из решения нелинейных уравнений движения жёсткого одномассового ротора. Рассмотрим уравнения движения диска под действием сил веса и неуравновешенности. Они имеют следующий вид [3]:

$$\frac{G}{g}\left[\frac{d^2 e}{dt^2} - e\left(\frac{d\beta_0}{dt} \right)^2 \right] = -2I_{\Sigma} + G\cos\beta_0 + q\omega^2 \cos\left(\omega t - \beta_0 - \beta_H\right),$$

$$\frac{G}{g}\left[\frac{ed^2\beta_0}{dt^2} + 2\frac{d\beta_0}{dt}\frac{de}{dt} \right] = -2J_{\Sigma} - G\sin\beta + q\omega^2 \sin\left(\omega t - \beta_0 - \beta_H\right), \qquad (21)$$

где G = mg - вес вала с дисками;

g - ускорение свободного падения;

e - эксцентриситет диска в подшипнике;

β_0 - угол положения диска в подшипнике;

I_{Σ} и J_{Σ} - грузоподъемности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника (ось y) и направление ей перпендикулярное (ось x), показаны на рис. 1;

q - остаточная неуравновешенность вала;

ω - угловая скорость вращения диска с валом;

β_H - положение оси отсчета углов.

Рассмотрим алгоритм расчета уравнений движения диска внутри подшипника под действием переменных внешних сил. Задаваясь начальными координатами и скоростями диска решаем совместно уравнения баланса расходов и уравнения Рейнольдса, вычисляя при этом гидродинамические силы I_{Σ} и J_{Σ} действующие на диск. Решая уравнения движения определяем новые координаты и скорости центра диска. Расчет продолжается до получения повторяющихся траекторий диска.

Рассмотренная математическая модель позволяет определять амплитудно-частотные характеристики сдвоенных радиально-упорных гидростатических подшипников.

Литература

1. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1969. – 403 с.

2. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: моногр. / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1972. – 167 с.

3. Назин, В.И. Радиальный гидростатический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В.И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №8 (95). – С. 94 – 100.

Поступила в редакцию 24.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗДВОЄНОГО РАДІАЛЬНО-УПОРНООГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

В.І. Назін

Розроблено математичну модель здвоєного радіально-упорного гідростатичного підшипника, що сприймає радіальні і двосторонні осьові навантаження. Отримано систему рівнянь для визначення тисків у камерах, розташованих на зовнішніх конічних робочих поверхнях і внутрішніх циліндричних робочих поверхнях. Система рівнянь наведена до виду пристосованому для чисельної реалізації, завдяки застосуванню ітераційних методів розв'язання рівнянь. Для визначення тисків на міжкамерних перемичках застосовано рівняння Рейнольдса, узагальнене на випадок розвиненого турбулентного перебігу робочої рідини. Інтегруванням функції розподілу тиску по робочих поверхнях підшипника отримано вирази для визначення гідродинамічних сил. Для визначення амплітудно-частотних характеристик ротора на розглянутих підшипниках застосовані нелінійні диференціальні рівняння руху. Проаналізовано різні чисельні методи розв'язання рівнянь руху диска всередині підшипника і застосований найбільш раціональний метод.

Ключові слова: математична модель, гідростатичний підшипник, тиску в камерах, ітераційні методи, межкамерние перемички, турбулентний протягом робочої рідини, гідродинамічні сили, амплітудно-частотна характеристика, рівняння руху.

MATHEMATICAL MODEL DOUBLE ANGULAR CONTACT HYDROSTATIC BEARINGS

V.I. Nazin

A mathematical model of the double angular contact ball bearings Single hydrostatic perceiving the radial and bilateral axial loads. A system of equations for determining the pressure in the chambers, located on the outer surfaces of the conical work and internal cylindrical working surfaces. The system of equations reduced to a form adapted for numerical implementation, through the use of iterative methods for solving equations. To determine the pressure applied on the webs interchamber Reynolds equation, generalized to the case of the developed turbulent fluid. Integration of the distribution function of the pressure on the bearing surface expressions for the determination of the hydrodynamic forces. To determine the amplitude-frequency characteristics of the rotor bearings applied considered nonlinear differential equations of motion. Analyzed once the various numerical methods for solving the equations of motion of the disk inside the bearing and used The most rational method.

Keywords: mathematical model, the hydrostatic bearing, the pressure in the chambers, iterative methods, interchamber jumpers turbulent fluid, the hydrodynamic forces, frequency response, the equations of motion.

Назин Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.

УДК 621.21.452.322.018.2-585

В.М. АНАНЬЕВ, Д.В. КАЛИНИН, Е.В. КОЖАРИНОВ

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ ПРИВОДА ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

Рассмотрены вопросы оптимального проектирования зубчатых зацеплений как одного из основных путей совершенствования редукторов ТРДД. Ограниченная возможностями зуборезного инструмента геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач позволяет анализировать зацепление только для заранее заданного исходного производящего контура, что не позволяет полноту реализации возможностей эвольвентного зацепления. Теория эволвентных передач в обобщающих параметрах позволяет решить задачу синтеза зубчатого зацепления в два этапа: синтез зацепления независимо от исходного производящего контура, при котором геометрические, кинематические и качественные показатели зацепления выбираются в целях повышения удельной несущей способности передачи, и синтез зубьев, при котором выбор производящего исходного контура осуществляется с учётом оптимизации переходной кривой между зубьями. Использована аппроксимированная модель планетарного ряда для получения целевой функции объёма передачи. Получено условие равноценности объёмов передачи по изгибной прочности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса как один из аспектов оптимального проектирования зубчатой передачи.

Ключевые слова: *редуктор ТРДД, эвольвентное зубчатое зацепление, обобщающие параметры*

Введение

Редуктор ТРДД является промежуточным элементом, согласующим частоту вращения турбины низкого давления (ТНД) и вентилятора.

Использование редуктора в качестве привода вентилятора в ТРДД позволяет существенным образом повысить экономичность двигателя и снизить его шумность.

Расположение редуктора на двигателе определяет ряд его конструктивных особенностей. Со стороны двигателя на облик редуктора влияет форма проточной части и канала воздухозаборника. Система управления и диагностики состояния двигателя требует установки на редукторе измерителя крутящего момента. Место установки двигателя на самолёте также предъявляет к его конструкции ряд требований.

Развитие и совершенствование редукторов ТРДД связано с решением следующих проблем [1]:

- оптимизация кинематической схемы;
- выбор геометрических параметров зацепления;
- совершенствование расчётных методов;
- применение новых материалов;
- использование новых методов упрочнения и химико-термической обработки;
- решение проблем подшипников с высокой несущей способностью;
- развитие методов и средств диагностики состояния редукторов.

В настоящей статье рассмотрены пути совершенствования редукторов ТРДД при помощи выбора оптимальных геометрических параметров зубчатых зацеплений.

1. Проектирование зубчатых передач в обобщающих параметрах

Геометрическая теория эвольвентных цилиндрических зубчатых передач, изложенная в [2], ограничивается возможностями зуборезного инструмента. Она позволяет упорядочить производство, унифицировать и стандартизировать технологическую оснастку, инструмент, оборудование. В построениях этой теории технология является той первоосновой, на базе которой развивается логическая схема синтеза и анализа передачи – от технологии и инструмента к изделию и зубчатому колесу. Таким образом, данный аппарат геометрической теории эвольвентных зубчатых передач позволяет анализировать зацепление только для наперёд принятого исходного производящего контура. Предложенный подход не позволяет проверить, все ли возможности спроектированной эвольвентной передачи реализованы.

Дальнейшее развитие методов проектирования зубчатых передач связано с созданием Э.Б. Вулгаковым теории зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах, в которой плоская эвольвента окружности определяется диаметром окружности, с которой она разворачивается, и некоторым углом развёрну-

© В.М. Ананьев, Д.В. Калинин, Е.В. Кожаринов

тости (например, на окружности заострения: η_1 для шестерни и η_2 для колеса). Две эвольвенты с различными точками возврата и развёрнутые при обкатке прямой в противоположные стороны по одной и той же основной окружности образуют зубец [3]. Точка пересечения двух описанных выше эвольвент располагается на некой окружности, которую будем называть окружностью заострения, т.е. зубец размещается между двумя концентрическими окружностями – основной окружностью и окружностью заострения. Если расположить несколько зубцов равномерно по основной окружности, ограничить их некой окружностью вершин, которая обеспечит требуемую толщину зуба на вершине, и пристроить между ними переходные кривые, образование зубчатого колеса будет завершено.

Указанный приём образования зубцов отражает широкие технологические возможности получения эвольвентного профиля – независимость эвольвенты окружности от производящего исходного контура и его смещения. Чтобы получить требуемый зубец некоторым инструментом – огибанием или копированием – необходимо сохранить при его изготовлении диаметры основной окружности и окружности заострения.

Реализация зубцов на колесе при образовании эвольвентного профиля сопровождается возникновением переходных кривых, в частности, как огибающих к вершине головки зуба производящего исходного контура. Получение переходной кривой является одной из задач синтеза колеса.

Таким образом, задача синтеза зубчатой передачи разделяется на два этапа [3]:

1. Синтез зацепления вне зависимости от производящего исходного контура, при котором геометрические, кинематические и качественные показатели зацепления выбираются в целях снижения динамической нагрузки, увеличения контактной прочности и стойкости поверхностей зубьев против заедания.

2. Синтез зубьев, при котором выбор производящего исходного контура осуществляется с учётом возможной станочной интерференции при конструировании переходной кривой, пристраиваемой к зубцу. Последняя должна удовлетворять наперёд поставленным требованиям по изгибной прочности зубьев.

Такой синтез зацепления и передачи в целом открывает широкие возможности для проектирования передач, разделяя этот процесс на конструирование эвольвентной части зубьев и конструирование переходной кривой. Однако при этом может потребоваться разработка специального инструмента, позволяющего изготовить зубчатую передачу, полученную путём оптимального проектирования [3].

Некоторые вопросы синтеза и анализа передач, рассмотренных в данной статье, позволяют решить задачу проектирования зубчатых передач с улучшенными качественными показателями по сравнению с теми, которые можно было бы получить, используя традиционный аппарат геометрической теории эвольвентных зубчатых передач.

2. Аппроксимированная зубчатая передача и целевая функция

На рис. 1 показан планетарный ряд аппроксимированных зубчатых колёс, соприкасающихся по начальным цилиндрам.

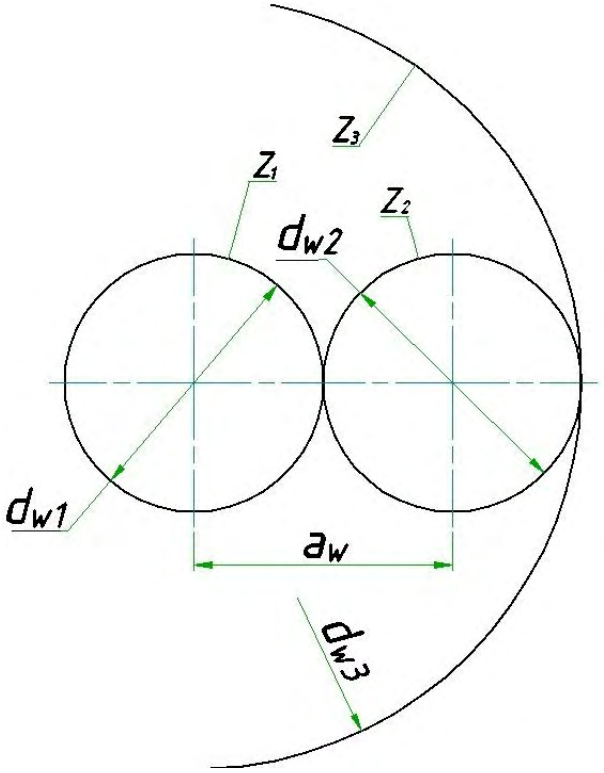


Рис. 1. Планетарный ряд:
1 – солнечное колесо, 2 – сателлит,
3 – эпициклическое колесо

Габариты этого ряда – межосевое расстояние a_w и ширина венца b - определяются парой цилиндрических колёс z_1 и z_2 внешнего зацепления или размерами колеса z_3 с внутренними зубьями. Для получения такой передачи с наименьшим весом необходимо уменьшить размеры колеса z_3, или, что одно и то же, габариты a_w и b, определяющий некий объём передачи V. Следовательно, оптимизация объёма планетарного ряда зубчатых колёс сводится к оптимизации объёма двух сопряжённых цилиндрических колёс внешнего зацепления, начальные окружности которых определяются по следующим формулам [3]:

$$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos(\alpha_w)} = \frac{2 \cdot a_w}{(1+u)}, \quad (1)$$

$$d_{w2} = u \cdot d_{w1}, \quad (2)$$

где d_b – основная окружность;

a_w – межосевое расстояние;

u – передаточное отношение;

α_w – угол зацепления.

Допустим, что у колёс z_1 и z_2 ширина зубчатого венца $b_1 = b_2 = b$. Тогда суммарный объём касающихся цилиндров или целевая функция будет определяться по следующей формуле [3]:

$$V = \pi \cdot \frac{1+u^2}{(1+u)^2} \cdot a_w^2 \cdot b. \quad (3)$$

Выразим габариты передачи через коэффициент формы зубца $y_н$, угол зацепления α_w и жёсткость зубцов, а также через параметры их напряжённости и параметры материала. Последние представим в виде требуемых запасов по изгибной $n_{и1;2}$ и контактной прочности n_K, а также характеристик материала – предела изгибной $[\sigma_и]$ и контактной $[\tau_к]$ выносливости. Благодаря такой структуре целевой функции задачу об оптимизации объёма передачи можно привести к нахождению независимых переменных υ_1 и υ_2, при которых обеспечивается получение минимума V.

Для предварительной оценки прочности при составлении целевой функции принимаем, что усилия между зубьями распределяется статически – пропорционально жёсткости и деформации, а опасное сечение изгиба зубца проходит через точку конца рабочего участка эвольвентного профиля. Будем полагать, что несущая способность передачи определяется контактной прочностью поверхностей зубцов в полюсе зацепления или вблизи полюса зацепления и изгибной прочностью зубца в начале однопарного зацепления при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 2$ и двухпарного зацепления при $\varepsilon < 3$ [3].

3. Объём сопряжённых колёс при расчёте по напряжениям в зоне однопарного контакта

При размещении точки контакта в однопарной зоне вся нагрузка в зацеплении воспринимается одной парой зубьев. Передаваемая нагрузка определяется по следующей формуле:

$$P = \frac{2 \cdot M_1}{d_{b1}}, \quad (4)$$

где M_1 – момент на ведущей шестерне.

d_{b1} – диаметр основной окружности шестерни

Используя распространённые методы расчёта на контактную прочность зубчатых передач [5] определим запас по контактной прочности:

$$n_к = \frac{[\tau_к]}{214 \cdot (1+u) \cdot \sqrt{\frac{P}{a_w \cdot b \cdot u \cdot \sin(\alpha_w)}}}. \quad (5)$$

Запас по изгибной выносливости шестерни будет определяться исходя из следующего выражения [4]:

$$n_{и1} = \frac{y_{н1} \cdot b \cdot d_{b1} \cdot [\sigma_и]}{P}. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6) получим следующее выражение:

$$1{,}09 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{u}{1+u} \cdot \frac{[\tau_к]^2}{n_к^2} \cdot \mathrm{tg}(\alpha_w) - y_{н1} \cdot \frac{[\sigma_и]}{n_{и1}} = 0. \quad (7)$$

Выражение (7) связывает независимые переменные υ_1 и υ_2, выраженные через угол зацепления α_w и коэффициент формы зубца $y_н$, с передаточным числом и параметрами, характеризующими напряжённость передачи – запасами прочности и механическими характеристиками материала (пределами изгибной и контактной выносливости) [3].

Выразим межосевое расстояние a_w и ширину зубчатого венца b из формул (5) и (6) и полученные выражения подставим в формулу для объёма (3). Тогда в зоне однопарного контакта при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 2$ объём сопряжённых колёс, вычисленных при заданных контактных и изгибных напряжениях на шестерне, определяется по следующей формуле [4]:

$$V_1 = 132 \cdot 10^8 \cdot \frac{(1+u^2) \cdot (2+u)^2}{u^2} \cdot M_1 \cdot \frac{[\sigma_{\grave{e}}]}{[\tau_{\hat{e}}]^4} \times \times \frac{n_{\hat{e}}^4}{n_{\grave{e}1}} \cdot \frac{y_{\acute{i}\,1}}{\sin(\alpha_w)}. \quad (8)$$

Обратим внимание на то, что в выражении (8) выполняется следующее соотношение:

$$\frac{[\sigma_и]}{[\tau_к]^4} \cdot \frac{n_к^4}{n_{и1}} = \frac{\sigma_{и1}}{\tau_к^4} = \mathrm{const}. \quad (9)$$

Поскольку соотношения между действующими изгибными и контактными напряжениями определяются уравнением (7) при некоторых значениях обобщающих параметров υ_1 и υ_2 выражение для объёма зубчатого зацепления можно переписать следующим образом:

$$V_1 = 288 \cdot 10^3 \cdot \frac{(1+u^2)(1+u)}{u} \cdot \cdot M_1 \cdot \frac{n_к^2}{[\tau_к]^2 \sin(2\alpha_w)}. \quad (10)$$

Из множества возможных вариантов передач, удовлетворяющих уравнению (10), искомый вариант должен одновременно удовлетворять уравнению (7). В системе координат ξ_1 и ξ_2 он лежит на изолинии, описанной выражением (9).

Аналогичным образом составляется уравнение для изолинии, определяющей соотношение между контактными и изгибными напряжениями ведомого колеса и независимыми переменными υ_1 и υ_2, представленными в виде угла зацепления α_w и коэффициента формы зубца $y_н$.

Важным аспектом оптимального проектирования зубчатой передачи является удовлетворение условия равнопрочности ведущего и ведомого зубчатых колес по изгибным напряжением. Оптимальная масса зубчатой передачи имеет место при равенстве объёмов передачи, определённых по критерию прочности шестерни и колеса:

$$V_1 = V_2 = V, \qquad (11)$$

где V_1 – объём передачи по условию прочности ведущего колеса; V_2 – объём передачи по условию прочности ведомой шестерни.

Исходя из выражения (8) условие равенства объёмов можно представить в следующем виде:

$$\frac{[\sigma_{и1}]}{n_{и1}} \cdot y_{н1} = \frac{[\sigma_{и2}]}{n_{и2}} \cdot y_{н2}. \qquad (12)$$

В частном случае, при выполнении условия

$$[\sigma_{и1}] = [\sigma_{и2}] = [\sigma_и]$$

выражение (12) упрощается следующим образом:

$$\frac{n_{и2}}{n_{и1}} = \frac{y_{н2}}{y_{н1}}. \qquad (13)$$

Из формул (8) и (10) следует, что минимум целевой функции объёма сопряжённых колёс передачи в зоне однопарного контакта приходится на ту часть области существования зацепления, в которой углы зацепления α_w достигают наибольших значений (рис. 2).

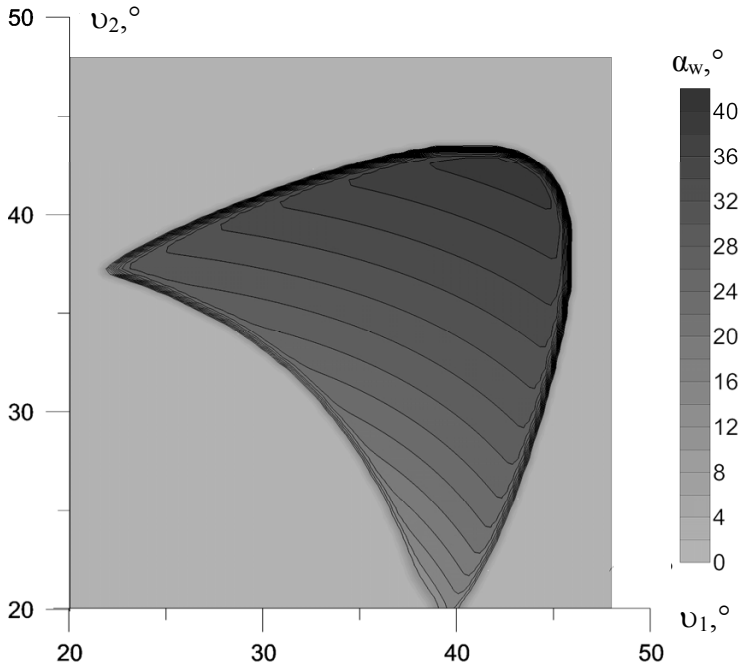


Рис. 2. Семейство изолиний угла зацепления
и область существования передачи $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 57$

Отметим, что изображённая на рис. 2 теоретическая область существования зубчатой передачи ограничена следующими условиями:

$$\begin{cases} \varepsilon > 1, \\ \alpha_{p1} > 0, \\ \alpha_{p2} > 0, \end{cases} \qquad (14)$$

где ε – коэффициент перекрытия,

α_{p1} и α_{p2} – углы профиля в точке конца активного участка зубца.

Необходимо отметить, что на зубчатое зацепление накладываются дополнительные ограничения. Так, например, при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 1{,}3$ в зубчатом зацеплении возникают высокие динамические нагрузки.

Таким образом, необходимо осуществлять поиск минимума целевой функции с учётом указанного соотношения.

Проанализируем зависимость (13). Из неё следует, что равноценность объёмов зубчатого зацепления по условиям прочности ведущего колеса и ведомой шестерни выполняется при равенстве коэффициентов формы зуба шестерни $y_{н1}$ и колеса $y_{н2}$, или же при минимуме разности между ними.

Коэффициент формы зуба определяется посредством аппроксимации зуба усечённым клином. К вершине усечённого клина прикладывается сила, и при помощи формул теории упругости определяются напряжения, действующие в наиболее опасном сечении, проходящем через нижнюю точку активного профиля зубца [6].

Построим на области существования зубчатого зацепления изолинии разности коэффициентов формы зуба шестерни и колеса (рис. 3).

Область, изображённая на рис. 3, показывает, при каких значениях обобщающих параметров υ_1 и υ_2 разница коэффициентов формы зуба принимает минимальные значения.

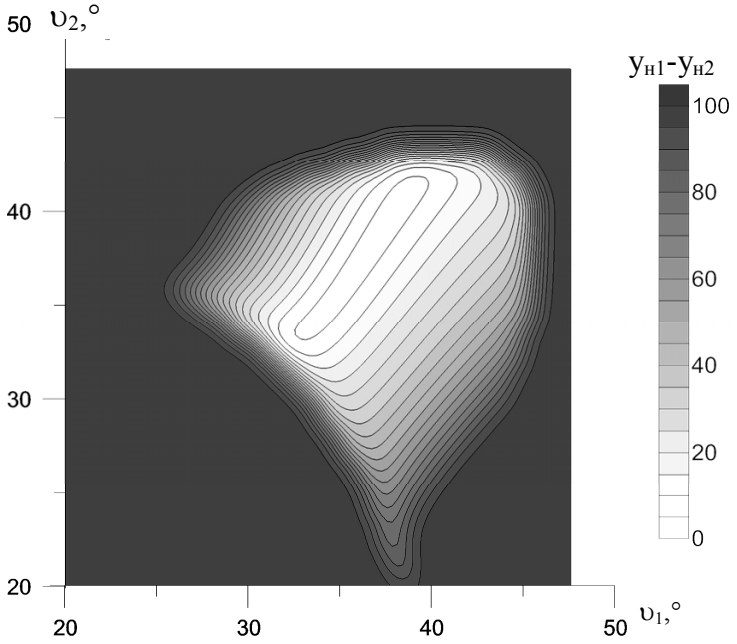


Рис. 3. Семейство изолиний разности коэффициентов формы зуба шестерни и колеса передачи $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 57$

Заключение

Проектирование зубчатых передач с использованием обобщающих параметров позволяет создавать редуктора ТРДД с заранее заданными высокими качественными параметрами.

В качестве целевой функции при проектировании зубчатого зацепления выбран суммарный объём планетарного ряда, который через диаметр основной окружности, ширину венца и передаточное отношение связан с допускаемыми контактными и изгибными напряжениями.

Путём анализа целевой функции – объёма передачи – установлен факт, что её минимум достигается при наибольшем значении угла зацепления α_w и при минимальной разности между коэффициентом формы зуба шестерни и колеса. При этом отмечено, что увеличение угла зацепления ограничено минимально допустимым коэффициентом перекрытия ε=1,3. Дальнейшее увеличение угла зацепления за счёт снижения коэффициента перекрытия приводит к недопустимому росту динамических нагрузок в зацеплении.

Литература

1. Капелевич, А. Редукторы МГТД. Классификация, выбор кинематических схем, геометрии зацепления, расчёт на прочность, оценка массогабаритных параметров [Текст]: техн. отчет / ЦИАМ; исполн. Капелевич А. - М., 1991. - 75 с. – Инв. № 11719.

2. Гавриленко, В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи [Текст] / В.А. Гавриленко. – М.: Машиностроение, 1969. – 431 с.

3. Вулгаков, Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщённая теория и проектирование [Текст] / Э.Б. Вулгаков. - М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.

4. Вулгаков, Э.Б. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчёту [Текст] / Э.Б. Вулгаков, Л.М. Васина. - М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.

5. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи [Текст] / В.Н. Кудрявцев. – М.-Л., Машиностроение, 1966. – 308 с.

6. Петрусевич, А.И. Зубчатые передачи: кн. 1 Детали машин [Текст] / А.И. Петрусевич. – М.: Машгиз, 1953. – 433 с.

7. Ананьев, В. Разработка САПР и исследование несущей способности высоконапряжённых цилиндрических зубчатых передач [Текст]: техн. отчет / ЦИАМ; исполн. Ананьев В. - М., 1986. – 191 с. – Инв. № 10563.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Ножницкий, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРІВ ПРИВОДУ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

В.М. Ананьєв, Д.В. Калінін, Є.В. Кожаринов

Розглянуто питання оптимального проектування зубчастих зачеплень як одного з основних шляхів удосконалення редукторів ТРДД. Обмежена можливостями зуборізного інструменту геометрична теорія евольвентних зубчастих передач дозволяє аналізувати зачеплення тільки для наперед заданого вихідного утворюючого контуру, що не забезпечує повноту реалізації можливостей евольвентного зачеплення. Теорія евольвентних передач в узагальнюючих параметрах дозволяє розв'язати завдання синтезу зубчастого зачеплення в два етапи: синтез зачеплення незалежно від вихідного утворюючого контуру, при якому геометричні, кінематичні та якісні показники зачеплення обираються в цілях підвищення питомої несучої здатності передачі, і синтез зубів, при якому вибір утворюючого вихідного контуру здійснюється з урахуванням оптимізації перехідної кривої між зубами. Використано апроксимовану модель планетарного ряду для отримання цільової функції об'єму передачі. Отримано умову рівноцінності об'ємів передачі за згинальною міцність зубів ведучої шестерні и відомого колеса як один з аспектів оптимального проектування зубчастої передачі.

Ключові слова: редуктор ТРДД, евольвентне зубчасте зачеплення, узагальнюючі параметри.

IMPROVING METHODS OF TURBOFAN GEARBOX DESIGN

V.M. Ananyev, D.V. Kalinin, E.V. Kozharinov

Considered some questions of gearing design as a main way of improving turbofan gearboxes. Theory of evolvent gearings, that is limited by tooth cutting tool, allows to analyze gearing with a determined initial generating shape. In this case, there is no opportunity to check, what part of gearing resources have been used. From the other side, theory of evolvent gearing with generalized parameters allows to solve a problem of gearing design in two steps: gearing design independent of initial generating shape, which trends to increase geometrical, kinematical and quality characteristics, and tooth design, which trends to optimize curvature between teeth. In these purposes an approximated model of planetary gearing has been used, which allows to get a target function as a gearing volume. A condition of volume equality of gearing, calculated by gear tooth bending stresses and pinion tooth bending stresses, has been obtained as a part of optimal gearing design.

Key words: turbofan gearbox, evolvent gearing, generalized parameters.

Ананьев Вячеслав Михайлович – канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: vma@ciam.ru.

Калинин Дмитрий Владимирович – начальник сектора отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: kalinin@ciam.ru.

Кожаринов Егор Викторович – инженер отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: egor@ciam.ru.

УДК 629.7.03

И.Ф. КРАВЧЕНКО, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, А.В. ЯКОВЕНКО

ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

РАЗВИТИЕ МЕТОДИКИ УПРАВЛЕНИЯ ДОВОДКОЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ УБС

Приведен метод доводки авиационных газотурбинных двигателей. В основе метода лежат статистические данные по испытаниям и математическая модель доводки, которые позволяют устанавливать связь между наработкой, количеством выявленных и устранённых дефектов на двигателе. Показана возможность применения метода, позволяющего оптимизировать процесс доводки для авиационных ГТД с малой степенью двухконтурности. Этот метод применён для доводки двигателя АИ-222К-25Ф на основании результатов ресурсных испытаний и доводки двигателя-прототипа АИ-222-25. Установлена возможность сокращения периода испытаний. Определены границы поля доводки для авиационных ГТД с малой степенью двухконтурности.

Ключевые слова: *двигатель, ЭЦИ, испытания, ресурс, наработка, дефекты.*

Введение

Обзор работ в области управления процессом доводки двигателей

1. Постановка задачи управления доводкой

Значительное время при создании авиационных ГТД занимает этап доводки двигателя, который включает в себя параметрическую, конструкционную и прочностную доводки узлов, систем и отдельных деталей. Сущность процесса доводки можно сформулировать как движение в направлении снижения степени незнания особенностей двигателя.

Доводка является методом решения вопросов, имеющих проблемный характер, решение которых в настоящее время не доведено наукой до уровня методик и алгоритмов. В то же время на этапе доводки устраняются недостатки и ошибки, допущенные на стадии проектирования и выпуска рабочей документации двигателя [4].

Во время доводки выявляются дефекты, устранение которых позволяет повысить надежность двигателя при его последующем использовании на летательном аппарате. Эти дефекты могут быть выявлены при проведении специальных работ и проверок двигателя, а также в ходе длительных и эквивалентно-циклических испытаний. Темпы выявления и устранения дефектов (темпы доводки двигателя), а также количество выявленных дефектов существенным образом зависят от используемого набора специальных испытаний, от качества проектирования двигателя.

Основными задачами доводки двигателя являются выявление неисправностей (дефектов) двигателя, действующих механизмов повреждаемости деталей и узлов, отладка систем двигателя и проверка их работоспособности. Доводка двигателя может занимать продолжительный период времени и требовать значительных материальных затрат на проведение большего количества испытаний как двигателя в целом, так и отдельных его узлов и элементов. Эти испытания проводятся как на стендах, так и в летных условиях; они могут быть как кратковременными, так и длительными с целью выявления дефектов двигателя и достижения заданных параметров двигателя, в том числе ресурса.

В работе [1] предложен подход, позволяющий сократить время доводки двигателя и уменьшить материальные затраты на ее выполнение. Он основан на анализе и выявлении закономерностей опыта доводки двигателей-прототипов и последующем использовании этих закономерностей для сокращения материальных и временных затрат на доводку нового двигателя.

Основной целью данного подхода является минимизация временных и материальных затрат на проведение стендовых и иных видов испытаний двигателей в процессе их доводки.

При наличии двигателя-прототипа, имеющего аналогичное назначение, подобную конструктивно-силовую схему, одинаковое количество каскадов и близкую степень двухконтурности, становится возможным сокращение затрат на проведение доводки двигателя. Конструктивные отличия в деталях и узлах двигателя в настоящее время с достаточной достоверностью учитываются на основании компьютерного моделирования температурного и напряженно-деформированного состояний деталей и узлов.

© И.Ф. Кравченко, А.В. Шереметьев, А.В. Яковенко

Наличие двигателя-прототипа позволяет засчитывать его эквивалентно-циклические испытания (ЭЦИ) для вновь разрабатываемого двигателя, используя коэффициенты соответствия по длительной прочности и малоцикловой усталости. Пересчет ЭЦИ двигателя-прототипа для рассматриваемого двигателя возможен благодаря идентичности силовых схем двух двигателей (количества опор роторов, конструкции корпусов опор и их связи с наружными оболочками двигателя), сходностью конструктивных решений большинства узлов и деталей, сходностью технологических процессов изготовления деталей, одинаковыми или родственными материалами и др. [4].

2. Математическая модель процесса доводки

В [1] на основании статистических данных и закономерностей доводки двухконтурного двигателя Д-36 выявлены основные закономерности процесса доводки, введено понятие «поле доводки двигателя», предложен метод, позволяющий оптимизировать процесс доводки применительно к рассматриваемому классу двигателей, в частности, к двигателям Д-136 и Д-18Т, в которых используются узлы двигателя-прототипа или их масштабированные аналоги.

В основе метода лежит математическая модель доводки, которая отражает связи между наработкой Т, а также количеством выявленных дефектов D и назначенным ресурсом двигателя Р. Эта модель формируется по данным, полученным при испытаниях двигателя-прототипа в процессе его доводки.

В работе [1] выделено два этапа доводки. Первый этап – доводка двигателя исходной компоновки. Основной задачей данного этапа является подтверждение работоспособности двигателя за ресурс, позволяющий начать летные испытания, а также в параметрической доводке двигателя, позволяющей получить его удовлетворительные высотно-скоростные и климатические характеристики.

Второй этап – доводка двигателя в компоновке летных и государственных испытаний. Основной задачей этого этапа является обеспечение надежности двигателя за назначенный ресурс. Поэтому основным видом испытаний на втором этапе являются эквивалентно-циклические испытания.

Второй этап составляет основную часть процесса доводки по времени и по количеству выявляемых дефектов. Для его описания в [1] использована линейная модель следующего вида:

$$D = D_0 + K_д \cdot (T - T_0); \qquad (1)$$

$$P = P_0 + K_р \cdot (T - T_0), \qquad (2)$$

где D_0, T_0, P_0 − значения количества дефектов, наработки и достигнутого ресурса, полученные на начало второго этапа доводки.

Для двигателя Д-36 коэффициенты этой модели имеют следующие значения: Кд = 0,02 дефекта/час наработки; Кр =0,16 часа ресурса/час наработки.

3. Количественная оценка завершенности доводки

Количественную оценку завершенности доводки автором [1] предложено выполнять на основании сравнения количества фактически выявленных дефектов при испытаниях с количеством дефектов, прогнозируемым по модели (1), (2) для заданного ресурса.

Так, например, для приведенных выше значений коэффициентов модели (1), (2) можно определить потребное время испытаний и количество дефектов, которые будут выявлены для увеличения ресурса на ΔР=1000 часов: ΔТ=6520 часов; ΔD=125 дефектов.

4. Прогнозирование доводки

Для прогнозирования доводки используется линейная модель зависимости выявленных дефектов от наработки. Это противоречит выявленному автором работы [1] нелинейному характеру данной зависимости при значительном времени стендовой наработки: интенсивность выявленных дефектов снижается и в пределе стремится не к бесконечности, а к конечному значению, соответствующему полному выявлению конструктивных дефектов. В дальнейшем проявляются только дефекты технологического характера, связанные с изменениями в процессе серийного производства. Их выявление не входит в задачи рассматриваемых этапов доводки.

Чтобы преодолеть этот недостаток, можно использовать поле доводки −область в координатах (Т, D). Поле доводки для двигателя Д-36 [1] приведено на рисунке 1.

Его можно рассматривать как обобщенную математическую модель доводки, представленную регрессионными зависимостями (1), (2), а также верхней и нижней границами. Если линия доводки выходит за верхнюю границу, интенсивность дефектов недопустимо велика, необходимо приостановить доводку и заняться выявлением дефектов на основании анализа конструкторской и технологической документации. Если линия доводки выходит за нижнюю границу, интенсивность дефектов мала на столько, что дальнейшие затраты на испытания нецелесообразны, их необходимо окончить и продолжить доводку в эксплуатации.

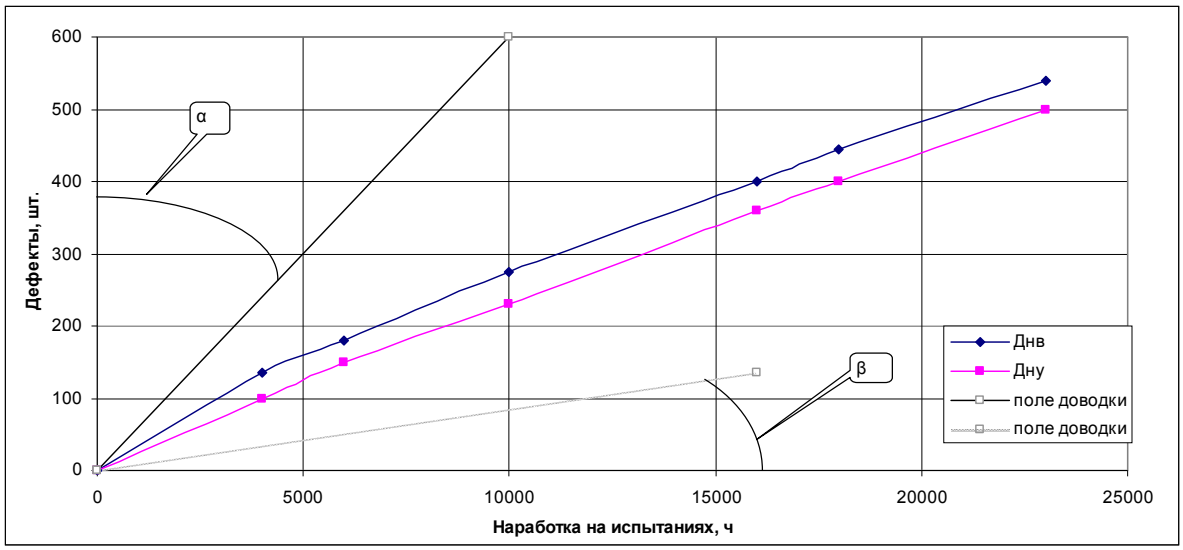


Рис. 1. Поле доводки для двигателя Д-36 α,β -углы, ограничивающие поле доводки

Поле доводки нового двигателя формируется на основании известного поля доводки двигателя-прототипа.

Для этого количество дефектов нового двигателя $D_н$ и его наработка масштабируются по известным значениям для прототипа:

$$D_н = D_п K_{осн};\ T_н = T_п K_{тн}, \qquad (3)$$

где $K_{осн}$ − коэффициент конструктивной сложности и новизны;

$K_{тн}$ − коэффициент наработки.

5. Структурная схема управления доводкой

На рис. 2 представлена рекомендуемая в работе [1] структурная схема управления процессом доводки. Сначала формируется поле доводки двигателя-прототипа, затем оно корректируется в соответствии с формулами (3), а в дальнейшем - по результатам начала доводки нового двигателя. Последующие результаты доводки нового двигателя помещаются в поле доводки, что позволяет управлять доводкой, сравнивая фактические результаты с граничными значениями.

6. Недостатки существующих подходов к управлению доводкой

Таким образом, в работе предложена методика управления процессом доводки, которая позволяет рационально планировать этот сложный процесс, используя опыт доводки двигателя-прототипа, а также интегральные показатели, определяющие особенности нового двигателя по отношению к двигателю-прототипу. Однако данная методика опробована на двигателях с большой степенью двухконтурности Д-36 (использовался как прототип) и Д-18Т. Возможность ее применения для двигателей другого типа, в частности, для двигателей УБС с малой степенью двухконтурности, не исследована.

Используемые в выражениях (3) для коррекции поля доводки коэффициенты новизны и технической сложности существенно влияют на положение поля доводки нового двигателя. Однако методика их определения в работе [1] не приведена.

Поэтому необходимо рассмотреть возможность и особенности использования предложенной ранее концепции доводки для двигателей УБС с малой степенью двухконтурности и предложить соответствующую методику формирования поля доводки нового двигателя по известному полю доводки двигателя-прототипа.

Управление доводкой двигателей для УБС

Одной из важнейших проблем, которую необходимо решить при создании двигателя для УБС, является проблема доводки базового двигателя и его модификаций. Известно, что период доводки является наиболее продолжительным периодом проектирования двигателя. Поэтому сокращение его продолжительности, основанное на рациональном управлении доводкой с использованием накопленного опыта, полученного на двигателях-прототипах, является одним из ключевых моментов. Как показано в разд. 1, одним из основных вопросов, которые необходимо решить для управления процессом доводки, является определение достаточного объема испытаний для обеспечения необходимого ресурса. Это позволяет вовремя перейти к этапу эксплуатации и существенно сократить затраты времени и средств на доводку.

Рис. 2. Структурная схема процесса доводки

Известный подход к решению этого вопроса, предложенный Генеральным конструктором Ф.М. Муравченко, основан на использовании поля доводки. Им установлена возможность применения этого подхода к двигателям с большой степенью двухконтурности.

В данном разделе исследована возможность распространения данного метода на авиационные ГТД с малой степенью двухконтурности ($m \approx 1$).

Проверка возможности распространения концепции доводки на двигатели с малой степенью двухконтурности

Рассмотрим доводку двигателей АИ-222-25 на основании результатов ресурсных испытаний и доводки двигателя-прототипа АИ-25ТЛ и поставим в качестве основной задачу применения этого метода для доводки турбореактивного двухконтурного двигателя АИ-222К-25Ф с форсажной камерой и регулируемым реактивным соплом на основании результатов ресурсных испытаний и доводки двигателя-прототипа АИ-222-25.

Двигатели АИ-222-25 и АИ-222К-25Ф в сравнении с двигателем-прототипом АИ-25ТЛ имеют близкие по конструкции узлы:

- корпусы опор турбины и выхлопного устройства;
- наружный корпус камеры сгорания;
- разделительный корпус;
- коробку приводов двигателя;
- узлы крепления двигателя;
- внешние коммуникации.

Двигатели АИ-25ТЛ, АИ-222-25 и АИ-222К-25Ф имеют аналогичное назначение, подобную конструктивно-силовую схему, одинаковое количество каскадов, близкую степень двухконтурности. Однако они существенно отличаются от двигателей Д-36 и Д-18Т по количеству каскадов (два вместо трех) и степени двухконтурности (1,18 вместо 5,7…6,0). Эти отличия не дают возможности непосредственного распространения указанной методики [1] доводки, разработанной для двигателей с большой степенью двухконтурности, на исследуемые двигатели с малой степенью двухконтурности. Для этого требуются дополнительные исследования, которым посвящена данная работа.

Как видно из рис. 3, наблюдается преемственность основных зависимостей для АИ-222-25 и его прототипа АИ-25ТЛ.

Отличия в углах α,β у полей доводки АИ-222-25 и АИ-25ТЛ связаны с различными углами наклона графиков выявленных и устраненных дефектов для упомянутых двигателей.

Проведенная доводка на двигателе АИ-25ТЛ позволила выявить и устранить дефекты, характерные для этого семейства двигателей. В связи с этим, количество выявленных дефектов при доводке двигателя АИ-222-25 уменьшилось.

Свидетельством этому является увеличение угла α и уменьшение угла β. Поля доводки повторяют основные закономерности, указанные в [1].

Ресурсные испытания и доводка двигателя АИ-222К-25Ф

Таким образом, на примере двигателей АИ-25ТЛ и АИ-222-25 показано, что концепция управления доводкой [1] может быть распространена на двигатели с малой степенью двухконтурности (использование поля доводки двигателя-прототипа).

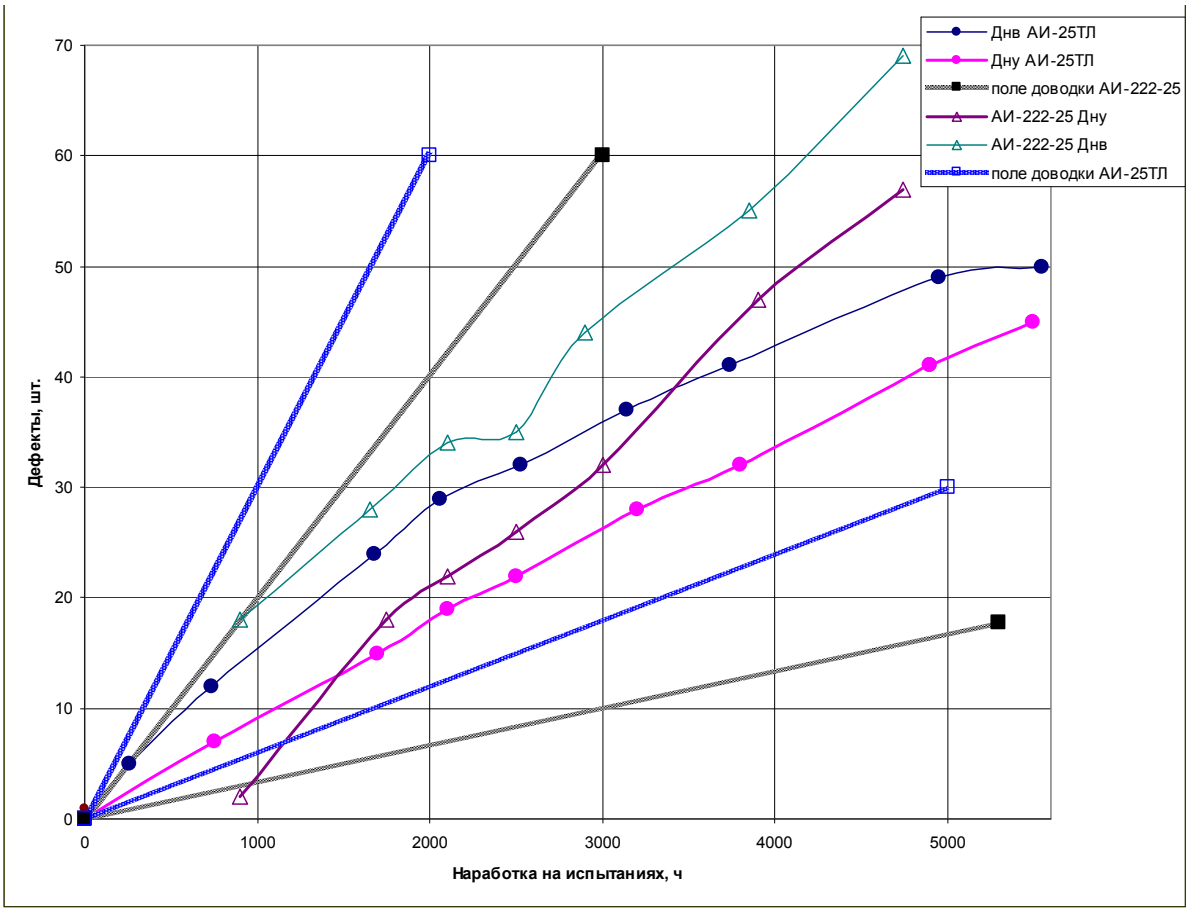


Рис. 3. Поле доводки для двигателей АИ-25ТЛ и АИ-222-25

Это даёт основание для применения данной концепции к новой модификации двигателя с форсажной камерой сгорания АИ-222К-25Ф.

При разработке АИ-222К-25Ф в качестве прототипа естественно принять двигатель АИ-222-25.

Для осуществления прогноза доводки нового двигателя – АИ-222К-25Ф до заданного ресурса необходимо знать, закономерности и поле доводки прототипа (АИ-222-25).

Двигатель АИ-222К-25Ф отличается от двигателя АИ-222-25 наличием :

- форсажной камеры сгорания;
- регулируемого реактивного сопла;
- системы автоматического управления и контроля работы двигателя.

Коэффициент относительной конструктивной сложности доводки Кн можно представить как произведение двух подкоэффициентов.

Первый связан с внедрением системы управления двигателем нового поколения – соотношение количества дефектов, связанных с системой управления, к общему числу выявленных дефектов.

Второй характеризует влияние на ожидаемое количество дефектов нового узла – форсажной камеры.

Подкоэффициент, характеризующий влияние форсажной камеры, имеет большую величину. Это связано с новизной разрабатываемого узла для разработчика двигателя.

Ранее на разрабатываемых двигателях не использовалась форсажная камера и регулируемое реактивное сопло.

Полученные значения коэффициентов обеспечили возможность формирования поля доводки нового двигателя − АИ-222К-25Ф − и его использования для управления доводкой.

Двигатели АИ-222К-25 и АИ-222К-25Ф характеризуются идентичными газогенераторами и практически одинаковыми параметрами (табл. 1 и 2). Это позволяет не проводить вторую фазу доводки двигателя АИ-222К-25Ф.

Характеристики некоторых основных параметров рассматриваемых двигателей с малой степенью двухконтурности приведены в табл. 1.

Все двигатели принадлежат к одному типу двигателей – ДТРД с близкими степенями двухконтурности и параметрами двигателей (табл. 1).

Как видно из табл.1 двигатели АИ-25ТЛ и АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) близки по большинству основных параметров. Увеличение тяги для АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) повлекло увеличение суммарной степени сжатия, температуры газов, частот вращения ТНД и ТВД.

Таблица 1

Параметры двигателей

Двигатель	Степень двухконтурности, **m**	Тяга **R**, кГс	Суммарная степень сжатия, $\pi_{K\Sigma}$	Температура газа $T_{г\ max}^{*}$, К	Частота вращения ТНД **n**, об/мин	Частота вращения ТВД **n,** об/мин
АИ-25ТЛ	1,98	1720	9,5	1230	11250	17800
АИ-222-25	1,19	2500	15,2	1480	14150	19300
АИ-222К-25Ф	1,19	2500(4200[1])	15,2	1490	14150	19300

Примечание: [1] - тяга двигателя при включении форсажной камеры

Двигатели аналогичны по своей конструкции и силовой схеме, что видно из следующего:

- два каскада – высокого и низкого давления;
- сходные силовые схемы двигателей;
- количество и типы основных деталей (см. табл. 2);
- шесть идентичных подшипников роторов.

Таблица 2

Количество и типы основных деталей

Тип основной детали	Количество основных деталей		
	АИ-25ТЛ	АИ-222-25	АИ-222К-25Ф
Валы компрессора	3	3	3
Диски компрессора	11	11	11
Валы турбины	2	2	2
Диски турбины	3	3	3
Корпус камеры сгорания	1	1	1
Узлы подвески	2	2	2

В соответствии с классификацией двигателей по конструктивным отличиям основных узлов, рассматриваемые двигатели имеют прямоточный газовоздушный тракт, осевые компрессора низкого и высокого давлений, кольцевые камеры сгорания с диффузором на входе. Турбины обоих двигателей осевые.

Каскады высокого давления имеют одноступенчатые турбины. У АИ-25ТЛ три ступени КНД, а у АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) две ступени вентилятора. У АИ-25ТЛ 9 ступеней КВД, а у АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) 8 ступеней КВД. Турбина низкого давления у АИ-25ТЛ состоит из 2 ступеней, а у АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) одна ступень.

Перечисленные двигатели имеют одинаковую номенклатуру и количество основных деталей.

К основным деталям относятся детали двигателя, отказы которых вследствие недостаточной их долговечности могут привести к возникновению аварийной или катастрофической ситуации для летательного аппарата [3].

Как правило, к основным деталям относятся детали роторов компрессора и турбины, валы роторов двигателя, корпуса, работающие под давлением, трубопроводы масляной и топливной систем, элементы подвески двигателя и другие детали, работоспособность которых, в основном, определяется исчерпанием малоцикловой долговечности.

Ниже приведена табл.2 содержащая перечень основных деталей для двигателей АИ-222-25 (АИ-222К-25Ф) и АИ-25ТЛ, демонстрирующая аналогичность и преемственность конструкции двигателей

Как видно из приведенного выше, количество и типы основных деталей для двигателей АИ-222К-25Ф, АИ-222-25, АИ-25ТЛ, силовые и конструктивные схемы всех трёх двигателей практически одинаковы, близки и их параметры, степени двухконтурности. Это позволило воспользоваться опытом доводки двигателя-прототипа (АИ-25ТЛ) для сокращения материальных и временных затрат вновь созданных двигателей АИ-222-25 и АИ-222К-25Ф. При этом для двигателя АИ-222К-25Ф вторая фаза доводки двигателя практически не понадобилась.

Для установления ресурса двигателя АИ-222К-25Ф использовались испытания двигателей АИ-222-25, АИ-222К-25 и АИ-222К-25Ф. Большое количество двигателей, участвующих в проведении испытаний, связано с необходимостью сокращения периода испытаний по требованию заказчика двигателя и одновременной доработкой различных вновь разрабатываемых систем, в частности форсажной камеры, регулируемого реактивного сопла и системы автоматического управления и контроля работы двигателя.

Одновременно с продолжением стендовых испытаний с 2010 г. начались испытания двигателей в КНР на борту самолета L-15.

Таким образом, за счёт увеличения количества двигателей обеспечено значительное сокращение потребного календарного времени для испытаний.

Аналогично двигателю-прототипу (АИ-222-25) для двигателя АИ-222К-25Ф темп выявления дефектов по наработке был самым высоким за первые 45% (до 150 часов) стендовой наработки (у прототипа − за первую треть суммарной стендовой наработки), когда было выявлено более 50% всех дефектов.

Резкие приросты количества выявленных дефектов при наработке 36 и 182 часов связаны с завершением в эти периоды очередных испытаний не-

скольких двигателей. На начальном периоде испытаний основной причиной выявленных дефектов явилось наличие форсажной камеры. График зависимости между ресурсом и выявленными дефектами представлен на рис. 4. На рис. 5 и 6 приведены графики, показывающие зависимость количества выявленных дефектов от стендовой наработки по годам доводки двигателя АИ-222К-25Ф.

Точки на рис. 3 представляют тот ресурс, который продлевался в опытной эксплуатации двигателей, установленных на самолетах L-15. На рис. 4 значительно меньше точек, чем на рис. 5, 6, 7. Это связано с тем, что ресурс назначался двигателю после накопления соответствующего объема испытаний, а не по количеству выявленных дефектов, их устранению и количеству съёмов. Упомянутые выше изменения выявленных дефектов после проведения 36 и 182 часов испытаний также отслеживаются на рис. 5 и 6. Более ярко выраженная неравномерность распределения количества выявленных дефектов в зависимости от стендовой наработки и по годам испытаний связана с большей интенсивностью и краткосрочностью испытаний.

Большее количество точек выявления дефектов на рис.7 по сравнению с рис. 4 , 5 , 6 связано с тем, что во многих случаях дефекты (особенно системы управления и форсажной камеры) выявлялись без переборок и останова двигателей.Как видно из приведенных рисунков, время доводки двигателя АИ-222К-25Ф по сравнению с прототипом АИ-25ТЛ существенно уменьшено. Это произошло благодаря более качественно проведенному проектированию, за счёт развития расчётно-аналитических методов и накопления опыта разработки двигателей, большой степени унификации с базовым двигателем АИ-222-25, а также в значительной мере − за счет использования разработанной концепции управления доводкой.

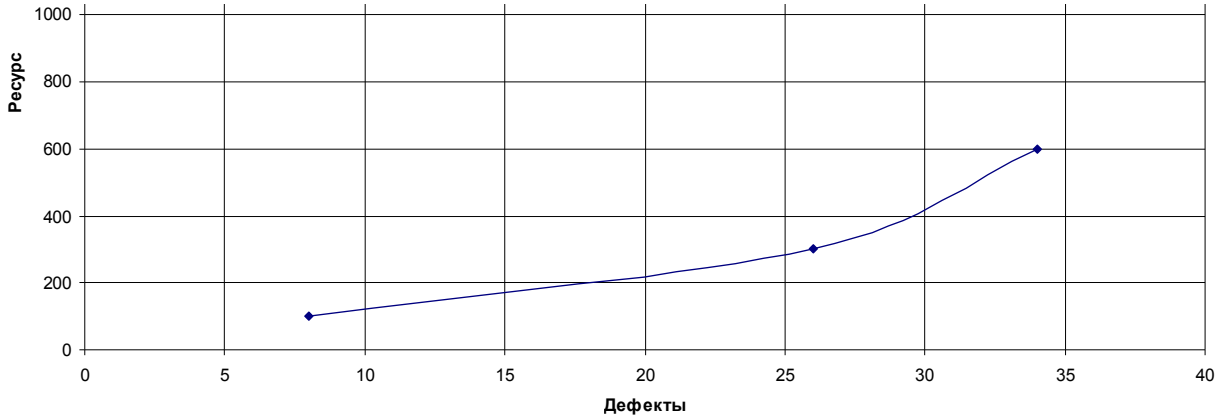


Рис. 4. Зависимость между ресурсом и выявленными дефектами для первой фазы доводки двигателя АИ-222К-25Ф

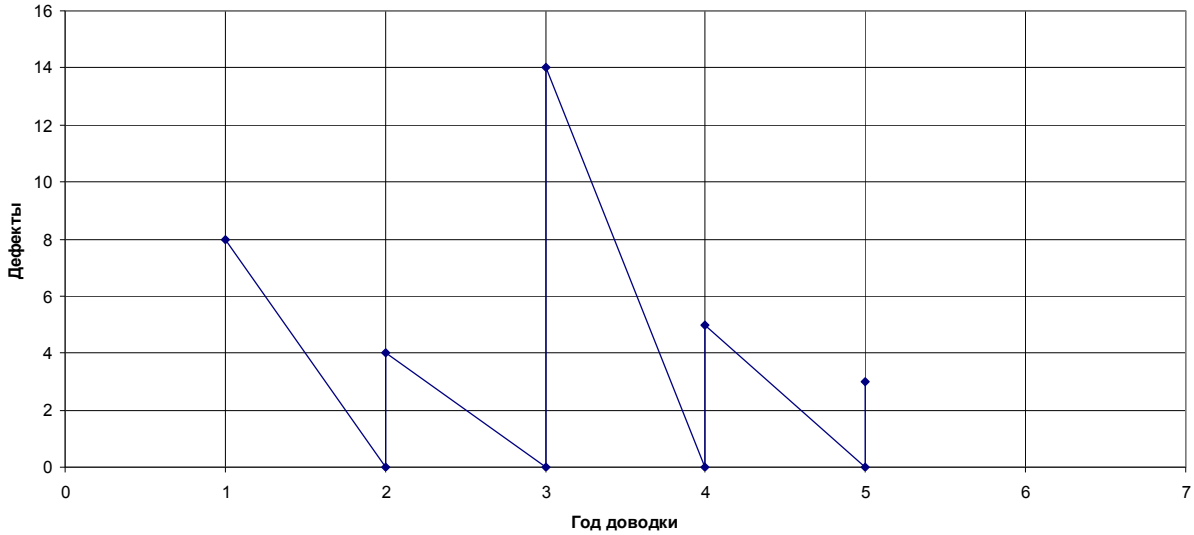


Рис. 5. Зависимость количества выявленных дефектов от стендовой наработки по годам доводки двигателя АИ-222К-25Ф

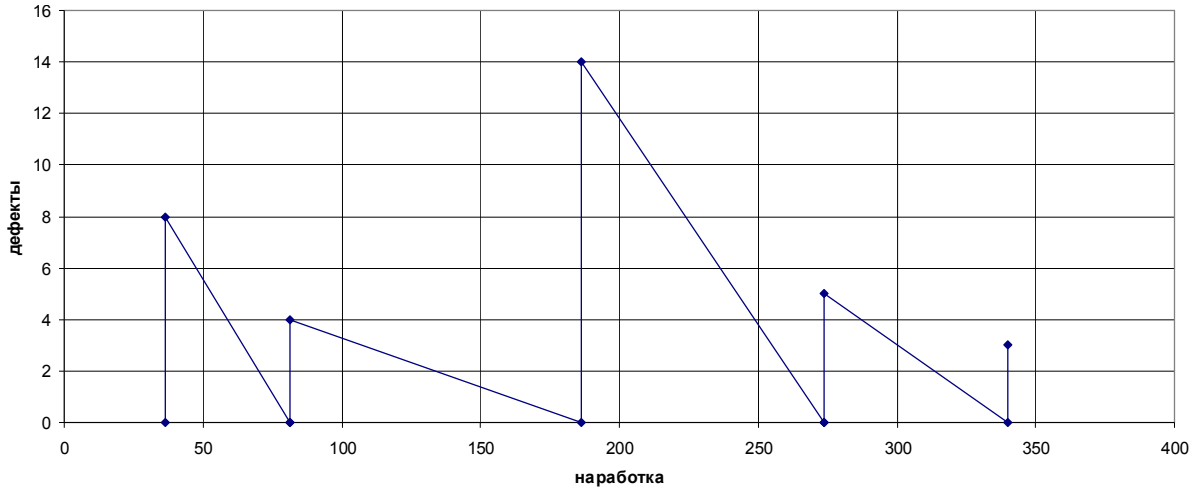


Рис. 6. Зависимость количества выявленных дефектов от стендовой наработки двигателя АИ-222К-25Ф

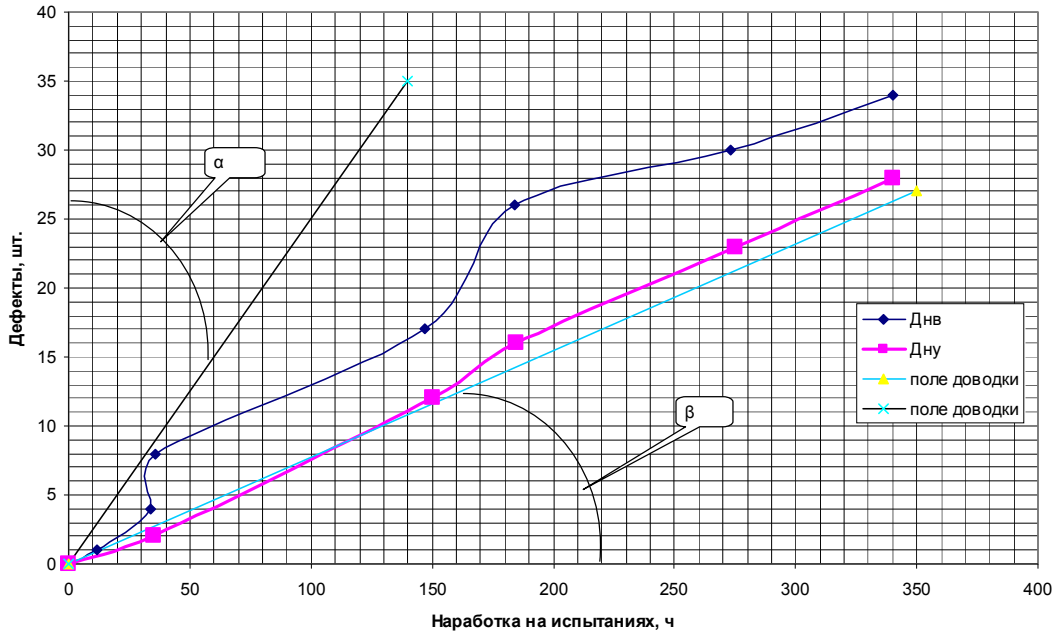


Рис. 7. Поле первой фазы доводки для двигателя АИ-222К-25Ф α,β - углы ограничивающие поле доводки

Исходя из сказанного для коэффициента относительной конструктивной сложности доводки $K_н$, корректировку поля доводки на начальном этапе первой фазы следует произвести в направлении уменьшения угла α и увеличения угла β. Это означает некоторый рост темпа выявления дефектов на начальном этапе первой фазы доводки. В дальнейшем поле доводки должно оставаться в рамках поля доводки двигателя АИ-222-25, поскольку газогенераторы у двигателя АИ-222-25 (прототипа) и АИ-222К-25Ф – одинаковые (см. таблицы 1 и 2).

Таким образом, обеспечена устойчивая тенденция сокращения потребного времени для испытаний по сравнению с ранее рассмотренными двигателями АИ-25ТЛ и АИ-222-25. Следует отметить, что для двигателя АИ-222К-25Ф осуществлена только первая фаза доводки, включающая специальные проверки и испытания по узлам форсажной камеры и реактивного сопла, а также системы управления.

Вторая фаза доводки для двигателя АИ-222К-25Ф, в виду идентичности газогенераторов двигателей АИ-222К-25Ф и АИ-222-25 может не проводится. При этом используются результаты второй фазы доводки двигателя АИ-222-25. Это связано (как показано ранее) с общей конструкцией газогенераторов двигателей АИ-222К-25Ф и АИ-222-25, идентичностью основных параметров этих двигателей.

Если исключить из общего количества выявленных дефектов АИ-222К-25Ф дефекты, связанные со следующими причинами:

- наличием форсажной камеры (11 дефектов);
- снижением технологической дисциплины в производстве комплектующих и узлов самого двигателя (основная причина установленная в ходе проведения работ по устранению выявленных дефектов) (3 дефекта);

- наличием системы управления двигателем нового поколения (9 дефектов),

то можно отметить уменьшение общего количества выявленных дефектов (11 против 39 для АИ-222-25), следовательно, об увеличении эффективности доводки и разработки двигателя в целом.

В связи с тем, что испытания двигателей АИ-222К-25Ф и АИ-222-25 проходили параллельно, дефекты, выявленные на одинаковом для двигателей газогенераторе, также выявлялись параллельно, что подтверждает общность второй фазы доводки

Определение границ поля доводки АГТД

Анализируя приведенные в [1] и настоящей статье поля доводки второй фазы для двигателей Д-36, АИ-25ТЛ, АИ-222-25, можно построить следующий график (рисунок 8).

Результаты расчётно-экспериментальных работ, приведенные на графике, суммируют опыт доводки в широком диапазоне номенклатуры авиационных ГТД и параметров двигателей (в том числе и по степени двухконтурности).

График (рисунок 8) показывает, что минимальные углы - α для двигателя Д-36 и угол β для АИ-222-25 с учетом 5% допуска могут быть приняты как границы поля доводки двухконтурных АГТД.

При попадании графика выявленных дефектов в область ограниченную углом α необходимо остановить проведение испытаний для внесения изменений в конструкцию двигателя, так как подобный темп выявления дефектов не позволяет говорить о работоспособной конструкции двигателя. При попадании графика устраненных дефектов в область ограниченную углом β нет необходимости в продолжении испытаний, так как прирост дефектов за единицу времени становится пренебрежимо малым. Тогда можно рассматривать возможность эксплуатации двигателей по техническому состоянию (при выполнении всех других условий перехода двигателей на эксплуатацию по техническому состоянию). То есть в результате анализа доводки двигателей Д-36, АИ-25ТЛ, АИ-222-25 установлены границы поля доводки двухконтурных АГТД.

Заключение

Предложенная в [1] концепция решения инженерно-конструкторской задачи доводки на базе исследования двигателя с большой степени двухконтурности (Д-36, Д-18Т) может быть распространена и на двигатели меньшей размерности и степени двухконтурности – например, АИ-222К-25Ф.

По сравнению с двигателями большой степени двухконтурности доводка двигателя АИ-222К-25Ф показала меньшее количество выявленных дефектов и меньший период доводки. Это связано с накоплением опыта разработки двигателей и развитием аналитических методов анализа конструкции, в частности совершенствование компьютерного моделирования температурного и напряженно-деформированного состояний деталей и узлов, широко использовавшегося при проектировании АИ-222К-25Ф (снижение числа выявленных дефектов основных деталей по сравнению с АИ-222-25).

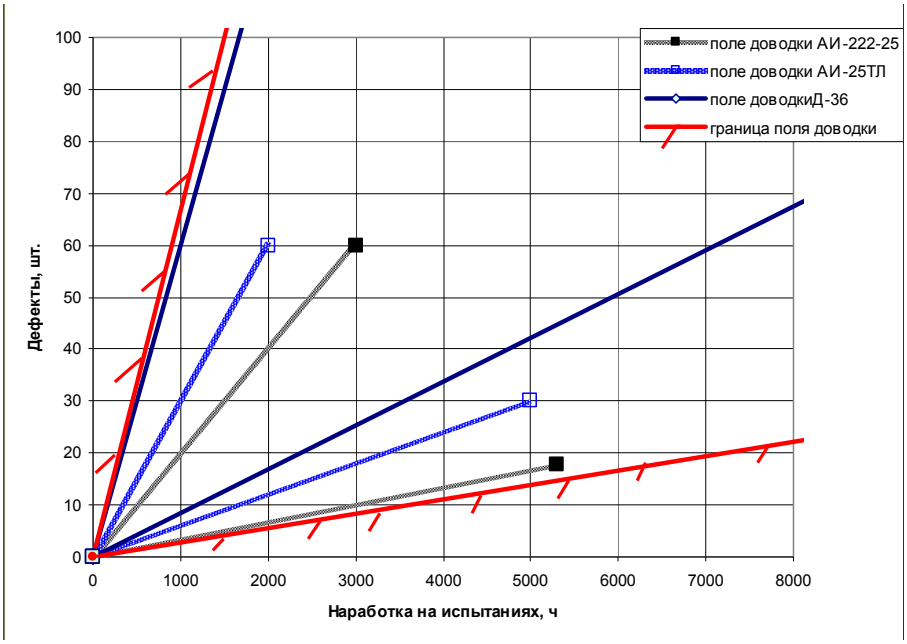


Рис. 8. Поле доводки для двигателей Д-36, АИ-25ТЛ, АИ-222-25

Показана преемственность основных зависимостей поля доводки двигателя АИ-222-25 и его прототипа АИ-25ТЛ.

Как видно из изложенного, последовательная разработка и доводка двигателей АИ-222-25 и АИ-222К-25Ф демонстрирует рост эффективности доводки и общую оптимизацию процесса проектирования и внедрения новых моделей турбореактивных двухконтурных двигателей малой степени двухконтурности.

Так, например, в результате проведенного анализа выполненной доводки двигателей-прототипов АИ-25ТЛ и АИ-222-25 вторая фаза доводки двигателя АИ-222К-25Ф может не проводиться. Это позволило значительно уменьшить материальные затраты и сократить сроки создания двигателя АИ-222К-25Ф.

В результате анализа доводки двигателей Д-36, АИ-25ТЛ, АИ-222-25 установлены границы поля доводки двухконтурных АГТД.

Литература

1. Муравченко, Ф.М. Концепции создания и доводки семейства высокоэффективных ТРДД с большой степенью двухконтурности: дис. в форме научного доклада на соискание ученой степени докт. техн. наук: 05.07.05 / Федор Михайлович Муравченко, ХАИ – Х., 1991. – 56 с.

2. Кравченко, И.Ф. Метод решения инженерно-конструкторской задачи доводки авиационных двигателей малой степени двухконтурности [Текст] / И.Ф. Кравченко, А.В. Яковенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. - № 8/95. – С. 31-38.

3. Авиационные Правила АП-33 Нормы летной годности двигателей воздушных судов. – М.: АР МАК, 2003 г. – 52 с.

4. Муравченко, Ф.М. Об особенностях прочностной доводки современных АГТД на заданный ресурс [Текст] / Ф.М. Муравченко, А.В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология. – 1999. - № 9. – С. 5-9.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РОЗВИТОК МЕТОДИКИ КЕРУВАННЯ ДОВЕДЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ УБЛ

І.Ф. Кравченко, О.В. Шереметьєв, А.В. Яковенко

Наведено метод доведення авіаційних газотурбіних двигунів. В основу метода покладено статистичні дані що до випробування та математична модель доведення , яка дозволяє встановлювати зв'язок між наробком , кількосттю виявлених та усунених дефектів на двигуні. Темпи виявлення та усунення дефектів (темпи доведення двигуна) , кількість дефектів значним чином залежать від видів та комплекту спеціальних випробувань, від якості етапу проектування двигуна. Показано можливість пристосування методу, дозволяючого оптимізувати процесс доведення для авіаційних ГТД з малою ступеню двоконтурності. Цей метод застосовано для доведення двигуна АІ-222-25 на базі результатів випробувань та доведення двигуна-прототипу АІ-25ТЛ. Визначено поле доведення для авіаційних двигунів з малою ступеню двоконтурності.

Ключові слова: двигун, ЕЦВ, випробування, ресурс, наробок, дефект.

EVOLUTION METHOD MANAGEMENT TASK ON LIFE AVIATION ENGINE FOR CTF

I.F. Kravchenko, A.V. Sheremetev, A.V. Yakovenko

The state-of-the-art review of experimental researches on life aviation gas turbine engine small scale low bypass ratio. Inherently of method statistical data on test and mathematical model finishing, which allow be setted connection between running hours, amount revealed and debugged defect in engine. Rate revelation and debugged defect (rate finishing engine), amount defects essentially dependent from view and set special test, from quality stage engineering of engine. Demonstration capability application method, permitting optimize process on life aviation gas turbine engine small scale low bypass ratio. This method application for debugging engine AI-222-25 on the ground result life test and debugging engine- prototype AI-25TL.

Key words: engine, ECT, test, life, running hours, defect.

Кравченко Игорь Федорович – канд. техн. наук, генеральный конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: progress@ivchenko-progress.com.

Шереметьев Александр Викторович – канд. техн. наук, начальник отдела прочности ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.

Яковенко Андрей Владимирович – инженер-конструктор 2 категории ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.

УДК 629.7.03: 539.4

Н.П. ВЕЛИКАНОВА[1], П.Г. ВЕЛИКАНОВ[1], А.С. КИСЕЛЕВ[2]

[1] *Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева, Казань, Россия*
[2] *ОАО КПП «Авиамотор», Казань, Россия*

ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДИСКОВ ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД

На основе анализа атмосферных условий эксплуатации и факторов, определяющих нагружение дисков турбин авиационных ГТД для гражданской авиации была выполнена оценка малоцикловой усталости в опасном сечении дисков – отверстиях под стяжные болты. В процессе исследования были проведены многовариантные расчеты диска на прочность, на основе результатов которых построены математические модели, отражающие изменение нагруженности дисков в зависимости от атмосферных условий эксплуатации. Для статистического анализа нагруженности дисков турбины был разработан специальный алгоритм, позволяющий сформировать выборки действующих в опасном сечении дисков напряжений в разные периоды эксплуатации. Для оценки долговечности по параметру малоцикловой усталости (МЦУ) использовались экспериментальные данные о МЦУ материала дисков – жаропрочного сплава ЭИ698-ВД на никелевой основе.

Ключевые слова: *диск, турбина, газотурбинный двигатель, алгоритм, параметры распределений, гистограмма, долговечность, условия эксплуатации.*

Введение

Основными видами нагрузок для дисков турбины авиационных ГТД являются центробежные нагрузки и внутренние усилия из-за неравномерного нагрева, обусловленные частотой вращения ротора и температурой газа в турбине.

Из теории воздушно-реактивных двигателей известно, что указанные выше параметры двигателя в общем случае связаны функциональной зависимостью с внешними атмосферными условиями эксплуатации – температурой t_H и давлением p_H атмосферного воздуха:

$$n=f_1(t_H, p_H);\ t^*_6=f_2(t_H, p_H), \qquad (1)$$

где n – частота вращения ротора турбины, а t^*_6 – температура газа за турбиной.

Функции, входящие в (1), определены с использованием метода малых отклонений [1] по результатам газодинамического расчета турбин. Эти функции представляют собой аппроксимирующие формулы для оценки изменения частоты вращения ротора и температуры газа за турбиной при изменении параметров t_H и p_H на входе в двигатель. Из вышеизложенного следует, что в каждом полете при разных значениях температуры и давления атмосферного воздуха нагруженность диска турбины будет различной; следовательно и долговечность, и исчерпание ресурса будут различными. Поэтому учет атмосферных условий эксплуатации двигателей имеет важное значение при оценке индивидуального ресурса дисков турбин, а, иногда, и двигателя в целом.

Объектом данного исследования является диск турбины авиационного ГТД семейства НК-8 – двигателя НК-86 для гражданской авиации.

1. Анализ атмосферных условий эксплуатации

Для оценки рассеяния атмосферных условий эксплуатации двигателя НК-86, эксплуатирующегося на российских аэробусах Ил-86, были подвергнуты статистической обработке данные по 3570 полетам самолетов Ил-86 в 1987 году и 675 полетам Ил-86 в 2005 году в разных аэропортах страны. Период эксплуатации 1987 года соответствует началу эксплуатации аэробусов Ил-86 в СССР, а 2005 году соответствует эксплуатация аэробусов Ил-86 в современных экономических условиях. На рис. 1 и 2 приведены гистограммы распределения t_H при выполнении взлета самолетами Ил-86 в 1987 и 2005 гг. соответственно. Из сравнения гистограмм, представленных на рис. 1 следует, что в начальном периоде эксплуатации аэробусов Ил-86 в разных аэропортах страны температура наружного воздуха находилась в интервале от -30°С до +40°С, что было обусловлено сезонностью эксплуатации. В современных условиях (рис. 2) полеты совершаются в основном в страны с жарким климатом – курорты

© Н.П. Великанова, П.Г. Великанов, А.С. Киселев

Средиземноморья, Северной Африки и Юго-Восточной Азии; интервал рассеяния температуры атмосферного воздуха составляет от -20°С до +60°С.

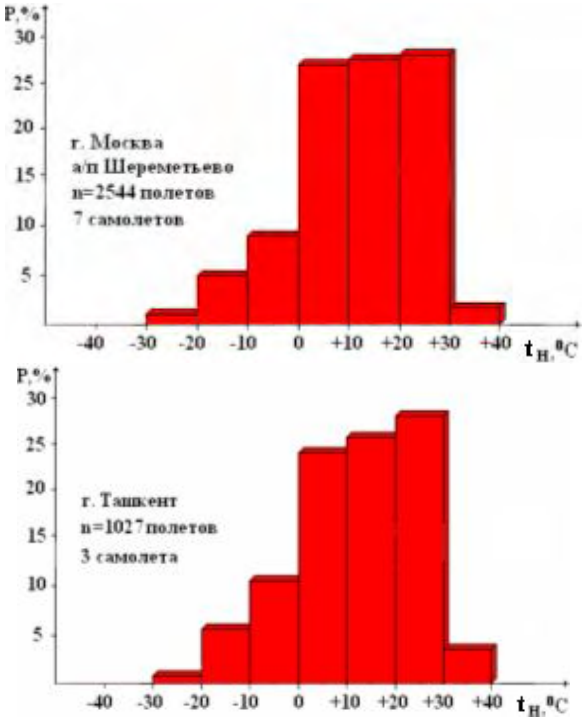


Рис. 1. Гистограммы распределений температуры $t_н$ атмосферного воздуха при выполнении взлета самолетами Ил-86 (данные 1987 г. по 10 самолетам)

Главное отличие между рассматриваемыми периодами эксплуатации самолетов Ил-86 состоит в том, что в 1987 году число полетов при температурах наружного воздуха выше +20°С составляло 30%, а в 2005 – 66%.

Так как с увеличением температуры атмосферного воздуха увеличиваются значения частоты вращения ротора и температуры газа перед турбиной (рис. 3), то возрастает и нагруженность дисков турбин.

Во введении отмечено, что параметры работы двигателей, определяющие напряженное и тепловое состояние деталей турбины, в общем случае зависят от температуры и давления атмосферного воздуха.

Для двигателя НК-86 частота вращения ротора высокого давления и температура газа перед турбиной в соответствии с их законом регулирования определяется работой следующих регуляторов: ЭРО (электронный регулятор оборотов), АДТ (агрегат дозирования топлива), РСТ (регулятор среднемассовой температуры) и Gtmax (регулятор максимального расхода топлива). Причем работа первых трех регуляторов не зависит от давления наружного воздуха при взлете самолетов Ил-86, а четвертый регулятор начинает работать только при значении давления атмосферного воздуха, превышающего 800 мм. рт. ст. Случаи, когда атмосферное давление превышало это значение, были в практике эксплуатации двигателя НК-86, но поскольку такие случаи являются крайне редкими, то работой этого регулятора, а, следовательно и влиянием атмосферного давления на параметры работы двигателей можно пренебречь. Таким образом, частота вращения ротора высокого давления и температура газа перед турбиной для двигателя НК-86 зависят только от температуры атмосферного воздуха [2].

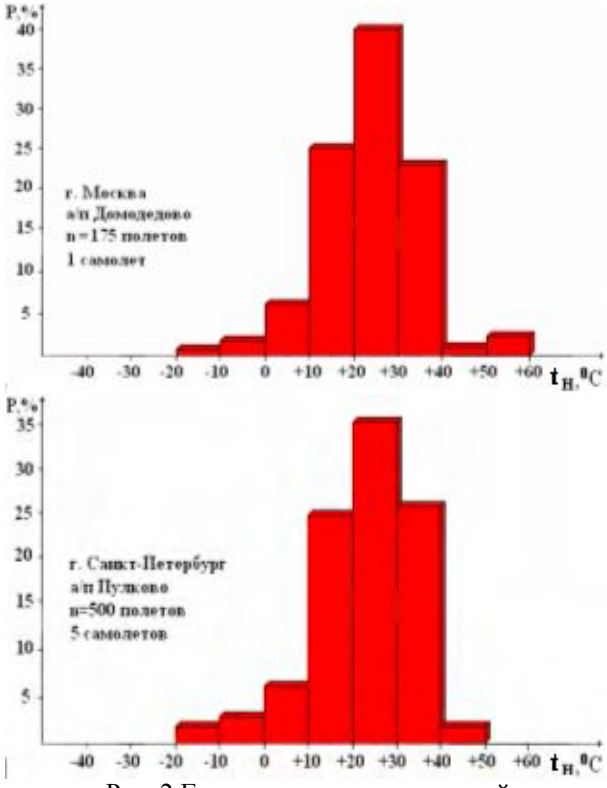


Рис. 2 Гистограммы распределений температуры $t_н$ атмосферного воздуха при выполнении взлета самолетами Ил-86 (данные 2005 г. по 6 самолетам)

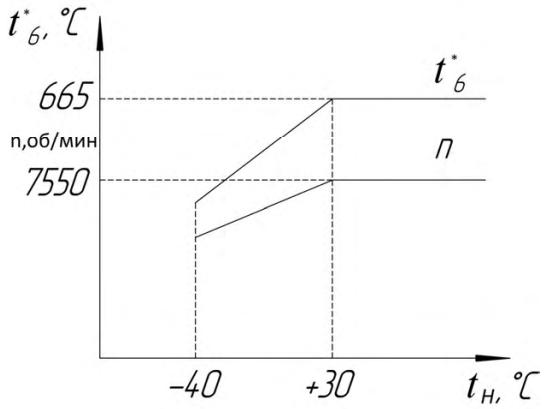


Рис. 3. График изменения частоты вращения ротора ВД и температуры газа за турбиной двигателей в зависимости от температуры атмосферного воздуха

2. Оценка напряженно-деформированного состояния диска турбины

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) диска турбины – наиболее нагруженного диска третьей ступени ротора низкого давления – выполнялся на основе теории пластин и оболочек с использованием МКЭ. Проведенным анализом НДС диска турбины установлено, что максимальные упруго-пластические напряжения $\sigma_{экв.д} = \sigma_i$ (по Мизесу) имеют место в зоне крепежных отверстий в ступичной части диска. В этой зоне возникают упруго-пластические деформации, в процессе эксплуатации происходят знакопеременное циклическое деформирование и накопление пластических деформаций, что подтверждает реализацию в опасном сечении диска малоциклового нагружения.

На рис. 4 представлена геометрия диска, его конечноэлементная модель и поле температур. Результаты расчета с использованием комплекса ANSYS также приведены на рис. 4.

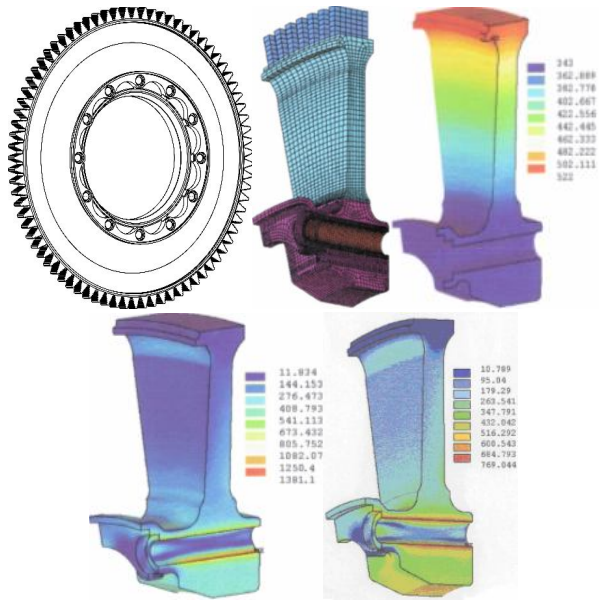


Рис. 4. Расчет в комплексе ANSYS (слева направо): геометрическая модель, расчетная сетка, распределение температур, интенсивность напряжений диска 3-й ступени турбины НК-86 (упругий расчет); интенсивность напряжений диска 3-й ступени турбины НК-86 (упругопластический расчет)

Температурное поле диска принималось по данным термометрирования натурного двигателя. Механические и физические свойства материала диска сплава ЭИ698-ВД приняты по справочным данным ВИАМ [3]. Достоверность результатов расчетного анализа нагруженности дисков турбины подтверждается данными металлургического исследования дисков турбин семейства НК-8 после эксплуатации и длительных стендовых испытаний – зона поврежденности, обусловленная пластическим деформированием соответствует месту действия максимальных расчетных упруго-пластических напряжений (рис. 5); в микрорельефе поверхности разрушения выявлены полосы (бороздки) пластической деформации, характерные для МЦУ [4].

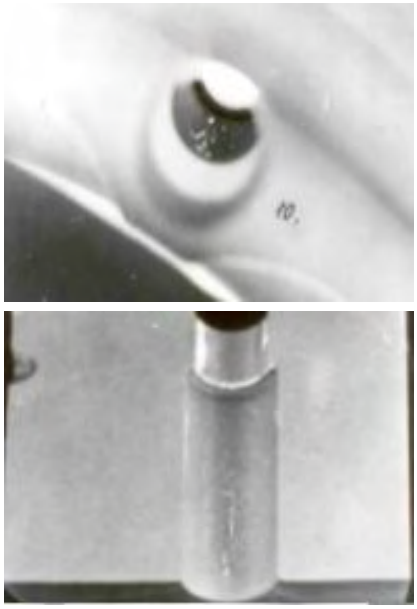


Рис. 5. Вид свечения индикатора при контроле ЛЮМ-А повреждений в отверстия под стяжные болты в ступичной части дисков турбин

Для анализа закономерностей изменения напряжений дисков турбин в зависимости от параметров работы двигателей предложены упрощенные модели, построенные на базе многовариантных расчетов НДС дисков при различных вариациях условий нагружения при работе двигателя на максимальном (взлетном) режиме.

Модели теплонапряженного состояния дисков турбины имеют вид:

$$\sigma_{экв.д} = \Phi_1(n_2, \Delta t) = A_1 n_2 + B_1 \Delta t;$$
$$\Delta t = \Phi_2(t^*_6) = B_2 t^*_6 + C_2, \qquad (2)$$

где $\sigma_{экв.д} = \sigma_i$ максимальное действующее напряжение в опасном сечении диска от центробежных сил и температурного перепада Δt между ободом и ступицей, определенное в соответствии с критерием Мизеса, МПа; n–частота вращения ротора турбины, об/мин; t^*_6 – температура газа за турбиной, °С; A_1, B_1, B_2, C_2 – константы.

Для статистического анализа действующих в диске турбины напряжений $\sigma_{экв.д} = \sigma_i$ в различные периоды эксплуатации был разработан приведенный ниже алгоритм:

1. Из общего числа полетов самолетов Ил-86 в 1987 и 2005 годах с использованием генератора случайных чисел были выбраны сто полетов в указан-

ные периоды с соответствующими им атмосферными условиями;

2. По зависимостям (1) определялись для ста полетов значения параметров работы двигателя – частота вращения ротора турбины и температура газов за турбиной;

3. По моделям (2) были сформированы две выборки объемом в сто значений величин $\sigma_{экв.д} = \sigma_i$ для условий эксплуатации в 1987 и 2005 годах.

Статистический анализ выборок действующих в диске напряжений в разные периоды эксплуатации показал, что статическое нагружение дисков турбин характеризуется совокупностью нормально распределенных выборок с общей дисперсией и разными средними значениями в зависимости от периода эксплуатации. На рис. 6 приведены графики распределения эквивалентных напряжений в диске турбины в разные периоды эксплуатации. Вертикальная ось на рис. 6 Up – квантиль нормального распределения. Из результатов статистического анализа (рис. 6) следует, что среднее значение величин $\sigma_{экв.д}$, соответствующие Up=0, для двух периодов эксплуатации отличаются на 2,5%; большее значение соответствует периоду эксплуатации 2005 года с большим числом полетов при высоких температурах атмосферного воздуха.

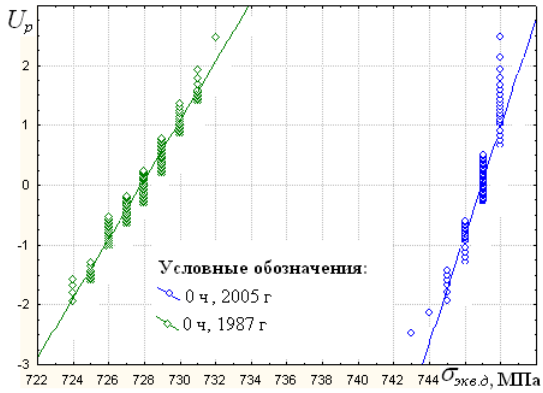


Рис. 6. Графики распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{экв.д}$

3. Оценка долговечности диска турбины

Каждый полет самолета индивидуален не только по атмосферным условиям, по профилю полета, но и по числу циклов нагружения. В качестве единицы циклического нагружения используется полетный цикл двигателя – совокупность режимов работы двигателя от запуска до останова, включающего работу двигателя на всех режимах. Как было показано выше, основным видом повреждения рассматриваемой конструкции диска турбины является трещина малоцикловой усталости его материала в отверстиях под стяжные болты. Поэтому для оценки циклической долговечности по параметру МЦУ необходимо использовать расчетные методы (например, с использованием зависимости С. Мэнсона) или экспериментальные данные о МЦУ материала диска при соответствующем уровне действующих напряжений и температуры [6, 7]. В данной работе использовались экспериментальные данные о МЦУ материала диска – сплава ЭИ698-ВД [8]. Испытания образцов были проведены при нескольких уровнях действующих напряжений и при двух уровнях температур - 20°С и 400°С. На основании результатов экспериментального исследования получены кривые МЦУ сплава ЭИ698-ВД для различных уровней вероятности разрушения. Для 50% вероятности разрушения уравнения кривых МЦУ указанного сплава имеют вид:

$$\lg N_p = -7{,}122\lg\sigma + 25{,}557 \text{ при } t=20°C,$$
$$\lg N_p = -9{,}430\lg\sigma + 31{,}640 \text{ при } t=400°C. \quad (3)$$

Полученное уравнение (3) использовалось при оценке долговечности диска рассматриваемой конструкции.

Результаты оценки долговечности диска турбины двигателя НК-86 в разные периоды эксплуатации приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты оценки долговечности диска турбины двигателя НК-86

Период эксплуатации	Среднее значение напряжений $\sigma_{экв.д}$, МПа	Среднее значение долговечности N, цикл
1987	728	4569
2005	747	3800

Выводы

В процессе выполнения данной работы были получены следующие результаты:

1. Сравнение действующих в опасном сечении диска статических напряжений $\sigma_{экв.д}$ в разные периоды эксплуатации показало, что действующие напряжения увеличились на 2,5% в период эксплуатации 2005 года.

2. Циклическая долговечность диска уменьшается на 20% при увеличении числа полетов в условиях высоких температур атмосферного воздуха на входе в двигатель. Следовательно, исчерпание ресурса диска идет более интенсивно в этих условиях.

3. Полученные значения имеют важное значение как для разработчиков авиационных двигателей, так и для эксплуатирующих организаций.

Литература

1. Черкез, А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений [Текст] / А.Я. Черкез. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.

2. Киселёв, А.С. Прогнозирование ресурса рабочих лопаток турбин авиационных ГТД [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.07.05, 05.07.03 / Киселев Алексей Сергеевич. – Казань, 2011. -140 с.

3. Справочник по авиационным матириалам [Текст] /под ред. А.Т. Туманова. – М.: Машиностроение, 1966. – Т. 3: Коррозионные и жаропрочные стали и сплавы. – 630 с.

4. Великанова, Н.П. Расчетно-экспериментальное исследование дефектов малоцикловой усталости дисков турбин авиационных ГТД большого ресурса [Текст] / Н.П. Великанова, Л.Р. Ботвина, Г.П. Окатова // Изв. вузов. Авиац. техника. – 2008. – № 4. – С. 34-37.

5. Великанова, Н.П. Прогнозирование долговечности дисков турбин авиационных ГТД на основе вероятностного подхода [Текст]: дис. … канд. техн. наук / Великанова Нина Петровна. – М., 1994. – 255 с.

6. Великанова, Н.П. Прогнозирование прочности и долговечности дисков турбомашин на основе вероятностного подхода [Текст] / Н.П. Великанова, П.Г. Великанов // Авиационно-космическая техника и технология.- 2002.- № 30. - С. 80-82.

7. Демьянушко, И.В. Влияние эксплуатационных факторов на долговечность роторных деталей тепловых двигателей [Текст] / И.В. Демьянушко, Н.П. Великанова // Машиностроение и инженерное образование. - 2011. - № 4. - С. 51-55.

8. Великанова, Н.П. Статистический анализ результатов экспериментального исследования сопротивления малоцикловой усталости жаропрочного сплава ЭИ698-ВД [Текст] / Н.П. Великанова // Изв. вузов. Авиац. техника. – 2009. – № 4. – С. 25-28.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой авиационных двигателей и энергетических установок Б.Г. Мингазов, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.

ВПЛИВ АТМОСФЕРНИХ УМОВ НА ДОВГОТРИВАЛІСТЬ ДИСКІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Н.П. Веліканова, П.Г. Веліканов, О.С. Кисельов

На основі аналізу атмосферних умов експлуатації і факторів, які визначають навантаження дисків турбін авіаційних ГТД для цивільної авіації було виконано оцінку малоциклової втоми у небезпечному перерізі дисків – отворах під стяжні болти. В процесі дослідження було проведено багатоваріантні розрахунки диска на міцність, на основі результатів яких сформовано математичні моделі, що відбивають зміну завантаженості дисків у залежності від атмосферних умов експлуатації. Для статистичного аналізу завантаженості дисків турбіни було розроблено спеціальний алгоритм, який дозволяє сформувати вибірки напружень, що діють у небезпечному перерізі дисків у різні періоди експлуатації. Для оцінки довго тривалості за параметром малоциклової втоми (МЦВ) використано експериментальні дані про МЦВ матеріалу дисків – жароміцного сплаву ЭИ698-ВД на нікелевій основі.

Ключові слова: диск, турбіна, газотурбінний двигун, алгоритм, параметри розподілів, гістограма, довготривалість, умови експлуатації.

EFFECT OF ATMOSPHERIC CONDITIONS FOR USE DURABILITY OF THE TURBINE DISK GAS TURBINE ENGINES

N.P. Velikanova, P.G. Velikanov, A.S. Kiselev

Based on the analysis of atmospheric conditions and the factors determining the loading drives turbines gas turbine engines for the civil aviation assessment was made of low-cycle fatigue in a dangerous section of the disc - the holes for the locking bolts. The study was carried out multiple calculations on the strength of the disc, based on the results that build mathematical models to reflect the change of loading discs, depending on weather condi-lovy operation. For the statistical analysis of loading drives turbines developed a special algorithm that allows to formulate a sampling of operating in a dangerous section of the drive voltage to the different periods of operation. To evaluate the durability of the parameter of low-cycle fatigue (LCF) used experimental data on the disks LCF material - heat-resistant alloy EI698-VD nickel-based.

Key words: disc, turbine, gas turbine engine algorithm, the parameters of distributions, histogram, durability, operating conditions.

Великанова Нина Петровна – д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева, Казань, Россия, e-mail: adeu@adeu.kstu-kai.ru.

Великанов Петр Геннадьевич – канд. физ.-мат. наук, доцент, доцент кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева, Казань, Россия, e-mail: pvelikanov@mail.ru.

Киселев Алексей Сергеевич – канд. техн. наук, начальник бригады реверсов, оболочек и обвязки ОАО КПП «Авиамотор», Казань, Россия, e-mail: kis_alex85@mail.ru.

УДК 621.9.011

А.М. СМЫСЛОВ[1], М.К. СМЫСЛОВА[1], А.И. ДУБИН[2]

[1] *Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия*
[2] *ОАО «Уфимское моторостроительное производственное объединение», Россия*

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ОБЪЁМНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА ГТД

Рассмотрены вопросы, связанные с исследованием релаксации остаточных объёмных напряжений в лопатках компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) из титанового сплава ВТ6. Проводится сравнительная оценка комплексной вакуумно-плазменной обработки (КВИПО) поверхности и серийной (базовой) технологией по параметрам релаксации объёмных остаточных напряжений. Исследуемые образцы вырезались из корневого сечения пера лопаток. Представлены результаты проведенных сравнительных исследований. Проводится анализ полученных данных. Показаны особенности распределения внутренних остаточных напряжений в варианте КВИПО

Ключевые слова: *объёмные остаточные напряжения (ООН); технология; лопатка; ресурс; обработка.*

Введение

При создании и производстве авиационных двигателей нового поколения необходимым условием является совершенствование существующих и разработка новых технологических процессов, направленных на повышение эксплуатационных характеристик деталей. Это всецело относится и к лопаткам компрессора, которые являются одними из наиболее массовых и ответственных деталей, работающих в условиях высоких знакопеременных нагрузок, температур, агрессивных сред и эрозии, определяя, в большинстве случаев, ресурс и надёжность газотурбинных двигателей (ГТД) [1,2].

Учитывая, что в условиях длительной эксплуатации разрушения, как правило, начинаются с поверхности, либо в тонком поверхностном слое, который формируется на окончательных этапах обработки, представляют особый интерес методы, связанные с соблюдением требуемых физико-химических свойств. Остаточные объёмные напряжения (ООН), наряду с остаточными поверхностными напряжениями (ОПН) оказывают значительное влияние на сопротивление усталости деталей, работающих в условиях статических и знакопеременных нагрузок. Традиционные отделочно-упрочняющие методы применительно к новым конструктивным исполнениям лопаток, как правило, исчерпали свои возможности.

Особый интерес представляет технология комплексной вакуумной ионно-плазменной обработки (КВИПО), включающей в себя ионную имплантацию (И.И.) и нанесение многослойных вакуумно-плазменных защитных эрозионностойких покрытий.

Необходимость оценки остаточных напряжений в деталях сложных форм, в местах, которые являются концентраторами напряжений (кромки пера лопаток компрессора, радиусы перехода пера к полке замка), является особенно актуальной при эксплуатации ГТД с большим ресурсом, в том числе для прогнозирования его надёжности в дальнейшем.

Как известно [1], остаточные напряжения, возникающие в ходе технологического процесса обработки лопаток, а также при их эксплуатации в составе ГТД изменяются. При этом устойчивость напряжений резко снижается при эксплуатации лопаток в условиях циклического нагружения.

Это обусловлено, прежде всего, тем, что предел текучести при циклическом нагружении значительно ниже, чем при статическом. Кроме того, циклические нагрузки могут привести к заметному повышению температуры металла, интенсифицирующей процесс релаксации остаточных напряжений [1].

В данной работе на примере рабочих лопаток компрессора из сплава ВТ6 рассмотрены вопросы релаксации остаточных объёмных (внутренних) напряжений в результате пластической деформации металла, а также воздействия температуры (400…450°С).

1. Экспериментальная часть

1.1. Исследование остаточных объёмных напряжений в лопатках компрессора

Для сравнительной оценки релаксации остаточных напряжений, применялся безразмерный параметр – отношение напряжений:

© А.М. Смыслов, М.К. Смыслова, А.И. Дубин

$$S_\sigma = \frac{d\sigma_c}{d\sigma_t}, \quad (1)$$

где $d\sigma_c$ – изменение напряжения в лопатке, изготовленной по серийной технологии;

$d\sigma_t$ – изменение напряжения в лопатке, изготовленной по технологии с применением КВИПО поверхности.

Сравнительную оценку ООН проводили на вновь изготовленных лопатках без наработки (τ=0), а также на лопатках с наработках, соизмеримых с назначенном ресурсом лопаток.

Известно [3, 4], что при КВИПО, с одной стороны, происходит повышение сопротивления усталости в результате ионного модифицирования, а с другой – возможно его снижение при последующем нанесении покрытия (увеличивающееся с ростом толщины покрытия). Результирующее влияние обработки на сопротивление усталости зависит от толщины покрытия и его внутренней структуры, а также от степени предшествующего упрочнения поверхностного слоя.

КВИПО образцов проводили на установке ННВ-6.6 с источником газовой плазмы с накальным катодом ПИНК и аксиально-симметричными электродуговыми испарителями, при этом наносили многослойное защитное покрытие толщиной 12…16 мкм. Модифицирование поверхности выполняли ионами азота: низкоэнергетическое на установке ННВ-6.6 (энергия ионов Е = 0,9 кэВ, доза Д = $2\cdot10^{19}$ ион/см^2), высокоэнергетическое – на установке «Вита» (Е = 30 кэВ, Д = $2\cdot10^{17}$ ион/см^2).

В качестве объекта исследований выступали образцы лопаток 2 ступени компрессора низкого давления из титанового сплава ВТ6.

Внешний вид экспериментальных образцов лопаток представлен на рис. 1.

Объёмные остаточные напряжения определялись в месте появления усталостных трещин: в области сопряжения пера лопатки с замком со стороны спинки.

Усталостные трещины, исходя из проведённого анализа статистики разрушений при лабораторных исследованиях, были ориентированы, в подавляющем большинстве случаев, перпендикулярно продольной оси лопатки, поэтому определялись объёмные остаточные напряжения, действующие вдоль оси Z лопатки.

Методика определения объёмных остаточных напряжений основана на использовании способа полного освобождения, заключающегося в вырезке из детали образца и измерении с помощью тензорезисторов параметров деформаций, возникающих в результате вырезки [6].

Этапы разрезки включали в себя сначала вырезку плоского элемента, а затем - разрезку плоского элемента на «спинку» и «корыто».

В эксперименте были использованы тензорезисторы фольговые базой 3 мм; коэффициент тензочувствительности S= 2,14; номинальное сопротивление R= 100 Ом.

Препарирование производилось клеем на основе цианакрилата, для гидроизоляции на тензорезисторы наносили слой герметика кремнийорганического.

Измерения производили на приборе контроля деформаций, представляющем собой мост проводимости с автоматическим поразрядным уравновешиванием на специальном оборудовании с применением технологий виртуальных приборов LabView.

Установленные на лопатки тензорезисторы подсоединялись к измерительному прибору с помощью соединительной колодки с разъёмами и производился отсчёт начальных (нулевых) показаний прибора φ_o для каждого тензорезистора.

Разрезку производили на электроэрозионном станке модели 4532Ф3 с проволочным электродом в керосиновой среде.

После первого этапа разрезки снимались показания φ_1, после второго - φ_2, а также величины номинального $R_н$ и компенсационного $R_к$ сопротивлений каждого тензорезистора.

На основании зависимостей [6] , вычислялись объёмные остаточные напряжения.

Результаты обрабатывались математически и графически.

Рис. 1. Образцы для определения ООН в профильной части пера лопаток

2. Анализ полученных результатов

Области распределения объёмных остаточных напряжений иллюстрируются векторной диаграммой, представленной на рис.2:

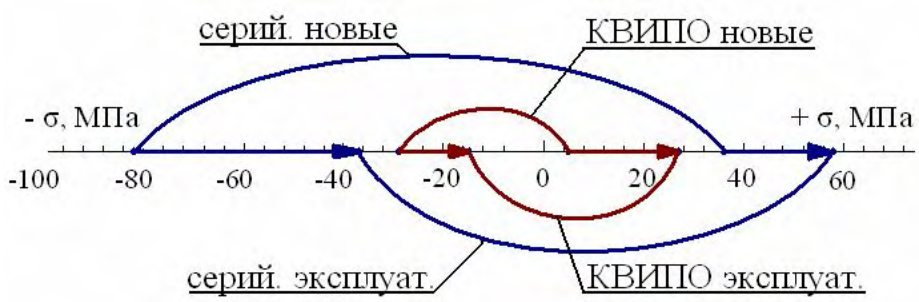


Рис. 2. Области распределения объёмных остаточных напряжений по серийной технологии и по КВИПО

Как следует из рис. 2 в исходном состоянии лопаток компрессора, обработанных по серийному варианту (финишная операция - виброшлифование) обнаружены максимальные напряжения в диапазоне –82 …36 МПа, по варианту КВИПО –29…5 МПа. После эксплуатационной наработки на серийных лопатках диапазон напряжений составлял –37…58 МПа, по варианту КВИПО –15…27 МПа. Полученные результаты свидетельствуют, что для лопаток варианта КВИПО, имеющих эксплуатационную наработку и без эксплуатационной наработки характерно наличие таких объёмных остаточных напряжений растяжения и сжатия, уровень которых отличается от лопаток серийного варианта с преобладанием напряжений сжатия при меньшем уровне напряжений растяжения. Отношение максимальных напряжений сжатия образцов лопаток серийного варианта к КВИПО составляет 2,8 в исходном состоянии и 7,2 после эксплуатационной наработки. Отношение максимальных напряжений растяжения образцов лопаток серийного варианта к КВИПО составляет 2,5 в исходном состоянии и 2,2 после эксплуатационной наработки. Таким образом, с учётом [5] в варианте КВИПО формируется более стабильное по сравнению с серийной обработкой напряжённое состояние за счёт получения более равномерного структурно-фазового состава и повышенной стойкости поверхностного слоя, представляющего собой сочетание толстых и тонких слоёв покрытия.

Данные эксперимента показывают, что эксплуатационная наработка приводит к перераспределению остаточных объёмных напряжений в направлении напряжений растяжения под воздействием сочетания высоких температур и знакопеременных нагрузок.

Для варианта КВИПО после эксплуатационной наработки наблюдаются меньшая степень релаксации ООН, что объясняется сформированным исходным более благоприятным напряжённым состоянием, а также большей сопротивляемостью слоёв покрытия действию эксплуатационных факторов.

Согласно данным, полученным ранее [5] полной релаксации ОПН после эксплуатации не происходит. Для образцов, изготовленных по серийной технологии при одинаковости упрочнения всей поверхности пера лопаток, эпюры ОПН имели подобную форму с наличием подслойного максимума, однако наблюдалось различие в величине напряжений.

На образцах, изготовленных по технологии с применением КВИПО как для исходного состояния, так после эксплуатационной наработки, наблюдается уровень максимальных ОПН сжатия, соответственно в 2,4 и в 1,9 раза больший, чем на образцах серийного варианта [5]. Приведённые результаты оценки выносливости, в том числе и после длительной наработки лопаток в составе полноразмерного изделия показали [5], что предел выносливости лопаток, обработанных по серийной технологии составляет 400 МПа, по технологии КВИПО – 440 МПа; после эксплуатации наблюдалось снижение пределов выносливости по обоим вариантам до, соответственно, 380 МПа и 420 МПа.

Длительная эксплуатация при наработках, соизмеримых с назначенным ресурсом лопаток приводит к релаксации свойств поверхности, связанных с процессами окисления, разупрочнения, изменения химического и структурно-фазового состава. Вместе с тем, согласно [5], у лопаток, обработанных по технологии КВИПО стабильность физико-химического состояния поверхностного слоя выше, что в конечном итоге обеспечивает более высокие значения их пределов выносливости и, как следствие, эксплуатационной надежности.

Заключение

Таким образом, проведёнными исследованиями показано, что при воздействии эксплуатационных нагрузок и температуры на лопатки из титановых сплавов (на примере сплава ВТ6) происходит релаксация ООН и снижение степени деформационного упрочнения. Наработка приводит к перераспределению остаточных объёмных напряжений в направлении напряжений растяжения. При этом, степень релаксации ООН лопаток серийного варианта, вы-

численная по (1), в среднем, больше, чем в лопатках с КВИПО в 1,9 раза.

Для повышения устойчивости к процессу релаксации напряжений и, как следствие, обеспечения эксплуатационной надёжности лопаток компрессора рекомендована технология КВИПО.

Положительное действие ионной имплантации в составе КВИПО заключается в блокировании процессов окисления и разупрочнения поверхности [3], что, в сравнении с базовыми технологиями упрочнения, выражается в меньшем снижении уровня выносливости. Все вышеперечисленные факторы способствуют большему ресурсу лопаток компрессора и их эксплуатационной надежности.

Литература

1. Сулима, А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин [Текст] / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.

2. Петухов, А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД [Текст] / А.Н. Петухов. - М.: Машиностроение, 1993.- 240 с.

3. Смыслова, М.К. Исследование и разработка комбинированных ионно-плазменных технологий, обеспечивающих повышение эксплуатационных свойств лопаток газовых и паровых турбин [Текст] /М.К. Смыслова // Вестник УГАТУ. – 2004. – Т. 5, № 3(11). – С. 76-83.

4. Смыслов, А.М. Технология и оборудование для упрочнения большеразмерных лопаток паровых турбин из титановых сплавов [Текст] / А.М. Смыслов, Ю.М. Дыбленко, М.К. Смыслова // Вакуумные технологии и оборудование: материалы VI Междунар. конф. – Х., 2003. – С. 173–177.

5. Дубин, А.И. О релаксационной стойкости лопаток компрессора [Текст] /А.И. Дубин // Вестник двигателестроения. – 2011. - № 2. – С. 218-222.

6. ОСТ 1 00499-84. Двигатели газотурбинные. Методика определения объёмных остаточных напряжений в деталях ГТД.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры технологии машиностроения В.С. Мухин, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ ОБ'ЄМНИХ НАПРУЖЕНЬ В ЛОПАТКАХ КОМПРЕСОРА ГТД

А.М. Смислов, М.К. Смислова, О.І. Дубін

Розглянуто питання, пов'язані з дослідженням релаксації залишкових об'ємних напружень в лопатках компресора газотурбінного двигуна (ГТД) з титанового сплаву ВТ6. Проводиться порівняльна оцінка комплексної вакуумно-плазмової обробки (КВИПО) поверхні і серійної (базової) технології за параметрами релаксації об'ємних залишкових напружень. Досліджувані зразки вирізалися з кореневого перерізу пера лопаток. Представлено результати проведених порівняльних досліджень. Проводиться аналіз отриманих даних. Показано особливості розподілу внутрішніх залишкових напружень у варіанті КВИПО.

Ключові слова: залишкові об'ємні напруження (ЗОН), технологія, лопатка, ресурс, обробка.

VOLUMETRIC STRESSES OF THE COMPRESSOR'S BLADES OF GTE INVESTIGATION

A.M. Smyslov, M.K. Smyslova, A.I. Dubin

The questions of relaxation volumetric residual stresses in the compressor's blades gas-turbine's engine (GTE) from titanium alloy VT6 investigation are considered. The complex vacuum-plasma treatment of the surface (CVPT) comparing with serial (base) technology by volumetric residual stresses relaxation is described. The specimens were cut from the root of the blade. Compare test results are shown. Analysis of data is given. Features of CVPT technology are shown.

Key words: volumetric residual stresses (VRS), technology, blade, resource, treatment.

Смыслов Анатолий Михайлович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. технологии машиностроения Уфимского государственного авиационного технического университета «УГАТУ», Уфа, Россия.

Смыслова Марина Константиновна – канд. техн. наук, доцент Уфимского государственного авиационного технического университета «УГАТУ», Уфа, Россия.

Дубин Алексей Иванович – начальник лаборатории Уфимского моторостроительного производственного объединения, Уфа, Россия, e-mail: alexey.dubin@rambler.ru.

УДК 539.376

В.П. ГОЛУБ

Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины, Киев

МЕТОД РАСЧЕТА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ДВУХОСНОМ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

Предлагается метод расчета усталостной долговечности элементов конструкций при совместном действии нормальных и касательных напряжений. Метод основан на модели предельного состояния, задающей зависимость между предельными напряжениями в форме степенной трансцендентной функции. Метод апробирован экспериментально на задачах расчета усталостной долговечности призматических стержней при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением, циклическим изгибом и циклическим кручением. Показано, что в качестве эквивалентных напряжений могут быть использованы максимальное касательное напряжение и напряжение, удовлетворяющее энергетическому критерию Генки-Мизеса.

Ключевые слова: *призматические стержни, двухосное нагружение, циклическое растяжение-сжатие, циклический изгиб, циклическое кручение, усталостная долговечность.*

Введение

Большинство ответственных элементов авиационных конструкций подвергается воздействию сложного комбинированного циклического нагружения [1, 2]. Одной из основных причин преждевременного выхода из строя таких элементов конструкций является многоосная усталость.

Решение задач многоосной усталости строится, как правило, на основе критериев усталостного разрушения, сформулированных для сложного напряженного состояния. В качестве таких критериев чаще всего используются критерий максимальных нормальных напряжений, критерий максимальных касательных напряжений и энергетический критерий [3 – 5].

Классические критерии усталостного разрушения удовлетворяют некоторым научным концепциям, но их приложение к решению практических задач ограничено. Это связано, по-видимому, с тем обстоятельством, что классические критерии не содержат материальных констант и оказываются справедливыми для ограниченного класса материалов.

В работах [6 – 8] построена нелинейная модель предельного состояния при одноосном асимметричном растяжении-сжатии, изгибе и кручении. Зависимость между предельными напряжениями асимметричного цикла задается степенной трансцендентной функцией, причем показатель степени зависит от свойств материала. В работах [9 – 11] на основе построенной модели предельного состояния с использованием метода эквивалентных напряжений решены задачи расчета усталостной долговечности при одноосном асимметричном нагружении.

В настоящей работе на основе степенной трансцендентной функции строится решение задачи расчета усталостной долговечности при двухосном комбинированном нагружении.

1. Постановка задачи

Рассматривается усталостное разрушение элементов конструкций в многоцикловой области при комбинированном нагружении нормальными и касательными циклическими напряжениями, изменяющимися по симметричному циклу.

Нормальные $\tilde{\sigma}$ и касательные $\tilde{\tau}$ компоненты двухосного переменного напряженного состояния задаются соотношениями

$$\begin{cases} \tilde{\sigma}_{xa} = \sigma_a g(n); & \tilde{\sigma}_{ya} = 0; & \tilde{\sigma}_{za} = 0; \\ \tilde{\tau}_{xya} = \tau_a g(n); & \tilde{\tau}_{yza} = 0; & \tilde{\tau}_{zxa} = 0, \end{cases} \qquad (1)$$

где σ_a, τ_a – амплитудные значения нормальной и касательной компонент;

$g(n)$ – некоторая периодическая функция времени, изменяющаяся в пределах от –1 до +1;

n – число циклов нагружения.

Условия нагружения (1) отражают условия синфазности напряжений и реализуются при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением, циклическим изгибом и циклическим кручением.

Модель предельного состояния, устанавливающая зависимость между предельными значениями амплитуд нормальных σ_a и касательных τ_a напряжений в форме степенной трансцендентной функции, записывается в виде

© В.П. Голуб

$$\frac{\tau_a}{\tau_n}-\left[\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\sigma_a}{\sigma_n}\right)\right]^{\eta}=0, \qquad (2)$$

где τ_n и σ_n – ограниченные пределы усталости при чистом кручении и чистом растяжении-сжатии или изгибе;

η – коэффициент чувствительности материала к двухосности нагружении.

Задача заключается в разработке метода расчета усталостной долговечности элементов конструкций при двухосном комбинированном нагружении и в экспериментальной апробации метода на примере расчета усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов.

2. Метод расчета усталостной долговечности

Метод включает формулировку исходных соотношений и методику определения материальных констант.

2.1. Исходные соотношения метода

Модель предельного состояния (1) приводится к виду

$$\left[\frac{\tau_a}{\tau_n}\right]^{\frac{1}{\eta}}+\frac{1}{2}\left[\frac{\pi}{2}\frac{\sigma_a}{\sigma_n}\right]^2=1, \qquad (3)$$

который получен путем разложения $\cos(\cdot)$ в ряд и удержания в разложении двух членов.

Зависимость между ограниченными пределами усталости τ_n и σ_n в (2) и (3) и соответствующим им числом циклов до разрушения n_R задается уравнениями;

$$\begin{aligned} n_R &= \frac{1}{(1+q_\tau)D_\tau(\tau_n)^{q_\tau}};\\ n_R &= \frac{1}{(1+q_\sigma)D_\sigma(\sigma_n)^{q_\sigma}}, \end{aligned} \qquad (4)$$

где q_τ, D_τ, q_σ, D_σ – экспериментально определяемые коэффициенты.

Подставляя далее (4) в (3), получаем уравнение для расчета усталостной долговечности n_R

$$\begin{aligned} &(\tau_a)^{\frac{1}{\eta}}\cdot\left[(1+q_\tau)D_\tau n_R\right]^{\frac{1}{\eta q_\tau}}+\\ &+\frac{1}{2}\left[\frac{\pi}{2}\sigma_a\right]^2\cdot\left[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R\right]^{\frac{2}{q_\sigma}}-1=0, \end{aligned} \qquad (5)$$

позволяющее рассчитывать величину n_R в функции τ_a и σ_a.

2.2. Методика определения материальных констант

Уравнение (5) для расчета усталостной долговечности n_R содержит две группы материальных констант, подлежащих определению из эксперимента.

Первая группа включает коэффициенты q_τ, D_τ, q_σ, D_σ, входящие в уравнения (4), которые задают зависимость между τ_n и n_R и между σ_n и n_R. Значения коэффициентов определяются по результатам аппроксимации экспериментальных данных на чистое кручение и на чистое растяжение-сжатие или чистый изгиб.

Задача определения коэффициентов q_τ и D_τ сводится к минимизации функционала

$$\Phi(q_\tau D_\tau)=\sum_{j=1}^{s}\left\{n_{Rj}(\tau_{aj})-\left[(1+q_\tau)D_\tau(\tau_{aj})^{q_\tau}\right]^{-1}\right\}^2, \qquad (6)$$

а коэффициентов q_σ, D_σ – к минимизации функционала

$$\begin{aligned} &\Phi(q_\sigma D_\sigma)=\\ &=\sum_{j=1}^{s}\left\{n_{Rj}(\sigma_{aj})-\left[(1+q_\sigma)D_\sigma(\sigma_{aj})^{q_\sigma}\right]^{-1}\right\}^2 \end{aligned} \qquad .(7)$$

Здесь τ_{aj}, σ_{aj}, n_{Rj} – набор дискретных значений амплитуд напряжений и соответствующих им чисел циклов до разрушения.

Во вторую группу коэффициентов входит коэффициент η, характеризующий чувствительность материала к двухосности нагружения. Значения коэффициента η определяются из условия наилучшего согласования экспериментальных значений τ_{aj}, τ_{nj}, σ_{aj}, σ_{nj} с линеаризованной предельной диаграммой

$$\frac{\tau_{aj}}{\tau_{nj}}=\left[\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\sigma_{aj}}{\sigma_{nj}}\right)\right]^{\eta}, \qquad (8)$$

которая следует из (2) при условии, что значениям τ_{nj} и σ_{nj} соответствует одно и то же число циклов до разрушения n_R.

Задача определения коэффициента η сводится, исходя из (8), к минимизации функционала

$$\Phi(\eta)=\sum_{j=1}^{k}\left\{\left(\frac{\tau_{aj}}{\tau_{nj}}\right)-\left[\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\sigma_{aj}}{\sigma_{nj}}\right)\right]^{\eta}\right\}^2, \qquad (9)$$

где комбинации нормальных σ_a и касательных τ_a напряжений в базовом эксперименте выбираются

таким образом, чтобы удовлетворялись соотношения

$$\frac{\tau_a}{\sigma_a} = \frac{1}{4};\ \frac{1}{\sqrt{3}};\ 1{,}0;\ \sqrt{3},$$

что позволяет охватить наиболее характерные виды двухосного циклического нагружения.

3. Расчет усталостной долговечности

Решаются задачи расчета усталостной долговечности сплошных призматических стержней при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и кручением и циклическим изгибом и кручением. Усталостная долговечность рассчитывается в функции амплитуды нормальных σ_a, касательных τ_a и $\sigma_{eqv\,a}$ напряжений.

3.1. Исходные данные

Рассматривается усталостное разрушение сплошных цилиндрических образцов, изготовленных из стали JIS SNCM8, титанового сплава ПТ-3Б и стали 30ХН3МФА. Значения коэффициентов q_τ, D_τ, q_σ, D_σ и η, рассчитанные по изложенной в 2.2 методике, приведены в таблице. Экспериментальные данные, использованные при определении коэффициентов, заимствованы из [12 – 14].

3.2. Зависимость усталостной долговечности от σ_a

Зависимость усталостной долговечности n_R от амплитуды нормальных напряжений σ_a рассчитывается по параметру амплитуды касательных напряжений τ_a и по параметру $\nu = \frac{\tau_a}{\sigma_a}$. Здесь и далее параметр ν задается в виде $\nu = 0{,}29;\ 0{,}79;\ \frac{1}{\sqrt{3}};\ \sqrt{3}$.

Для расчета зависимости n_R от σ_a по параметру τ_a из (5) получаем уравнение

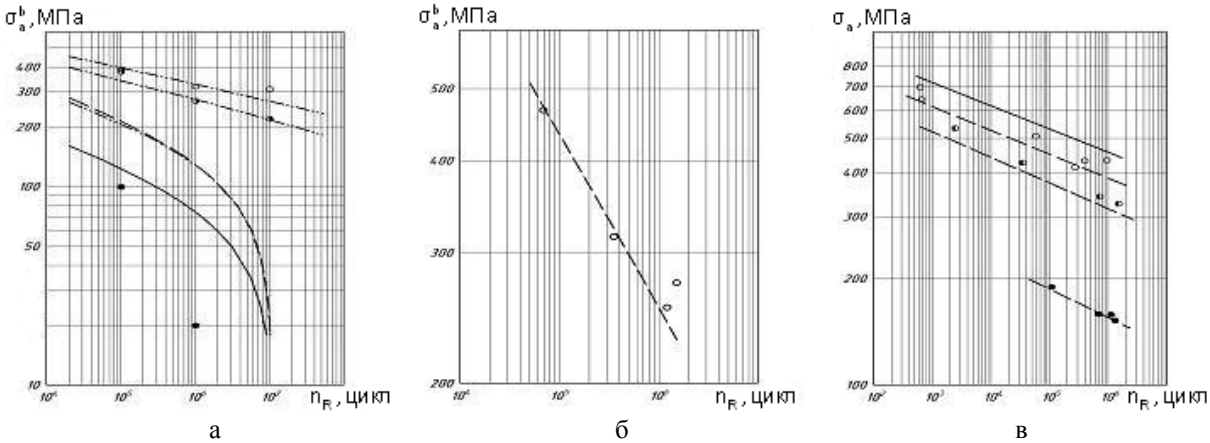
$$n_R = \frac{1}{D_\sigma}\left\{1 - \left[(1+q_\tau)D_\tau n_R\right]^{\frac{1}{\eta q_\tau}} (\tau_a)^{\frac{1}{\eta}}\right\}^{q_\sigma/2} \times \times \left(\frac{2}{\pi}\frac{\sqrt{2}}{\sigma_a}\right)^{q_\sigma}, \quad (10)$$

где величина τ_a фиксируется.

На рис. 1,а приведены результаты расчетов усталостной долговечности образцов из стали 30ХН3МФА при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением. Здесь и далее расчеты выполняются с использованием коэффициентов, приведенных в таблице, результаты расчетов наносятся линиями, а экспериментальные данные – точками. Уравнение (10) и все последующие уравнения усталостной долговечности решаются численно методом итераций.

Для расчета зависимости n_R от σ_a по параметру ν уравнение (10) преобразуется к виду

$$n_R = \frac{1}{D_\sigma}\left\{1 - \left[(1+q_\tau)D_\tau n_R\right]^{\frac{1}{\eta q_\tau}} (\nu\sigma_a)^{\frac{1}{\eta}}\right\}^{q_\sigma/2} \times \times \left(\frac{2}{\pi}\frac{\sqrt{2}}{\sigma_a}\right)^{q_\sigma}, \quad (11)$$



а б в

Рис. 1. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов из стали 30ХН3МФА (а) и из титанового сплава ПТ-3Б (б) при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением и из стали JIS SNCM8 (в) при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением:

а – τ_a = 123 (○), 180 (◑), 265 (●) МПа; б – ν = 0,79 (○); в – $\nu = \frac{1}{4}$ (○), $\frac{1}{\sqrt{3}}$ (◐), $\sqrt{3}$ (●)

Таблица

Значения материальных констант

Материал образцов	q_σ		η		D_σ, $МПа^{-q_\sigma} \cdot цикл^{-1}$		q_τ	D_τ, $МПа^{-q_\tau}$ $цикл^{-1}$
	растяжение-сжатие	изгиб	растяжение-сжатие	изгиб	растяжение-сжатие	изгиб		
30ХН3МФА	-	13,36	-	0,64	-	$5{,}40\cdot10^{-43}$	31,03	$1{,}84\cdot10^{-84}$
ПТ-3Б	-	5,33	-	0,68	-	$6{,}76\cdot10^{-22}$	3,70	$2{,}47\cdot10^{-16}$
JIS SNCM8	15,17	-	0,519	-	$2{,}79\cdot10^{-48}$	-	11,98	$2{,}43\cdot10^{-37}$

где принято

$$\nu = \frac{\tau_a}{\sigma_a};\ \tau_a = \nu\sigma_a .$$

Результаты расчетов усталостной долговечности, выполненных по уравнению (11), приведены на рис. 1,б для образцов из титанового сплава ПТ-3Б при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением, а на рис. 1,в – для образцов из стали JIS SNCM8 при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением.

3.3. Зависимость усталостной долговечности от τ_a

Зависимость усталостной долговечности n_R от амплитуды касательных напряжений τ_a рассчитывается по параметру амплитуды нормальных напряжений σ_a и по параметру $\nu = \frac{\tau_a}{\sigma_a}$.

Для расчета зависимости n_R от τ_a по параметру σ_a из (5) получаем уравнение

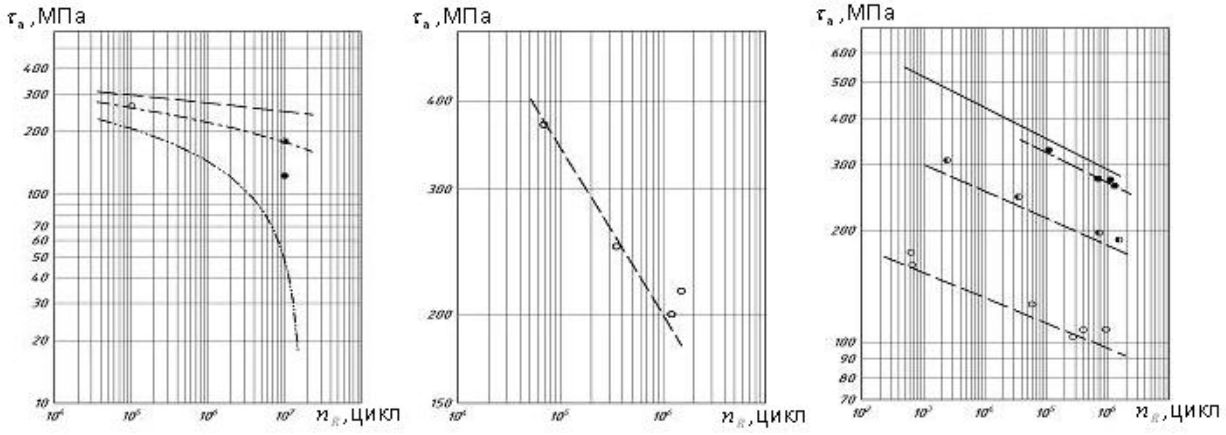
$$n_R = \frac{1}{D_\tau} \times \left\{1 - \frac{1}{2}\left[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R\right]^{\frac{2}{q_\sigma}} \left(\frac{\pi}{2}\sigma_a\right)^2\right\}^{\eta q_\tau} \cdot \left(\frac{1}{\tau_a}\right)^{q_\tau}, \quad (12)$$

а для расчета зависимости n_R от τ_a по параметру ν – уравнение

$$n_R = \frac{1}{D_\tau} \times \left\{1 - \frac{1}{2}\left[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R\right]^{\frac{2}{q_\sigma}} \left(\frac{\pi}{2}\frac{\tau_a}{\nu}\right)^2\right\}^{\eta q_\tau} \cdot \left(\frac{1}{\tau_a}\right)^{q_\tau}. \quad (13)$$

Здесь принято $\nu = \frac{\tau_a}{\sigma_a}$; $\sigma_a = \frac{\tau_a}{\nu}$, а в (12) – $\sigma_a = \text{const}$.

На рис. 2, а приведены результаты расчетов усталостной долговечности образцов из стали 30ХН3МФА при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением, выполненных по уравнению (12).



а б в

Рис. 2. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов из стали 30ХН3МФА (а) и из титанового сплава ПТ-3Б (б) при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением и из стали JIS SNCM8 (в) при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением:

а – σ_a = 100 (— —; ○); 220 (— · —; ◑); 310 (— · · —; ●) МПа; б – ν = 0,79 (○); в – $\nu = \frac{1}{4}$ (○), $\frac{1}{\sqrt{3}}$ (◐), $\sqrt{3}$ (●)

Результаты расчетов усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов, выполненных по уравнению (13), приведены на рис. 2, б для образцов из титанового сплава ПТ-3Б при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением и на рис. 2, в для образцов из стали JIS SNCM8 при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением.

3.4. Зависимость усталостной долговечности от $\sigma_{eqv\,a}$

В качестве амплитудных значений эквивалентных напряжений $\sigma_{eqv\,a}$ выбрано максимальное касательное напряжение τ_{max}

$$\tau_{max} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} = \sigma_{eqv\,a} \qquad (14)$$

и напряжение σ_{H-M}

$$\sigma_{H-M} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} = \sigma_{eqv\,a} \qquad (15)$$

которое следует из энергетического критерия Генки-Мизеса.

Для расчета зависимости n_R от τ_{max} из (5) с учетом (14) получаем уравнение

$$n_R = \frac{1}{D_\sigma}\left\{1-\left[(1+q_\tau)D_\tau n_R\right]^{\frac{1}{\eta q_\tau}}\left(\frac{2\nu\tau_{max}}{\sqrt{1+4\nu^2}}\right)^{\frac{1}{\eta}}\right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \qquad (16)$$
$$\times\left(\frac{1}{\pi}\frac{\sqrt{2(1+4\nu^2)}}{\tau_{max}}\right)^{q_\sigma},$$

где принято

$$\sigma_a = \frac{2\tau_{max}}{\sqrt{1+4\nu^2}};$$

$$\tau_a = \frac{2\nu\tau_{max}}{\sqrt{1+4\nu^2}}.$$

На рис. 3, а и 3, б штриховыми и штрихпунктирными линиями нанесены результаты расчетов усталостной долговечности образцов из стали 30ХН3МФА и из титанового сплава ПТ-3Б при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением и образцов из стали JIS SNCM8 при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением, выполненных по уравнению (16).

Для расчета зависимости n_R от σ_{H-M} из (5) с учетом (15) получаем уравнение

$$n_R = \frac{1}{D_\sigma}\left\{1-\left[(1+q_\tau)D_\tau n_R\right]^{\frac{1}{\eta q_\tau}}\left(\frac{\nu\sigma_{H-M}}{\sqrt{1+3\nu^2}}\right)^{\frac{1}{\eta}}\right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \qquad (17)$$
$$\times\left(\frac{2}{\pi}\frac{\sqrt{2(1+3\nu^2)}}{\sigma_{H-M}}\right)^{q_\sigma},$$

где принято

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{H-M}}{\sqrt{1+3\nu^2}};$$

$$\tau_a = \frac{\nu\sigma_{H-M}}{\sqrt{1+3\nu^2}}.$$

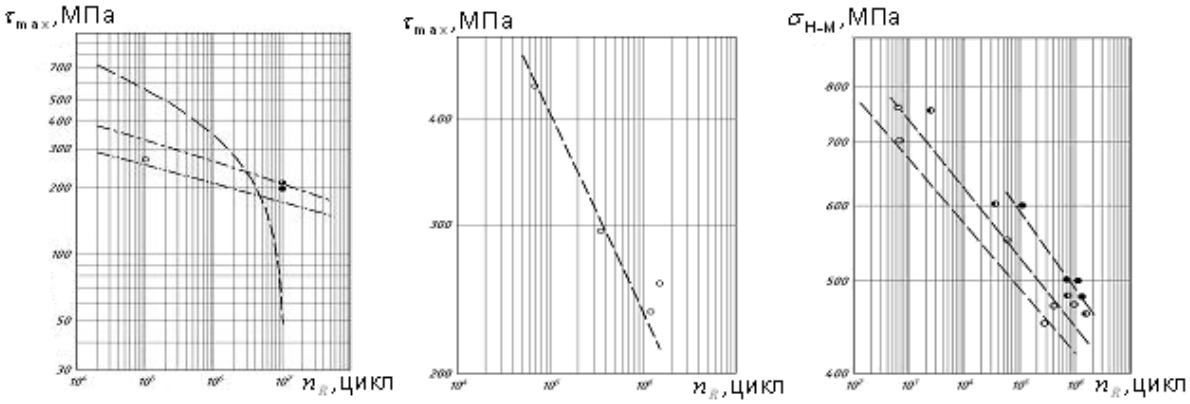
Результаты расчетов усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов, выполненных по уравнению (17), нанесены на рис. 3,в штриховыми линиями. Экспериментальные данные нанесены на рис. 3 точками.

4. Обсуждение результатов

В целом, как это видно из данных, приведенных на рис. 1-3, результаты расчетов усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов из изотропных металлических материалов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Максимальная погрешность по числу циклов до разрушения достигает одного порядка и получена для образцов из стали 30ХН3МФА при τ_a = 265 и σ_a^b = 20 МПа (см. рис. 1,а). Эта погрешность может быть связана с большими значениями параметра ν = 2,65 ÷ 13,25, когда в эксперименте уже на начальной стадии нагружения возникает усталостная трещина и которая в приведенных уравнениях не учитывается. В остальных случаях погрешность не превышает 30%.

Заключение

Метод расчета усталостной долговечности при двухосном комбинированном нагружении, основанный на модели предельного состояния в форме степенной трансцендентной функции, представляется весьма эффективным. Метод позволяет рассчитывать усталостную долговечность элементов конструкций в функции амплитуды нормальных напряжений, амплитуды касательных напряжений и амплитуды эквивалентных напряжений. В качестве эквивалентных напряжений могут быть использованы максимальное касательное напряжений и напряжение, соответствующее критерию Генки-Мизеса.



а б в

Рис. 3. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения усталостной долговечности сплошных цилиндрических образцов из стали 30ХН3МФА (а) и из титанового сплава ПТ-3Б (б) при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением и из стали JIS SNCM8 (в) при комбинированном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим изгибом:

а – ν = 2,65 (— —; ○); 0,82 (— · —; ◑); 0,4 (— · —; ●) МПа; б – ν = 0,79 (○); в – $\nu = \frac{1}{4}$ (○), $\frac{1}{\sqrt{3}}$ (◐), $\sqrt{3}$ (●)

Литература

1. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей [Текст]: монография / И.А. Биргер, Б.Ф. Балашов, Р.А. Дульнев, Т.П. Захарова, Л.А. Козлов, А.Н. Петухов, Р.Н. Сизова. – М.: Машиностроение. – 1981. – 222 с.

2. Сопротивление усталости элементов конструкций [Текст]: моногр. / А.З. Воробьев, Б.И. Олькин, В.Н. Стебенев, Т.С. Родченко. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.

3. Хейвуд, Р.Б. Проектирование с учетом усталости [Текст]: моногр.: пер. с англ. /Р.Б. Хейвуд. – М.: Машиностроение. – 1969. – 504 с.

4. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие [Текст]: моногр. /С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

5. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст]: моногр. /В.П. Когаев. – М.: Машиностроение. – 1977. – 232 с.

6. Голуб, В.П. К оценке предельного состояния материалов при асимметричном многоцикловом нагружении [Текст] /В.П. Голуб, В.И. Крижановский // Проблемы прочности. – 1994. – № 4. – С. 3-15.

7. Голуб, В.П. Усталостная прочность металлических и композитных материалов при асимметричном многоцикловом изгибе [Текст] /В.П. Голуб, А.Д. Погребняк, Е.С. Кочеткова //Прикладная механика. – 2006. – Т. 42, №5. – С. 26-36.

8. Голуб, В.П. Усталостная прочность металлов и композитов при асимметричном многоцикловом кручении [Текст] /В.П. Голуб, А.Д. Погребняк, Е.С. Кочеткова // Прикладная механика. – 2008. – Т. 44, №2. – С. 19-28.

9. Голуб, В.П. Прогнозирование усталостной долговечности призматических металлических стержней при асимметричном растяжении-сжатии методом эквивалентных напряжений [Текст] /В.П. Голуб, В.Н. Пелых, А.Д. Погребняк // Вісник Нац. техн. ун-ту України „КПІ”. Сер. Машинобудування. – 2010. – Вип. 58. – С. 177-182.

10. Пелих, В.М. Визначення довговічності конструкційних алюмінієвих сплавів за умови асиметричного розтягнення-стиснення методом еквівалентних напружень [Текст] /В.М. Пелих // Наук. вісті Націон. техн. ун-ту „КПІ”. – 2011. – №6. – С. 114-119.

11. Голуб, В.П. К задаче расчета усталостной долговечности призматических стержней при асимметричном изгибе и кручении [Текст] /В.П. Голуб, В.Н. Пелых, А.Д. Погребняк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8/95. – С. 129-133.

12. Tanaka, K. The strength of JIS SNCM8 steel under combined alternating stresses [Text] /K. Tanaka, S. Matsuoka //Advances in Research on the Strength and Fracture of Materials. – Vol. 28. – New York: Pergamon Press, 1978. – P. 1161-1168.

13. Шаманин, Ю.А. Усталостная прочность α-титановых сплавов при синфазном действии переменных нормальных и касательных напряжений [Текст] /Ю.А. Шаманин // Проблемы прочности. – 1984. – № 12. – С. 26-35.

14. Казенина, А.Д. Сопротивление усталости конструкционных сталей при циклическом кручении с изгибом [Текст] / А.Д. Казенина, С.Л. Маневич, Г.Н. Филимонов // Прочность материалов и элементов конструкций: сб. научн. тр. – Л.: Изд-во ЛКИ. – 1985. – С. 40-46.

Поступила в редакцию 28.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, гл. науч. сотрудник В.Г. Савченко, Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины, Киев.

МЕТОД РОЗРАХУНКУ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ВНАСЛІДОК ВТОМИ ЗА УМОВ ДВОВІСНОГО КОМБІНОВАНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В.П. Голуб

Запропоновано метод розрахунку довговічності елементів конструкцій внаслідок втоми за умов спільної дії циклічних нормальних та дотичних напружень. Метод ґрунтується на моделі граничного стану, що задає залежність між граничними напруженнями у формі степеневої трансцендентної функції. Метод апробовано експериментально на задачах розрахунку довговічності суцільних призматичних стержнів за умов комбінованого навантаження циклічним розтягом-стиском та циклічним скручennям, а також циклічним згином та циклічним скручennям. Показано, що у якості еквівалентних напружень можуть бути використані максимальне дотичне напруження й напруження, що задовольняє енергетичному критерію Генкі-Мізеса.

Ключові слова: призматичні стержні, двовісне навантаження, циклічний розтяг-стиск, циклічний згин, циклічне скручення, довговічність внаслідок втоми.

THE METHOD OF THE FATIGUE LIFE-TIME CALCULATION OF STRUCTURAL COMPONENTS UNDER BIAXIAL COMBINED LOADING

V.P. Golub

The method of the fatigue life-time calculation of structural components under combined action of normal and shear stresses has been suggested. The method is based on the limiting state model giving the relation between limiting stresses in an exponential transcendental function form. The method on the problems of fatigue life-time calculation of solid prismatic bars under combined loading with cyclic tension-compression and cyclic torsion as well as with cyclic bending and cyclic torsion has been approved experimentally. As equivalent stresses were demonstrated can be used the maximum shear stress and Hencky-Mises' criterion.

Key words: prismatic bars, biaxial loading, cyclic tension-compression, cyclic bending, cyclic torsion, fatigue life-time.

Голуб Владислав Петрович – д-р техн. наук, проф., заведующий отделом механики ползучести Института механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: creep@inmech.kiev.ua.

УДК 621.452.3:669.018.44:539.431

Д.Ф. СИМБИРСКИЙ, А.А. БРУНАК

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ВЫДЕРЖЕК В ЦИКЛЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛА МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПОВТОРНО-СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В работе приведены результаты модельных исследований актуальной проблемы влияния выдержек при максимальных режимах малоциклического нагружения (МЦН) на малоцикловую усталость (МЦУ) жаропрочных материалов для турбин ГТД. Использованы закономерности повторно-статического нагружения (ПСН) материала и удобный в практической реализации метод линейного суммирования повреждений от МЦН и ПСН с выдержками различной продолжительности. Получено нелинейное уравнение суммирования, решение которого позволяет определить долговечность (ресурс) материала в зависимости от продолжительности выдержки. В результате исследований, проведенных для жаропрочных сплавов ЖС-6К и ЭИ-437Б, получены, по крайней мере, на качественном уровне, важные выводы и рекомендации, которые в одном из случаев нашли экспериментальное количественное подтверждение.

Ключевые слова: *повторно-статическое нагружение, малоцикловая усталость, длительная прочность, выдержки в цикле, повреждаемость.*

1. Постановка задачи

Одной из наиболее актуальных проблем при проектировании, испытаниях, сертификации и эксплуатации по техническому состоянию ГТД является прогнозирование, установление, учет выработки и продление назначенных ресурсов основных деталей двигателей, работающих в условиях комплексного нагружения. **Комплексность нагружения** заключается в чередовании за время полетных циклов двигателя основных повреждающих видов его нагружения: **статических** (при повышенной температуре), **циклических** мало- и многоцикловых, а также **повторно-статических** (МЦН, МнЦН и ПСН соответственно). При указанных нагружениях проявляются такие свойства материала как ползучесть и длительная прочность (ДП), сопротивление малоцикловой, многоцикловой и повторно-статической усталости (МЦУ, МнЦУ и ПСУ) соответственно.

Существенное взаимное влияние видов нагружения на ресурс деталей двигателя неоднократно подчеркивалось в технической литературе, например в монографии [1]. Однако, несмотря на значительный практический интерес, в отраслевых нормативных материалах отсутствуют апробированные общепринятые методики и рекомендации по проблеме комплексного нагружения в силу ее очевидной сложности и недостаточной изученности.

Следует отметить, что многие исследования посвящены изучению влияния на ресурс деталей парных корреляций перечисленных выше составляющих комплексного нагружения. В первую очередь это исследование влияния выдержек в цикле при максимальных температурах и напряжениях на накопление повреждений и пределы циклической усталости (МЦУ, МнЦУ и ПСУ) материала или, поиному, – исследование методов линейного или нелинейного суммирования повреждений от циклических нагружений и выдержек в цикле. При выборе методов из числа наиболее подходящих для практики можно, в частности, воспользоваться результатами представительного сравнительного анализа их возможностей, проведенного в [1], в котором учитывались как эффективность метода, так и объемы предварительных экспериментальных исследований, необходимых для его реализации.

В связи с изложенным, в настоящей статье была поставлена задача провести модельные исследования простейшего метода решения указанной проблемы, использующего характеристики ДП, МЦУ и ПСУ материала, закономерности ПСН, а также линейное суммирование разнородных повреждений.

2. Основные закономерности ПСН материала

Первоначальное понятие ПСН как распространенной формы отнулевого циклического нагруже-

© Д.Ф. Симбирский, А.А. Брунак

ния было сформулировано в трудах И.А. Биргера, Р.М. Шнейдеровича, Н.И. Марина и ряда других исследователей, а его основные закономерности в современном представлении были исследованы в работах В.И. Цейтлина, Н.Д. Кузнецова, Д.Г Федорченко, Ю.М. Анурова, М.Е. Колотникова [1-5] и других. В их основу положено введенное В.И. Цейтлиным [2] понятие коэффициента чувствительности K_z к количеству z повторных нагружений материала статическим напряжением σ (при повышенных температурах) или, что то же, прерываний такого нагружения. При заданной температуре T зависимость для K_z имеет вид

$$K_z = \frac{\sigma(t_p)}{\sigma[t_p(z)]}, \qquad (1)$$

где $\sigma(t_p)$ – предел ДП материала, определяемый при заданных температуре T и времени до разрушения t_p при однократном (z=1) нагружении по следующей общепринятой модели ДП:

$$\sigma^m \cdot t_p = A, \qquad (2)$$

или в логарифмических координатах:

$$m \cdot \lg\sigma + \lg t_p = \lg A, \qquad (3)$$

где t_p и $t_p(z)$ – времена до разрушения для напряжения $\sigma(t_p)$ при однократном (z=1) и z-кратном нагружениях соответственно;

$\sigma[t_p(z)]$ – предел ДП прочности материала при температуре T и времени до разрушения $t_p(z)$.

Напряжение $\sigma_z[t_p(z)] = \sigma(t_p)$ можно, на наш взгляд, квалифицировать как предел ПСУ материала.

На рис. 1 приведены геометрические и алгебраические представления, поясняющие физический смысл формулы (1) и ее составляющих. Так, в работах [2, 3] показано, что $K_z < 1$ и что тогда из (1) следует неравенство $t_p(z) < t_p$. Это, по мнению авторов, означает, что при ПСН фактическая долговечность соответствует некоторому фиктивному напряжению

$$\sigma[t_p(z)] = \frac{1}{K_z} \cdot \sigma(t_p) > \sigma(t_p).$$

Кроме того, авторы [2, 3] допускают возможность использования для построения модели II(z) (рис. 1) аналогичной (2) зависимости с таким же значением параметра m, а также полагают независимость m в модели II(z) от величины приложенного напряжения $\sigma(t_p) = \sigma_z[t_p(z)]$.

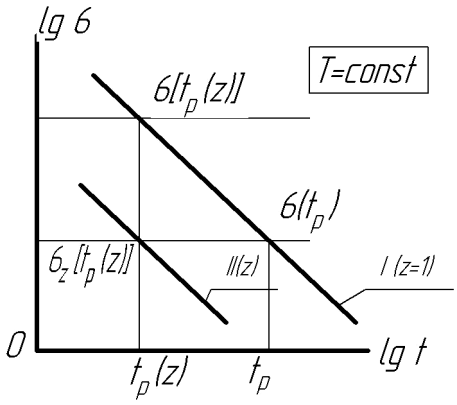


Рис. 1. Взаимное расположение исходной модели ДП I(z = 1) и ее аналога II(z) из моделей ПСУ при z > 1

Это определяет параллельное расположение моделей I и II (рис. 1), наклоны которых зависят от m.

При указанных допущениях можно получить важное для дальнейшего изложения соотношение между $t_p(z)$ и t_p (рис. 1). Для этого из (2) найдем

$$t_p = A \cdot [\sigma]^{-m}$$

и

$$t_p(z) = A \cdot \{\sigma_z[t_p(z)]\}^{-m} = A \cdot [\sigma(t_p) \cdot K_z]^{-m},$$

а из этих равенств получим, что

$$t_p(z) = t_p \cdot [K_z]^m. \qquad (4)$$

Зависимость K_z от z, определяющая основные закономерности ПСН, находится из экспериментально получаемых моделей ПСУ (кривая II(z) на рис. 1 – одна из этих моделей). В работе [5] зависимости K_z от z были найдены в пределах до $z=10^3 \ldots 10^5$ и с достаточной точностью аппроксимированы линейным полулогарифмическим выражением:

$$K_z = -k_1 \cdot \lg z + k_2. \qquad (5)$$

3. Линейное суммирование повреждений материала от взаимодействия малоциклового нагружения и ПСН с выдержками в цикле

Будем полагать [5], что в рассматриваемом случае суммарное повреждение Π_Σ является результатом линейного суммирования двух составляющих повреждений: $\Pi_{МЦН} = \frac{z}{z_p}$, вызываемого отнулевым (r = 0) треугольным циклом МЦН, и

$\Pi_{ПСН} = \frac{\tau_\Sigma}{t_p(z)}$, вызываемого ПСН с выдержками τ_B при каждом прерывании нагружения, суммарная длительность которых $t_\Sigma = z \cdot \tau_B$.

Здесь z – количество треугольных циклов МЦН и, одновременно, – прерываний нагружения в ПСН; z_p – количество треугольных циклов до разрушения; $t_p(z)$ – суммарное время выдержек до разрушения с учетом прерываний нагружения в ПСН.

Условие разрушения материала при указанных совместных нагружениях с учетом соотношения (4) может быть записано в виде

$$\Pi_\Sigma = \Pi_{МЦН} + \Pi_{ПСН} = \frac{z_{p\Sigma}}{z_p} + \frac{z_{p\Sigma} \cdot \tau_B}{t_p \cdot [K_z]^m} \geq 1, \quad (6)$$

где $z_{p\Sigma}$ – количество циклов (с выдержками τ_B в каждом) до разрушения, зависящее от одних и тех же значений $\sigma(t_p)$ и σ, температуры Т и от продолжительности выдержек τ_B.

При этом:

– z_p определяется по моделям МЦУ материала при мягком нагружении в зависимости от размаха напряжений σ и рабочей температуры Т;

– $\sigma(t_p)$ определяется из исходной модели ДП (2) (кривая I(z=1) на рис. 1).

4. Исходные данные

Модельные исследования влияния выдержек в цикле на МЦУ материала проведены нами для жаропрочных сплавов ЭИ-437Б и ЖС-6К с использованием следующего комплекта прочностных характеристик (при одинаковых рабочих температурах Т), а именно:

1) исходных моделей ДП (z=1);

2) моделей МЦУ для отнулевого треугольного цикла;

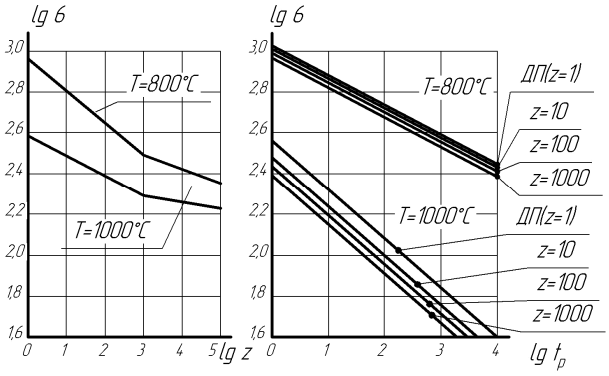
3) моделей ДП с z-кратным прерыванием нагружения или, что то же – моделей ПСУ;

4) зависимостей K_z от количества прерываний z.

Из технической литературы нами были подобраны полные комплекты характеристик для указанных сплавов и следующих рабочих температур: для сплава ЭИ-437Б при 750°С и для сплава ЖС-6К при 800°С и 1000°С.

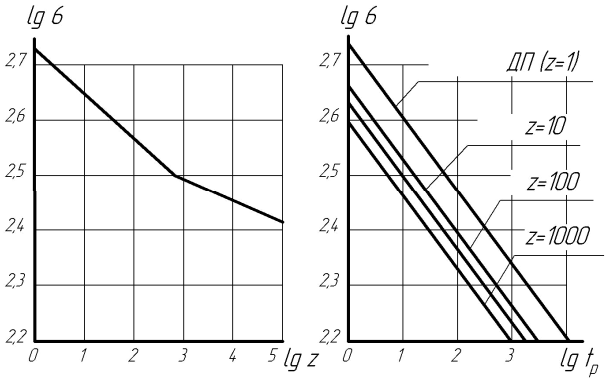
Эти характеристики представлены на рис. 2 – 4.

Приведенные на рис. 2 – 4 характеристики материалов были аппроксимированы для ввода в (6) следующим образом:



а б

Рис. 2. Кривые МЦУ (а), ДП и ПСУ для различных z>1 (б) сплава ЖС-6К для температур 800°С и 1000°С



а б

Рис. 3. Кривые МЦУ (а), ДП и ПСУ для различных z > 1 (б) сплава ЭИ-437Б для температуры 750°С

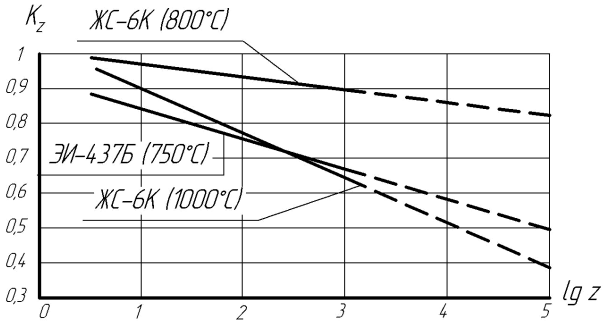


Рис. 4. Зависимости коэффициента K_z от количества прерываний (нагружений) z для сплавов ЖС-6К и ЭИ-437Б

1. Значения σ для соответствующих t_p и Т, приведенные в [6] в форме табличных данных, обобщены в форме модели Ларсона-Миллера. В последующем для сплавов ЖС-6К (рабочие температуры 800°С и 1000°С) и ЭИ-437Б (750°С) были определены общепринятым способом значения параметров m(T) и A(T) модели ДП (2), которые составили: m(T)=7,1; 3,71; 6,35 и $A(T)=2{,}51 \cdot 10^{21}$; $3{,}98 \cdot 10^{9}$; $4{,}57 \cdot 10^{17}$ соответственно.

2. В качестве характеристик МЦУ были использованы следующие данные по симметричному треугольному циклу: по ЖС-6К – [7] и по ЭИ-437Б – [8]. Для перехода к отнулевому циклу использовалась методика, приведенная в [9].

Так как модели МЦУ в логарифмических координатах имеют перегибы в области $z \approx 1 \cdot 10^3$, нами для ввода в (6) была принята модель МЦУ при мягком нагружении в виде

$$(\sigma)^{M_i(T)} \cdot z = C_i(T), \; i=1,2. \qquad (7)$$

Параметры $M_i(T)$ и $C_i(T)$ определялись по указанной исходной информации с применением метода наименьших квадратов. Результаты их вычисления приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры моделей МЦУ (7) и K_z от z (5)

Материал	T, °C	M_1 / M_2	$\frac{C_1}{C_2}$	k_1 / k_2
ЖС-6К	800	5,49/30,9	$\frac{1{,}87 \cdot 10^{16}}{6{,}72 \cdot 10^{77}}$	0,03/0,98
	1000	8,32/14,1	$\frac{5{,}41 \cdot 10^{22}}{3{,}95 \cdot 10^{36}}$	0,08/0,91
ЭИ-437Б	750	10,3/14,2	$\frac{2{,}15 \cdot 10^{29}}{1{,}46 \cdot 10^{39}}$	0,08/0,91

3. Для аппроксимации зависимости K_z от z использовалась модель (5), параметры которой k_1 и k_2 в соответствии с [5] приведены в таблице 1.

Подставив все приведенные выше аппроксимации характеристик материалов в формулу (6), получим следующее нелинейное уравнение для суммирования повреждений:

$$\frac{z_{p\Sigma} \cdot (\sigma)^{M_i(T)}}{C_i(T)} + \frac{z_{p\Sigma} \cdot \tau_B \cdot \sigma^m}{A(T)\left(k_2 - k_1 \lg z_{p\Sigma}\right)^m} = 1. \qquad (8)$$

Путем численного решения этого уравнения можно для различных выдержек τ_B определить числа циклов $z_{p\Sigma}$ до разрушения, учитывающие совместное действие МЦН и ПСН с выдержками, а также величины повреждений $П_{МЦН}$ и $П_{ПСН}$.

5. Исследования влияния выдержек в цикле на МЦУ сплавов ЖС-6К и ЭИ-437Б

5.1. Методика исследований

Методика исследования основана на решениях уравнения (8) относительно $z_{p\Sigma}$ при различных значениях выдержек τ_B.

Решение нелинейного уравнения (8) выполнялось при помощи средств подбора параметров пакета Excel. Предварительно было получено подтверждение их высокой точности с помощью известного метода половинного деления, программно реализованного на языке C++.

Методику рассмотрим на примере одного из основных случаев исследования – для сплава ЖС-6К при T=1000°C. Для этого случая в табл. 2 приведен вариант расчета $z_{p\Sigma}$, составляющих повреждений $П_{МЦН}$ и $П_{ПСН}$, а также их отношение $\Psi = \frac{П_{ПСН}}{П_{МЦН}}$ для сплава ЖС-6К при 1000°C для нескольких характерных величин τ_B. Порядок следования столбцов в таблице соответствует последовательности получения решений уравнения (8).

Таблица 2

Результаты вычислений $z_{p\Sigma}$, $П_{МЦН}$, $П_{ПСН}$ и Ψ сплава ЖС-6К (1000°)

6, МПа	$\tau_в$, ч	tp, ч	Kz	tp(z), ч	z, циклов	$П_{ПСУ}$	$П_{МЦУ}$	Ψ
200	0,0028 (10 сек)	11,61	0,674	2,69	883	0,911	0,089	10,28
250		5,07	0,714	1,45	281	0,537	0,463	1,157
300		2,58	0,752	0,9	94	0,292	0,708	0,4123
350		1,46	0,79	0,61	32	0,144	0,856	0,1687
400		0,87	0,826	0,44	11	0,072	0,928	0,0774
150	0,0167 (1 мин)	33,74	0,693	8,65	518	0,999	0,001	995,3
200		11,61	0,725	3,52	207	0,979	0,021	47,2
250		5,07	0,753	1,77	91	0,851	0,149	5,694
300		2,58	0,78	1,03	42	0,684	0,316	2,16
350		1,46	0,808	0,66	19	0,483	0,517	0,9334
400		0,87	0,836	0,46	8	0,307	0,693	0,4436
100	0,0833 (5 мин)	151,87	0,696	39,56	475	1	0	301238
150		33,74	0,74	11,05	133	1	0	3894
200		11,61	0,772	4,44	53	0,995	0,005	186,7
250		5,07	0,798	2,19	25	0,959	0,041	23,02
300		2,58	0,82	1,23	13	0,899	0,101	8,974
350		1,46	0,841	0,76	7	0,801	0,199	4,02
100	1	151,87	0,769	57,39	57	1	0	2491692
150		33,74	0,814	15,74	16	1	0	32806
200		11,61	0,846	6,25	6	0,999	0,001	1593,3
250		5,07	0,871	3,04	3	0,996	0,004	199,1

На рис. 5 приведены соответствующие графические зависимости, а на рис. 6 – зависимость коэффициента Ψ от значений $z_{p\Sigma}$.

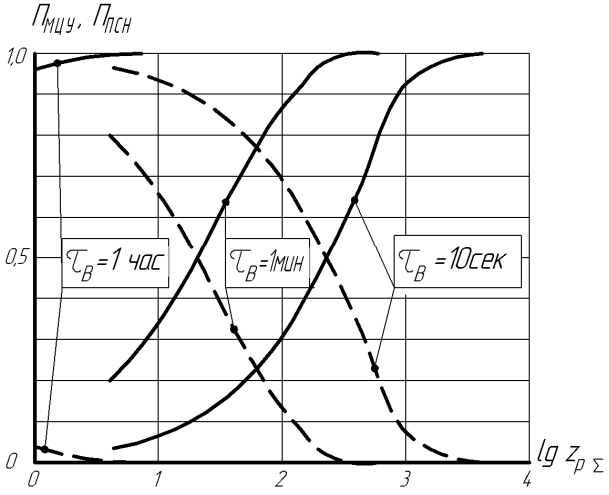


Рис. 5. Значения повреждений $П_{ПСН}$ и $П_{МЦН}$ (штриховые линии) для сплава ЖС-6К (1000°С)

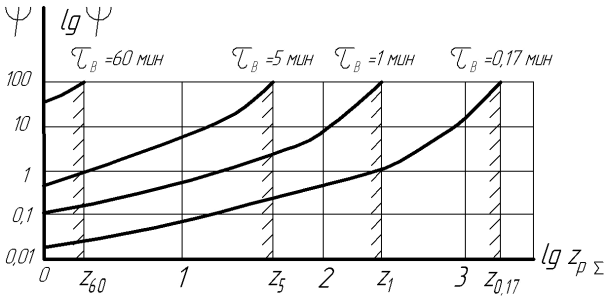


Рис. 6. Зависимости Ψ от числа циклов до разрушения и длительности выдержек в цикле для сплава ЖС-6К (1000°С)

На графике рис. 5 нанесены характерные точки z_{60}, z_5, z_1 и $z_{0,17}$ для соответствующих значений выдержек в цикле, которые являются конечными границами области (по оси $z_{p\Sigma}$) влияния $П_{МЦН}$ (не менее 1% от $П_{ПСН}$) и начальными границами области полного превалирования $П_{ПСН}$, в которой $П_{МЦН} < 0{,}01$ от $П_{ПСН}$. Для рассматриваемого случая при выдержке $\tau_В$=0,17 мин $z_{0,17}$=1778 ц; 1 мин – z_1=270 ц; 5 мин – z_5=44 ц; 60 мин – z_{60}=2 ц, что означает существенные расширения области (по оси $z_{p\Sigma}$) превалирующей роли $П_{ПСН}$.

Таким образом, величина Ψ весьма удобна для количественных представлений и оценок влияния значимых $П_{МЦН}$ и $П_{ПСН}$, а также факторов рассматриваемого явления (типа материала и его характеристик, рабочей температуры, величины выдержки $\tau_В$ в цикле нагружения и др.) на долговечность (ресурс) материала $z_{p\Sigma}$.

5.2. Результаты исследований

Кроме указанного выше случая (ЖС-6К при Т=1000°С), были рассмотрены случаи для сплавов ЖС-6К при 800°С и ЭИ-437Б при 750°С, результаты которых в форме зависимости Ψ от $z_{p\Sigma}$ приведены на рис. 7, 8.

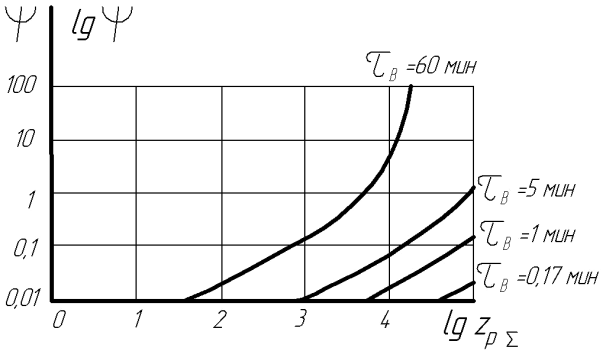


Рис. 7. Зависимости Ψ от числа циклов до разрушения и длительности выдержек в цикле для сплава ЖС-6К (800°С)

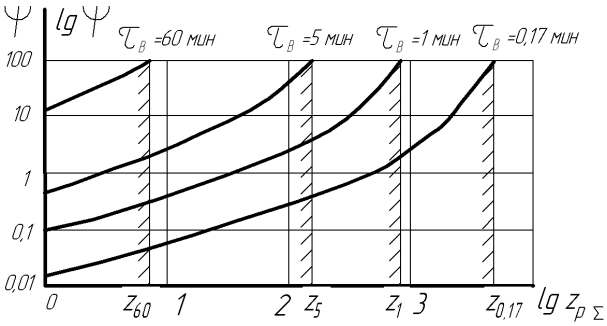


Рис. 8. Зависимости Ψ от числа циклов до разрушения и длительности выдержек в цикле для сплава ЭИ-437Б (750°С)

Их сравнительный анализ показывает, что для сплава ЭИ-437Б (750°С) (рис. 8) область превалирования $П_{ПСН}$ хотя и сдвигается в сторону больших $z_{p\Sigma}$, но остается подобной для случая ЖС-6К (1000°С). Для случае же ЖС-6К (800°С) (рис. 7) характер функций Ψ для различных значений выдержек значительно изменяется, смещаясь (по оси $z_{p\Sigma}$) в область МнЦН до $z_{p\Sigma}=10^7\ldots10^8$, которая в настоящем исследовании не рассматривалась в силу недостаточности сведений о зависимости K_z от z, ограниченных значениями $z=10^3\ldots10^5$.

С помощью предложенной методики нами были внесены коррективы в известные характеристики МЦУ (рис. 3, а и рис 3, б) для рассматриваемых трех случаев, учитывающие влияние длительности выдержек в цикле малоциклового нагружения при максимальных напряжениях и температурах на $z_{p\Sigma}$.

На рис. 9 в качестве примера приведены соответствующие кривые МЦУ сплава ЭИ-437Б при Т=750°С для некоторых значений $\tau_В$.

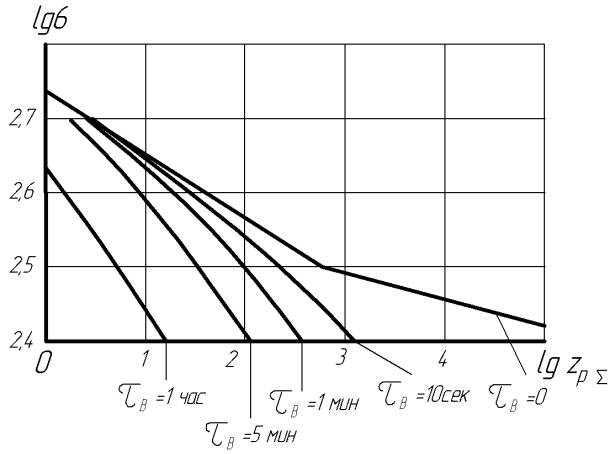


Рис. 9. Кривые МЦУ сплава ЭИ-437Б при 750°С для некоторых значений выдержек $\tau_В$

5.3. Сравнение экспериментальных и расчетных данных

Для сравнения были привлечены экспериментальные данные из монографии [10] по сплаву ЭИ-437Б при температуре Т=750°С, приведенные на рис. 10. Они показывают характер отклонений от вертикалей линий $\lg z(T_i) = \text{const}$ или уменьшения начальных (при $\tau_В$=0) значений $\lg z_p(T_i)$ при появлении выдержек $\tau_В$ в цикле малоциклового нагружения.

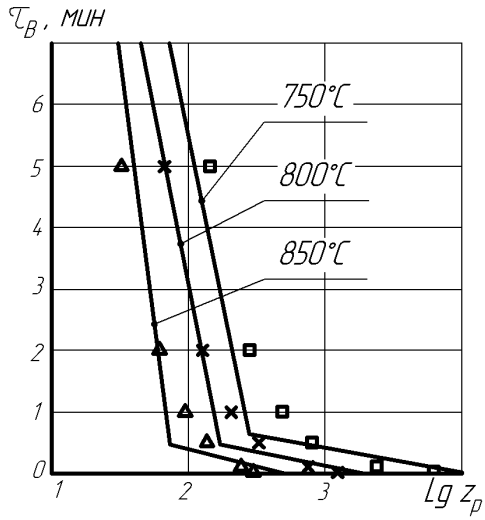


Рис. 10. Зависимость $z_p(\sigma, T)$ от величины выдержки в цикле $\tau_В$ для сплава ЭИ-437Б [5]. Точки – данные расчета по предложенной модели суммирования повреждений: ▲– σ =400МПа, ●– σ=350МПа, ■– σ =300МПа

Нанесенные на график расчетные значения $z_{p\Sigma}$ для температуры Т=750°С получены нами в полном соответствии с набором характеристик сплава ЭИ-437Б для этой температуры. При получении расчетных значений для температур 800°С и 1000°С необходимые характеристики были спрогнозированы нами на основе данных для температуры 750°С. В целом, можно отметить высокий уровень качественного и количественного совпадения результатов экспериментов и расчетов.

Выводы

1. В работе предложена методика учета влияния на МЦУ выдержек при максимальных напряжениях и температурах цикла, использующая закономерности ПСН и линейное суммирование повреждений от МЦН треугольной формы и ПСН с выдержками разной продолжительности.

2. Получено нелинейное уравнение суммирования указанных повреждений и предложен метод его решения относительно результирующего числа циклов до разрушения $z_{p\Sigma}$ и составляющих повреждений $П_{МЦН}$ и $П_{ПСН}$.

3. В качестве эффективного показателя взаимного влияния составляющих повреждений при различных факторах нагружения предложена зависимость $\Psi = \dfrac{П_{ПСН}}{П_{МЦН}}$ от $z_{p\Sigma}$.

4. Предложенная методика в полной мере реализована для жаропрочных сплавов ЖС-6К при рабочих температурах 800°С и 1000°С и ЭИ-437Б при температуре 750°С.

5. Для сплава ЭИ-437Б обнаружено хорошее количественное и качественное совпадение известных литературных экспериментальных данных с расчетами по предложенной методике.

Литература

1. Колотников, М.Е. Предельное состояние и прогнозирование ресурса ГТД в условиях многокомпонентного нагружения [Текст] / М.Е. Колотников; под ред. д.т.н., проф. В.М. Чепкина. – Рыбинск: Издво РГАТА, 2003. –136 с.

2. Цейтлин, В.И. Оценка прочности деталей в условиях многокомпонентного нагружения [Текст] / В.И. Цейтлин // Труды Куйбышевского авиационного института. – Вып. 63. – Куйбышев, 1975. – С. 123–131.

3. Кузнецов, Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Д.Кузнецов, В.И. Цейтлин. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.

4. Цейтлин, В.И. Оценка циклической долговечности деталей, работающих при сложных программах нагружения [Текст] / В.И. Цейтлин,

Д.Г. Федорченко // Проблемы прочности. – 1983. – № 2. – С. 13-19.

5. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. – 390 с.

6. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

7. Синайский, Б.Н. О температурной зависимости усталостной прочности жаропрочных никелевых сплавов [Текст] / Б.Н. Синайский, А.Д. Погребняк, И.И. Ищенко // Проблемы прочности. – 1976. – № 5. – С. 13-18.

8. Орлов, А.Ф. Некоторые особенности накопления повреждений для ГТД при малоцикловом нагружении и повышенных температурах [Текст] / А.Ф. Орлов, Б.Ф. Балашов // Малоцикловая усталость элементов конструкций: тез. докл. и сообщ. III всесоюзн. симпозиума. – Вильнюс, 1979. – Вып. 1. – С. Эй–94.

9. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Руководство для конструкторов [Текст] / Б.Ф. Балашов, И.А. Биргер, Н.Г. Бычков и др. – М.: ЦИАМ, 1990. – Вып. 1. – 208 с.

10. Термопрочность деталей машин [Текст] / Под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М: Машиностроение, 1975. – 455 с.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МОДЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИТРИМКИ В ЦИКЛІ НА ОПІР МАТЕРІАЛУ МАЛОЦИКЛОВІЙ ВТОМІ З ВИКОРИСТАННЯМ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ПОВТОРНО-СТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Д.Ф. Симбірський, А.О. Брунак

В роботі наведені результати модельних досліджень актуальної проблеми впливу витримок при максимальних режимах малоциклового навантаження (МЦН) на малоциклову втому (МЦВ) жароміцних матеріалів для турбін АГТД. Використані закономірності повторно-статичного навантаження (ПСН) матеріалу і зручний в практичній реалізації метод підсумовування пошкоджень від МЦН і ПСН з витримками різної тривалості. Отримано нелінійне рівняння сумування, рішення якого дозволяє визначити довговічність (ресурс) матеріалу в залежності від тривалості витримки. В результаті досліджень, проведених для жароміцних сплавів ЖС-6К і ЕІ-437Б, отримані, принаймні, на якісному рівні, важливі висновки і рекомендації, які в одному із випадків знайшли експериментальне кількісне підтвердження.

Ключові слова: повторно-статичне навантаження, малоциклова втома, тривала міцність, витримки в циклі, пошкоджуваність.

MODEL ANALYSES OF HOLD IMPACT IN THE CYCLE ON THE MATERIAL RESISTANCE TO THE LOW-CYCLE FATIGUE USING LAWS OF REPEATED-STATIC LOADING

D.F. Simbirskij, A.A. Brunak

This article deals with the results of model analyses of actual problem of hold impact (at maximal cycle loading modes) on low-cycle fatigue (LCF) of heat-resistant materials used in aircraft gas-turbine engines. Authors implement the laws of repeated-static loading (RSL) and convenient method of linear summation damages caused by LCF and RSL with different for the duration holds are used. Obtained non-linear equation makes possible to calculate the durability (lifetime) of material witch is correlated with hold duration. As the result of researches for the heat-resistant materials ZhS-6K and EI-437B the important conclusions and recommendation were obtained at least at qualitative level. Research results were experimentally validated for one case.

Key words: repeated-static loading, low-cycle fatigue, long-term strength, holds in cycle, damageability.

Симбирский Дмитрий Федорович – д-р техн. наук, проф., проф. каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Брунак Андрей Александрович – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

УДК 629.7.036:539.4

С.В. ЕПИФАНОВ[1], Н.А. РИНГ[1], И.Л. ГЛИКСОН[2], С.И. ШАНЬКИН[2]

[1] *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*
[2] *АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕТОДА «ДОЖДЯ» ДЛЯ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

Описан и проанализирован алгоритм метода «дождя» для выделения циклов нагружения по значениям эквивалентных напряжений, используемый в настоящее время в программном комплексе мониторинга выработки ресурса основных деталей газотурбинного двигателя. Выявлена неустойчивость этого метода при идентификации циклов по значениям эквивалентных напряжений. Предложено усовершенствовать используемый алгоритм путем перехода анализатора циклов на значения повреждаемостей, рассчитанных при размахе напряжений от нуля до текущего значения. На примере диска центробежного компрессора вспомогательного ГТД показана работоспособность и эффективность предложенного модернизированного алгоритма.

Ключевые слова: *метод «дождя», ресурс, мониторинг, контролируемая деталь, повреждаемость.*

Введение

В настоящее время для реализации стратегии эксплуатации по техническому состоянию используют автоматизированные системы диагностирования технического состояния авиадвигателей. В состав таких автоматизированных систем входит подсистема мониторинга (текущего расчета) выработки в процессе эксплуатации назначенных ресурсов (МВР) набора контролируемых деталей (КД), реализующая принцип их эквивалентной повреждаемости [1].

Структура программного комплекса для мониторинга выработанных ресурсов КД включает следующие блоки [2]:

– блок исходных данных (измеряемые параметры двигателя и условия полета);

– блок расчета необходимых для мониторинга неизмеряемых параметров;

– блок расчета теплового состояния КД;

– блок расчета напряженно-деформированного состояния КД;

– циклоанализатор, реализующий метод «дождя» по значениям эквивалентных упругопластических напряжений;

– расчет повреждаемостей КД по критериям ДП и МЦУ;

– расчет выработанных ресурсов КД.

Погрешности расчета неизмеряемых параметров, температурного и напряженного состояния КД исследованы в [1, 3] и обычно не превышают 1-3% их максимальных значений. Специальные исследования проводятся для уменьшения погрешностей определения этих параметров, связанных с изменением технического состояния двигателей [5, 6]. Ожидаемая погрешность выработанных ресурсов КД составит не более 15%. Но при расчете указанной погрешности не учитывалась работа блока циклоанализатора. Как будет показано ниже, погрешность выработанного ресурса может увеличиться почти в 2 раза по причине некорректного выделения циклов.

Алгоритм метода «потоков дождя»

В соответствии с известным методом “потоков дождя” [4] автором [3] был разработан рекуррентный алгоритм, осуществляющий схематизацию процесса изменения напряженного состояния. Результатом применения алгоритма являются *массивы восходящих и нисходящих полуциклов.* Исходной информацией для анализа являются значения упругопластических напряжений $\sigma_{экв}$, температур t и текущего времени τ.

Используется нетрадиционная обработка открытых полуциклов (потоков), повреждаемость от которых вычисляется по формуле

$$\Pi_i = \frac{1}{2N} - \Pi_{i-1}, \qquad (1)$$

где N – количество циклов до разрушения; Π_{i-1} – повреждаемость от этого же полуцикла нагружения на предыдущем шаге вычислений.

Повреждаемость может быть рассчитана с помощью любой из существующих гипотез для определения числа циклов до разрушения. В данном алгоритме используется формула Мэнсона:

$$\Delta\varepsilon = 3{,}5\frac{\left[\sigma_B(t) - \sigma_m\right]}{E(t)} N^{-0{,}12} + \left[\ln\frac{1}{1-\psi(t)}\right]^{0{,}6} N^{-0{,}6}, \qquad (2)$$

где $\Delta\varepsilon$ – размах деформаций;

σ_m – среднее напряжение полуцикла;

$\sigma_B(t)$, $E(t)$, $\psi(t)$ – характеристики материала.

© С.В. Епифанов, Н.А. Ринг, И.Л. Гликсон, С.И. Шанькин

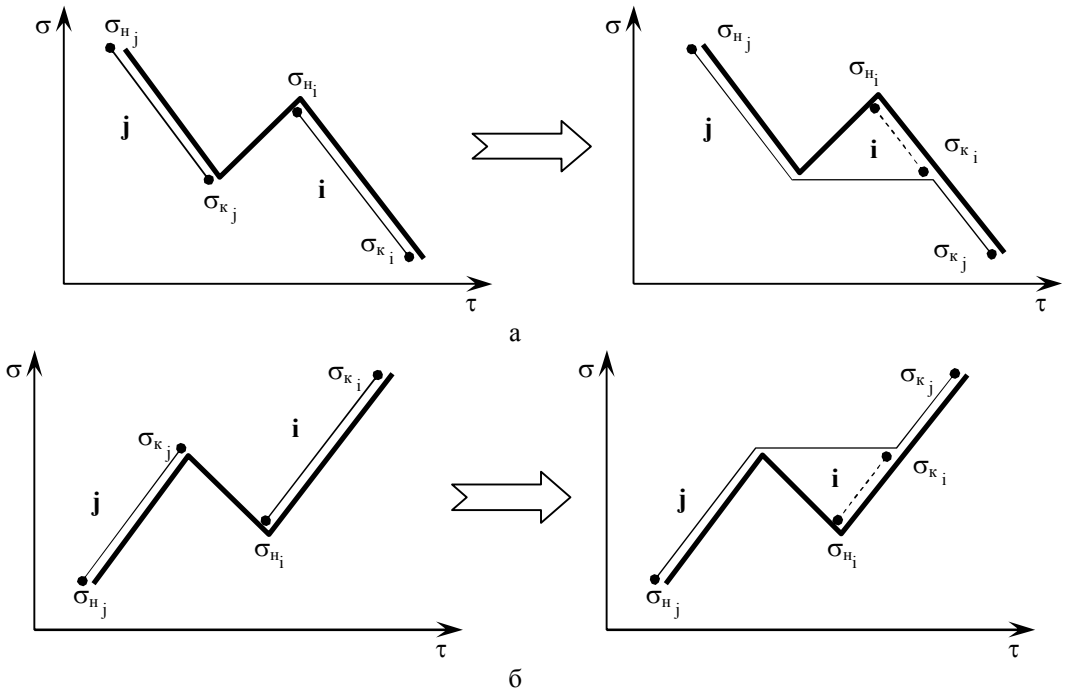


Рис. 1. Обнаружение цикла методом «потоков дождя». Закрытие полуцикла j:
а – при восходящем полуцикле, б – при нисходящем полуцикле i +

Программная реализация алгоритма предполагает, что любой полуцикл:

– характеризуется состоянием детали в начале[$\sigma_{экв\ н}$, $t_н$, $\tau_н$] и в конце полуцикла [$\sigma_{экв\ к}$,$t_к$, $\tau_к$];

– может находиться в двух состояниях: «открытом», когда возможно изменение полуцикла в ходе процесса, и в «закрытом», когда изменение полуцикла невозможно.

Алгоритм работает следующим образом.

1. В каждый i-й момент формируется новый полуцикл с параметрами

$$[\sigma_{экв\ н}= \sigma_{экв\ i-1},\ t_н= t_{i-1},\ \tau_н=\tau_{i-1}],$$

$$[\sigma_{экв\ к}= \sigma_{экв\ i},\ t_к= t_i,\ \tau_к=\tau_i].$$

Полуцикл заносится в «список восходящих полуциклов», если $\sigma_к \geq \sigma_н$, и в «список нисходящих полуциклов», если $\sigma_к < \sigma_н$.

2. В последовательности от большего значения $\tau_к$ к меньшему полуциклы сравниваются с ранее открытыми и изменяют друг друга.

Новый i-й восходящий полуцикл изменяет:

– j-й открытый нисходящий полуцикл (рис.1, а)по следующему условию: если $\sigma_{нj} < \sigma_{кi}$, то j-й полуцикл становится «закрытым»;

– j-й открытый восходящий полуцикл по следующему алгоритму (рис. 1,а): если $\sigma_{кi} < \sigma_{кj}$, то полуциклы обмениваются конечными точками и i-й полуцикл объявляется «закрытым».

Измененный j-й восходящий полуцикл аналогичным образом сравнивается с остальными восходящими циклами и т.д.

Новый i-й нисходящий полуцикл изменяет:

– j-й открытый восходящий полуцикл (рис. 1, б) по следующему условию: если $\sigma_{нj} > \sigma_{кi}$, то j-й полуцикл становится «закрытым»;

– j-й открытый нисходящий полуцикл по следующему алгоритму: если $\sigma_{кi} < \sigma_{кj}$, то полуциклы меняются конечными точками и i-й полуцикл становится «закрытым».

Измененный j-й полуцикл сравнивается с остальными нисходящими и т.д.

При закрытии цикла производится окончательный для данного полуцикла расчет повреждаемости с помощью формулы (2).

Недостатки алгоритма «дождя»

Рассмотрим изменение эквивалентных упругопластических напряжений в диске ЦБК вспомогательного газотурбинного двигателя в типовом эксплуатационном цикле, представленное на рис. 2. Анализ напряженного состояния выявил три точки с практически одинаковым уровнем напряжений (табл. 1). Расчет для каждой точки показал отличия уровней повреждаемости в 1,6 раза, что обусловлено существенно различными значениями температуры в соответствующие моменты времени.

Из представленных данных видно, что уровень напряжений в выделенных точках практически одинаков. В первой точке достижение максимального уровня напряжений связано с кратковременным забросом температурных напряжений, а в остальных точках – с выходом на более высокий режим (для которого характерны более высокие значения температуры и напряжений, обусловленных действием центробежных сил и температурных градиентов). Поэтому принятие

точки 1 в качестве наиболее нагруженной в данном цикле ошибочно, что и показал расчет повреждаемости. Использование значения повреждаемости, полученного для точки 1, при расчете выработанного ресурса приведет к погрешности в 1,6 раза. Видно, что незначительное изменение эквивалентных напряжений (в данном случае – устранение заброса напряжений в точке 1) может привести к значительному изменению расчетного значения выработки ресурса.

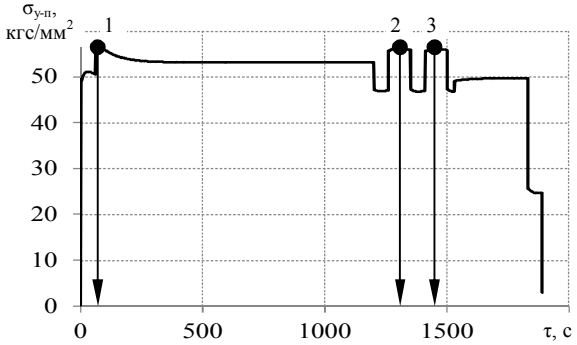


Рис. 2. Изменение эквивалентных упругопластических напряжений диска ЦБК в типовом эксплуатационном цикле

Таблица 1

Параметры напряженно-деформированного состояния в точках с максимальными напряжениями

Параметр	Значения параметра		
точка на рис. 2	1	2	3
момент времени, с	65	1293	1446
температура, °С	129	212	214
экв. напряжение, кгс/мм^2	56,8	56,45	56,37
модуль упругости, кгс/мм^2	11240	10662	10648
предел прочности, кгс/мм^2	92,2	86,3	86,1
повреждаемость	$5{,}8\cdot10^{-6}$	$9{,}6\cdot10^{-6}$	$9{,}6\cdot10^{-6}$
относительная повреждаемость $П/П_{ТЭЦ}$	1	1,640	1,642

Таким образом, нами обнаружена потеря устойчивости метода «дождя», в котором идентификация циклов выполняется по значениям эквивалентных напряжений. Было предложено модернизировать существующий алгоритм путем перехода к идентификации циклов по значениям повреждаемости.

Модернизированный алгоритм «дождя»

Модернизированный алгоритм «дождя» по структуре не отличается от существующего. Все изменения заключаются лишь замене эквивалентных напряжений на повреждаемость, которая рассчитывается с помощью формулы Мэнсона (2) или другого алгоритма в каждый момент времени при следующих исходных данных:

– текущая температура детали;

– текущие упруго-пластические напряжения;

– размах напряжений от нулевого до текущего значения;

– свойства материала для текущей температуры критической точки.

Расчет повреждаемости с максимально-возможным отнулевым размахом (от 0 до текущего уровня напряжений) не является окончательным, а служит лишь для идентификации циклов. График изменения такой повреждаемости для диска ЦБК в типовом эксплуатационном цикле представлен на рис. 3. Анализируя графики эквивалентных напряжений и повреждаемости с отнулевым размахом напряжений, представленные на рис. 2 и 3, можно сделать вывод о том, что максимум напряжений не всегда совпадает с максимумом повреждаемости (точка 1), хотя для большинства случаев такое совпадение имеет место.

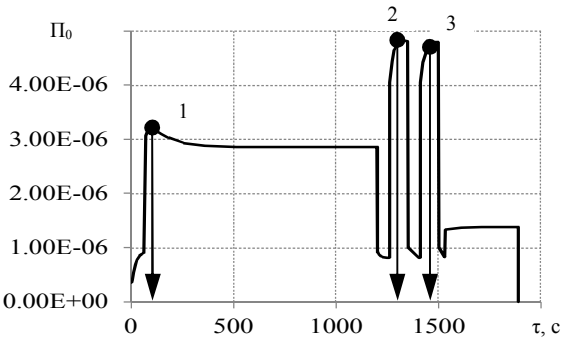


Рис. 3. Изменение повреждаемости с отнулевым размахом напряжений диска ЦБК в ТЭЦ

Таким образом, модернизированный алгоритм заключается в следующем:

1) по значениям $\sigma_{экв}$, t, τ рассчитывается повреждаемость с отнулевым размахом напряжений $П_0$;

2) полуцикл заносится в «список восходящих полуциклов», если $П_{0\,к} \geq П_{0\,н}$, и в «список нисходящих полуциклов», если $П_{0\,к} < П_{0\,н}$;

3) производится «открытие», сравнение, «закрытие» полуциклов, как описано выше, и расчет повреждаемости по соответствующей формуле при действующем значении размаха напряжений.

Заключение

При обработке типового эксплуатационного цикла для диска ЦБК с помощью модернизированного метода «дождя» получено значение накопленной повреждаемости, равное значению в точке 2, представленному в табл. 1; изменение относительной повреждаемости представлено на рис. 4. Обработка типового эксплуатационного цикла для остальных основных деталей двигателя не выявила отличий в накопленных повреждаемостях, что свидетельствует о совпадении максимальных эквивалентных упругопластических напряжений и максимума повреждае-

мости с отнулевым размахом напряжений, а также о работоспособности предлагаемого алгоритма.

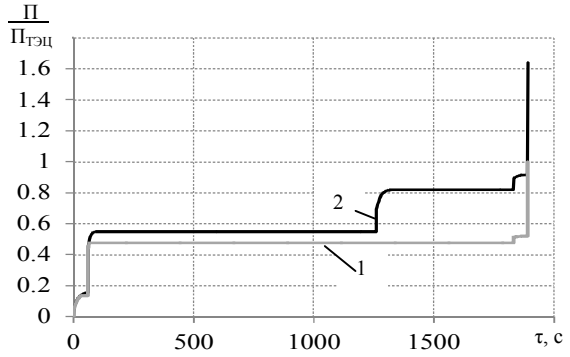


Рис. 4. Изменение относительной повреждаемости диска ЦБК в типовом эксплуатационном цикле при анализе циклов: 1 – по используемому методу «дождя»; 2 – по модернизированному методу

Литература

1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст]: дис. … д-ра техн. наук: 05.07.05 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 241 с.

2. Программный комплекс для мониторинга выработки ресурса основных деталей вспомогательного двигателя АИ-450-МС [Текст] / Н.А. Шимановская, Д.Ф. Симбирский, И.Л. Гликсон, С.И. Шанькин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №9(76).– С. 120-124.

3. Филяев, В.А. Мониторинг температурного и напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурса [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.07.05 / Филяев Вячеслав Анатольевич. – Х., 2002. – 193 с.

4. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [Текст]. – Введ. 01.07.84. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 29 с.

5. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models [Text] / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011–46161. – 10 p.

6. Маравилла Эррера, К. Анализ эффективность определения значений коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности лопатки с учетом индивидуальных характеристик газотурбинного двигателя [Текст] / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов // Вісник НТУ «ХПІ». – Вып. 7. «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2012. – С. 60-66.

Поступила в редакцию 2.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры конструкции авиационных двигателей Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МОДЕРНІЗАЦІЯ МЕТОДУ «ДОЩУ» ДЛЯ МОНІТОРИНГУ ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

С.В. Єпіфанов, Н.А. Рінг, І.Л. Гліксон, С.І. Шанькін

Описано і проаналізовано алгоритм методу «дощу» для виділення циклів навантаження за значеннями еквівалентних напружень, який використовується в поточний час в програмному комплексі для моніторингу виробітку ресурсу основних деталей газотурбінного двигуна. Виявлено нестійкість цього методу під час ідентифікації циклів за значеннями еквівалентних напружень. Запропоновано удосконалити алгоритм, що використовується, шляхом переходу аналізатора циклів на значення пошкоджуваностей, які розраховуються за розмахом напружень від нуля до поточного значення. На прикладі диска відцентрового компресора допоміжного ГТД показана працездатність і ефективність запропонованого модернізованого алгоритму.

Ключові слова: метод «дощу», ресурс, моніторинг, деталь, що контролюється, пошкоджуваність.

"RAIN" METHOD MODERNIZING FOR TURBINE ENGINE BASIC COMPONENTS LIFETIME MONITORING

S.V. Yepifanov, N.A. Ring, I.L. Glikson, S.I. Shankin

The "rain" method for loading cycles selection by equivalent stresses is discussed. This method is used in software for turbine engine basic components lifetime monitoring. Non-stability of cycles identification by values of equivalent stresses is detected. To prevent corresponding errors of monitoring, the method was modernized using new procedure of cycles selection by damageabilities calculation for stresses variation from zero to current value., Operability and efficiency of modernized algorithm is demonstrated using the disc of centrifugal compressor as example.

Key words: "rain" method, life time, monitoring, turbine engine component, damageability.

Епифанов Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Ринг Наталья Анатольевна – канд. техн. наук, науч. сотр. каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Гликсон Игорь Леонидович – начальник отдела прочности АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Шанькин Сергей Иванович – главный конструктор АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

УДК 621.432.3

В.А. ПЫЛЕВ[1], А.В. БЕЛОГУБ[2], Д.К. ОБОДЕЦ[3]

[1] ***Национальный технический университет «ХПИ», Украина***
[2] ***ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина***
[3] ***ООО «Горизонт 12», Харьков, Украина***

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ ЛЕГКОМОТОРНОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В работе проведен анализ существующих методов оценки ресурсной прочности поршней ДВС. Выполнен анализ конструкции поршня, как ресурсоопределяющей детали, легкомоторного авиационного двигателя и на его основании выбрана методика оценки его ресурсной прочности. Рассмотрены 12-ти и 4-х режимные стационарные модели эксплуатации вертолета, на основании которых разработана нестационарная модель нагружения поршня авиационного ДВС Lycoming IO-390 при его использовании на вертолете. По результатам работы сформулированы вывод о возможности применения этого двигателя на вертолете, рекомендации по уровню ресурсной прочности и продлению его ресурса.

Ключевые слова: *сверхлёгкая авиация, ресурсная прочность, поршень, температурное поле, модель эксплуатации.*

Введение

Сверхлёгкая авиация (СЛА) – летательные аппараты, максимальная взлетная масса которых не превышает 495 кг и максимальная калиброванная скорость сваливания (минимальная скорость полета) у них не более, чем 65 км/ч.

В настоящее время СЛА активно применяется во многих сферах, где использование иной техники является менее эффективным либо вовсе нецелесообразно. В качестве энергетической установки для СЛА чаще всего применяются двигатели внутреннего сгорания (ДВС). В связи со специфическими условиями эксплуатации к этим двигателям предъявляются жесткие требования, в первую очередь, по надежности и ресурсным показателям при высоких уровнях форсирования и минимальных массе и габаритных размерах.

Поскольку поршень является одной из наиболее теплонапряженных деталей ДВС, то обеспечение именно его ресурса во многом определяет ресурс двигателя в целом и представляется одной из важнейших проблем, которая требует своего решения в процессе, как проектирования перспективных двигателей, так и их модернизации.

В настоящее время разработаны и используются на практике методики оценки ресурсной прочности и продления ресурса поршней ДВС наземных транспортных средств [1 – 5], а также теплонапряженных элементов авиационных газотурбинных двигателей [6 – 8]. Аналогичные работы, учитывающие специфику эксплуатации ДВС для СЛА, практически отсутствуют. Таким образом, прогнозирование ресурсной прочности поршней для таких двигателей является актуальной задачей.

Цель и задачи исследования. Целью исследования является создание методики прогнозирования ресурсной прочности поршней ДВС для СЛА.

Задачами работы являлось разработка нестационарных моделей эксплуатации СЛА для их использования в оценках ресурса поршней с учетом гарантированного обеспечения последнего на стадии проектирования, а также оценка возможности установки самолетного двигателя на вертолет.

В качестве объекта исследования выбран поршень самолетного двигателя Lycoming IO-390, предназначенного для установки на вертолет производства компании «Горизонт 12».

Анализ существующих методов оценки ресурсной прочности поршней ДВС

Условия работы двигателей (в частности авиационных) характеризуются цикличностью нагружения, связанной с запусками, остановами и изменениями режимов работы в процессе полета. Указанная цикличность является основным ограничителем ресурса высоконагруженных элементов камеры сгорания (КС), в нашем случае – перегретых кромок на донце поршня. При этом ефекты малоциклового характера составляют около 10% всех дефектов авиационных двигателей [9]. Определяющая роль цикличности нагружения в ограничении ресурса подчеркивает важность изучения и разработки методов повышения ресурсной прочности деталей и узлов двигателей.

© В.А. Пылев, А.В. Белогуб, Д.К. Ободец

Каждый цикл низкочастотного нагружения, как изменение режимов работы двигателя, характеризуется своим уровнем максимальных и минимальных температур и напряжений, продолжительностью и величиной наложенных высокочастотных напряжений. Эти факторы оказывают влияние на характеристики сопротивления малоцикловой усталости и ползучести материалов. Так как количество циклов может быть велико, то необходимо иметь методы прогнозирования ресурсной прочности деталей при известной модели эксплуатации двигателя. При этом сведения о реальных полетных циклах нагружения позволяет решить задачу продления ресурса.

Исходными данными для оценки ресурсной прочности поршня являются его температурное состояние и выбранная модель эксплуатации. Информация о температурном состоянии поршня может быть получена путем натурного эксперимента или с помощью численного моделирования. Первый способ не всегда применим ввиду его сложности и дороговизны, поэтому на практике используют численное моделирование, в частности, с помощью метода конечных элементов. Задача решается, как правило, в трехмерной постановке с использованием соответствующих граничных условий (ГУ) теплообмена. Последние, для выбранной конструкции двигателя и поршня, могут быть приняты по данным литературных источников, либо идентифицированы по результатам экспериментального исследования, включая двигатели-аналоги [10].

Среди факторов, которые влияют на разрушение деталей КС, основными считаются:

- малоцикловая термическая усталость, которая определяется наличием переходных процессов апериодического нагружения двигателя;
- многоцикловая термомеханическая усталость, обусловленная высокочастотным периодическим изменением значений параметров рабочего тела в цилиндре;
- процесс ползучести материала, который имеет место как на стационарных режимах, так и в переходных процессах работы двигателя;
- релаксация термоупругих напряжений, сопровождаемая процесс ползучести в условиях ограничения деформации последнего.

Все перечисленные факторы непосредственно определяются конкретными технологическими циклами работы двигателя определенного назначения, т.е. является функцией модели его эксплуатации. При этом вероятность количественной оценки времени работы до разрушения термонапряженного элемента КС, в первую очередь, зависит от достоверности принятой схемы деформирования материала в рассматриваемой зоне. Исследования, представленные в [2] свидетельствуют, что основной вклад в разрушение материала поршня вносят начальные и конечные этапы переходных процессов наброса-сброса нагрузки. Первые характеризуются уровнем температур поршня, близким к предшествующему стационарному режиму и забросами (либо просадками) термических напряжений. Вторые – уровнями температур и термических напряжений, близких к последующим установившимся режимам работы двигателя, как тяжелым, так и частичным. При этом важно, что в процессе циклического нагружения двигателя между двумя стационарными режимами процесс разрушения материала поршня существенно интенсифицируется тогда, когда уровень термонапряженности поршня на частичном стационарном режиме достаточен для протекания процессов ползучести материала и релаксации термических напряжений [3].

Вопрос потери прочности материала практически всегда связывают с представлениями о накоплении повреждений. Принимается, что их величина устанавливает долю исчерпания ресурса детали в относительных единицах, т.е. может изменяться в пределах d = 0...1.

Оценку ресурсной прочности поршней в зонах локальных экстремумов напряженности выполняют на основе учета совместного накопления повреждений материала, вызванных усталостью и ползучестью:

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k U_k = 1, \qquad (1)$$

где k – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали до наступления предельного состояния материала; N_{fk} – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k-го цикла нагружения; U_k – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k-ым циклом нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Здесь величины N_{fk}, U_k устанавливают, соответственно, используя уравнение Поспишила и теорию упрочнения при ползучести [2,3]. Тогда расчетный ресурс конструкции P^* для принятой продолжительности модельного цикла нагружения $\tau_ц$ определяется как $P^* = k\,\tau_ц$. При этом каждый цикл термонагружения поршня в переходном процессе работы двигателя разбивается на расчетные подинтервалы, для которых устанавливают величины суммарных эквивалентных температур и напряжений:

$$t_i^k = \bar{t}_i^k + 0{,}7\Delta\tilde{t}_i^k, \qquad (2)$$

$$\sigma_i^k = \bar{\sigma}_i^k + 0{,}7\Delta\tilde{\sigma}_i^k. \qquad (3)$$

Величины $\bar{t}_i^k$ и $\bar{\sigma}_i^k$ отвечают решению задачи низкочастотного нагружения детали, а размахи $\Delta\tilde{t}_i^k$, $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$ – высокочастотного.

В зависимости от особенностей конструкций тонкостенных поршней бензиновых ДВС и массивных поршней дизелей обобщенный метод (1-3), имеет определенный уровень упрощений. Это позволяет с большой эффективностью его использовать на практике.

Исследования показали, что на усталостную прочность массивных поршней дизельных двигателей больше влияние оказывают термические напряжения, в то время как для тонкостенных поршней определяющим фактором являются механические напряжения [2].

В данном исследовании поршень двигателя Lycoming IO-390 отнесен к толстостенным, и оценка его ресурсной прочности осуществлялась по обобщенной методике без учета механических напряжений.

Пути решения проблемы

Для решение поставленных в работе задач необходимым является разработка методики получения совокупности теоретических переходных процессов эксплуатационного нагружения поршня. Первичной информацией здесь является стационарная модель эксплуатации двигателей определенного назначения. На сегодня такие модели разработаны для широкого класса двигателей, они представляют собой трехмерные диаграммы с установленными характерными полигонами эксплуатации [11]. Указанные полигоны характеризуются относительными от номинальных значениями крутящего момента, или мощности, частоты вращения коленчатого вала, а также долей времени работы двигателя на определенном полигоне от полного времени его эксплуатации на всех полигонах.

На основе стационарной модели разрабатывают нестационарные. Соответствующая методика, основанная на концепции гарантированного обеспечения ресурса, приведена в [2].

В качестве исходных данных для создания модели эксплуатации двигателя СЛА обычно принимают типовой профиль полета. Он представляет собой полный летный цикл от взлета до посадки с указанием режима работы двигателя и времени наработки на конкретном режиме.

Типовой профиль полета показывает, что при выполнении целевой задачи СЛА возникает совокупность циклических режимов работы двигателя, при которых происходят определенные наброси и сбросы нагрузки. Важно, что реальные условия эксплуатации СЛА могут отличаться от типовых и быть более тяжелыми. Поэтому, исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса принято, что нестационарная модель нагружения поршня должна отличаться от его нагружения в условиях типового профиля полета СЛА и может быть построена на основе совокупности полигонов стационарной модели согласно методики [2].

Стационарная модель эксплуатации вертолета представлена в табл. 1. Видно, существует множество режимов работы двигателя с близкими значениями относительной мощности. Это позволяет создать относительно простую теоретическую стационарную модель эксплуатации вертолетного двигателя, не противоречащую концепции обеспечения гарантированного ресурса поршня. Такая модель представлена в табл. 2.

На основе стационарной модели эксплуатации табл. 2. и реально возможных переходных режимов работы двигателя СЛА по методике [2] получаем нестационарную модель эксплуатации, приведенную в табл. 3. Такая модель представляет собой совокупность цикличных переходных процессов работы двигателя между режимами i, i+1 и суммарную наработку в данном переходном процессе P_i. Исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса принятое время цикла $\tau_ц$ соответствует времени прогрева и охлаждения поршня в указанных переходных процессах. Оставшаяся часть ресурса двигателя приходится на установившийся режим работы и холостой ход. Исходя из принятой концепции, указанные режимы практически не влияют на накопление повреждений и в расчете не участвует.

Аналогичным образом получена нестационарная модель эксплуатации легкомоторного самолета, также представленная в табл. 3.

Для расчета накопленных повреждений в зоне КС поршня использована методика [2]. Для этого необходимо рассчитано термонапряженное состояние конструкции для каждого режима работы двигателя. При этом граничные условия изменяются в соответствии с режимом.

В качестве примера на рис. 1 представлено температурное поле поршня при работе двигателя на номинальном режиме.

Имея максимальные температуры для каждого из режимов, и имея нестационарную модель эксплуатации, переходим к определению ресурсной прочности поршня.

Результаты вычислений показали, что накопленные повреждения для самолетного двигателя составили d = 0,76, а для вертолетного – d = 0,86. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что на протяжении эксплуатации двигателя при заданном ресурсе P = 2500 часов, накопленные повреждения не вызывают разрушения поршня.

Здесь ценность полученных результатов заключается не в абсолютной величине накопленных повреждений, и как следствие ресурса, а в относительной величине.

Таблица 1

Стационарная модель эксплуатации вертолета

№ режима	Типовой профиль полета	Режимы	Относительная мощность	Относительная наработка	Время наработки, ч
1	Взлет и контрольное висение	Холостой ход	0	0,025	62,5
2		Взлёт	0,75	0,01	25
3	Набор высоты горизонтального полета	Набор высоты (вертикальный взлёт)	0,98	0,06	150
4		Набор высоты и горизонтальный полет	0,9	0,102	255
5	Полет по маршруту	Горизонтальный полет (крейсерская скорость)	0,75	0,49	1225
6		Горизонтальный полет (максимальная скорость)	1	0,05	125
7		Маневры	1	0,01	25
8	Снижение, зависание и посадка	Снижение и горизонтальный полет	0,68	0,102	255
9		Снижение (вертикальное снижение)	0,5	0,041	102,5
10		Зависание	0,95	0,08	200
11		Разворот в режиме висения	0,96	0,02	50
12		Посадка	0,95	0,01	25

Таблица 2

Теоретическая стационарная модель эксплуатации вертолетного поршневого двигателя

№ режима	Режимы	Относительная мощность	Относительная наработка	Время наработки, ч
1	Набор высоты (вертикальный взлёт)	1	0,332	830
	Набор высоты и горизонтальный полет			
	Горизонтальный полет (максимальная скорость)			
	Зависание			
	Разворот в режиме висения			
	Маневры			
2	Горизонтальный полет (крейсерская скорость)	0,75	0,602	1505
3	Снижение и горизонтальный полет	0,68	0,102	255
4	Снижение (вертикальное снижение)	0,5	0,041	102,5

Таблица 3

Нестационарная модель эксплуатации авиационного поршневого двигателя

№ п/п	Режим i	Режим i+1	Наработка Pi, ч.
Вертолетный ДВС			
1	0,68	1	510
2	0,75	1	1150
3	0,5	0,75	205
Самолетный ДВС			
1	0,86	1	205
2	0,74	1	315
3	0,62	0,86	215
4	0,5	1	405

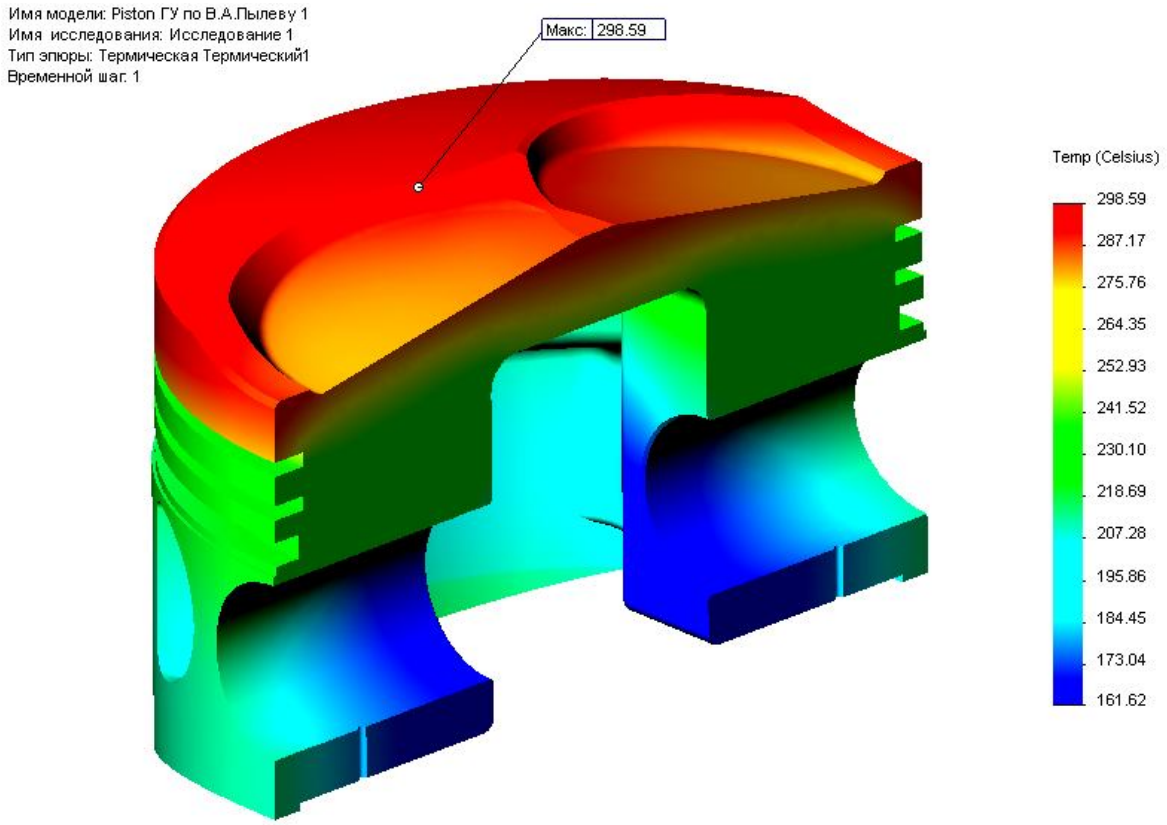


Рис. 1. Температурное поле поршня на номинальном режиме работы ДВС

Поскольку при установке самолетного двигателя на вертолет меняется лишь условия его нагружения, то судя по небольшой разнице в накопленных повреждениях можно сделать вывод, что данный двигатель по критерию ресурсной прочности сохранит свой гарантированный заводом изготовителем ресурс.

Разработка рекомендаций по продлению ресурса авиационного поршневого двигателя

Выполненные исследования показали, что приведенные условия эксплуатации двигателя обеспечивают заданный ресурс поршня. Однако, при разработке метода прогнозирования ресурсной прочности элемента камеры сгорания применена концепция гарантированного обеспечения ее ресурсной прочности. Важно, что время цикла $\tau_ц$ принято с учетом полного прогрева поршня, а модель эксплуатации имитирует возможные наиболее неблагоприятные условия работы поршня. Таким образом, в условиях реальной эксплуатации будут иметь определенные отличия как собственно параметры переходных процессов, так и значение $\tau_ц$. Это означает, что истинная ресурсная прочность будет превышать заданный ресурс. В таком случае могут быть применены методики мониторинга и продления ресурса, используемые для газотурбинных авиационных двигателей, что позволяет разрабатывать индивидуальные ремонтные планы и вовремя предупреждать о наступлении предельного состояния поршня, а в перспективе – других теплонапряженных деталей СЛА.

Литература

1. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя [Текст] / В.В. Матвеенко, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012 . – №1. – С. 120-124.

2. Пильов, В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст]: моногр. / В.О. Пильов. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.

3. Пылев, В.А. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС [Текст]/ В.А. Пылев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 74-81.

4. Исследование прочности материалов поршней ДВС в условиях циклического и термомеханического нагружений [Текст] / Д.П. Синявский, С.С. Городецкий и др. // Проблемы прочности. – 1976. – № 7. – С. 3-9.

5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности [Текст] /

А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. / под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Тэхника, 1992. – 272 с.

6. Упрощенный метод мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД [Текст]/ Н.А. Шимановская, Д.Ф. Симбирский, И.Л. Гликсон, С.И. Шанькин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 10. – С. 119-122.

7. Симбирский, Д.Ф. Разработка и исследование методов диагностики теплового состояния элементов двигателей летательных аппаратов [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 01.04.14 / Симбирский Димитрий Феодорович; Институт технической теплофизики АНУССР. – К., 1976. – 41 с.

8. Олейник, А.В. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД [Текст]/ А.В. Олейник, Д.Ф. Симбирский, А.В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 10. – С. 37-41.

9. Кочеров, Е.П. Расчет показателей надежности деталей турбины авиационного ГТД [Текст]: учеб. пособие / Е.П. Кочеров, А.С. Виноградов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 34 с.

10. Белогуб, А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А.В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3. – С. 27-40.

11. Парсаданов, И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экономического критерия [Текст]: моногр. / И.В. Парсаданов. – Х.: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. 203 С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет ии. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ЛЕГКОМОТОРНОГО АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА

В.О. Пильов, О.В. Белогуб, Д.К. Ободець

У роботі проведено аналіз існуючих методів оцінки ресурсної міцності поршнів ДВЗ. Виконано аналіз конструкції поршня, як ресурсовизначальної деталі, легкомоторного авіаційного двигуна та на його підставі обрана методика оцінки його ресурсної міцності. Розглянуто 12-ти і 4-х режимні стаціонарні моделі експлуатації вертольота, на підставі яких розроблена нестаціонарна модель навантажування поршня авіаційного ДВЗ Lycoming IO-390 при його використанні на вертольоті. За результатами роботи сформульовані висновок про можливість застосування цього двигуна на вертольоті, рекомендації за рівнем ресурсної міцності і продовженню його ресурсу.

Ключові слова: надлегка авіація, ресурсна міцність, поршень, температурне поле, модель експлуатації.

PREDICTING THE RESOURCE STRENGTH OF PISTON SMALL-ENGINE AIRCRAFT ENGINES

V.A. Pylov, A.V. Belogub, D.K. Obodets

The paper analyzes the existing methods for assessing the resource durability of ICE pistons. Analysis the design of the piston, as resource determining part of the small-engine aircraft engine, and on the basis of this chosen method estimating its resource durability. Examined 12 and 4-mode stationary model of the helicopter, on which basis was developed unsteady model of the loading the piston of aircraft engine Lycoming IO-390 which used in a helicopter. By the result we have made conclusions that it is possible to use this engine in helicopter, also makes recommendations by the level of resource durability and prolong its life.

Keywords: ultra-light aircraft, the resource strength, the piston, the temperature field, model of operation.

Пылев Владимир Александрович – д-р техн. наук, проф., и.о. зав. каф. НТУ «ХПИ», Харьков, Украина.

Белогуб Александр Витальевич – д-р техн. наук, технический консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина,

Ободец Дмитрий Константинович – инженер-конструктор ООО «Горизонт 12», Харьков, Украина.

УДК 620.192; 620.178.3

И.В. БИБЛИК

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО СУММИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Рассмотрена возможность применения компьютерного моделирования для определения показателей надежности элементов конструкций, эксплуатирующихся в условиях действия спектра нагрузок. Предлагаемый подход основан на вероятностном суммировании усталостных повреждений. При этом вероятностное накопление повреждений рассматривается как мера деградации сопротивления усталости материала и моделируется как нестационарный процесс, который характеризуется зависящими от времени параметрами распределения – математическим ожиданием и дисперсией. Показано, что разработанный подход позволяет проводить оценку показателей надежности элементов конструкций при изменении условий нагружения.

Ключевые слова: *многоцикловая усталость, суммирование повреждений, компьютерное моделирование, показатели надежности.*

Введение и постановка задачи

Многоцикловая усталость является наиболее частой причиной отказов и предельных состояний элементов конструкций и деталей машин. Поэтому при оценке долговечности конструкции первостепенное значение приобретает оценка времени накопления величины повреждения от начального до некоторого предельного значения.

В большинстве случаев усталостные повреждения возникают при действии переменных напряжений, превышающих предел выносливости. Процесс накопления усталостных повреждений описывается различными моделями. Наиболее часто применяют линейную гипотезу суммирования усталостных повреждений, однако при любых моделях накопление повреждений зависит от амплитуды переменных напряжений.

Вопросам суммирования усталостных повреждений уделяется значительное внимание, развиты различные гипотезы суммирования повреждений [1]. Однако эти гипотезы, как правило, оперируют лишь различными мерами повреждаемости материала, не уделяя при этом достаточного внимания физической картине усталостного разрушения.

Поэтому большое значение приобретает проблема определения областей применимости тех или иных гипотез суммирования. Особенно это относится к гипотезе линейного суммирования повреждений, наиболее упрощенно описывающей физический механизм развития процесса усталости.

Методика оценки и прогнозирования остаточного ресурса с использованием метода линейного суммирования повреждений, накапливаемых конструкционными материалами оборудования в процессе эксплуатации, известна давно и используется в ряде работ [2]. При этом в качестве критерия наступления предельного состояния, определяющего долговечность конструкции, принимается критическая совокупность имеющихся дефектов и накопленных повреждений.

При детерминированной оценке усталостной прочности от нагружения циклами с различными амплитудами поврежденность, накопленная материалом при данной амплитуде цикла, представляет собой отношение числа циклов нагружения с данной амплитудой к разрушающему числу циклов при этой же амплитуде. При линейном суммировании сумма повреждений от различных режимов равна единице.

В то же время хорошо известно [3], что усталостное разрушение носит ярко выраженный статистический характер. Так, даже при самом строгом соблюдении однородности условий испытаний образцы из одного и того же материала при одинаковых максимальных напряжениях разрушаются, как показывают эксперименты, при существенно различных количествах циклов. Величина разброса увеличивается с уменьшением уровня максимальных напряжений и соответствующим увеличением количества циклов, необходимых для разрушения образца.

В последние годы интенсивно развиваются вероятностные методы расчетов на прочность при напряжениях, переменных во времени. Эти методы основываются на вероятностной оценке рассеяния

© И.В. Библик

усталостных характеристик материала, определяемых путем испытания достаточно большой партии идентичных образцов или изделий на различных уровнях максимальных напряжений цикла.

Необходимость перехода от детерминированного к вероятностному подходу при обосновании циклической прочности и определении ресурса следует именно из-за того, что при различных амплитудах напряжения достижение одного и того же предельного состояния с приблизительно одной и той же вероятностью происходит при различных накопленных усталостных повреждениях.

С переходом на вероятностную методику расчета циклической прочности появляется возможность определить дисперсию разрушающих повреждений в режиме испытаний с постоянной амплитудой цикла. В прежних расчетах на циклическую прочность этот параметр практически не использовался. При вероятностном подходе он становится определяющим, ответственным за оценку прочностной надежности [4].

Целью настоящей работы является оценка возможности применения компьютерного моделирования процесса разрушения материала в условиях действия спектра нагрузок для исследования особенностей процесса накопления усталостной поврежденности и оценки показателей надежности методом вероятностного суммирования усталостных повреждений.

Компьютерное моделирование процесса усталостного разрушения проводилось в рамках разработанного в ИПМаш НАН Украины специального расчетно-экспериментального метода (РЭМ) [5].

В основе РЭМ лежат некоторые положения системной динамики и имитационного компьютерного моделирования. Кроме того, он базируется на экспериментальном определении механических характеристик материала элементов конструкций с учетом режима и условий эксплуатации.

Ранее было показано [6, 7], что РЭМ позволяет не только получать кривые усталости для различных материалов, совпадающие с экспериментальными кривыми, но и оценивать на каждом этапе усталостного нагружения интегральную поврежденность материала независимо от очередности воздействия напряжений различных уровней. При этом в качестве меры повреждений может быть использовано как отношение числа циклов при данной амплитуде напряжения к разрушающему числу циклов, так и относительное число разрушенных структурных элементов в модели материала.

Результаты и их обсуждение

Вначале рассмотрим результаты применения компьютерного моделирования в рамках РЭМ для вероятностной оценки характеристик сопротивления многоцикловой усталости на примере образцов стали 12Х18Н12Т.

На рис. 1 приведены кривые усталости равной вероятности разрушения (σ_A – амплитуда циклического напряжения).

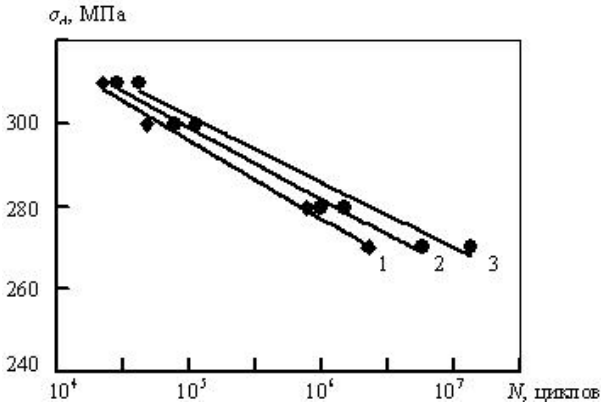


Рис. 1. Кривые усталости для трех значений вероятности разрушения:
1 – 30 %; 2 – 50 %; 3 – 70 %

Для каждой амплитуды цикла модель материала создавалась 50 раз, в каждом случае определялось число циклов до разрушения, N_i, промежуточная поврежденность, $a_i(N)$, и предельная поврежденность a_{0i}. Полученные ряды чисел циклов до разрушения для каждой амплитуды цикла служили исходной информацией для вероятностной оценки усталостных характеристик материала. Вероятность разрушения R при данном N_i на каждом уровне σ_A вычислялась по формуле

$$R = \frac{i - 0,5}{n}, \qquad (1)$$

где i – число образцов, разрушившихся при числе циклов, меньшем N_i;

n - число образцов, доведенных до разрушения на данном уровне σ_A.

Полученная таким образом зависимость между максимальными напряжениями цикла σ_A, долговечностью N и вероятностью разрушения R представляется в виде семейства кривых усталости, построенных для различных вероятностей разрушения R.

Применение гипотезы линейного суммирования повреждений для определения циклической долговечности при нагружении материала с различными σ_A предполагает использование только средней кривой усталости, соответствующей вероятности разрушения 50 % (кривая 2 на рис. 1). При этом накапливаемое в материале за один цикл повреждение соответствует величине 1/N, где **N** – математическое ожидание функции распределения разрушающих чисел циклов для σ_A = const.

В то же время, оценка показателей надежности (или циклической долговечности) может быть проведена на основе подхода, использующего в качестве меры поврежденности материала, как уже отмечалось выше, относительное число разрушенных структурных элементов в модели материала РЭМ.

На рис. 2 приведено схематическое изображение изменения усталостной поврежденности (a) в зависимости от числа циклов нагружения (a_0 определяет предельно допустимый уровень поврежденности).

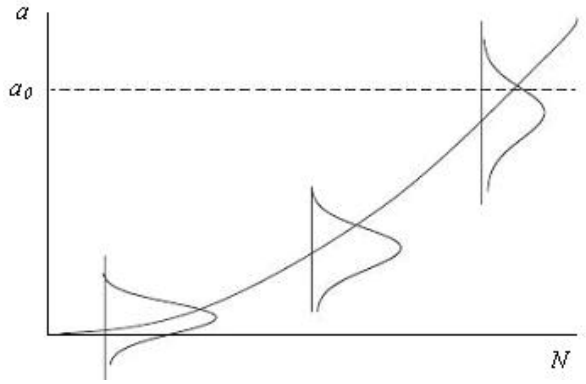


Рис. 2. Вероятностное накопление усталостных повреждений

Под усталостной поврежденностью материала подразумевается необратимое накопление повреждений при циклических воздействиях в течение времени эксплуатации, которое неизбежно ведет к отказу объекта. При этом поврежденность рассматривается как случайная величина, распределенная по нормальному закону, которая характеризуется математическим ожиданием и дисперсией, зависящими от времени (или от числа циклов нагружения).

В качестве примера на рис. 3 приведены полученные с помощью компьютерного моделирования функции распределения предельных повреждений, $F(a_0)$, образцов стали 12Х18Н12Т для двух значений амплитуд цикла (a_0 – число предельных повреждений, отнесенное к общему числу структурных элементов, составляющих модель материала).

Одним из преимуществ компьютерного моделирования, проводимого в рамках РЭМ, является возможность непосредственного определения степени поврежденности материала на любом этапе усталостного нагружения. В связи с этим появляется возможность для произвольного момента времени t (или числа циклов N) определять параметры функции распределения усталостных повреждений (математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение) для действующих на образец или изделие амплитуд цикла.

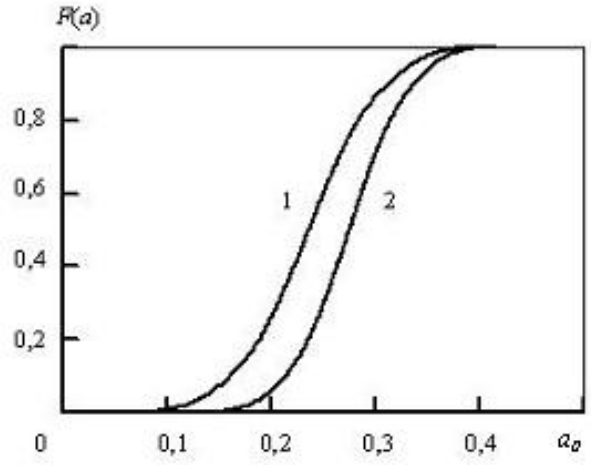


Рис. 3. Функции распределения предельных повреждений для двух амплитуд цикла:
1 – 270 МПа; 2 – 310 МПа

Рассмотрим методологию оценки показателей надежности по критерию накопленной усталостной поврежденности, определяемой в результате компьютерного моделирования.

При заданной предельной степени повреждения a_0 вероятность разрушения будет равна вероятности превышения накопленной за N циклов поврежденностью a(N) предельно допустимого уровня a_0.

В предположении нормального закона распределения усталостных повреждений на каждом эксплуатационном режиме (при различных σ_A) для вероятности ненаступления предельного состояния (вероятности безотказной работы) можно записать следующее соотношение [8]

$$P(N) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{a_0 - a(N)}{\sqrt{s_f^2 + s_N^2}}\right), \qquad (2)$$

где $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-z^2/2} dz$ – функция Лапласа;

a(N) – математическое ожидание усталостной поврежденности при числе циклов, равном N;

s_f^2 – дисперсия разрушающих повреждений;

s_N^2 – дисперсия повреждений при числе циклов, равном N.

Поскольку РЭМ позволяет определить как математическое ожидание усталостной поврежденности, так и ее дисперсию при любом произвольном числе циклов, с помощью формулы (2) можно получить зависимости P(N) для произвольных значений σ_A. На рис. 4 приведены зависимости вероятности безотказной работы (ВБР), полученные для образцов стали 12Х18Н12Т при трех значениях σ_A (a_0 в формуле (2) принималась равной единице).

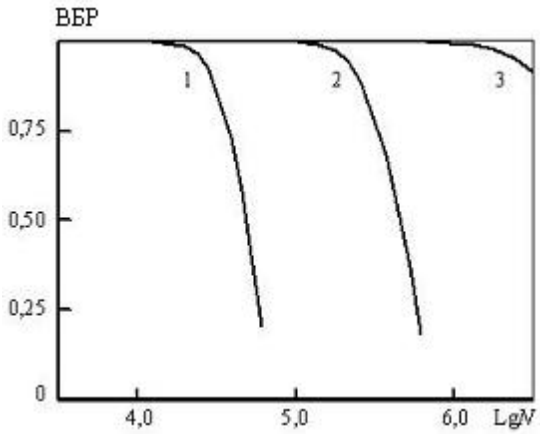


Рис. 4. Зависимости ВБР для трех амплитуд циклического нагружения:
1 – 310 МПа; 2 – 290 МПа; 3 – 270 МПа

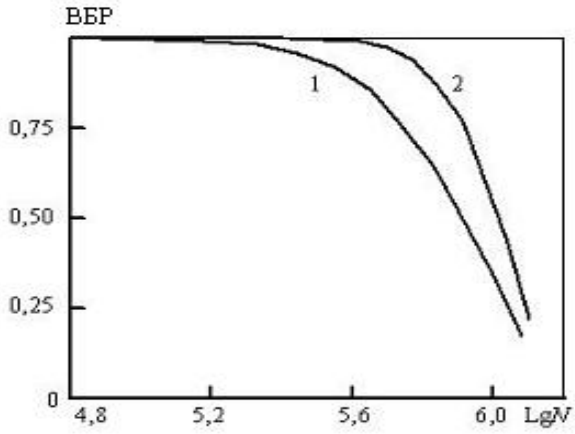


Рис. 5. Зависимости ВБР для двух режимов циклического нагружения:
1 – режим № 1; 2 – режим № 2

Известно [9], что учёт истории нагружения является важным фактором, влияющим на точность расчёта показателей надежности. В связи с этим были рассмотрены два режима нагружения, отличающиеся последовательностью σ_A:

– режим №1 – 30000 циклов с σ_A = 310 МПа; 370000 циклов с σ_A = 290 МПа и оставшееся до разрушения число циклов (10^6 циклов) с σ_A = 270 МПа;

– режим №2 – обратная последовательность, т.е. 10^6 циклов с σ_A = 270 МПа; 370000 циклов с σ_A = 290 МПа и 30000 циклов с σ_A = 310 МПа.

В условиях действия спектра нагрузок формула (2) для определения ВБР преобразуется в формулу [10]:

$$P(N) = 1 - \Phi\left(\frac{1 - \sum_{i=1}^{n} a_i(N_i)}{\sqrt{s_f^2 + \sum_{i=1}^{n} s_{N_i}^2}}\right), \qquad (3)$$

где $\sum_{i=1}^{n} a_i(N_i)$, $\sum_{i=1}^{n} s_{N_i}^2$ – математическое ожидание и дисперсия накопленной на n режимах усталостной поврежденности соответственно.

На рис. 5 приведены зависимости ВБР для двух рассмотренных режимов нагружения. Видно существенное отличие в полученных значениях ВБР, что подтверждает вывод о влиянии последовательности нагружения на показатели надежности. Так, например, при допустимой величине ВБР, равной 0,75, усталостная долговечность составляет от 560 тыс. циклов для режима №1 до 800 тыс. циклов для режима № 2. Таким образом, режим нагружения с последовательностью $\sigma_{A1} > \sigma_{A2} > \sigma_{A3}$ приводит к появлению вероятности достижения предельного состояния при значительно меньшем числе циклов, чем для обратной последовательности.

Выводы

Выполненные исследования позволили получить статистические оценки процесса накопления усталостных повреждений. Полученные с помощью компьютерного моделирования кривые усталости равной вероятности разрушения, а также функции распределения повреждений при любом произвольном N предоставляют возможность для существенного сокращения объема испытаний. Показано, что для количественной оценки вероятности достижения предельного состояния при режиме нагрузки с различными амплитудами цик-лов необходимо применять вероятностные методы оценки циклической прочности.

Для элементов конструкций, работающих в условиях спектра нагрузок, появляется возможность с помощью компьютерного моделирования определять наиболее консервативную функцию прочностной надежности и по этой функции либо оценивать вероятность разрушения в конце назначенного срока эксплуатации объекта, либо по допустимой вероятности разрушения определять остаточную долговечность или ресурс.

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что невозможно качественно улучшить прогноз усталостного ресурса изделий, исходя из общепринятых гипотез линейного суммирования повреждений и независимости повреждающего действия цикла напряжений от его места в общем спектре.

Литература

1 Коллинз, Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение [Текст]: пер. с англ. / Дж. Коллинз. – М.: Мир, 1984. – 624 с.

2 Острейковский, В.А. Старение и прогнозирование ресурса оборудования атомных станций

[Текст] / В.А. Острейковский. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.

3 Трощенко, В.Т. Усталость и неупругость металлов [Текст] / В.Т. Трощенко. – К.: Наук. думка, 1971. – 268 с.

4 Ковалевич, О.М. Общепромышленный подход и подход при использовании атомной энергии к безопасности [Текст] / О.М. Ковалевич, В.Г. Вереземский // Ядерная и радиационная безопасность. – 2005. – № 4. – С. 10-19.

5 Милешкин, М.Б. Новый метод исследования особенностей механического поведения материалов и оценки прочностной надежности элементов конструкций [Текст] / М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Надежность и долговечность машин и сооружений: сб. науч. тр. – Вып. 26. – К., 2006. – С. 302-310.

6 Милешкин, М.Б. Применение специального расчетно-экспериментального метода для исследования кинетики усталостного разрушения материалов и оценки ресурса элементов конструкций [Текст] / М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: тр. VIII Междунар.науч.-техн. конф. – Х.: ХНПК «ФЭД», 2003. – С. 218-220.

7 Милешкин, М.Б. Применение компьютерного моделирования для оценки усталостной повреждаемости жаропрочных сплавов при многофакторном нагружении [Текст] / М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Deformation & Fracture of Materials and Nanomaterials – DFMN 2007: Book of articles. – М., 2007. – P. 653-655.

8 Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст] / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

9 Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций [Текст] / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

10. Probabilistic Modeling of Fatigue Damage Accumulation for Reliability Prediction [Text] / V. Rathod, O.P. Yadav, A. Rathore, R. Jain // Int. J. of Quality, Statistics and Reliability. – 2011. – P. 1-10.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. отделом нестационарных механических процессов Ю.С. Воробьев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ НА ОСНОВІ ІМОВІРНІСНОГО ПІДСУМОВУВАННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ

І.В. Біблік

Розглянуто можливість застосування комп'ютерного моделювання для визначення показників надійності елементів конструкцій, що експлуатуються в умовах дії спектру навантаг. Запропонований підхід заснований на імовірнісному підсумовуванні втомних пошкоджень. При цьому імовірнісне накопичення пошкоджень розглядається як міра деградації опору втоми матеріалу і моделюється як нестаціонарний процес, який характеризується залежними від часу параметрами розподілу - математичним очікуванням і дисперсією. Показано, що розроблений підхід дозволяє проводити оцінку показників надійності елементів конструкцій при зміні умов навантаження.

Ключові слова: багатоциклова втома, підсумовування пошкоджень, комп'ютерне моделювання, показники надійності.

RELIABILITY ASSESSMENT OF PERFORMANCE BASED ON PROBABILISTIC SUMMATION OF FATIGUE DAMAGES

I.V. Biblik

The possibility of computer simulation using to determine the reliability of structural elements that are operated under the action of loads spectrum is considered. The proposed approach is based on a probability summation of fatigue damages. In this case, the probability damage accumulation is considered as a measure of degradation of the material fatigue resistance and it is modeled as a non-stationary process, which is characterized by time-dependent distribution parameters – mean and variance. It is shown that the developed approach provides an assessment of structural element reliability when the loading conditions are changed.

Key words: high-cycle fatigue, damage summation, computer simulation, reliability.

Библик Ирина Валентиновна – главный инженер-исследователь отдела материаловедения Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: miles@ipmach.kharkov.ua.

УДК 620.198:533.9 (045)

А.П. УМАНСКИЙ[1], А.Е. ТЕРЕНТЬЕВ[1], М.С. СТОРОЖЕНКО[2], В.М. КИСЕЛЬ[1], Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО[1], В.Т. ВАРЧЕНКО[1]

[1] ***Институт проблем материаловедения НАН, Киев, Украина***
[2] ***Национальный авиационный университет, Киев, Украина***

ВЛИЯНИЕ ДИСПЕРСНЫХ ДОБАВОК ДИБОРИДА ТИТАНА НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА HVAF - ПОКРЫТИЙ СИСТЕМЫ (Ni-Cr-Si-B) – TiB_2

Рассмотрены вопросы повышения износостойкости покрытий, полученных методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления, из самофлюсующихся сплавов на никелевой основе путём введения в состав исходных порошков добавок диборида титана. Методами порошковой металлургии получали композиционные порошки НХТБ на основе серийно выпускаемого порошка ПР-НХ16СР3 с добавками 10, 20 и 40 мас.% TiB_2. Исследовано влияние этих добавок на структуру и свойства полученных покрытий. Установлено, что при напылении таких порошков методом HVAF формируются покрытия с гетерофазной структурой - в матрице на основе никелевого сплава равномерно распределены зерна диборида титана и боридов хрома. Покрытия отличаются высокой плотностью и низким содержанием оксидных включений. Представлены результаты триботехнических испытаний полученных покрытий в условиях трения скольжения без смазки.

Ключевые слова: *самофлюсующийся сплав, покрытие, высокоскоростное воздушно-топливное напыление, диборид титана, структура, микротвердость, износостойкость.*

Введение

Разработка и создание новых современных двигателей в настоящее время практически невозможно без применения в них различного вида защитных покрытий, которые позволяют повысить рабочие температуры отдельных деталей, защитить их от высокотемпературной коррозии, увеличить износостойкость узлов и ресурс двигателя в целом. Газотермические технологии нанесения покрытий широко применяются ведущими мировыми производителями в двигателестроении [1, 2]. Перспективными являются технологии высокоскоростного воздушно-топливного напыления с использованием смеси воздуха и жидкого топлива или газа (HVAF - High Velocity Air-Fuel spraying process) [3, 4]. Особенно эффективно применение этой технологии для нанесения покрытий из композиционных материалов на основе тугоплавких соединений. Высокие скорости потока уменьшают время пребывания находящихся в нём частиц карбидов и боридов и, соответственно, их окисление. Приобретённая частицами высокая кинетическая энергия, при их ударе о подложку превращается в тепловую и частицы остаются более пластичными в процессе формирования покрытия, обеспечивая высокую адгезионную и когезионную связь и плотность покрытия.

Одним из перспективных направлений создания новых материалов для газотермических покрытий является получение композиционных порошков различных типов [5 – 7]. В качестве исходных материалов для композиционных порошков широкое применение нашли высоколегированные самофлюсующиеся сплавы системы NiCrSiB и дисперсные добавки в виде тугоплавких соединений (WC, TiC, Cr_3C_2, TiB_2, CrB, CrB_2 и т.п.) [6, 8 – 11]. Добавки карбидов и боридов позволяют существенно повысить износостойкость покрытий из самофлюсующихся сплавов. Однако практически все приведенные материалы являются механическими смесями и у них есть существенный недостаток. В процессе их напыления в потоке происходит сегрегация компонентов обладающих различной плотностью, формой и размером. Это приводит к неоднородности состава покрытия и снижению служебных свойств. Избежать подобных недостатков позволяют технологии конгломерирования [12]. Высококачественные композиционные порошковые материалы получают методом спекания в вакууме с последующим измельчением до нужных фракций. Кроме исключения сегрегации в процессе напыления этот метод позволяет защитить мелкодисперсные добавки от воздействия кислорода окружающей среды и очистить исходные материалы от оксидов, образовавшихся на их поверхности при производстве.

В качестве упрочняющей фазы для покрытий системы NiCrSiB перспективным является диборид титана, который обладает высокой твердостью и износостойкостью [13] и для его производства на Украине имеются достаточные запасы сырья.

© А.П. Уманский, А.Е. Терентьев, М.С. Стороженко, В.М. Кисель, Ю.И. Евдокименко, В.Т. Варченко

Целью настоящей работы является разработка технологии получения композиционных порошков на основе самофлюсующегося сплава NiCrSiB с дисперсными добавками диборида титана для высокоскоростного воздушно-топливного напыления и исследование закономерности влияния этих добавок на структурообразование, фазовый состав и свойства получаемых покрытий.

2. Методика и материалы

В качестве материалов для высокоскоростного напыления покрытий использовали промышленный порошок марки ПР-НХ16СР3 (ОАО «Полема», Россия) состава (мас.%): Cr-16, B-2.7, Si-3.2, C-0.75, Fe<5, Ni – ост. и разработанные композиционные порошки НХТБ10, НХТБ20 и НХТБ40 на основе сплава ПР-НХ16СР3 с добавками 10, 20 и 40 мас.% TiB_2 соответственно. Для напыления использовалась фракция порошков ПР-НХ16СР3 и НХТБ (-63 + 40) мкм.

В качестве исходных материалов для получения композиционных порошков НХТБ использовали промышленный порошок марки ПР-НХ16СР3 с фракцией (-63+30) мкм и порошок диборида титана (ТУ 6-09-03-7-75). Порошок TiB_2 измельчали на протяжении 7 минут в лабораторной планетарной мельнице в среде спирта, используя размольные тела из твердого сплава, соотношение массы смеси и шаров - 1:3. После размола средний размер частиц TiB_2 составлял 2.5-2.7 мкм.

Композиционные конгломерированные порошки НХТБ получали путем смешивания исходных компонентов с последующим спеканием в вакууме, измельчением и классификацией по технологии описанной в работе [14]. Нанесение покрытий производилось методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления горелкой ГВО-2РВ на топливной паре воздух – керосин при стехиометрическом соотношении компонентов. Давление в камере сгорания составляло 1,0 МПа, расход порошка – 4,5 ± 0,5 г/с. Покрытие наносилось за четыре прохода пятна напыления со скоростью перемещения 70 мм/с.

Фазовый состав, структуру порошков и покрытий исследовали с помощью растрового электронного микроскопа РЭМ 106. Химический анализ элементов в покрытии проводили при помощи анализатора JEOL JAMP 9500.

Микротвердость полученных покрытий определяли вдавливанием алмазной пирамиды Виккерса при нагрузке 0,05Н на приборе ПМТ-3.

Испытания на адгезионную прочность покрытий проводили на разрывной машине 1231У-10.

Количественный анализ пористости покрытий проводили с помощью специализированного материаловедческого комплекса SIAMS.

Триботехнические испытания проводили в условиях трения скольжения без смазки по схеме вал – частичный вкладыш на машине трения М-22м, разработки ИПМ им. И.Н. Францевича НАН Украины. В качестве контртела (вал) использовали диск из закалённой стали 65 Г.

3. Результаты исследований и их обсуждение

Морфология, химический и фазовый состав, а также свойства порошков НХТБ подробно описаны в работе [14]. Каждая частичка порошка представляет собой композит, состоящий из металлической матрицы из сплава на основе никеля с равномерно распределёнными в ней зёрнами упрочняющих фаз боридов хрома и диборида титана (рисунок 1).

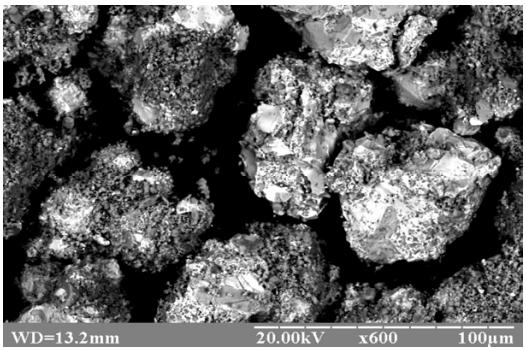


Рис. 1. Композиционный порошок НХТБ

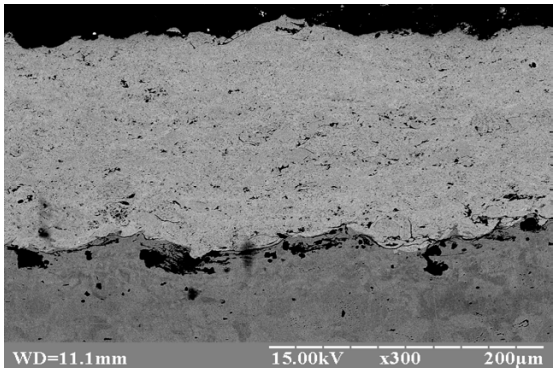
Полученные покрытия имеют однородную поверхность с шероховатостью в пределах Rz40 - Rz80. Толщина покрытий составила 160 – 250 мкм. Из напыленных образцов были изготовлены поперечные шлифы для металлографических исследований.

Структура и фазовый состав полученных покрытий представлен на рисунках 2 – 5 и в табл. 1. Из рисунков видно, что покрытия образованы твердыми частицами, претерпевшими в момент высокоскоростного соударения пластическую деформацию и имеющими вследствие этого характерную куполообразную форму. Микроструктура покрытий отличается высокой однородностью и бездефектностью, границы между образующими их частицами почти не различимы. Покрытия плотно прилегают к подложке с минимальным количеством дефектов на границе.

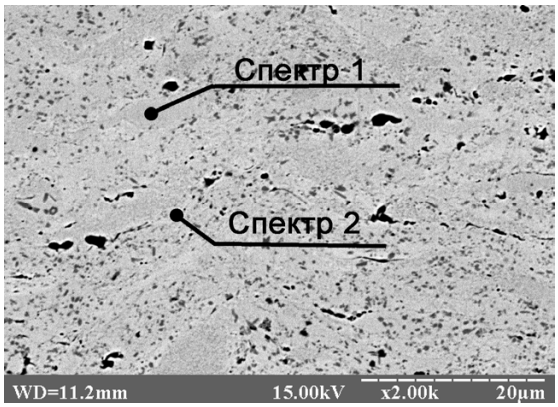
Пористость покрытия составляет менее 1%, на некоторых полях измеренная пористость оказывается меньше погрешности ее определения. Измеренные штифтовым методом значения адгезионной прочности покрытий составили 100 -110 МПа.

Из рисунков видно, что покрытие из сплава ПР-НХ16СР3 фактически однофазное. Небольшое различие в цвете отдельных участков покрытия свя-

зано с незначительной неоднородностью химического состава исходного материала. Микротвёрдость на разных участках примерно одинаковая и находится в пределах 6,2 ± 0,1 ГПа. Покрытия из порошков НХТБ 10 – 40 имеют гетерофазную, мелкозернистую структуру. Металлическая матрица представляет собой сплав на основе никеля (таблица 1, спектры 3,6,9) и имеет микротвёрдость в пределах 5,9 – 9,3 ГПа. Разброс в значениях микротвёрдости связан с неравномерным распределением в сплаве матрицы хрома, железа и кремния, а также за счёт легирования её титаном (спектр 9) из-за частичного растворения в матрице диборида титана при получении порошкового материала.

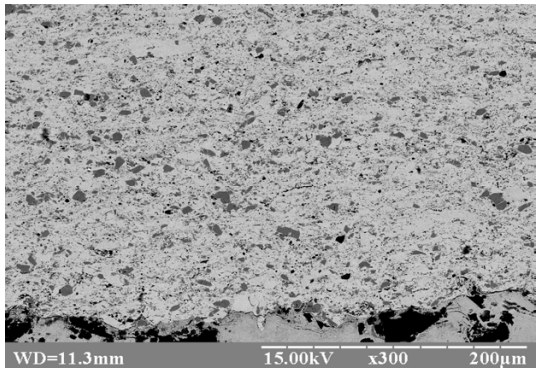


а

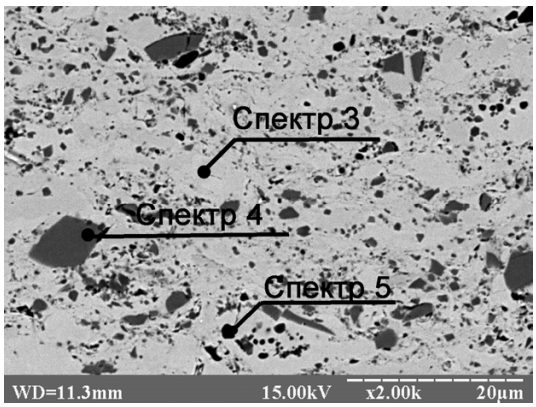


б

Рис. 2. Структура (а) и фазовый состав (б) покрытия из материала ПР-НХ16СР3



а



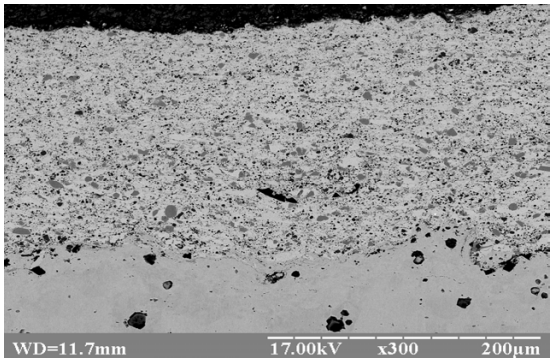
б

Рис. 3. Структура (а) и фазовый состав (б) покрытия из материала НХТБ-10

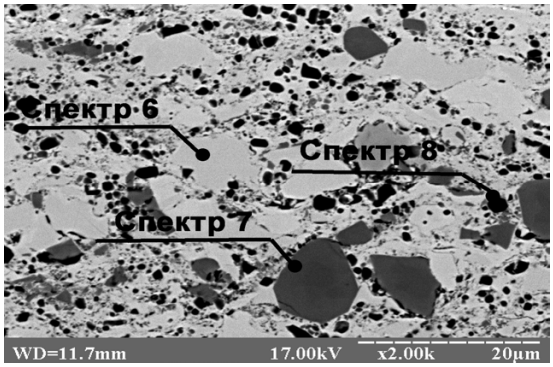
Таблица 1

Химический состав покрытий ПР-НХ16СР3, НХТБ

Материал	Спектры	Концентрация элементов, масс.%						
		B	**C**	**Ti**	**Ni**	**Cr**	**Fe**	**Si**
ПР-НХ16СР3	№ 1	2,5	0,7	-	73,3	15,5	3,9	4,1
	№ 2	2,2	0,5	-	74,8	15,7	3,0	3,8
НХТБ10	№ 3	0,5	0,5	0,9	82,0	2,3	5,3	8,5
	№ 4	13,6	0,5	0,6	2,1	81,6	1,6	0,0
	№ 5	25,3	0,5	70,8	1,5	0,7	1,2	0,0
НХТБ20	№ 6	0,5	0,5	0,6	84,2	0,9	2,7	10,6
	№ 7	14,8	0,6	1,5	2,8	79,0	1,3	0,0
	№ 8	28,0	0,9	69,6	0,6	0,6	0,3	0,0
НХТБ40	№ 9	0,6	0,3	7,3	74,7	7,5	6,9	2,7
	№ 10	14,2	0,3	1,4	2,2	80,1	1,8	0,0
	№ 11	26,5	0,5	70,5	1,4	0,7	0,4	0,0

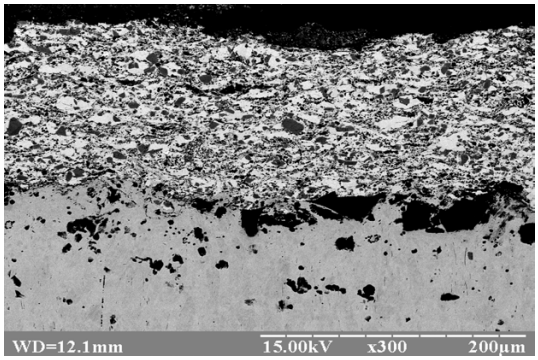


а

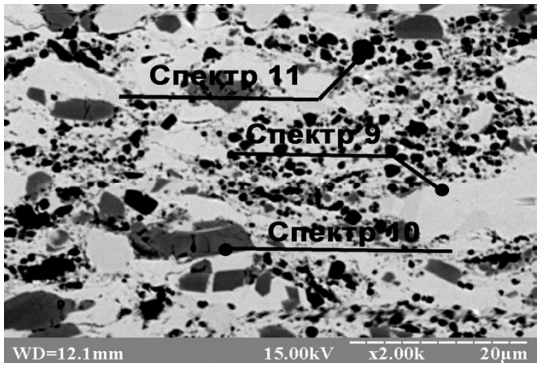


б

Рис. 4. Структура (а) и фазовый состав (б) покрытия из материала НХТБ-20



а



б

Рис. 5. Структура (а) и фазовый состав (б) из материала покрытия НХТБ-40

Снижение микротвёрдости матрицы до значений 5,9 ГПа связано с обеднением её хромом (спектры 3 и 6). Уменьшение количества хрома в сплаве связано с образованием новой фазы светло-серого цвета, отсутствующей в покрытии из исходного материала. Эта фаза присутствует во всех покрытиях НХТБ имеет микротвёрдость 12-15 ГПа и может быть идентифицирована как борид хрома (таблица 1, спектры 4, 7, 10) [15].

Таким образом, в покрытии увеличилось количество упрочняющих фаз не только за счёт вводимой упрочняющей добавки, но и за счёт синтеза новых фаз сложного состава повышенной микротвёрдости. Из рис. 3 – 5 также видно, что количество и средний размер образовавшихся фаз меняется в зависимости от процентного содержания TiB2 в покрытии. В материале НХТБ-10 их размер находится в пределах 5 – 10 мкм., а объёмное количество, измеренное методом секущих (метод Розиваля) – 16%, НХТБ-20 – 1 - 8 мкм. и 19%, НХТБ-40 – 6 – 10 мкм. и 10% соответственно. Видно, что с увеличением в составе количества TiB2 от 10 до 20% увеличивается и объёмное количество новых фаз. При дальнейшем увеличении TiB2 до 40% в композиции уменьшается количество металлической составляющей и начинает сказываться нехватка хрома – основного фазообразующего элемента и объём новых фаз уменьшается.

Изменение размеров зерен не столь значительно, как в случае напыления этих материалов плазменным способом [14]. Очевидно это связано с тем, что при плазменном напылении использовались порошки фракционного состава – 100 + 63 мкм. При таких размерах частиц существует возможность роста в них зерна до размеров 40-60 мкм.

Мелкодисперсная упрочняющая фаза TiB_2 представлена в покрытиях в виде включений тёмно-серого цвета (таблица 1, спектры 5,8,11). Размер включений меньше 2,5 мкм, поэтому микротвёрдость этой фазы измерить не удалось. Необходимо отметить, что распределение частиц диборида титана в покрытии НХТБ – 40 неравномерно. Мелкие зёрна TiB_2 сконцентрированы вокруг более крупных металлических участков, что не наблюдается в материалах НХТБ-10 и НХТБ-20. Этот эффект, возможно, объясняется тем, что материал НХТБ-40 спекается при более высоких температурах и при этом процесс растворения мелких частиц TiB_2 происходит более интенсивно. Это подтверждается повышением концентрации титана до 7,3% в сплаве матрицы (рис. 5, табл. 1, спектр 9).

Триботехнические исследования проводили в условиях трения скольжения без смазки. Исследовались зависимости линейного износа пары от длины пути (3 км) при скоростях скольжения

V = 0,5; 1; 3; 6 м/с и постоянной нагрузке 1 МПа, а также зависимость коэффициента трения от пути и от скорости. Результаты исследований показали, что добавление в самофлюсующийся сплав диборида титана приводит к существенному повышению износостойкости. Все покрытия из композиционных порошков НХТБ при разных скоростях скольжения имеют линейный износ в 3-5 раз меньше, чем покрытия из сплава ПР-НХ16СР3 (рис. 6). Наименьший износ у покрытия состава НХТБ-20 практически при всех скоростях скольжения, в связи с этим добавку диборида титана в количестве 20% мас., можно считать оптимальной, с точки зрения триботехнических характеристик покрытия. Износостойкость покрытий составов НХТБ10 и НХТБ40 близка по значениям при скоростях 0,5 и 6 м/с. и незначительно отличается при других скоростях скольжения. Для всех составов покрытий НХТБ оптимальной оказалась скорость 3 м/с. при этом износ составил 12-15 мкм/км. При дальнейшем увеличении скорости до 6 м/с у всех покрытий кроме НХТБ-20 износ увеличивается до 35-40 мкм/км. Износ покрытия НХТБ-20 составил 12 мкм/км, что позволяет говорить о его хорошей работоспособности в широком диапазоне скоростей. Более высокий износ покрытия НХТБ-10, возможно, объясняется недостаточностью упрочняющих фаз, а также схватыванием материала матрицы с контртелом.

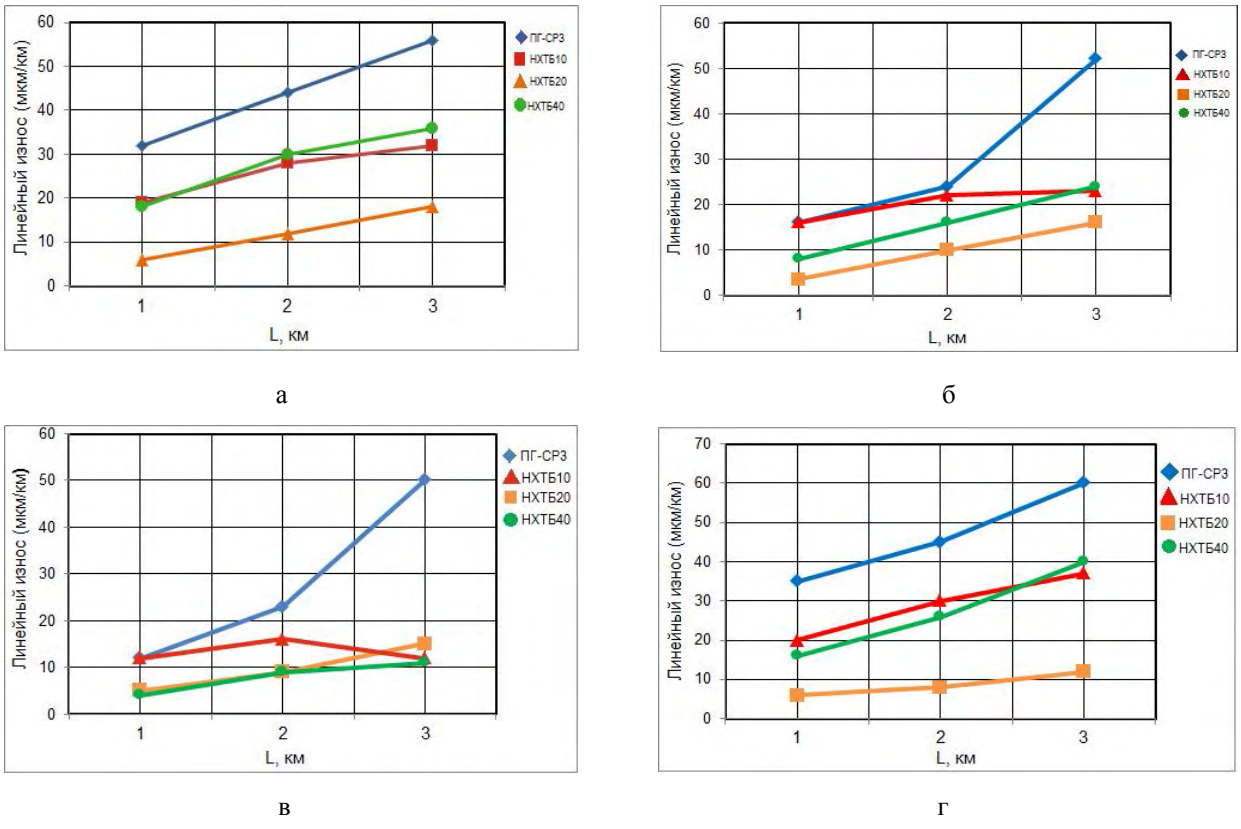


Рис. 6. Зависимость линейного износа пары «Покрытие – сталь ШХ15» от пути:
а – V= 0,5 м/с; б – V= 1 м/с; в – V= 3 м/с; г – V= 6 м/с

В материале НХТБ-40 наоборот наблюдается избыток упрочняющей фазы и недостаток металла матрицы. Покрытие более хрупкое и при сухом трении в условиях повышенных контактных температур происходит выкрашивание микрочастиц упрочняющей фазы с одновременным снижением стойкости к износу.

Более точные выводы о причинах снижения износостойкости можно будет сделать после проведения микроструктурного анализа дорожек трения, что является предметом дальнейших исследований авторского коллектива.

Зависимости коэффициента трения покрытий от пути и скорости скольжения представлены на рис. 8 и 9. Из рисунков видно, что коэффициенты трения композиционных материалов НХТБ находятся в пределах 0,2 – 0,42, что ниже чем у исходного сплава ПР-НХ16СР3 – 0,5-0,6. Такие коэффициенты трения характерны для пар, работающих в условиях трения скольжения без смазки. При увеличении скорости скольжения коэффициент трения у композиционных материалов НХТБ снижается, тогда как у сплава ПР-НХ16СР3 после 3 м/с он начинает увеличиваться.

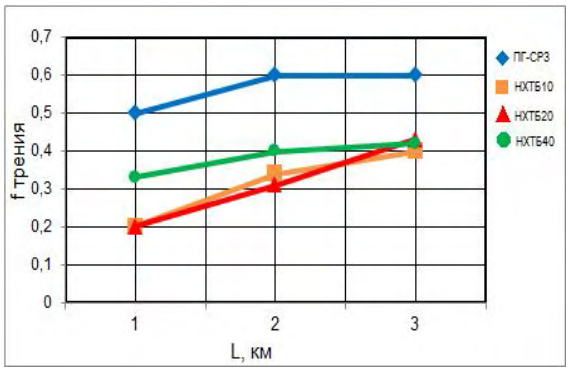


Рис. 8. Зависимость коэффициента трения покрытий ПР-НХ16СР3 и НХТБ от пути (V = 6 м/с.)

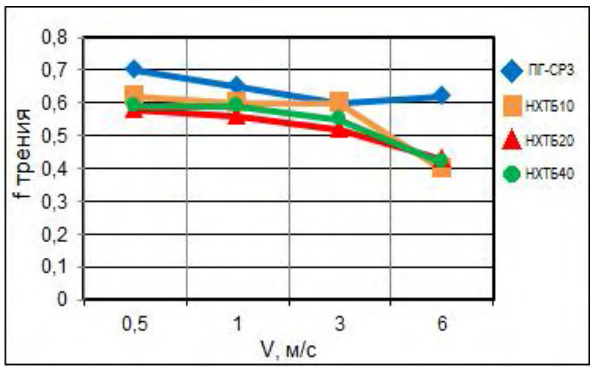


Рис. 9. Зависимость коэффициента трения покрытий ПР-НХ16СР3 и НХТБ от скорости (L = 3 км.)

Выводы

В результате выполнения данной работы установлено, что в разработанных композиционных порошковых материалах НХТБ10-40 и нанесенных из них методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления гетерофазных покрытиях кроме вводимой упрочняющей фазы TiB_2 в матрице обнаружены образовавшиеся новые твёрдые фазы боридов хрома (H_μ = 12-15 ГПа), которые отсутствуют в покрытиях из исходного материала ПР-НХ16СР3. Их появление связано с взаимодействием хрома и бора, входящих в состав сплава матрицы, и бора образовавшегося в результате частичного растворения в сплаве диборида титана при высокотемпературном спекании композитов в вакууме в процессе получения порошков.

Установлено, что варьируя количеством вводимой добавки TiB_2 можно управлять структурно-фазофым составом покрытий меняя количество и размер образующихся новых фаз боридов хрома.

Определено оптимальное, с точки зрения повышения износостойкости покрытий, количество вводимой упрочняющей добавки TiB_2. Для покрытий, полученных методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления оно равно 20%.

Установлено, что в условиях трения скольжения без смазки при нагрузке 1 МПа оптимальной для материалов НХТБ10 и 40 является скорость скольжения V= 3 м/с, а для НХТБ20 - V= 1 – 6 м/с.

Коэффициент трения покрытий из композиционных материалов НХТБ в условиях сухого трения скольжения в паре со сталью 65Г находится в пределах 0,2 – 0,42, что является приемлемым для подобного рода условий работы покрытий.

Литература

1. Коробов, Ю.С. Термическое напыление современное состояние [Текст] / Ю.С. Коробов // Междунар. конф.-выставка по термическому напылению ITSC 2010: обзор и анализ: материалы Междунар. научн.-практич. семинара. - Екатеринбург, 28-29 сентября 2010 г. – С. 4-26.

2. Fauchais, P. Thermal Sprayed Coatings Used Against Corrosion and Corrosive Wear [Text] / P. Fauchais, A. Vardelle // SPCTS, UMR 7315, University of Limoges, France. – 2012. – 12 p.

3. Кисель, В.М. Современное состояние и развитие технологии высокоскоростного воздушно-топливного напыления [Текст]/ В.М. Кисель, Ю.И. Евдокименко // Вісник українського матеріалознавчого товариства. – 2010. – Вып. 3. – С. 65–79.

4. Verstak, A. Activated Combustion HVAF Coatings for Protection against Wear and High Temperature Corrosion [Text] / A. Verstak, V. Baranovski // Thermal Spray 2003: Advancing the Science and Applying the Technology. Proc. of the ITSC. ASM Publication. – 2003. – Vol. 1. – 25 p.

5. Косторнов, А.Г. Композиционные керамические материалы и покрытия трибологического назначения [Текст] / А.Г. Косторнов, А.Д. Костенко // Порошковая металлургия. – 2003. – № 5–6. – С. 37–46.

6. Газотермические покрытия из порошковых материалов [Текст]: справ. / Ю.С. Борисов, Ю.А. Харламов, С.Л. Сидоренко, Е.Н. Ардатовская. – К.: Наукова думка, 1983. – 568 с.

7. Борисов, Ю.С. Плазменные порошковые покрытия [Текст] / Ю.С. Борисов, А.Л. Борисова. – К.: Техніка, 1986. – 233 с.

8. Методика горячего напрессовывания износостойких композиционных покрытий из Cr_3C_2 и сплава на основе никеля [Текст] / Н.П. Бродниковский, А.А. Михайлов, К.С. Чирик и [др.] // Электронная микроскопия и прочность материалов: сб. научн. тр. ИПМ. – Вып. 16. – К., 2009. – С. 49-53.

9. Юпшская-Руденская, Н.А. Особенности композиционных покрытий на основе Ni-Cr-B-Si сплавов. Исследование износостойкости покрытий [Текст] / Н.А. Юпшская-Руденская, В.А. Копысов, С.В. Коцот // Физика и химия обработки материалов. – 1994. – № 6. – С. 52-57.

10. Клинская-Руденская, Н.А. О влиянии тугоплавких добавок на структуру и свойства покрытий из самофлюсующихся сплавов ПГ-10К-01 и ПГСР-3 [Текст]/ Н.А. Клинская-Руденская, Б.П. Ку-

зьмин // Физика и химия обработки материалов. – 1996. – № 1. – С. 55-61.

11. А.с. I2I5364 (СССР), МКИ[7] C23C4/10. Порошковый материал для газотермических покрытий [Текст]/ Н.А. Клинская, В.А. Копысов, А.А. Гостенин (СССР). – № 4892805/10; заявл. 10.09.90; опубл. 15.02.93, Бюл. № 6.

12. Газотермическое напыление композиционных порошков [Текст] / А.Я. Кулик, Ю.С. Борисов, А.С. Мнухин, М.Д. Никитин. – Л.: Машиностроение, 1985. – 199 с.

13. Самсонов, Г.В. Тугоплавкие соединения [Текст]: справ. / Г.В. Самсонов, И.М. Винницкий. – М.: Металлургия, 1976. – 557 с.

14. Влияние добавок TiB_2 на структуру и свойства плазменных покрытий на основе NiCrSiB [Текст] А.П. Уманский, А.Е. Терентьев, М.С. Стороженко, А.А. Бондаренко // Авиационно-космическая техника і технология. – 2012. – № 10(97). – С. 50-54.

15. Иванько, А.А. Твердость [Текст]: моногр. / А.А. Иванько. – К.: Наук. думка, 1968. – 128 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.А. Фролов, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев.

ВПЛИВ ДИСПЕРСНИХ ДОМІШОК ДИБОРИДУ ТИТАНУ НА СТРУКТУРУ І ВЛАСТИВОСТІ HVAF - ПОКРИТТІВ СИСТЕМИ (Ni-Cr-Si-B) – TiB_2

О.П. Уманський, О.Є. Терентьєв, М.С. Стороженко, В.М. Кисіль, Ю.І. Євдокіменко, В.Т. Варченко

Розглянуто питання збільшення зносостійкості покриттів, отриманих методом високошвидкісного повітряно-паливного напилення з самофлюсівних сплавів на нікелевої основі шляхом введення до складу вихідних порошків добавок дибориду титану. Методами порошкової металургії отримували композиційні порошки НХТБ на основі порошку ПР-НХ16СР3, що серійно випускається, з добавками 10, 20 і 40 мас.% TiB_2. Досліджено вплив цих добавок на структуру і властивості отриманих покриттів. Встановлено, що при напиленні таких порошків методом HVAF формуються покриття з гетерофазною структурою - в матриці на основі нікелевого сплаву рівномірно розподілені зерна дибориду титану і боридів хрому. Покриття відрізняються високою щільністю і низьким вмістом оксидних включень. Представлені результати триботехнічних випробувань отриманих покриттів в умовах тертя ковзання без мастила.

Ключові слова: самофлюсівний сплав, покриття, високошвидкісне повітряно-паливне напилення, диборид титану, структура, мікротвердість, зносостійкість.

EFFECT OF TITANIUM DIBORIDE ADDITIVES ON THE STRUCTURE AND PROPERTIES OF HVAF-COATINGS OF (Ni-Cr-Si-B) – TiB_2 SYSTEM

O.P. Umanskyi, O.A. Terentjev, M.S. Storozhenko, V.M. Kysil, Y.I. Yevdokimenko, V.T.Varchenko

The effect of adding titanium diboride particles on wear-resistance of (Ni-Cr-Si-B)-based coatings, sprayed by HVAF technique, was studied. Three grades of composite powders were prepared by mixing of commercially available powder of Ni-Cr-Si-B self-fluxing alloy with 10, 20 i 40 wt.% of TiB_2 particles. The influence of titanium diboride additives on the structure and properties of coatings has been investigated. It is found that heterogeneous structure of HVAF-sprayed coatings of (Ni-Cr-Si-B) – TiB_2 system consists of titanium diboride and chromium boride grains evenly distributed in nickel alloy based matrix. The coatings of (Ni-Cr-Si-B) – TiB_2 system have high density and low content of oxide phases. Wear behavior of developed coatings was studied under dry sliding conditions.

Key words: self-fluxing alloy, coating, high velocity air-fuel spraying, titanium diboride, structure, microhardness.

Уманский Александр Павлович - д-р техн. наук, ст. науч. сотр., зав. отделом материаловедения и инженерии высокостойких поверхностных слоёв, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, e-mail: kermet@voliacable.com.

Терентьев Александр Евгеньевич – науч. сотр., Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, e-mail: terentjev_a@mail.ru.

Стороженко Марина Сергеевна - канд. техн. наук, доцент кафедры технологий аэропортов Национального авиационного университета, Киев, e-mail: storozhenkomary@ukr.net.

Кисель Вячеслав Михайлович – ст. науч. сотр., Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, e-mail: vyacheslav.kysil@gmail.com.

Евдокименко Юрий Игоревич – науч. сотр., Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев.

Варченко Виктор Трифонович – науч. сотр., Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев.

УДК 669.15:537.621.4:620.193.4

Г.В. СНЕЖНОЙ

Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина.

МАГНИТОМЕТРИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ АУСТЕНИТНЫХ ХРОМОНИКЕЛЕВЫХ СТАЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ФАЗОВОГО СОСТАВА

Экспериментально установлена связь между скоростью коррозии и фазовым составом аустенитной хромоникелевой стали типа 08Х18Н10Т. Выявлено влияние каждой фазы (аустенита А, δ-феррита Ф, α'-мартенсита деформации М) на скорость коррозии К(А), К(Ф) и К(М) соответственно. В интервале пластических деформаций образцов стали до зарождения α'-мартенсита скорость коррозии К(А) аустенита повышается за счет увеличения атомно-магнитного состояния аустенита, которое характеризуется удельной магнитной восприимчивости χ_0 аустенита. Скорость коррозии К(Ф) δ-феррита понижается с ростом χ_0 , а скорость коррозии К(М) мартенсита наоборот – повышается. Выявлены закономерности изменения скорости коррозии для одно- (А), двух- (А+Ф; А+М) и трехфазных (А+Ф+М) сталей от атомно-магнитного состояния аустенита.

Ключевые слова: *аустенит, δ-феррит, мартенсит деформации, коррозия, магнитная восприимчивость.*

Введение

Несмотря на многочисленные исследования коррозионных процессов нержавеющих аустенитных сталей, широко применяемых в авиационной и ядерной энергетике, до сих пор остаются не выясненными вопросы, относящиеся к природе коррозии. Много работ посвящено влиянию α-фазы (δ-феррит, α' - мартенсит деформации) на коррозионную стойкость сталей [1 – 6]. Недостаточно изучена коррозионная стойкость в отдельности аустенита (А), δ-феррита (Ф) и α' - мартенсита деформации (М) и вместе присутствующих фаз А+Ф, А+М, А+Ф+М. В [4] установлено, что существенной причиной коррозионной стойкости аустенитных сталей является не низкое содержание α-фазы, а атомно-магнитное состояние аустенитной матрицы, определяемое удельной магнитной восприимчивостью. Низкое количество α-фазы является лишь мерой (индикатором, прогнозом) оценки коррозии. Данная работа является продолжением ранее проведенных исследований, посвященных роли атомно-магнитного состояния аустенита в формировании коррозионной стойкости [4 – 6].

Целью настоящей работы явилось выяснение роли парамагнитного аустенита (А), δ-феррита (Ф), α'- мартенсита деформации (М) в отдельности и суммарном воздействии фаз А+М, А+Ф, А+Ф+М на коррозионную стойкость хромоникелевых сталей аустенитного класса.

1. Материал и методика эксперимента

Объектом исследования были выбраны две промышленные нержавеющие стали аустенитного класса одной марки 08Х18Н10Т (листы толщиной 1 мм) с незначительным различием Ni и других элементов. Химический состав стали 1 (масс.%): C 0,08; Cr 17,74; Ni 10,56; Ti 0,259; Mn 0,982; Si 0,23; S 0,04. Химический состав стали 2 (масс.%): C 0,09; Cr 18,2; Ni 10,1; Ti 0,56; Mn 0,75; Si 0,7; S 0,01; P 0,026; Cu 0,14; Co 0,05; V 0,04; W 0,04; Mo 0,06.

Аустенизацию стали 1 проводили стандартным способом: отжиг при 1050°С, выдержка 30 мин. с последующей закалкой в воду.

После такой термообработки сталь 1 была парамагнитной с удельной магнитной восприимчивостью аустенита $\chi_0=2{,}81\cdot10^{-8}$ м^3/кг.

Образцы вырезались холодным механическим способом в виде прямоугольных параллелепипедов размерами 7х3х1 мм^3. Для снятия поверхностных напряжений образцы шлифовались на абразивной бумаге, а затем полировались электрохимическим способом. Медленная одноосная пластическая деформация сжатием со стороны больших плоскостей стали 1 осуществлялась на специальной лабораторной установке. Степень остаточной деформации ε рассчитывалась по отношению толщин до и после деформации ($\varepsilon=(d_0-d)/d_0$). После деформации сжатием образцы испытывали на коррозию.

© Г.В. Снежной

Образцы стали 2, содержащие в исходном состоянии δ-феррит, не подвергали аустенизации и испытывались после углов изгиба на 0, 90 и 180°. После испытаний образцов длиной 7 мм на изгиб количество мартенсита деформации распределялось неравномерно от торцов к ребру. Поэтому, приближенно принималось среднее значение количества α'- мартенсита для всего образца. В связи с тем, что низкое содержание δ-феррита неравномерно распределено по ширине холоднокатанного листа в стали 2 [5] и с целью дальнейшего усреднения полученных результатов с разных мест вырезались по три, рядом расположенных образцов, которым после усреднения присваивали номера 1...6.

С целью ускорения химической коррозии исследуемые образцы помещали в агрессивный раствор «царская водка» (соотношение конц. кислот $HCl:HNO_3$ 3:1) и выдерживали 1 час. Извлеченные из раствора образцы после промывки взвешивали на весах с точностью до 0,5 мг. Для наглядности выявления изменения скорости коррозии использовали коэффициент интенсивной коррозии К, который определяли как относительную потерю массы $K=\Delta m/(m\cdot\tau)100\%$ [2]. Количество низкого содержания α-фазы в объемных процентах и суммарную удельную магнитную восприимчивость χ_∞ образца, равную $\chi_\infty=\chi_P+\chi_0$ (χ_P - парапроцессная составляющая феррофазы, χ_0 - парамагнитная восприимчивость аустенита) определяли по методике [7].

2. Результаты и их обсуждение

Исходная сталь 1 после стандартной аустенизации была однофазной (А), т.е. парамагнитной. А сталь 2 исследовалась в поставке, которая в исходном состоянии была двухфазной (А+Ф). Сталь 1 испытывалась при одноосном сжатии, а сталь 2 – при деформации изгибом.

2.1. Коррозионная стойкость однофазной (А) аустенитной стали 1 при одноосном сжатии (до зарождения мартенсита деформации)

В [8] установлен эффект роста парамагнитного состояния, т.е. увеличения удельной магнитной восприимчивости аустенита χ_0(А) от 2,81 до $3{,}2\cdot10^{-8}$ м^3/кг для аустенита стали 1 при одноосном сжатии ε от 0 до 4,85%. При деформациях выше истинной деформационной мартенситной точки ε_S = 4,85% зарождался и накапливался α'-мартенсит деформации. При этом с дальнейшим увеличением деформации (накоплением α'-мартенсита) от ε_S = 4,85% и выше удельная магнитная восприимчивость аустенита не изменялась и оставалась равной $\chi_0^{max}= 3{,}2\cdot10^{-8}$ м^3/кг =const . Эти результаты были использованы в данной работе.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований стали 1 (при 20 °С).

Таблица 1

Значения количества феррофаз $P_{\alpha'}$, удельной магнитной восприимчивости χ_0(А), результирующей магнитной восприимчивости χ_∞ и скорости коррозии К после деформации сжатием образцов стали 1

№ обр.	ε, %	χ_0(А), 10^{-8} м^3/кг	χ_∞, 10^{-8} м^3/кг	$P_{\alpha'}$, %	К(А), %/час	К(А+М), %/час	К(М), %/час
1	0	2,81	2,81	0	16,80	16,80	0
2	0,90	2,82	2,82	0	17,30	17,30	0
3	1,30	2,83	2,83	0	18,10	18,10	0
4	1,41	2,84	2,84	0	18,20	18,20	0
5	1,52	2,91	2,91	0	20,42	20,42	0
6	2,70	3,01	3,01	0	22,14	22,14	0
7	4,73	3,09	3,09	0	24,03	24,03	0
8	6,51	3,20	3,15	0,02	24,1	24,45	0,35
9	7,35	3,20	3,81	0,05	24,1	24,95	0,85
10	8,15	3,20	3,99	0,14	24,1	25,02	0,92
11	9,95	3,20	4,27	0,19	24,1	25,71	1,61
12	12,43	3,20	6,72	0,45	24,1	27,40	3,30
13	19,13	3,20	10,52	0,79	24,1	29,91	5,81
14	26,17	3,20	18,11	2,18	24,1	33,35	9,25
15	36,0	3,20	27,9	3,14	24,1	36,50	12,40

На рис. 1 (цифрами указаны номера образцов из табл.1) представлено изменение скорости коррозии К(А) аустенита образцов однофазной (А) стали 1, деформированных до зарождения мартенсита, от их атомно-магнитного состояния, которое характеризуется удельной магнитной восприимчивостью χ_0(А) аустенита.

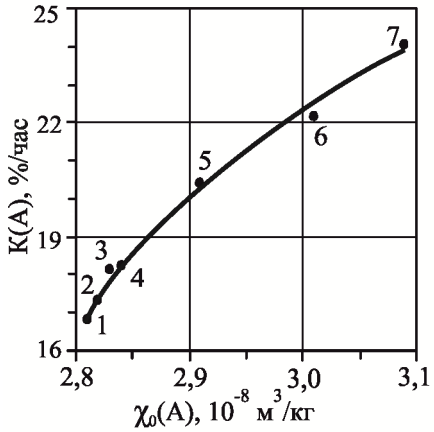


Рис. 1. Изменение скорости коррозии К(А) аустенитных образцов стали 1, деформированных до зарождения мартенсита деформации, от их атомно-магнитного состояния (χ_0(А))

При одноосном сжатии аустенитных образцов скорость коррозии К(А) возрастает с ростом атомно-магнитного состояния (χ_0(А)), т.е. с увеличением удельной магнитной восприимчивости χ_0(А) аустенита скорость коррозии К(А) увеличивается (коррозионная стойкость уменьшается).

2.2. Коррозионная стойкость двухфазной (А+М) стали 1 при одноосном сжатии

С повышением степени пластической деформации сжатием после истинной деформационной точки ε_S = 4,85% возникает и накапливается мартенсит деформации, т.е. продолжением кривой на рис. 1 будет кривая после ε_S, представленная на рис. 2.

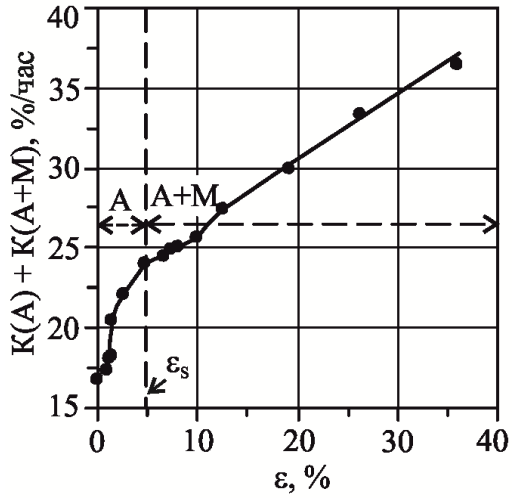


Рис. 2. Изменение скорости коррозии образцов стали 1 при переходе через истинную деформационную мартенситную точку ε_S из однофазного состояния (А) в двухфазное состояние (А+М)

Как было сказано, после деформации ε_S=4,85% и выше, величина $\chi_0^{max}(\text{А}) = 3,2\cdot10^{-8}$ м^3/кг остается постоянной, т.е. $\chi_0^{max}(\text{А}) = \text{const}$. Поэтому и коррозия аустенита после этой точки (ε_S) будет постоянной. Следовательно скорость коррозии стали 1 на участке ε = 0…4,85% возрастает за счет деформации аустенита, а на участке ε ≥ 4,85% увеличивается за счет постоянного значения скорости коррозии аустенита и коррозии накапливающего мартенсита деформации.

Зависимость скорости коррозии К(А+М) от количества возникающего мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ при одноосном сжатии стали 1 показано на рис. 3.

Как видим, с увеличение количества мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ возрастает скорость коррозии (коррозионная стойкость уменьшается).

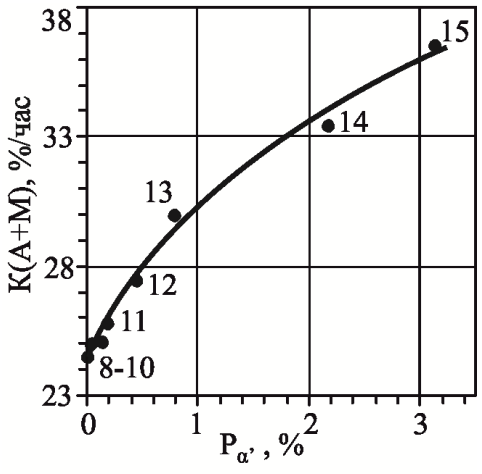


Рис. 3. Изменение скорости коррозии К(А+М) от содержания мартенсита деформации при одноосном сжатии образцов стали 1

2.3. Коррозионная стойкость мартенсита деформации (М) при одноосном сжатии стали 1

Значению $\chi_0^{max}(\text{А}) = 3,2\cdot10^{-8}$ м^3/кг = const соответствует К(А) ≈ 24 %/час (см. рис.2). Если вычесть это значение скорости коррозии аустенита (К(А)) из результирующей скорости коррозии К(А+М) (рис.3) то получим значение скорости коррозии К(М) от количества мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ (рис. 4).

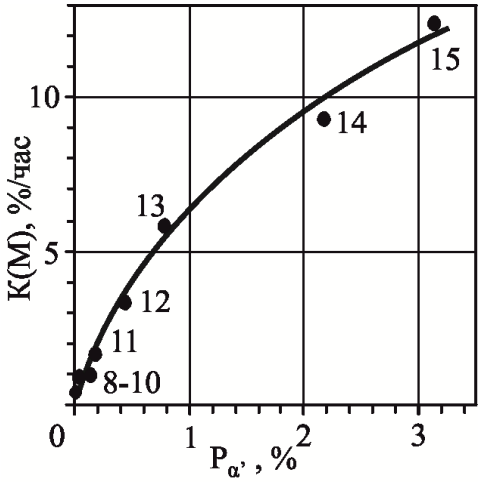


Рис. 4. Изменение скорости коррозии К(М) от содержания мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ при одноосном сжатии образцов стали 1

На рис. 5 представлена модель коррозионных процессов для однофазных в отдельности аустенита (А) и мартенсита деформации (М) и двухфазных (А+М) состояний стали 1.

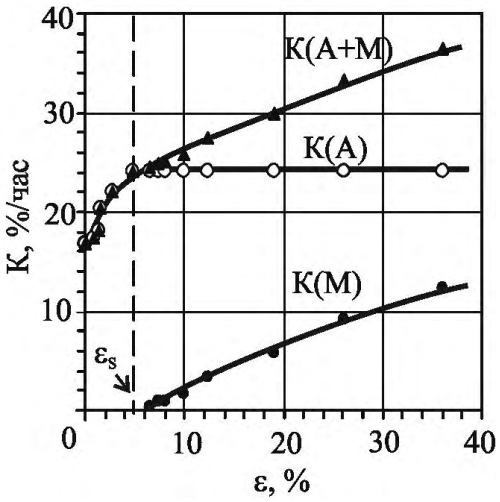


Рис. 5. Изменение скорости коррозии К(А), К(М), К(А+М) при одноосном сжатии образцов стали 1

2.4. Коррозионная стойкость трехфазной (А+Ф+М) стали 2 после изгиба образцов на угол 180° от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф+М)) аустенитной матрицы, содержащей δ-феррит и α'-мартенсит деформации

Образцы, вырезанные из листа промышленной стали 2, не подвергались аустенизации, поэтому содержали низкое количество δ-феррита, неравномерно распределенного по ширине листа. Из разных мест листа вырезались по три, рядом расположенных образца, с дальнейшим усреднением измеряемых величин. В каждом из 18 вырезанных образцов определяли количество δ-феррита P_δ до деформации на изгиб. Затем находили результирующее количество $P_{\delta+\alpha'}$ после изгиба на угол 90 и 180°. Было получено шесть образцов с усредненными значениями P_δ до деформации и $P_{\delta+\alpha'}(90)$ и $P_{\delta+\alpha'}(180)$ после изгиба на угол 90 и 180°. Для каждых трех соседних образцов по методике [7] определяли χ_∞(Ф) и из графической зависимости $\chi_\infty(\Phi)=f(P_\delta)$ методом экстраполяции [7] находили удельную магнитную восприимчивость аустенитной матрицы χ_0(Ф), содержащей δ-феррит. Полученные результаты приведены в табл. 2.

Если принять, что количество δ-феррита P_δ при деформации не меняется и вычитая его из экспериментально найденных значений $P_{\delta+\alpha'}(90)$ и $P_{\delta+\alpha'}(180)$, можно найти количество образовавшегося мартенсита деформации $P_\delta(90)$ и $P_\delta(180)$ (табл.3).

Из зависимости χ_∞(Ф+М) от $P_{\delta+\alpha'}$ (по аналогии со сталью 1) методом экстраполяции [7] прямой $P_{\delta+\alpha'}\to 0$ (отсутствуют обе феррофазы) на ординату χ_∞(Ф+М) находили значение удельной магнитной восприимчивости $\chi_0^{max}(\text{А}) = 2,2\cdot10^{-8}$ м^3/кг = const аустенита для стали 2.

Таблица 2

Значения количества феррофаз, удельной магнитной восприимчивости χ_0(Ф) исходных образцов и скорости коррозии К(А+Ф+М) после деформации изгибом на углы 90 и 180° образцов стали 2

№ обр.	P_δ, %	$P_{\delta+\alpha'}$ (90), %	$P_{\delta+\alpha'}$ (180), %	$P_{\alpha'}$ (90), %	$P_{\alpha'}$ (180), %	$\chi_0(\delta)$, 10^{-8} м^3/кг	К (А+Ф+М), %/час
1	0,04	0,31	0,87	0,27	0,83	1,9	12,2
2	0,27	0,74	1,47	0,47	1,20	3,6	18,0
3	0,12	0,46	1,07	0,34	0,95	2,9	19,5
4	0,09	0,39	1,35	0,30	1,26	2,5	17,0
5	0,07	-	0,90	-	0,83	2,35	15,5
6	0,26	-	1,29	-	1,03	3,5	18,3

На рис. 6 представлено изменение скорости коррозии К(А+Ф+М) трехфазной (А+Ф+М) стали 2 после изгиба образцов на угол 180° от атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф+М)) аустенитной матрицы содержащей δ-феррит и α'-мартенсит деформации.

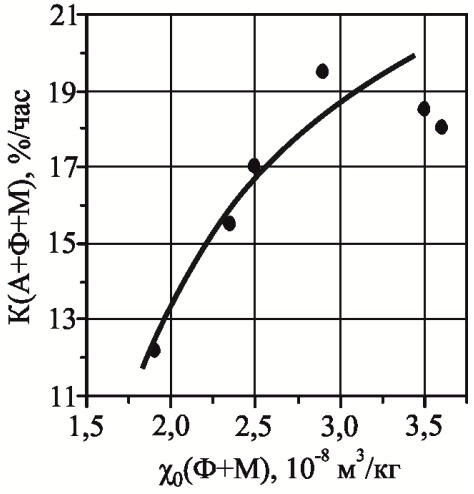


Рис. 6. Изменение скорости коррозии К(А+Ф+М) трехфазной (А+Ф+М) стали 2 после изгиба двухфазных (А+Ф) образцов на угол 180° от атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф+М)) аустенитной матрицы, содержащей δ-феррит и α'-мартенсит деформации

Из рис. 6 следует, что скорость коррозии трехфазной (А+Ф+М) стали 2 после изгиба двухфазных (А+Ф) образцов на угол 180° возрастает с увеличением удельной магнитной восприимчивости χ_0(Ф+М) исходных образцов с δ-ферритом. Таким образом, содержание фаз (А+Ф+М) увеличивает скорость коррозии (уменьшается коррозионная стойкость).

Аналогичная зависимость К(А+Ф+М) от $P_{\delta+\alpha'}$ показана на рис. 7.

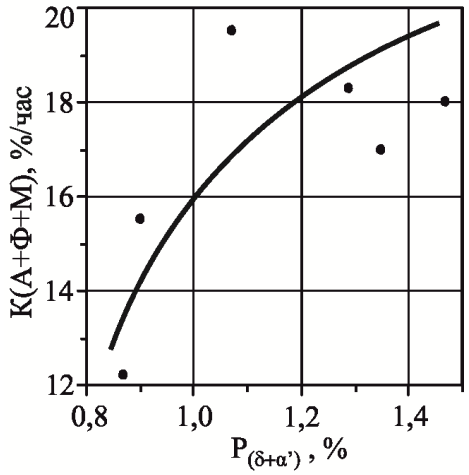


Рис. 7. Изменение скорости коррозии К(А+Ф+М) трехфазной (А+Ф+М) стали 2 после изгиба двухфазных (А+Ф) образцов на угол 180° от суммарного количества $P_{\delta+\alpha'}$ образцов, содержащих δ-феррит и α'-мартенсит

2.5. Коррозионная стойкость двухфазной (А+Ф) стали 2 до деформации изгибом в зависимости от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы, содержащей δ-феррит

Для систематизации магнитометрической оценки коррозионной стойкости всех типов фаз воспользуемся двумя графическими зависимостями К(А+Ф) от χ_0(Ф) и К(А+Ф) от P_δ, опубликованных в [4] и представленных на рис. 8, 9.

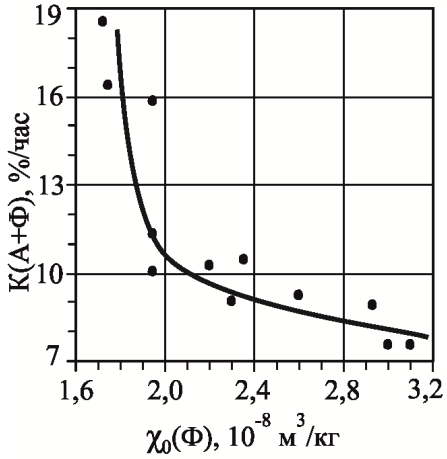


Рис. 8. Изменение локальной скорости коррозии К(А+Ф) от удельной магнитной восприимчивости χ_0(Ф) аустенитной матрицы образцов стали 2, содержащих δ-феррит

Из рис. 8 следует, что указанная зависимость носит негативный характер: с увеличением атомно-магнитного состояния аустенитной матрицы (χ_0(Ф)) уменьшается скорость коррозии (возрастает коррозионная стойкость). Аналогично и для зависимости К(А+Ф) от P_δ (рис. 9): с увеличением количества δ-феррита уменьшается скорость коррозии (возрастает коррозионная стойкость).

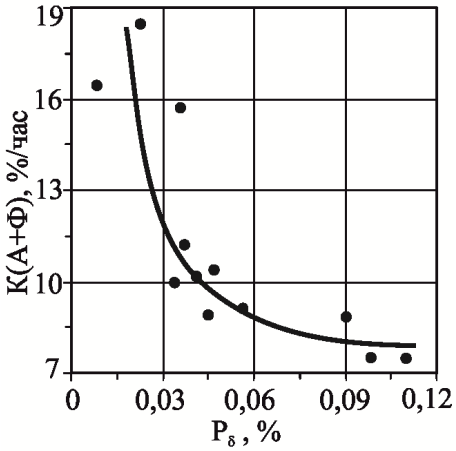


Рис. 9. Изменение скорости коррозии К(А+Ф) от содержания P_δ δ-феррита в стали 2

2.6. Коррозионная стойкость мартенсита деформации после изгиба образцов стали 2 на угол 180° от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы содержащей δ-феррит

Если вычесть значение скорости коррозии К(А+Ф) (см. рис. 8) из результирующей скорости коррозии К(А+Ф+М) (см. рис. 6) то получим изменение скорости коррозии К(М) от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы содержащей δ-феррит (рис. 10).

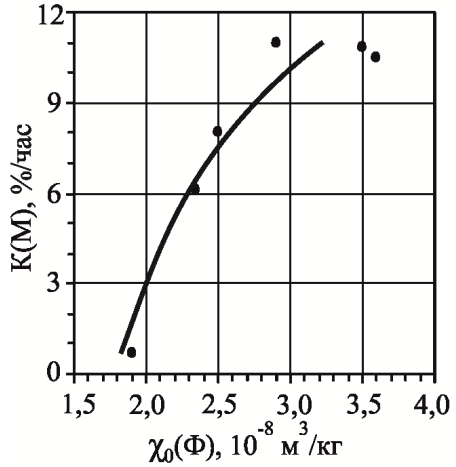


Рис. 10. Изменение скорости коррозии К(М) от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы с δ-ферритом образцов стали 2

На рис. 11 представлена модель коррозионных процессов для трехфазного (А+Ф+М), двухфазного (А+Ф) и однофазного (М) состояний стали 2.

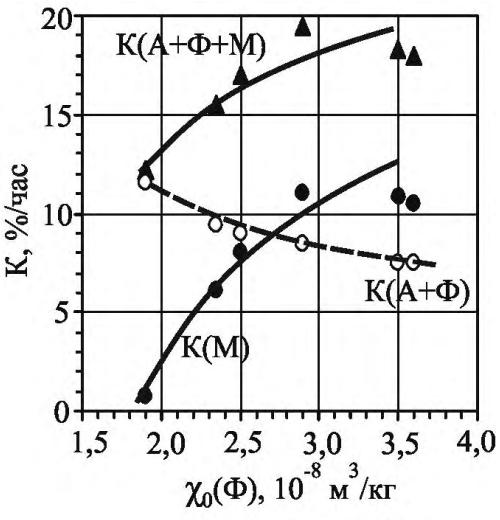


Рис. 11. Изменение скорости коррозии К(А+Ф+М), К(А+Ф) и К(М) от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы с δ-ферритом образцов стали 2

2.7. Коррозионная стойкость δ-феррита от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы с δ-ферритом исходных образцов стали 2

С учетом тенденции изменения скоростей коррозии К(А) и К(А+Ф) (см. рис. 1 и 8) можно предложить зависимость К(Ф) от χ_0(Ф), представленной на рис. 12. Как видим скорость коррозии К(Ф) δ-феррита понижается (коррозионная стойкость повышается).

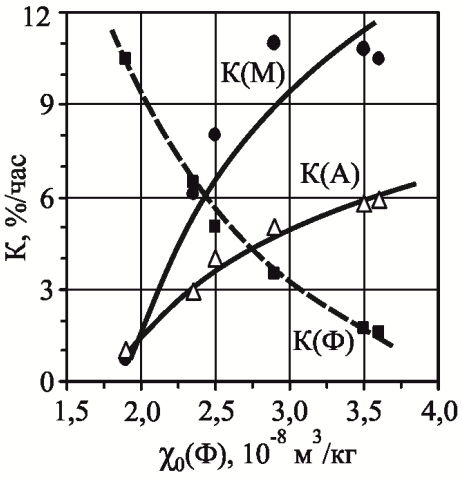


Рис. 12. Изменение скорости коррозии К(А), К(Ф) и К(М) при деформации изгибом от исходного атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф)) аустенитной матрицы с δ-ферритом исходных образцов стали 2

Выводы

1. Установлено, что аустенит сталей типа 08Х18Н10Т (однофазное состояние А после аустенизации), деформированных сжатием до истинной деформационной мартенситной точки ε_S= 4,85%, приобретает повышенную скорость коррозии К(А) (пониженную коррозионную стойкость) за счет роста деформации, т.е. повышения атомно-магнитного состояния аустенита. При деформациях ε_S и выше скорость коррозии К(А) аустенита остается постоянной, а скорость коррозии К(М) мартенсита деформации возрастает.

2. Скорости коррозии К(Ф) δ-феррита и К(М) мартенсита деформации исследуемых сталей противоположны: К(Ф) понижается, а К(М) повышается с увеличением деформации, т.е. с повышением атомно-магнитного состояния аустенита (χ_0(Ф)).

3. Скорости коррозии К(А+Ф) и К(А+М) исследуемых сталей с двухфазными состояниями А+Ф и А+М имеют противоположную тенденцию: К(А+Ф) с ростом χ_0(Ф) понижается (коррозионная стойкость повышается), а К(А+М) наоборот - повышается.

4. Скорость коррозии К(А+Ф+М) трехфазной стали повышается с деформацией, т.е с увеличением атомно-магнитного состояния (χ_0(Ф+М)) аустенитной матрицы, содержащей δ-феррит и α'-мартенсит деформации.

Литература

1. Вахрушева, В.С. О современных требованиях к коррозионной стойкости труб из особо низкоуглеродистых нержавеющих сталей для атомной энергетики [Текст] / В.С. Вахрушева, Т.А. Дергач, Г.Д. Сухомлин // Вопросы атомной науки и техники: Сер. Физика радиационных повреждений и радиационное материаловедение. – 2008. – №2. – С. 73-77.

2. Яровчук, А.В. Влияние мартенсита деформации на стойкость к питтинговой коррозии нержавеющей стали 12Х18Н10Т [Текст] / А.В. Яровчук // Ползуновский альманах. – 2007. – №1/2. – С. 190-196.

3. Применение магнитных методов для исследования эволюции структуры в аустенитных нержавеющих сталях после длительной эксплуатации энергоблоков на АЭС [Текст] / В.М. Ажажа, В.А. Десненко, Л.С. Ожигов и др. // Вопросы атомной науки и техники: Сер. Физика радиационных повреждений и радиационное материаловедение. – 2009. – №4 (2). – С. 241-246.

4. Снежной, Г.В. Роль магнитного состояния аустенита в формировании коррозионной стойкости аустенитных хромоникелевых сталей [Текст] / Г.В. Снежной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 141-144.

5. Снежной, Г.В. Прогнозирование локальной коррозионной стойкости по содержанию α –фазы в хромоникелевых сталях аустенитного класса [Текст] / Г.В. Снежной, В.Г. Мищенко, В.Л. Снежной // Сб. науч. тр. «Стародубовские чтения 2012»: Сер. Строительство, материаловедение, машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2012. – С. 409-416.

6. Міщенко, В.Г. Магнетометричні дослідження корозійної поведінки криці AISI 304 у хлоридовмісних середовищах [Текст] / В.Г. Міщенко, Г.В. Сніжной, О.Е. Нарівський // Металлофизика и новейшие технологи. – 2011. – Т. 33, № 6. – С. 769-774.

7. .Снежной, Г.В. Интегральный физический метод идентификации α-фазы в аустенитных хромоникелевых сталях [Текст] / Г.В. Снежной, В.Г. Мищенко, В.Л. Снежной // Литье и металлургия. – 2009. – №3(52). – С. 241-244.

8. Snizhnoi, G.V. Magnetic state of the deformed austenite before and after martensite nucleation in austenitic stainless steels [Text] / G.V. Snizhnoi, M.S. Rasshchupkyna // Journal of Iron and Steel Research, International. – 2012. – Vol. 19, № 6. – P. 42-46.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

МАГНІТОМЕТРИЧНА ОЦІНКА КОРОЗІЙНОЇ ТРИВКОСТІ АУСТЕНІТНИХ ХРОМОНІКЕЛЕВИХ СТАЛЕЙ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ФАЗОВОГО СКЛАДУ

Г.В. Сніжной

Експериментально встановлено зв'язок між швидкістю корозії і фазовим складом аустенітної хромонікелевої сталі типу 08Х18Н10Т. Виявлено вплив кожної фази (аустеніту А, δ-фериту Ф, α'-мартенситу деформації М) на швидкість корозії К(А), К(Ф) і К(М) відповідно. В інтервалі пластичних деформацій зразків сталі до зародження α'-мартенситу корозія К(А) аустеніту збільшується за рахунок зростання атомно-магнітного стану аустеніту, який характеризується питомої магнітної сприйнятливості χ_0 аустеніту. Швидкість корозії К(Ф) δ-фериту знижується із зростанням χ_0, а швидкість корозії К(М) мартенситу навпаки - підвищується. Виявлені закономірності зміни швидкості корозії для одно- (А), дво- (А+Ф; А+М) і трифазових (А+Ф+М) сталей від атомно-магнітного стану аустеніту.

Ключові слова: аустеніт, δ-ферит, мартенсит деформації, корозія, магнітна сприйнятливість.

MAGNETOMETRIC EVALUATION OF CORROSION RESISTANCE AUSTENITIC CHROMIUM-NICKEL STEELS WITH DIFFERENT PHASE COMPOSITION

G.V. Snizhnoi

The relationship between the corrosion rate and the phase composition of austenitic chromium-nickel steel type 08X18N10T experimentally established. Effect of each phase (austenite A, δ-ferrite F, α'-martensite deformation M) on the corrosion rate K(A), K(F) and K(M), respectively detected. In the range of plastic deformation of steel samples before the origin of α'-martensite corrosion rate K (A) of the austenite is increased by increasing the atomic magnetic state of austenite, which is determined by the specific magnetic susceptibility χ_0 austenite. The corrosion rate K(F) δ-ferrite decreases, the corrosion rate K(M) α'-martensite increases with χ_0 shown. Patterns of change in the corrosion rate of one- (A), two- (A+F and A+M) and three-phase (A+ F+M) steels by atomic-magnetic state of austenite identified.

Key words: austenite, δ-ferrite, deformation-induced martensite, corrosion, magnetic susceptibility.

Снежной Геннадий Валентинович – канд. физ.-мат. наук, доцент, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: snow@zntu.edu.ua.

УДК 620.198:620.193

К.В. ВАКУЛЕНКО[1], И.Б. КАЗАК[1], Е.К. СЕВИДОВА[2]

[1] *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков*
[2] *Национальный технический университет «ХПИ», Украина*

КОРРОЗИОННАЯ СТОЙКОСТЬ СТАЛИ 20Х13 С ВАКУУМНО-ПЛАЗМЕННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

Исследованы защитные свойства многослойных нитридных покрытий применительно к условиям эксплуатации лопаток паровых турбин. Проведены электрохимические и коррозионные испытания в растворах NaCl различной агрессивности. Установлено, что покрытия, являясь катодными по отношению к материалу подложки, механически защищают сталь 20Х13 от электрохимической коррозии. Эффективность защитных свойств покрытий при наличии гальванопар в системе «покрытие-подложка» определяется наличием пор и других дефектов их структуры. Использование покрытий приводит к повышению коррозионной стойкости стали 20Х13.

Ключевые слова: *лопатки турбин; многослойное покрытие; коррозионная стойкость; электрохимические свойства.*

Введение

Анализ повреждаемости энергетического оборудования свидетельствует о том, что одной из главных причин деградации материалов отдельных конструкционных элементов являются физико-механические процессы, протекающие при взаимодействии металлов и теплоносителей. Так, выход из строя лопаток последних ступеней паровых турбин, работающих в двухфазной области (пароводяной смеси), происходит в результате эрозионно-коррозионного износа [1 – 3]. В процессе эксплуатации турбины преобладает износ от ударного воздействия капель на поверхность лопаток, особенно на входных кромках по периферии пера. В случае остановки турбины усиливаются коррозионные процессы вследствие воздействия локально концентрированных агрессивных примесей, доступа воздуха (особенно кислорода), а также последействия веществ, используемых для консервации.

Совокупность методов для предотвращения и снижения скорости коррозионной повреждаемости материалов, используемых в энергетическом оборудовании, можно разделить на два основных направления:

– повышение стойкости самого металла (за счет легирования, нанесения защитных покрытий, пассивации поверхности);

– проведение оптимальной водно-химической подготовки (оптимизация выбора подщелачивающих элементов, введение ингибиторов коррозии, деаэрация и деактивация теплоносителей удалением кислорода химическим путем или отгонкой) [4-5].

Одним из перспективных методов повышения долговечности лопаток паровых турбин является нанесение защитных покрытий, которые наряду с высокой износостойкостью обладают способностью противостоять коррозионному воздействию агрессивной среды. Такими свойствами обладают покрытия на основе тугоплавких соединений d-переходных металлов IV-VI групп системы элементов, хорошо зарекомендовавшие себя в процессах металлообработки, в узлах трения и т.д.

Целью настоящей работы является оценка эффективности многослойных покрытий на основе нитридов d-переходных металлов для защиты материала лопаток паровых турбин от воздействия коррозионно-активной среды.

1. Методики исследований

Для коррозионных исследований покрытий были изготовлены образцы цилиндрической формы (Ø16 мм и h=20 мм) из термообработанной стали 20Х13, торцевая поверхность которых после термообработки прошлифовывалась на глубину порядка 0,5 мм для удаления обезуглероженного слоя. Затем торцевая поверхность образцов полировалась до значений шероховатости R_a=0,16 мкм.

Покрытия наносились методом конденсации с ионной бомбардировкой на установке «Булат-6». Были нанесены следующие варианты покрытий:

– многослойное покрытие, состоящее из слоев α-Ti малой толщины ~0,2 мкм чередующиеся со слоями TiN толщиной ~1 мкм (общее количество слоев в покрытии – 20); конструкцию покрытия

© К.В. Вакуленко, И.Б. Казак, Е.К. Севидова

можно охарактеризовать символической записью (α-Ti+TiN)x10;

– многослойное покрытие, состоящее из слоев Cr малой толщины ~0,2 мкм, чередующиеся со слоями CrN толщиной ~1 мкм (общее количество слоев в покрытии – 20); конструкцию покрытия можно охарактеризовать символической записью (Cr+CrN)x10.

Эталоном для сравнения в испытаниях служили образцы из стали 20Х13, которая используется для изготовления лопаток турбин.

Электрохимическая природа коррозии объекта исследования служит основанием для корректного использования электрохимических методов ускоренной оценки коррозионных свойств как исходного материала (стали 20Х13), так и систем с покрытиями на ее основе.

Защитные свойства покрытий оценивались в ходе электрохимических исследований и коррозионных испытаний в средах различной агрессивности. В качестве электрохимических критериев использованы значения потенциала коррозии E_{corr} (или стационарного потенциала), характеристики анодных поляризационных зависимостей $j - E_a$ и токи контактных гальванопар. Электрохимические показатели снимали в стационарных условиях и при механической депассивации поверхности, моделирующей процесс эрозионного износа материала каплями конденсата [6]. Токи контактных макрогальванопар, которые могут реализоваться между материалом подложки и защитными покрытиями при нарушении их целостности, а также при наличии сквозных пор и дефектов, измеряли компенсационным методом. Выделение ионов хлора как наиболее агрессивного компонента для коррозии стали 20Х13 [2] послужило основанием для выбора в качестве коррозионно-активной среды растворов хлорида натрия различной концентрации.

При проведении коррозионных испытаний были учтены следующие особенности коррозии турбинных лопаток в условиях эксплуатации:

– относительно широкий диапазон концентрации коррозионного реагента (NaCl) на поверхности (от 0,3 %-го до насыщенного);– плёночный характер коррозии (под тонким слоем раствора);

– температура водопаровой смеси в области последних ступеней турбин может достигать 90 – 95 °С [3].

При испытаниях на торцевую поверхность образцов наносили фиксированный объём (V =100 мкл) 3 %-го раствора NaCl (первая партия) и насыщенного при комнатной температуре ~28 %-го раствора NaCl (вторая партия). Первую группу образцов помещали в эксикатор с раствором соли на дне и выдерживали в сухожаровом шкафу при температуре 95°С в течение 20 часов. Вторую группу образцов выдерживали на открытом воздухе при комнатной температуре в общей сложности трое суток, причем через каждые 24 часа (после испарения растворителя) дополнительно наносилось 100 μl дистиллированной воды для инициирования коррозионных процессов.

Оценку коррозионных повреждений поверхности осуществляли визуальным осмотром.

2. Результаты и их обсуждение

Анализ результатов измерений E_{corr}, представленных в табл. 1, позволяет сделать некоторые предварительные обобщения (значения потенциалов приведены относительно хлоридсеребряного электрода). Поверхность материала подложки, стали 20Х13, по мере выдержки в 0,9 %-м растворе NaCl активируется, о чём свидетельствует относительно монотонное разблагораживание E_{corr} – от -0,05 до -0,17 В.

Таблица 1

Значения потенциалов коррозии после выдержки в течение времени τ и после депассивации поверхности (0,9 %-й раствор NaCl)

№ п/п	Вид образца	E_{corr}, В					
		τ, час					после депассивации поверхности
		1	2	5	24	72	
1	Исходный (без покрытия)	-0,05	-0,03	-0,04	-0,16	-0,17	-0,32
2	С покрытием (α-Ti+TiN)	+0,04	-0,12	-0,09	+0,05	+0,044	-0,19
3	С покрытием (Cr+CrN)	-0,21	-0,27	-0,27	-0,22	-0,18	-0,19

Среди исследуемых вариантов защитных покрытий для системы 20Х13 + (α-Ti+TiN) зафиксировано положительное значение E_{corr}, отрицательное – для системы 20Х13 + (Cr+(CrN). В общем случае это свидетельствует о большей термодинамической стойкости образцов с защитными слоями из нитрида титана и, предположительно, лучших коррозионно-защитных свойств относительно хромистой стали.

Немонотонное изменение E_{corr} на образцах с покрытиями (разблагораживание ↔ облагораживание), косвенно свидетельствует о дефектах покрытий и развитии в них процессов, связанных с зарождением и залечиванием (пассивацией) очагов коррозии.

Механическая депассивация поверхности приводит к существенному разблагораживанию E_{corr} образцов стали 20Х13 и с покрытием (α-Ti+TiN). Сдвиг Δ E_{corr} соответственно составил для них 0,15 и 0,23 В. Это подтверждает наличие на поверхности всех образцов пассивирующих оксидных слоёв, удаление которых может интенсифицировать общую коррозию.

В механически активированном состоянии материал подложки характеризуется самым отрицательным значением E_{corr}, а значит является анодом в гальванопарах с обоими вариантами покрытий.

Механическая депассивация поверхности практически не изменяет значение E_{corr} для образца с покрытием (Cr+CrN).

Анализ поляризационных зависимостей (рис. 1 и 2) позволяет уточнить и расширить представления о защитной способности исследуемых покрытий по отношению к материалу подложки – стали 20Х13.

Предварительные поляризационные исследования стали 20Х13 (рис. 1) показали, что она находится в активном состоянии во всех растворах рассмотренных концентраций и ее анодное растворение начинается непосредственно от установившихся значений E_{corr}.

Характер поляризационных кривых для образцов с покрытиями (рис. 2) свидетельствует о том, что нанесение покрытий оказывает защитное действие, но с различным эффектом.

Лучший результат в поляризационных исследованиях показали образцы с многослойным покрытием (α-Ti+TiN). Активация анодных процессов, связанная скорее всего, с окислением TiN [7], начинается на нём при относительно положительных потенциалах (~0,8 В), а область пассивных потенциалов составляет ~750 мВ. Резкий подъём тока в области Е ~0,9 В свидетельствует об изменении природы анодного процесса, а характерная осцилляция тока при развёртке анодного потенциала указывает на питтинг, образующийся в поре (дефекте) или порах на материале подложки.

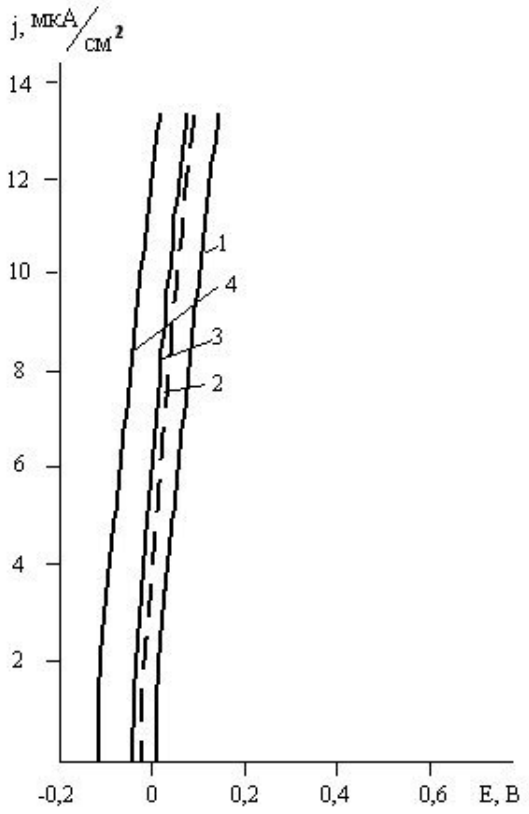
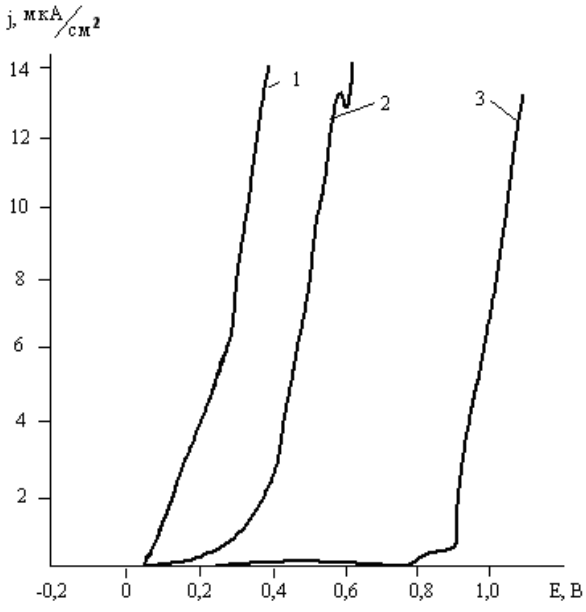


Рис. 1. Анодные поляризационные кривые стали 20Х13 в растворах NaCl при температуре 22 °С: 1 – 0,3 % ($E_{кор}$ = 0,03 В); 2 – 3 % ($E_{кор}$= – 0,04 В); 3 – 0,9 % ($E_{кор}$ = – 0,06 В);



4 – ~28 % ($E_{кор}$ = – 0,12 В)

Рис. 2. Анодные поляризационные кривые образцов с покрытиями в 0,9 %-ном растворе NaCl при температуре14 °С: 1 – без покрытия, 2 – с покрытием (Cr+CrN); 3 – с покрытием (α-Ti+TiN)

Покрытия (Cr+CrN) активизируются при менее положительных потенциалах (около 0,2 В), область пассивности у них составляет 180 – 200 мВ, а реакция питтингообразования наступает при E ~ 0,42 В По всем электрохимическим характеристикам зависимости j – E это покрытие на уступает (α-Ti+TiN).

Анализ электрохимических характеристик различных вариантов контактных гальванопар (табл. 2) показал, что в стационарных условиях в первом гальванопаре покрытие (α-Ti+TiN) является катодом. Для материала подложки 20Х13 этот контакт менее благоприятен, поскольку может усилить питтинговую коррозию.

Лучшим вариантом покрытий с точки зрения функционирования гальванопар является вариант с покрытием (Cr+CrN). За счет относительно более отрицательного потенциала E_{corr}, данная система обеспечивает катодную защиту для незащищенной подложки 20Х13, оставаясь при этом инертной как анод (I = 0).

Механическая депассивация – одновременная для 2-х электродов или только поверхности 20Х13 – приводит к возрастанию токов всех вариантов гальванопар, особенно во втором случае. Активированная сталь является устойчивым анодом по отношению ко всем типам покрытий независимо от состояния поверхности противоэлектрода. Определяющим фактором для увеличения тока в цепи является уменьшение поляризационного сопротивления анодной реакции. Это легко прослеживается на примере пары сталь 20Х13 – (α-Ti+TiN).

Меньшим значениям ЭДС, возникающих при активации поверхностей (одной или двух одновременно), соответствуют большие значения генерируемых токов.

Следует отметить, что механическая депассивация, увеличивая общий ток, усиливает равномерную коррозию, при этом подавляется образование питтинга. Поэтому в присутствии эрозионных процессов вряд ли будут наблюдаться очаговые поражения поверхности, оказавшейся под анодным потенциалом. Скорее всего, «неприятности» от функционирования гальванопар следует ожидать в спокойном, стационарном состоянии (при остановках турбин, например).

Результаты коррозионных испытаний коррелируют с электрохимическими исследованиями защитной способности покрытий.

При визуальном осмотре образцов непосредственно после проведения испытаний (рис. 3, 4) было отмечено, что наибольшему повреждению подверглась поверхность образцов в среде 3%-го раствора NaCl при t = 95 °C и выдержке в течение 20 часов (рис. 3). Судя по интенсивности продуктов коррозии и величины площади поражения покрытие (Cr+CrN) более эффективно защищает подложку из стали 20Х13 по сравнению с покрытием (α-Ti+TiN).

После удаления продуктов коррозии на поверхности образцов при 10-кратном увеличении можно увидеть очаговые дефекты покрытий различной формы и размеров. По числу видимых повреждений образцы с покрытиями (Cr+CrN) также выглядят предпочтительней по сравнению с покрытиями (α-Ti+TiN).

Практически аналогичная картина (рис. 4) по количеству видимых очаговых поражений наблюдается и для образцов, прошедших испытания под пленкой насыщенного раствора NaCl: лучше предохраняют подложку из стали 20Х13 покрытия на основе (Cr+CrN), несколько хуже покрытия (α-Ti+TiN).

Выводы

1. Исследованные покрытия являются эффективными в плане защиты стали 20Х13 от коррозионных повреждений.

2. Системы покрытий (α-Ti+TiN) и (Cr+CrN), являясь катодными по отношению к стали 20Х13, защищают её от электрохимической коррозии в среде хлорида натрия чисто механически. Защитная способность таких покрытий определяется числом сквозных пор и других дефектов. Более эффективными являются покрытия (Cr+CrN).

Таблица 2

Электрохимические характеристики короткозамкнутых гальванопар

Варианты гальванопар	Материал		Стационарные условия		Одновременная депассивация электродов		Депассивация анода	
	анода	катода	ЭДС, В	I, мкА	ЭДС, В	I, мкА	ЭДС, В	I, мкА
1	20Х13	α-Ti+TiN	0,27	8	0,07	11	0,23	31
2	20Х13	Cr+CrN	-0,06*	0	0,10	12	0,19	28

* В гальванопаре катодом является сталь 20Х13

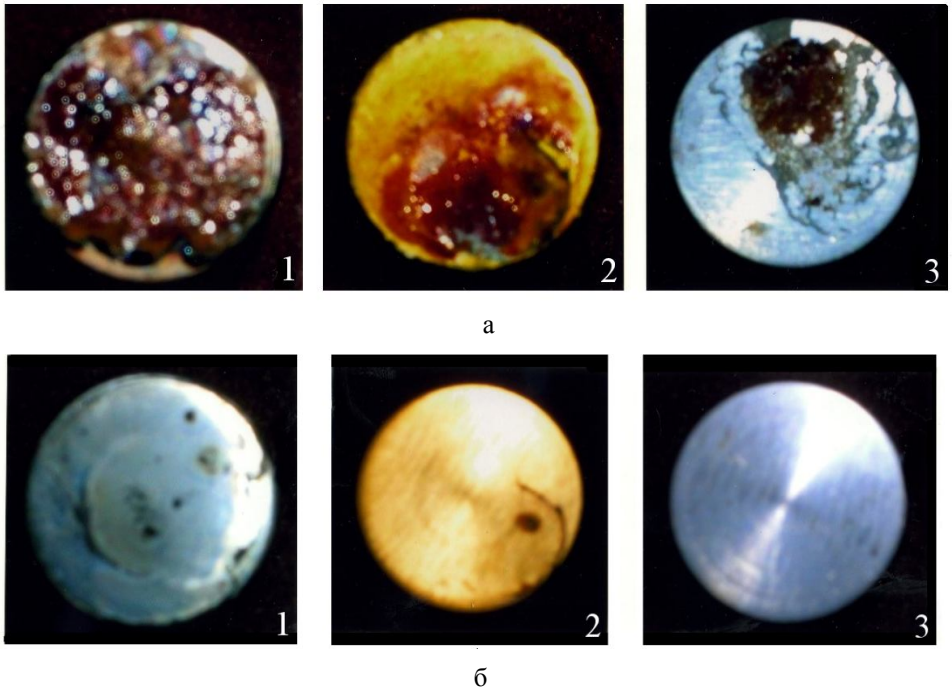


Рис. 3. Поверхность образцов после коррозионных испытаний в 3%-ном растворе NaCl при t = 95 °C и выдержке 20 часов: 1 – сталь 20Х13 ; 2 – (α-Ti+TiN); 3 – (Cr+CrN).
а – состояние после коррозионных испытаний, б – после снятия продуктов коррозии

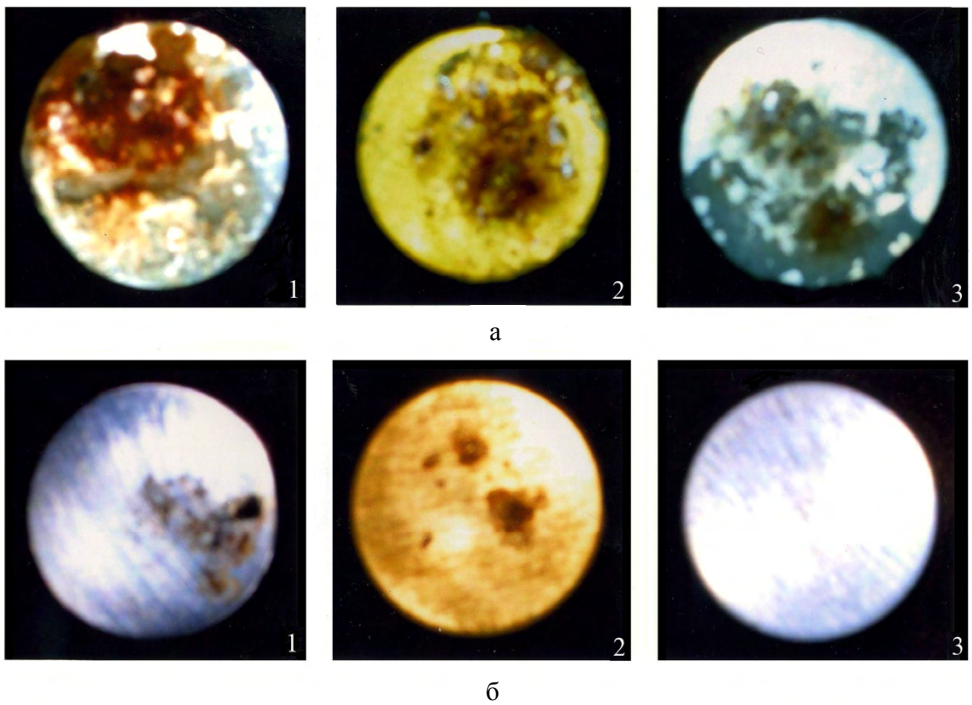


Рис. 4. Поверхность образцов после коррозионных испытаний в насыщенном 28%-ном растворе NaCl при t = 14 °C и выдержке 72 часа 1 – сталь 20Х13; 2 – (α-Ti+TiN); 3 – (Cr+CrN).
а – состояние после коррозионных испытаний, б – после снятия продуктов коррозии

3. Нанесение покрытий способствует появлению макро- и микрогальванопар между ними и материалом подложки, что может усиливать питтинговую коррозию стали. Относительно неблагоприятными в этом плане являются покрытия (α-Ti+TiN), потенциал коррозии которых имеет наиболее положительное значение.

4. В условиях стационарной (без механического воздействия) коррозии наилучший защитный эффект можно ожидать от покрытия Cr+CrN

Литература

1. Томаров, Г.В. Физико-химические процессы и закономерности эрозии-коррозии металла энергетического оборудования в двухфазном потоке [Текст] / Г.В. Томаров // Теплоэнергетика. – 2001. – №9. – С. 59-67.

2. Богачев, А.Ф. Предотвращение коррозии и повреждений оборудования пароводяного тракта ТЭС [Текст] / А.Ф Богачев // Теплоэнергетика. – 2001. – №7. – С. 65-71.

3. Исследование перспективных защитных покрытий для лопаток последних ступеней паровых турбин [Текст] / В.Ф. Резинских, А.Ф. Богачев, А.И. Лебедева, В.А. Рыженков // Теплоэнергетика. – 1996. – №12. – С. 28-31.

4. Акользин, П.А. Коррозия конструкционных материалов ядерных и тепловых энергетических установок [Текст]: моногр. / П.А. Акользин, В.В. Герасимов. – М.: Высш. шк., 1963. – 376 с.

5. Концевой, А.Л. Унифицированный водно-химический режим циркуляционных теплообменных систем [Текст] / А.Л. Концевой, С.А. Концевой // Теплоэнергетика. – 2006. – №8. – С. 51-55.

6. Котляр, А.М. Об измерении токов коррозионных элементов конструкций при их механической депассивации[Текст]/ А.М. Котляр, Е.К. Севидова, Т.В. Стеглик // Физико-химическая механика материалов. – 1991. – №1. – С.103-105.

7. Особенности коррозионно-электрохимичес-ого поведения нитрида титана различного состава по азоту в 3%-ном растворе NaCl [Текст] / В.А. Швец, В.Н. Талаш, В.А. Лавренко, О.А Френкель // Сверхтвердые материалы. – 2005. – №5. – С. 58-64.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. отделом нестационарных механических процессов Ю.С. Воробьев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

КОРОЗІЙНА СТІЙКІСТЬ СТАЛІ 20Х13 З ВАКУУМНО-ПЛАЗМОВИМИ ПОКРИТТЯМИ

К.В. Вакуленко, І.Б. Казак, О.К. Сєвідова

Досліджено захисні властивості багатошарових нітрідних покриттів стосовно до умов експлуатації лопаток парових турбін. Проведено електрохімічні та корозійні випробування в розчинах NaCl різної агресивності. Встановлено, що покриття, будучи катодними по відношенню до матеріалу підкладки, механічно захищають сталь 20Х13 від електрохімічної корозії. Ефективність захисних властивостей покриттів при наявності гальванопари в системі «покриття-підкладка» визначається наявністю пор та інших дефектів їх структури. Використання покриттів призводить до підвищення корозійної стійкості сталі 20Х13.

Ключові слова: лопатки турбін; багатошарове покриття; корозійна стійкість; електрохімічні властивості.

CORROSION RESISTANCE OF STEEL 20X13 WITH VACUUM-PLASMA COATINGS

K.V. Vakulenko, I.B. Kazak, E.K. Sevidova

Investigated the protective properties of multilayer nitride coating applied to the operating conditions of steam turbine blades. Conducted electrochemical and corrosion testing in NaCl solutions of varying aggressiveness. Found that coatings being cathodic with respect to the substrate material mechanically protect 20X13steel against galvanic corrosion. The effectiveness of the protective properties of the coatings in the presence of galvanic couples in the "coating-substrate" is defined by the presence of pores and other defects in their structure. Using the coating increases the corrosion resistance of the steel 20X13.

Key words: turbine blades; multilayer coating; corrosion resistance; electrochemical properties.

Вакуленко Карина Владимировна – канд. техн. наук, и.о. зав. отделом материаловедения Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua.

Казак Ирина Богдановна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua.

Севидова Елена Константиновна– канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. каф. интегрированных технологий машиностроения Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

УДК 539.3

А.С. КАИРОВ, С.А. МОРГУН

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

КОЛЕБАНИЯ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВЕНЦОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ НАРУШЕНИИ ЦИКЛИЧЕСКОЙ СИММЕТРИИ

Изложена методика исследований вынужденных колебаний и напряженно-деформированного состояния венцов рабочих лопаток турбомашин как циклически несимметричной системы с учетом демпфирования. С использованием метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель венца как совокупности секций «сектор диска – лопатка с демпферными связями», позволяющая учесть конструктивную неоднородность диска и пера лопатки. Приведены результаты расчета амплитуд вынужденных колебаний системы, возбуждаемых нестационарной газодинамической силой для различных вариантов демпфирования. Указаны значения максимальных напряжений в зависимости от частоты вынужденных колебаний и числа узловых диаметров для основных конструктивных исполнений лопаточного венца.

Ключевые слова: *вынужденные колебания, демпфирование, амплитуды колебаний, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, газодинамическая сила.*

Введение

В современных условиях развития турбостроения преобладающей является тенденция увеличения единичной мощности турбоагрегатов при непременном условии повышения их экономичности и надежности. Поэтому для обеспечения бесперебойной работы оборудования и снижения затрат на его капитальный ремонт возникает необходимость изучения вибрационных процессов в наиболее ответственных частях турбомашин. Особое внимание должно быть уделено такому высоконагруженному узлу, как лопаточный аппарат, подверженному воздействию нестационарных газодинамических сил. Не менее важным является и тот факт, что с увеличением мощности турбоагрегатов возрастает и температура потока рабочего тела, воздействующего на лопатки турбин.

Основные методы расчета амплитуд и частот, а также напряженно-деформированного состояния как отдельных лопаток, так и рабочих колес турбин в рамках стержневой теории приведены в работах [1, 2]. Однако, методикам, основанным на стержневой теории, присущ важный недостаток − лопатки рассматриваются как закрученные нерастяжимые и жестко закрепленные в диске стержни переменного поперечного сечения, совершающие синфазные колебания в одной из главных плоскостей изгиба. В работе [3] вынужденные колебания венца лопаток исследуются при помощи метода начальных параметров, однако, в ней не приведен метод вычисления амплитуд гармоник возмущающих сил. В [4] при решении уравнений вынужденных колебаний используются асимптотические методы нелинейной механики, но не учитывается демпфирование в системе. В работах [2, 5] данная проблема решается с использованием метода конечных элементов, но в [2] не учитывается демпфирование, а в [5] лопаточный венец рассматривается как циклически симметричная система. Исследование амплитуд и частот свободных колебаний венцов рабочих лопаток приведено в работе [6], частот и форм колебаний отдельных лопаток методом динамических суперэлементов − в [7], а определение напряжений и частот колебаний рабочих лопаток экспериментальным путем – в работах [8] и [9] соответственно.

1. Постановка задачи и цель исследования

Как свидетельствует приведенный выше анализ исследований и публикаций по изучаемой теме, в математических моделях вынужденных колебаний венцов рабочих лопаток турбомашин, созданных как на основе стержневой теории, так и с использованием МКЭ, не учитывается возможность нарушения циклической симметрии лопаточного венца, вызванного технологическими отклонениями при изготовлении лопаток. Поэтому целью исследования является разработка уточненной математической модели вынужденных колебаний и напряженно-деформированного состояния венцов рабочих лопа-

© А.С. Каиров, С.А. Моргун

ток турбомашин как циклически несимметричной системы с использованием МКЭ. Также в работе необходимо учесть влияние на амплитуды колебаний внутреннего и конструкционного демпфирования в местах соединения демпферных связей с пером лопатки.

2. Изложение основного материала

Пусть венец содержит h рабочих лопаток с замкнутыми на круг связями, причем h − l лопаток имеют одинаковые, а l лопаток − различные геометрические, инерционные и жесткостные характеристики. Как было указано выше, разброс парциальных свойств лопаток может, например, быть результатом технологических отклонений в процессе их изготовления. Возмущающая газодинамическая сила, как и любая периодическая функция, может быть разложена в ряд Фурье [10]. Амплитуды резонансных колебаний рассматриваемого венца лопаток, возбуждаемых k-ой гармоникой внешней нагрузки, определяются методом прямого решения уравнений вынужденных колебаний этого венца на основе разложения по заранее вычисленным главным формам его свободных колебаний. Если для циклически симметричной системы такое разложение можно проводить по одной – «резонирующей» форме колебаний, то в случае значительного отклонения от симметрии разложение требуется проводить уже по некоторому числу m близких форм свободных колебаний [5]. Число m зависит от степени нарушения симметрии и плотности частотного спектра свободных колебаний системы. Лопаточный венец может быть представлен в виде совокупности секций, каждая из которых состоит из собственно лопатки, сектора диска и демпферных связей (рис. 1).

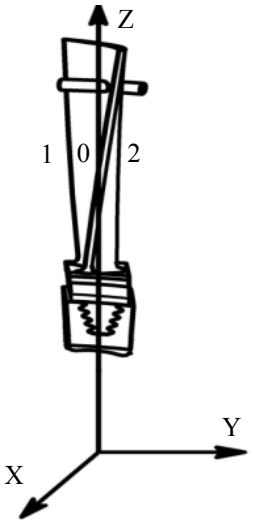


Рис. 1. Модель секции «сектор диска – лопатка с демпферными связями»:
индексами (1), (0) и (2) обозначены левая граница,
средняя часть и правая граница секции соответственно

Запишем уравнения вынужденных колебаний одной из таких секций:

$$M_{IJ}\ddot{\delta}_J + C_{IJ}\dot{\delta}_J + K_{IJ}\delta_J = F_I, \qquad (1)$$
$$(I,J = 1,2,\ldots,n),$$

где M_{IJ} и K_{IJ} – матрицы инерции и жесткости соответственно;

$C_{IJ} = 2\mu M_{IJ}$ − матрица демпфирования [5];

μ − коэффициент затухания;

δ_J − обобщенные перемещения узлов секции;

F_I – возмущающая газодинамическая сила:

$$F_I = F_I^{(1)} \cos k\omega t + F_I^{(2)} \sin k\omega t,$$

k – номер гармоники возмущающей силы;

ω – частота вынужденных колебаний секции;

n – число узлов секции.

Решение системы уравнений (1) представлено в следующем виде:

$$\delta_J = a_J^1 \cos k\omega t + a_J^2 \sin k\omega t, \qquad (2)$$
$$(J = 1,2,\ldots,n),$$

где a_J^1 и a_J^2 – амплитуды колебаний узлов левой и правой границ секции соответственно.

Подставляя (2) в (1), получаем систему уравнений (3):

$$\Lambda_{11}a_1^{(1)} + \Lambda_{10}a_0^{(1)} + \Lambda_{12}a_2^{(1)} + \Psi_{11}a_1^{(2)} + \Psi_{10}a_0^{(2)} + \Psi_{12}a_2^{(2)} = F_1^{(1)};$$
$$\Lambda_{01}a_1^{(1)} + \Lambda_{00}a_0^{(1)} + \Lambda_{02}a_2^{(1)} + \Psi_{01}a_1^{(2)} + \Psi_{00}a_0^{(2)} + \Psi_{02}a_2^{(2)} = F_0^{(1)};$$

$$\begin{aligned}
&\Lambda_{21}a_1^{(1)}+\Lambda_{20}a_0^{(1)}+\Lambda_{22}a_2^{(1)}+\Psi_{21}a_1^{(2)}+\Psi_{20}a_0^{(2)}+\Psi_{22}a_2^{(2)}=F_2^{(1)};\\
&-\Psi_{11}a_1^{(1)}-\Psi_{10}a_0^{(1)}-\Psi_{12}a_2^{(1)}+\Lambda_{11}a_1^{(2)}+\Lambda_{10}a_0^{(2)}+\Lambda_{12}a_2^{(2)}=F_1^{(2)};\\
&-\Psi_{01}a_1^{(1)}-\Psi_{00}a_0^{(1)}-\Psi_{02}a_2^{(1)}+\Lambda_{01}a_1^{(2)}+\Lambda_{00}a_0^{(2)}+\Lambda_{02}a_2^{(2)}=F_0^{(2)};\\
&-\Psi_{21}a_1^{(1)}-\Psi_{20}a_0^{(1)}-\Psi_{22}a_2^{(1)}+\Lambda_{21}a_1^{(2)}+\Lambda_{20}a_0^{(2)}+\Lambda_{22}a_2^{(2)}=F_2^{(2)}.
\end{aligned} \tag{3}$$

где $\Psi_{ab} = 2\mu k\omega M_{Ц}$; $\Lambda_{ab} = K_{Ц} - (k\omega)^2 M_{Ц}$;

Λ_{11}, Λ_{01}, Λ_{21} и. т. д. − блоки динамической матрицы жесткости, соответствующей степеням свободы левой границы (индекс 1), средней части (индекс 0) и правой границы (индекс 2) секции. Аналогично и для динамической матрицы демпфирования Ψ.

$a_1^{(1)}$, $a_0^{(1)}$, $a_2^{(1)}$ и т. д. – амплитуды вынужденных колебаний левой границы, средней части и правой границы секции (индексы 1, 0, 2) соответственно, возбуждаемых переменной газодинамической силой. Индекс в скобках обозначает амплитуды при $\cos k\omega t$ − (1), а (2) – при $\sin k\omega t$.

Исключая амплитуды колебаний узлов средней части секции $a_0^{(1)}$ и $a_0^{(2)}$, на основе (3) получается следующая зависимость между граничными амплитудами колебаний и возмущающей силы:

$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14}\\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24}\\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34}\\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1^{(1)}\\ a_2^{(1)}\\ a_1^{(2)}\\ a_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1^{(1)}\\ F_2^{(1)}\\ F_1^{(2)}\\ F_2^{(2)} \end{Bmatrix}, \tag{4}$$

где

$$\begin{aligned}
S_{ab} &= A_{ab} + A_{a0}B_{00}\left(\Lambda_{0,(b+1)/2} + R_{00}\Psi_{0,(b+1)/2}\right) + \overline{A}_{a0}B_{00}\left(-\Psi_{0,(b+1)/2} + R_{00}\Lambda_{0,(b+1)/2}\right);\\
A_{ab} &= \Lambda_{a,(b+1)/2}; \quad A_{a0} = \Lambda_{a0}; \quad \overline{A}_{a0} = \Psi_{a0};\\
S_{cd} &= D_{cd} + A_{c0}B_{00}\left(\Psi_{0,d/2} - R_{00}\Lambda_{0,d/2}\right) + \overline{A}_{c0}R_{00}\left(\Lambda_{0,d/2} + R_{00}\Psi_{0,d/2}\right);\\
D_{cd} &= \Lambda_{(c-2),d/2}; \quad A_{c0} = -\Psi_{(c-2),0}; \quad \overline{A}_{c0} = \Lambda_{(c-2),0};\\
B_{00} &= -\left[I_1 + \left(\left(\Lambda_{00}\right)^{-1}\Psi_{00}\right)^2\right]^{-1}\left(\Lambda_{00}\right)^{-1}; \quad R_{00} = \Psi_{00}\left(\Lambda_{00}\right)^{-1}.
\end{aligned} \tag{5}$$

(a = 1, 2, 3; b = 1, 2, 4; c = 1, 2, 4; d = 2, 3, 4), I_1 − единичная матрица.

Предполагается, что уравнения (1) описывают колебания первой секции системы. Тогда для q-й секции элементы вектора в правой части уравнения (4) будут определяться следующим образом:

$$F_{1,q}^{(1)} = F_1^{(1)}\cos(q-1)k\Delta\alpha + F_1^{(2)}\sin(q-1)k\Delta\alpha;$$

$$F_{2,q}^{(1)} = F_2^{(1)}\cos(q-1)k\Delta\alpha + F_2^{(2)}\sin(q-1)k\Delta\alpha;$$

$$F_{1,q}^{(2)} = -F_1^{(1)}\sin(q-1)k\Delta\alpha + F_1^{(2)}\cos(q-1)k\Delta\alpha;$$

$$F_{2,q}^{(2)} = -F_2^{(1)}\sin(q-1)k\Delta\alpha + F_2^{(2)}\cos(q-1)k\Delta\alpha,$$

где $\Delta\alpha = 2\pi / h$.

Соотношения (4) и (5) необходимо получить для одной из однородных и всех неоднородных секций.

Нумерация секций начинается с лопатки, не имеющей отклонений.

Рассматривая систему (венец рабочих лопаток) как объединение h секций, можно получить уравнение для определения амплитуд резонансных колебаний системы:

$$[G]\{a\} = \{F\}. \tag{6}$$

Матрица [G] имеет вид:

$$[G] = \begin{bmatrix} G_1 & G_2 & G_3 & G_4 & \cdots & G_5 & G_6 & G_7 & G_8\\ G_9 & G_{10} & G_{11} & G_{12} & \cdots & G_{13} & G_{14} & G_{15} & G_{16}\\ G_{17} & G_{18} & G_{19} & G_{20} & \cdots & G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24}\\ G_{25} & G_{26} & G_{27} & G_{28} & \cdots & G_{29} & G_{30} & G_{31} & G_{32}\\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots\\ G_{33} & G_{34} & G_{35} & G_{36} & \cdots & G_{37} & G_{38} & G_{39} & G_{40}\\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} & \cdots & G_{45} & G_{46} & G_{47} & G_{48}\\ G_{49} & G_{50} & G_{31} & G_{52} & \cdots & G_{53} & G_{54} & G_{55} & G_{56}\\ G_{57} & G_{58} & G_{59} & G_{60} & \cdots & G_{61} & G_{62} & G_{63} & G_{64} \end{bmatrix}, \tag{7}$$

где

$$G_1 = S_{11}^1 + S_{33}^h;\ G_2 = S_{12}^1 + S_{34}^h;\ G_3 = S_{13}^1;\ G_4 = S_{14}^1;\ G_7 = S_{31}^h;\ G_8 = S_{41}^h;\ G_9 = S_{21}^1 + S_{43}^h;\ G_{10} = S_{22}^1 + S_{44}^h;$$

$$G_{11} = S_{23}^1;\ G_{12} = S_{24}^1;\ G_{15} = S_{32}^h;\ G_{16} = S_{42}^h;\ G_{17} = S_{31}^1;\ G_{18} = S_{32}^1;\ G_{19} = S_{33}^1 + S_{11}^2;\ G_{20} = S_{34}^1 + S_{12}^2;$$

$$G_{25} = S_{41}^1;\ G_{26} = S_{42}^1;\ G_{27} = S_{43}^1 + S_{21}^2;\ G_{28} = S_{44}^1 + S_{22}^2;\ G_{37} = S_{33}^{h-2} + S_{11}^{h-1};\ G_{38} = S_{34}^{h-2} + S_{12}^{h-1};$$

$$G_{39} = S_{13}^{h-1};\ G_{40} = S_{14}^{h-1};\ G_{45} = S_{43}^{h-2} + S_{21}^{h-1};\ G_{46} = S_{44}^{h-2} + S_{22}^{h-1};\ G_{47} = S_{23}^{h-1};\ G_{48} = S_{24}^{h-1};\ G_{49} = S_{13}^h;$$

$$G_{50} = S_{23}^h;\ G_{53} = S_{31}^{h-1};\ G_{54} = S_{32}^{h-1};\ G_{55} = S_{33}^{h-1} + S_{11}^h;\ G_{56} = S_{34}^{h-1} + S_{12}^h;\ G_{57} = S_{14}^h;\ G_{58} = S_{24}^h;$$

$$G_{61} = S_{41}^{h-1};\ G_{62} = S_{42}^{h-1};\ G_{63} = S_{43}^{h-1} + S_{21}^h;\ S_{64} = S_{44}^{h-1} + S_{22}^h;$$

$$G_5 = G_6 = G_{13} = G_{14} = G_{21} = G_{22} = G_{23} = G_{24} = G_{29} =$$
$$= G_{30} = G_{31} = G_{32} = G_{33} = G_{34} = G_{35} = G_{36} = G_{41} =$$
$$= G_{42} = G_{43} = G_{44} = G_{51} = G_{52} = G_{59} = G_{60} = 0.$$

а верхние индексы (1, 2,….,h−2, h−1, h) у элементов матрицы [S] определяют номер рассматриваемой секции в лопаточном венце.

Тогда с учетом (4), (5) и (7) уравнение (6) преобразуется следующим образом:

$$[G]\begin{Bmatrix} a_{1,1}^{(1)} \\ a_{2,1}^{(2)} \\ a_{1,2}^{(1)} \\ a_{2,2}^{(2)} \\ \vdots \\ a_{1,h-1}^{(1)} \\ a_{2,h-1}^{(2)} \\ a_{1,h}^{(1)} \\ a_{2,h}^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{1,1}^{(1)} + F_{2,h}^{(2)} \\ F_{1,1}^{(2)} + F_{2,1}^{(1)} \\ F_{2,1}^{(1)} + F_{1,2}^{(2)} \\ F_{1,2}^{(1)} + F_{2,2}^{(2)} \\ \vdots \\ F_{2,h-1}^{(1)} + F_{1,h-1}^{(2)} \\ F_{1,h}^{(1)} + F_{2,h-1}^{(2)} \\ F_{2,h}^{(1)} + F_{1,h}^{(2)} \\ F_{2,h}^{(2)} + F_{1,1}^{(1)} \end{Bmatrix}. \qquad (8)$$

В формулах (8) индекс в скобках обозначает амплитуды при $\cos k\omega t$ − (1), а (2) – при $\sin k\omega t$; первый нижний индекс обозначает узлы на левой границе секции (индекс 1), а 2 – на правой; нижний индекс после запятой – номер секции в венце.

Затем по найденным значениям амплитуд вынужденных колебаний граничных узлов на основе (4) вычисляются амплитуды вынужденных колебаний и всех остальных узлов секции. Для того, чтобы определить амплитуды вынужденных колебаний всего венца, необходимо решить уравнения (1) – (8) для каждой из секций, входящих в него.

После получения значений амплитуд вынужденных колебаний во всех узлах секции, можно перейти к определению напряжений и деформаций. В общем случае матрица напряжений записывается следующим образом [10]:

$$\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}), \qquad (9)$$

где σ − матрица напряжений;

D – матрица упругих постоянных;

ε − матрица деформаций;

ε_0 – матрица тепловых деформаций.

Учитывая то, что при определении деформаций и напряжений система координат секции остается такой же, как и при определении амплитуд, матрица напряжений в формуле (9) состоит из таких компонентов:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_X \\ \sigma_Y \\ \sigma_Z \\ \tau_{XY} \\ \tau_{XZ} \\ \tau_{YZ} \end{Bmatrix}, \qquad (10)$$

где σ – нормальные напряжения;

τ – касательные напряжения;

Матрица упругих постоянных формируется на основе зависимостей, приведенных в [2]:

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{15} & D_{16} \\ & D_{22} & D_{23} & D_{24} & D_{25} & D_{26} \\ & & D_{33} & D_{34} & D_{35} & D_{36} \\ & & & D_{44} & D_{45} & D_{46} \\ & & & & D_{55} & D_{56} \\ & & & & & D_{66} \end{bmatrix},$$

где $D_{11} = D_{22} = D_{33} = \lambda + 2\nu$;

$D_{12} = D_{13} = D_{23} = \lambda$;

$D_{44} = D_{55} = D_{56} = \nu$;

$D_{14} = D_{15} = D_{16} = D_{24} = D_{25} = D_{26} = D_{34} = D_{35} = D_{36} = D_{45} = D_{46} = D_{56} = 0$;

λ – постоянная Ляме [2]:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)},$$

ν – коэффициент Пуассона;

E – модуль Юнга.

Структура матриц полной ε и тепловой деформаций ε_0 приведена в (11) и (12) соответственно

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \varepsilon_Z \\ \gamma_{XY} \\ \gamma_{XZ} \\ \gamma_{YZ} \end{Bmatrix}, \qquad (11)$$

$$\{\varepsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \alpha^e T \\ \alpha^e T \\ \alpha^e T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \qquad (12)$$

где ε – деформации растяжения-сжатия;

γ – сдвиговые деформации;

α^e – коэффициент расширения материала;

T – температура материала секции.

Для вычисления деформаций по формулам (11) и (12) необходимо связать их с перемещениями узлов секции, определенными в (2). Далее приведена формула для определения деформаций рассматриваемой коненчноэлементной модели секции в зависимости от перемещения ее узлов, основанная на зависимости, предложенной в работе [10]:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \varepsilon_Z \\ \gamma_{XY} \\ \gamma_{ZX} \\ \gamma_{YZ} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial \delta_X}{\partial X} \\ \dfrac{\partial \delta_Y}{\partial Y} \\ \dfrac{\partial \delta_Z}{\partial Z} \\ \dfrac{\partial \delta_X}{\partial Y} + \dfrac{\partial \delta_Y}{\partial X} \\ \dfrac{\partial \delta_Z}{\partial X} + \dfrac{\partial \delta_Z}{\partial Z} \\ \dfrac{\partial \delta_Z}{\partial Y} + \dfrac{\partial \delta_Y}{\partial Z} \end{Bmatrix}, \qquad (13)$$

где δ_X, δ_Y, δ_Z − проекции перемещения δ на оси декартовой системы координат секции X, Y, Z соответственно.

После вычисления по формуле (2) перемещения узлов рассматриваемой секции, а по формулам (11) и (12) матриц полной и тепловой деформаций соответственно определяется матрица напряжений. Таким образом, может быть получено поле напряжений для всех составляющих секции: сектора диска, лопатки и демпферных связей. Использование данной математической модели позволяет проводить исследование распределения напряжений и деформаций для любой формы колебаний, так как при вычислении перемещений по формуле (2) и связанным с ней формулам (3 – 8) в рассмотрение можно принять любую *k*-ую гармонику возмущающей переменной газодинамической силы. Как и при определении амплитуд вынужденных колебаний, соотношения (9 – 11) необходимо получить для всех неоднородных и, как минимум, для одной однородной секции. Затем, обобщив полученные результаты для всех секций, определяются поля распределения напряжений и деформаций для всего рассматриваемого лопаточного венца. Кроме того, может быть решена и обратная задача. Зная поле напряжений в лопатках и диске, например, из результатов эксперимента, можно рассчитать величины амплитуд и частот вынужденных колебаний всей рассматриваемой системы.

3. Основные результаты и их анализ

Описанный в данной работе метод, может быть реализован для расчета вынужденных колебаний систем рабочих лопаток турбомашин. С целью изучения практической пригодности разработанной математической модели проведены расчеты амплитуд колебаний, а также напряжений венца рабочих лопаток турбины, возбуждаемых нестационарной газодинамической нагрузкой, возникающей из-за технологической неоднородности сопловой решетки. Неоднородность сопловой решетки задавалась отклонениями углов установки лопаток от их номинальных значений. Проведя разложение в ряд Фурье периодической газодинамической силы, и зная частоты собственных колебаний венца, можно выделить гармоники, вызывающие резонансные колебания. Амплитудно-частотные характеристики исследуемого лопаточного венца с учетом нелинейного как внутреннего, так и конструкционного демпфирования представлены на рис. 2.

Вычисление амплитуд вынужденных колебаний проводилось методом разложения по формам свободных колебаний данной системы (венца лопаток). Кривая 1 соответствует модели неполного проскальзывания с жесткой связью середин зон контакта демпфера и пера лопатки (коэффициент затухания μ = 0,1636). Кривая 2 – модель полного проскальзывания (коэффициент затухания тот же). Очевидно, что все промежуточные варианты конструкционного гистерезиса лежат в области, находящейся ниже кривой 1 и выше кривой 2. При этом выбор той или иной модели демпфирования зависит от конструкции венца и параметров прохождения газа через него. Для унификации процедуры расчета различных типов рабочих колес лопаток предполагается, что середины зон контакта демпфера и пера лопатки связаны между собой «пружиной». Варьируя жесткостью этой пружины от нулевого уровня до абсолютно жесткой связи можно моделировать все возможные варианты конструкционного гистерезиса от кривой 1 до кривой 2. Исходя из рис. 2 очевидно, что более опасным является вариант неполного про-

скальзывания (кривая 1) В этом случае амплитуды резонансных колебаний на 35–38% выше, чем в случае полного проскальзывания.

Поэтому целесообразным будет вести расчеты амплитуд вынужденных колебаний и напряжений венца рабочих лопаток с учетом нелинейного как внутреннего, так и конструкционного демпфирования в предположении неполного проскальзывания, так как наибольшие амплитуды соответствуют максимальным напряжениям.

В табл. 1 представлены зависимости максимальных напряжений, возникающих при вынужденных колебаниях в лопаточном венце, от частоты колебаний. Рассматриваются два типа венцов, используемых в практике отечественного турбостроения: венец с диском, имеющим центральное отверстие под вал, и с цельным диском.

Количество лопаток в венцах равно восьмидесяти; высота лопатки l = 135 мм; материал лопаток – жаропрочная сталь СМ88У – ВИ (плотность материала ρ = 8100 кг/м^3, модуль Юнга 1,79*10^6 МПа, коэффициент Пуассона υ =0,3). Расчеты также проводились с использованием следующих характеристик диска, а именно, диаметр диска D = 450 мм материал диска – жаропрочная сталь ЭП 472-ИД (плотность материала ρ = 8300 кг/м^3, модуль Юнга 1,73*10^6 МПа, коэффициент Пуассона υ =0,3).

Анализируя представленные в табл. 1 зависимости следует отметить, что при одинаковом числе узловых диаметров частоты колебаний цельного диска выше. Однако, уровень напряжений – ниже, чем для диска с центральным отверстием под вал. Это может быть объяснено тем, что цельный диск является более жестким, значит, частоты его колебаний выше, а амплитуды – меньше. поэтому уровень вибронапряжений в цельном диске ниже.

Следовательно, с точки зрения вибрационной надежности предпочтительней применять конструкции венцов, не имеющих диска с центральным отверстием.

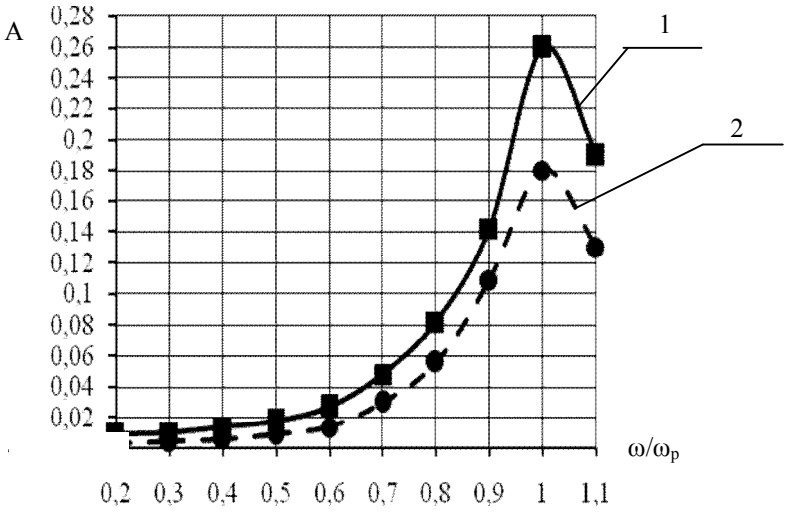


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики венца лопаток турбины с учетом нелинейного внутреннего и конструкционного демпфирования: A*10^5, м – амплитуда вынужденных колебаний; ω – частота колебаний; $\omega_р$ – резонансная частота. 1 – расчет в предположении неполного проскальзывания; 2 – расчет в предположении полного проскальзывания демпферной связи и пера лопатки

Таблица 1

Максимальные напряжения и частоты колебаний венцов рабочих лопаток турбомашин

Венец с цельным диском		
Число узловых диаметров, n	Частота вынужденных колебаний ω, Гц	Максимальные напряжения σ_{max}, МПа
n = 1	933	257
n = 2	1066	395
n = 3	1174	628
n = 4	1295	857
n = 5	1325	1032
Венец с диском, имеющим отверстие под вал		
n = 1	825	366
n = 2	942	473
n = 3	1097	739
n = 4	1178	1003
n = 5	1289	1108

Выводы

С использованием метода конечных элементов (МКЭ) решена задача расчета амплитуд и частот вынужденных колебаний венца рабочих лопаток турбомашин, как циклически несимметричной системы, с учетом демпфирования. Для решения данной задачи разработана уточненная математическая модель секции «сектор диска – лопатка с демпферными связями», позволяющая в достаточно полной мере учитывать особенности конструкции пера и хвостовика лопатки, демпферных связей, диска. Определение амплитуд и частот колебаний лопаточного венца с замкнутыми на круг демпферными связями, а также напряжений, вызванных воздействием нестационарной газодинамической силы, может быть представлено в виде расчета этих величин для совокупности таких секций. Это, в свою очередь, дает возможность проводить исследования для различных типов конструкций и оптимизировать их прочностные характеристики.

Анализ полученных результатов, проведенный для двух типов исследуемой конструкции, подтверждает адекватность такой модели и указывает на то, что для снижения уровня напряжений, возникающих при вынужденных колебаниях в венце, более предпочтительной является конструкция с цельным диском. Не менее важным является и то обстоятельство, что при расчете напряженно-деформированного состояния учитываются не только механические, но и температурные деформации.

Кроме того, матрица упругости может быть модифицирована и для случая применения перспективных материалов, которые могут иметь ярко выраженную анизотропию свойств, для изготовления лопаточного аппарата.

Также разработанная математическая модель, может быть использована для исследования колебаний и напряженно-деформированного состояния рабочих колес турбин, лопатки которых имеют бандажные полки, а после определенной модификации и для изучения лопаток пакетной конструкции, применяемых в конструкции соплового аппарата турбомашин

Литература

1. Биргер, И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

2. Воробьев, Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю. С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.

3. Журавлева, А.М. Расчет вынужденных колебаний лопаточных венцов с замкнутыми на круг связями в неоднородном потоке [Текст] / А.М. Журавлева, Е.П. Петров // Динамика и прочность машин: сб. научн. тр. - 1981. - Вып. 34. – С. 57 – 61.

4. Зайдельман, Р.Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин [Текст] / Р. Л. Зайдельман. – М.: Энергия, 1978 – 226 с.

5. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин Текст] / А.Г Костюк. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

6. Каиров, А.С. Исследование колебаний диска с венцом рабочих лопаток турбомашин как циклически симметричной системы в поле центробежных сил [Текст] / А.С. Каиров, С.А. Моргун // Вісник двигунобудування. – 2013. – № 1. – С. 34 – 37.

7. Каиров, А.С. Исследование собственных колебаний лопаток газотурбинного двигателя методом динамических суперэлементов [Текст] / А.С. Каиров, С.А. Моргун // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Ліра. – 2012. – Вип. 20. – С. 176–182.

8. Каиров А.С. Экспериментальное исследование переменных вибронапряжений в рабочих лопатках турбомашин [Текст] / А.С. Каиров, С.А. Моргун // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: зб. наук. праць ДонНТУ. . – Вип. 45. – Донецьк: «ТЕХНОПОЛІС», 2013 – С. 76–80.

9. Моргун, С.А. Экспериментальное исследование свободных колебаний лопаток газотурбинного двигателя [Текст] / А.С. Каиров, С.А. Моргун // Методи розв'язання прикладних задач механіки деформованого твердого тіла: зб. наук. праць. – Вип. 12. – Дніпропетровськ: Ліра, 2011. – С. 224–229.

10. Зенкевич, О.К. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1978. – 519 с.

Поступила в редакцию 25.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Двигатели внутреннего сгорания» Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

КОЛИВАННЯ ТА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНИЙ СТАН ВІНЦІВ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ ПОРУШЕННІ ЦИКЛІЧНОЇ СИММЕТРІЇ

О.С. Каіров, С.О. Моргун

Викладено методику досліджень вимушених коливань та напружено-деформівного стану вінців робочих лопаток турбомашин, як циклічно несиметричної системи, враховуючи демпфірування. З використанням методу кінцевих елементів розроблено уточнену математичну модель вінця, як сукупності секцій «сектор диску – лопатка з демпферними зв'язками», що дозволяє враховувати конструктивну неоднорідність диска та пера лопатки. Наведено результати розрахунку амплітуд вимушених коливань системи, які збуджуються нестаціонарною газодинамічною силою для різних варіантів демпфірування. Вказано значення максимальних напруг в залежності від частоти вимушених коливань та кількості вузлових діаметрів для основних конструктивних виконань лопаткового вінця.

Ключові слова: вимушені коливання, демпфірування, амплітуди коливань, напружено-деформівний стан, метод кінцевих елементів, газодинамічна сила.

TURBINE ENGINES BLADED DISKS SUBMITED AS NON-CYCLICAL SYSTEM VIBRATION, STRESS AND DEFORMATION ANALYSIS

O.S. Kairov, S.O. Morgun

The problems of turbine engines bladed disks, submitted as non-cyclical system, vibration, stress and deformation analysis has been studied. The mathematical model that gives an opportunity to present the whole bladed disk as a unity of homogeneous and several inhomogeneous sections has been developed by means of finite elements method. The usage of these model types can help to take into consideration such important units as structural inhomogeneity of blade and disk parts; internal and constructional damping. The results of turbine engine bladed disk vibration amplitudes, forced by variable aerodynamic force are given. Dependences between the highest stresses and forced vibration frequencies are also obtained for the two main types of bladed disks.

Key words: forced vibration, damping, vibration amplitudes, stresses and deformations, finite elements method, aerodynamic force.

Каиров Алексей Сергеевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Технологии судового машиностроения» Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: alex-kairov@yandex.ru.

Моргун Сергей Александрович – аспирант каф. «Технологии судового машиностроения» Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: technologuk@rambler.ru.

УДК 621.539.822

Ю.Б. НАЗАРЕНКО, А.Ю. ПОТАПОВ

ФГУП «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

НОВЫЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ УСТРАНЕНИЯ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ СЛАБОНАГРУЖЕННЫХ МЕЖВАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рассматривается способ устранения проскальзывания роликов малонагруженных межвальных подшипников с помощью овализации внешнего кольца в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест в окружном направлении кольца с погонной массой отличной от исходного состояния. Разработана методика установления параметров посадки подшипника и монтажного люфта для реализации постоянного контакта роликов с кольцами на всех режимах эксплуатации двигателя и определения собственных частот колебаний внешнего кольца подшипника при локальном изменении его жесткости.

***Ключевые слова**: вал, межвальный подшипник, посадочные места под подшипник, люфт подшипника, натяг роликов, центробежные силы, локальные места кольца с измененной погонной массой, овализация кольца подшипника.*

Введение

Одной из основных специфик работы межвальных подшипников является их недозагруженность, которая приводит к проскальзыванию роликов. Кроме этого, в процессе эксплуатации под действием центробежных сил при вращении внешнего кольца с большей скоростью, чем внутреннего и давления роликов на него, его радиальное расширение превышает перемещения внутреннего кольца, в результате чего зазор подшипника увеличивается, что ухудшает условия его работы.

В данной ситуации ролики «зависают», то есть, они не контактируют с двумя кольцами одновременно, а прижимаются к внешнему кольцу и частота их вращения относительно оси подшипника стремится к частоте вращения внешнего кольца. Однако при изменении режимов работы двигателя или при перегрузках и эволюциях самолета, нагрузки на подшипники могут увеличиваться. В момент контакта тел качения с двумя кольцами подшипника ролики начинают вращаться с частотой, равной половине суммы частот роторов и частота их вращения должна снизиться (если внешнее кольцо вращается быстрее внутреннего) и в этот момент их начинает тащить сепаратор, который вместе с роликами в период их зависания получил большую скорость.

Отмеченное выше обуславливает большие динамические нагрузки и проскальзывание роликов относительно дорожек качения колец подшипников, что снижает срок их службы за счет износа роликов, колец, сепаратора и вызывает ударные нагрузки.

В работе [1, 2] был рассмотрен способ устранения проскальзывания тел качения и конструкция радиального роликового подшипника, обеспечивающих на всех режимах эксплуатации постоянный контакт части роликов с кольцами, что позволяет исключить проскальзывание роликов относительно колец.

Сущность данного способа заключается в овализации внешнего кольца подшипника в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест (в окружном направлении) с погонной массой отличной от исходного состояния.

Сущность работы модели рассмотрена на межвальном подшипнике, где был опробован предлагаемый способ [1] при реализации локального изменения массы внешнего кольца в виде выполнения пазов.

В данной работе рассмотрено обоснование параметров модернизированного межвального подшипника и посадочных параметров на основе разработанной аналитической модели статического и динамического деформирования кольца подшипника с измененной локальной погонной массой и жесткостью кольца, обеспечивающих надежную его работу.

1. Статическое деформирование внешнего кольца подшипника

Деформирование внешнего кольца под действием центробежных сил при его вращении до момента посадки кольца на ролики будет определяться следующими факторами.

© Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов

Радиальным полярно симметричным деформированием равномерного кольца (без пазов) и неравномерным деформированием кольца в окружном направлении (овализация) за счет локального изменения погонной массы кольца на двух диаметральных участках, которое можно оценить, если приложить к кольцу на этих участках две силы, направленные к центру и равные центробежной силе от удаленной массы.

Кроме этого, необходимо учесть также локальные изменения жесткости кольца на месте выполнения пазов. Равномерное деформирование кольца определим приложив к кольцу погонную нагрузку от центробежных сил кольца и роликов

$$g = F \cdot \rho \cdot R_K \omega^2 + \frac{Z \cdot m_Д \cdot R_P \omega_c^{\,2}}{2\pi R_K}, \qquad (1)$$

где F – площадь внешнего кольца в поперечной плоскости по оси подшипника;

ρ - плотность материала кольца;

R_K – радиус беговой дорожки кольца;

ω – круговая скорость вращения внешнего кольца;

Z –количество роликов; m –масса каждого ролика;

R_P –радиус траектории вращения роликов;

ω_c –круговая скорость вращения роликов (сепараторная частота), приближенно можно принять $\omega_c = 0{,}88\omega$.

Определяя нормальные силы в кольце подшипника

$$N = g \cdot R_K \qquad (2)$$

и, используя закон Гука, окружные деформации

$$\varepsilon_\theta = \frac{g \cdot R_K}{F \cdot E}, \qquad (3)$$

установим радиальное перемещение кольца под действием равномерной нагрузки

$$\Delta R = \varepsilon_\theta \cdot R_K = \frac{g \cdot R_K^{\,2}}{F \cdot E}. \qquad (4)$$

Неравномерное деформирование кольца под действием двух сосредоточенных диаметральных сил при удалении массы m (рис. 1)

$$P = m \cdot R_K \cdot \omega^2, \qquad (5)$$

при известном законе распределения изгибающих моментов [3]

$$M = -0{,}182 \cdot P \cdot R_K + 0{,}5 \cdot P \cdot R_K (1 - \cos\theta), \quad (6)$$

установим энергетическим методом приравнивая работу внешних сил при перемещении контура кольца Δ от силы P

$$A = P \cdot \Delta, \qquad (7)$$

потенциальной энергии, накопившейся в кольце под действием изгибающего момента, пренебрегая потенциальной энергией от нормальных сил ввиду их не существенного влияния [4]

$$U = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K M^2 d\theta}{2 \cdot E \cdot J} = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K^{\,3} \cdot P^2 (0{,}318 - 0{,}5\cos\theta)^2 d\theta}{2 \cdot E \cdot J}, \qquad (8)$$

где E – модуль упругости кольца;

J –момент инерции поперечного сечения кольца;

R_K –радиус беговой дорожки кольца.

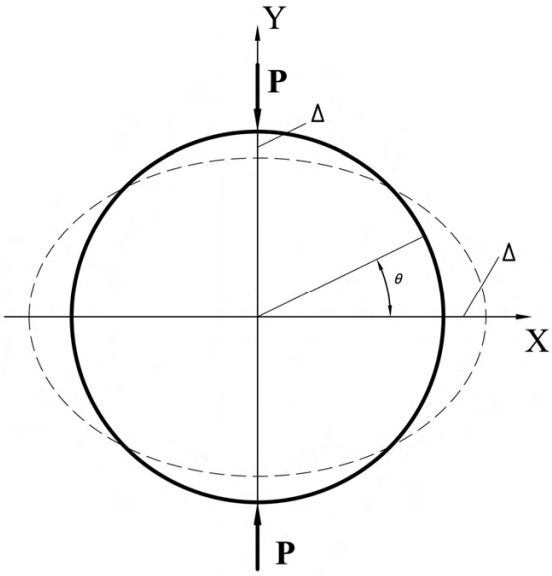


Рис.1. Расчетная схема кольца с приложенными двумя сосредоточенными силами

Из решения уравнений (7) и (8), находим максимальное значение радиального уменьшения (увеличения) контура кольца

$$\Delta = \frac{0{,}0746 R_K^{\,3} \cdot P}{E \cdot J}. \qquad (9)$$

Перемещения в кольце при локальном уменьшении жесткости в местах изготовления пазов, определим с помощью экстраполяции локальной жесткости в местах изготовления пазов между перемещениями для цельного кольца и для кольца с нулевой жесткостью в местах изготовления пазов, т.е. для половины кольца (рис. 2).

Изгибающие моменты при нагружении половины кольца двумя силами будут равны

$$M = 0{,}5P \cdot R_K \cos\theta. \qquad (10)$$

Определяя потенциальную энергию половины кольца

$$U = 2 \int_0^{\pi/2} \frac{R_K^{\,3} \cdot P^2 \cos\theta^2 d\theta}{8 \cdot E \cdot J} = 0{,}196 \cdot R_K P^2, \quad (11)$$

находим максимальное значение уменьшения контура кольца

$$\Delta' = \frac{0{,}392 R_K^{\,3} \cdot P}{E \cdot J}. \qquad (12)$$

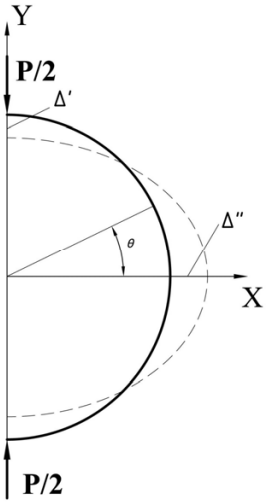


Рис. 2. Расчетная схема половины кольца, нагруженной двумя сосредоточенными силами

Максимальное увеличение контура кольца будет равно

$$\Delta'' = \frac{0,26R^3_K \cdot P}{E \cdot J}. \qquad (13)$$

Для любого ослабления жесткости кольца максимальное уменьшение контура кольца (радиальное) определим из выражения

$$\Delta = \frac{R^3_K \cdot P}{E \cdot J}[0,0746 + \frac{0,317 \cdot (J - J^*)}{J}], \qquad (14)$$

а увеличения контура кольца составит

$$\Delta = \frac{R^3_K \cdot P}{E \cdot J}[0,0746 + \frac{0,185 \cdot (J - J^*)}{J}], \qquad (15)$$

где J и J^* -момент инерции целого кольца и в месте изготовления пазов.

Погрешность теоретического расчета с расчетом численным методом в программном комплексе «Ansys» не превышает 10% [1].

2. Динамическое деформирование внешнего кольца подшипника

В начале запуска двигателя при наборе оборотов внешнее кольцо имеет зазор с посадочным валом и находится в свободном состоянии. Определим собственные частоты колебаний кольца в этом случае для безопасной его работы.

Уравнение изгибных колебаний кольца с постоянными параметрами жесткости и погонной массой запишем в виде [4, 5]

$$\frac{\partial^6 u}{\partial \theta^6} + 2\frac{\partial^4 u}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\rho \cdot F \cdot R^4}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + u\right) = 0, \qquad (16)$$

где U – тангенциальные перемещения кольца.

Пренебрегая ослаблением кольца пазами и учитывая, что масса кольца увеличивается весом роликов прижатых к нему центробежными силами определим собственную частоту колебаний кольца по второй гармонике

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{36 \cdot E \cdot J}{5\left(\rho \cdot F + m \cdot \frac{Z}{2\pi R}\right)R^4}}, \qquad (17)$$

где E – модуль упругости кольца;

J –момент инерции поперечного сечения кольца;

R –средний радиус внешнего кольца;

F – площадь внешнего кольца в поперечной плоскости по оси подшипника;

ρ –плотность материала кольца; m – масса ролика;

Z – количество роликов.

Определение собственных частот внешнего кольца рассмотрим на примере межвального подшипника с параметрами 95x130x18мм.

На внешнем кольце подшипника на двух диаметральных участках были выполнены по два торцевых паза 6,05 мм (радиальное), 6,1 мм (окружное) и 1,5 мм (осевое).

Момент инерции поперечного сечения целого кольца составил $0,226*10^{-9}$ м^4 и в зоне изготовления пазов – $0,182*10^{-9}$ м^4. Площадь поперечного сечения кольца равна $0,088*10^{-3}$ м^2, радиус внешнего кольца –R= 0,062 м.

Собственная частота колебаний кольца составила– 603,8 Гц.

Значения собственных частот, определенных в программном комплексе Ansys составили 623,87 Гц. Погрешность теоретического метода равна 3 %.

Собственная частота колебаний кольца намного выше частоты вращения роликов относительно внешнего (частота возбуждения), которая равна 50 Гц и больше частоты вращения внешнего кольца 222 Гц на режиме 100%. В этом случае возникновение резонансных колебаний не возможно.

Выводы

Предлагаемый способ позволяет устранить проскальзывание роликов относительно дорожек колец подшипника малонагруженных подшипников, особенно для подшипников с вращающимся внешним кольцом или двумя одновременно (межвальный), за счет обеспечения гарантированного контакта определенного количества роликов с дорожками колец подшипника на всех режимах эксплуатации, даже при существенном увеличении зазора в подшипнике без овализации.

Литература

1. Потапов, А.Ю. Способ устранения проскальзывания роликов межвальных подшипников с помощью овализации кольца подшипника в эксплуатации [Текст] / А.Ю. Потапов, Ю.Б. Назаренко // Двигатель. – 2012. – №4. – С. 32-34.

2. Пат. №116583 Российская Федерация. Подшипник роликовый радиальный [Текст] / Потапов А.Ю., Скирдов Г.П., Ясинский В.В., Назаренко Ю.Б. Опубл. 27.05.12, Бюл. №15.

3. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов [Текст] / Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608 с.

4. Назаренко, Ю.Б. Дифракция сферических волн на цилиндрической полости, подкрепленной впаянной оболочкой жесткости [Текст] / Ю.Б. Назаренко //ПММ. – 1993. – Т.57, № 4. – С.98-103.

5. Вибрации в технике. Т.1: Колебания линейных систем [Текст]: справ. / под. ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В.А. Гейкин, Филиал «НИИД» ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

НОВИЙ ПІДХІД ДО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ УСУНЕННЯ ПРОКОВЗУВАННЯ МАЛОНАВАНТАЖЕНИХ МІЖВАЛЬНЫХ ПІДШИПНИКІВ

Ю.Б. Назаренко, О.Ю. Потапов

Розглядається засіб усунення проковзування роликів малонавантажених міжвальних підшипників за допомогою овалізації зовнішнього кільця в експлуатації, яка відбувається під дією відцентрових сил, за наявністю двох місць в коловому напрямку кільця з погонною масою, яка відрізняється від початкового стану. Розроблено методику визначення параметрів посадки підшипника і монтажного люфту для реалізації постійного контакту роликів з кільцями на усіх режимах експлуатації двигуна і знаходження власних частот коливань зовнішнього кільця підшипника при локальній зміні його жорсткості.

Ключові слова: вал, міжвальний підшипник, посадкове місце під підшипник, люфт підшипника, натяг роликів, відцентрова сила, локальне місце кільця зі змінною погонною масою, овалізація кільця підшипника.

NEW APPROACH OF FLOATING INTERSHAFT BEARING SLIPPING ELIMINATION

Yu.B. Nazarenko, A.Yu. Potapov

In this article the method of the low-loaded intershaft bearing rollers' slipping elimination by the external ring ovalization in the maintenance is discussed. The ovalization is created by the centrifugal forces in case of two parts in the bearing ring round surface with changed mass per unit length existence. Methods of estimating the dimensional characters of the bearing seating and a play supporting the constant contact of rollers and rings in all operating conditions, as well as the self-resonant frequencies of the external ring in case of local change of it's stiffness are elaborated.

Key words: bearing shaft, intershaft bearing, bearing seats, bearing play, roller tension, centrifugal forces, bearing ring parts withchnged mass per unit length, bearing ring ovalization.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, ведущий конструктор ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Потапов Алексей Юрьевич – директор по НИР и ОКР ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

УДК 539.3

Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ[1], И.Е. РЖЕВСКАЯ[1], Е.Л. МЕДВЕДЕВА[1], В.Н. ЕФИМЕНКО[2], О.Н. ЗЕЛЕНСКАЯ[2]

[1] *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина*
[2] *Открытое акционерное общество «ТУРБОАТОМ», Украина*

ПРОЧНОСТЬ КРЫШКИ И СИЛОВОЙ ШПИЛЬКИ ГИДРОАГРЕГАТА ГАЭС

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа статического напряженно-деформированного состояния крышки гидроагрегата и силовой шпильки специальной конструкции крепления фланца крышки к статору. Крышка гидроагрегата воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее контактирующую с водой поверхность, и вес размещенных на ее поверхности узлов и деталей. Шпильки крепления фланца крышки к статору воспринимают нагрузку растяжения-сжатия, при монтаже гидроагрегата собираются с затяжкой. Получены численные результаты, позволяющие оценить прочность одного из вариантов конструкции гидромашины высоконапорной ГАЭС с учетом реальных условий эксплуатации.

Ключевые слова: *крышка, силовая шпилька, гидроагрегат, ГАЭС, гидротурбина, гидромашина, математические модели, напряженно-деформированное состояние.*

Введение

При вариантном проектировании и модернизации гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС одной из актуальных проблем является обеспечение их прочности и надежности. Ответственными узлами, определяющими надежную работу гидроагрегата, являются фланцевые соединения, в частности, силовое крепление фланца крышки к статору гидротурбины или гидромашины с помощью шпилек. Повышение эксплуатационной надежности фланцевых соединений требует высокоточных и оперативных методик и программ для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) и динамики узлов конструкций гидроагрегатов при разных режимах эксплуатации. Это позволит при проектировании повысить надежность конструкции крышки и фланцевого соединения. При исследовании прочности крепежного соединения заданы нагрузки: усилие затяжки шпильки и суммарная нагрузка от действия осевого гидравлического усилия, веса крышки и закрепленных на ней деталей. Для корректного определения распределения напряжений в шпильках, включая зоны их возможной концентрации, в расчетной модели учтены контактные явления.

1. Методика определения НДС, собственных форм и частот колебаний крышек гидроагрегатов

Крышки гидротурбин и гидромашин представляют собой сложные циклически симметричные пространственные конструкции. Они состоят из тонкостенных тел вращения, подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Основное требование при проектировании крышек – обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости. Разработан программный комплекс экспериментально-теоретических исследований НДС и динамики крышек гидротурбин [1, 2]. Для решения задачи используется численный метод конечных элементов (МКЭ) в сочетании с разложениями перемещений тел вращения (u) и пластин (v) и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)})\cos\varphi + (u_1^{(2)})\cos 2\varphi + \dots,$$

$$u_2 = u_\varphi = (u_\varphi^{(-1)})\sin\varphi + (u_\varphi^{(-2)})\sin 2\varphi + \dots,$$

$$(v) = (v^{(0)}) + (v^{(1)})\cos\varphi + (v^{(2)})\cos 2\varphi + \dots.$$

Вариационное уравнение относительно неизвестных амплитудных значений перемещений тела вращения ($u^{(k)}$) и меридиональных пластин ($v^{(k)}$), имеет вид

$$\int_F \int (\delta u^{(k)})^T (\overline{D})^T (N)(\overline{D})(u^{(k)}) r dr dz +$$

$$+\frac{H}{2\pi}\int_{F_П} \int (\delta \upsilon^{(k)})^T (D_П)^T (N_П)(D_П)(\upsilon^{(k)}) dr dz -$$

$$-\int_\Gamma (\delta u^k)(q^k) d\Gamma - (\delta u^{(k)})(p_i^k) = 0, \; k = 0, 1, \dots .$$

Условия непрерывности перемещений требуют

$$u_r^{(k)} = \upsilon_r^{(k)}, \; u_z^{(k)} = \upsilon_z^{(k)}.$$

Задача динамики конструкции решается, исходя из матричного уравнения свободных колебаний

$$\mathbf{K}(U) - p^2 \mathbf{M}(U) = 0,$$

где **K** и **M** – матрицы жесткости и масс.

© Т.Ф. Медведовская, И.Е. Ржевская, Е.Л. Медведева, В.Н. Ефименко, О.Н. Зеленская

2. Исследование НДС и динамики крышки гидромашины ГАЭС

Исследуемая крышка гидромашины воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее поверхность, контактирующую с водой, вес деталей направляющего аппарата и направляющего подшипника.

Крышка изготовлена сварной, материал крышки – листовая углеродная сталь Ст3сп. Фланец крышки крепится к кольцу статора вибростойкими шпильками, которые при монтаже гидроагрегата собираются с затяжкой. Общий вид крышки представлен на рис.1.

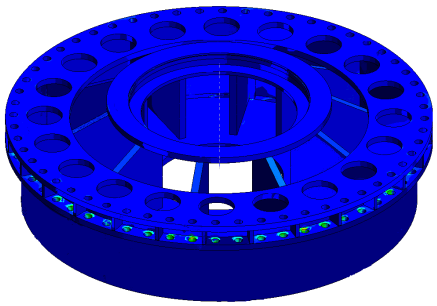


Рис. 1. Общий вид крышки гидромашины

На рис. 2 показана расчетная схема крышки, на которой показаны участки поверхности крышки, к которым приложены нагрузки от давления воды q_1 и от веса прикрепленных деталей q_i (i=2, 3, 4, 5). По окружности расположения шпилек u_z=0.

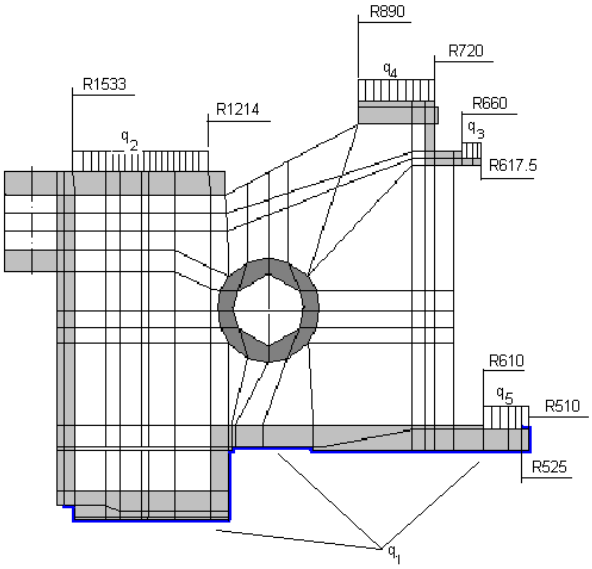


Рис. 2. Первичная дискретизация крышки и распределение нагрузок

На рис. 3 показана вторичная дискретизация двухмерной области крышки на конечные элементы с указанием фиксированных узлов сетки КЭ.

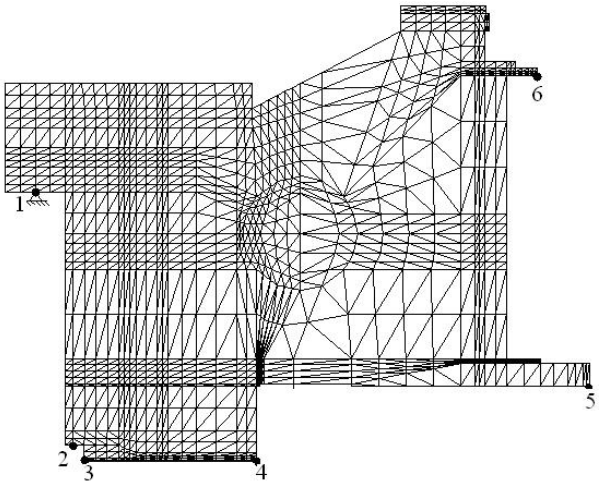


Рис. 3. Вторичная дискретизация крышки и расположение фиксированных узлов сетки КЭ

Для расчета НДС крышки выбраны два характерных эксплуатационных режима работы гидромашины: турбинный и насосный.

В табл. 1 для указанных режимов работы гидромашины приведены значения действующих нагрузок от массовых усилий q_i (i = 2, 3, 4, 5), которые не зависят от режима работы агрегата.

Таблица 1

Значения действующих нагрузок от массовых усилий

i	q_i,	Распределенная нагрузка, МПа
2	q_2	0,0496
3	q_3	0,0586
4	q_4	0,0294
5	q_5	0,0411

Давление воды q_1 на поверхностях крышки (см. рис. 2) отвечает эпюре распределения давлений (рис. 4, 5).

Рис. 4. Эпюра распределения давлений под крышкой гидромашины в турбинном режиме

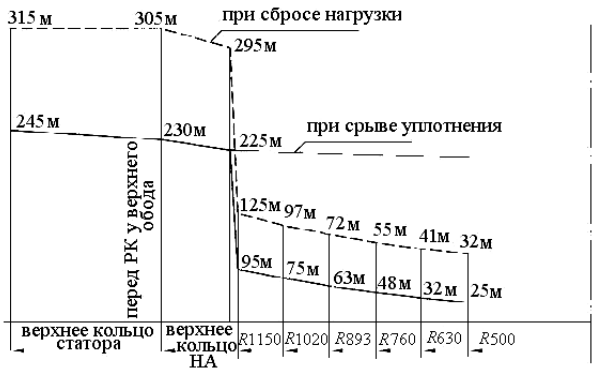


Рис. 5. Эпюра распределения давлений под крышкой гидромашины в насосном режиме

Рассмотрим результаты расчета статических напряжений в крышке при эксплуатации. На рис. 6 приведено деформированное состояние двухмерной области крышки.

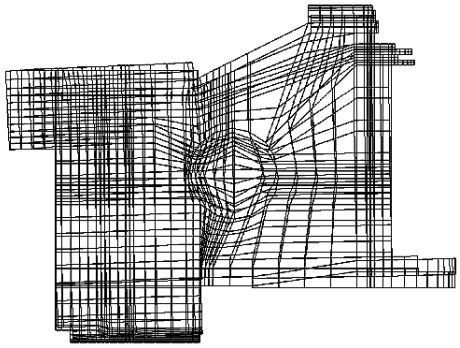


Рис. 6. Деформированное состояние

На рис. 7 показано распределение интенсивности напряжений σ_i крышки в турбинном режиме.

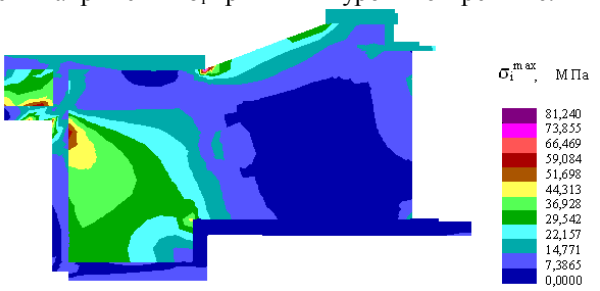


Рис. 7. Интенсивность напряжений крышки

На рис. 8 изображена интенсивность напряжений σ_i в насосном режиме

Рис. 8. Интенсивности напряжений крышки

Анализ деформированного состояния крышки (табл. 2) показывает, что конструкция отвечает требованиям жесткости, ее перемещения не нарушают работу гидромашины, так как конструктивные зазоры при работе не выбираются:

– конструктивный зазор u_{zk} между лопаткой, крышкой и нижним кольцом направляющего аппарата находится в интервале 0,15 мм $\le \Delta_{zk} \ge$ 0,4 мм;

– конструктивный радиальный зазор Δ_{rk} между крышкой и крышкой уплотнения вала составляет Δ_r = 10 мм.

Таблица 2

Перемещения в фиксированных точках

Номер точки	Режимы работы			
	турбинный		насосный	
	u_r , мм	u_z , мм	u_r , мм	u_z , мм
1	0,0239	0,0000	0,0265	0,0000
2	-0,0483	-0,0844	-0,0543	-0,0916
3	-0,0638	-0,1040	-0,0711	-0,1020
4	-0,0555	-0,2120	-0,0663	-0,2310
5	-0,0218	-0,3420	-0,0257	-0,3830
6	0,0657	-0,2760	0,0729	-0,3050

Максимальные напряжения σ_i для рассмотренных режимов работы гидромашины равны: в турбинном режиме – 81 МПа, в насосном – 87 МПа.

Собственные частоты колебаний крышки гидромашины ГАЭС приведены в табл. 3. Имеет место значительная отстройка собственных частот крышки от оборотной частоты $f_{об}$=10 Гц, которая на работающих агрегатах характерна для фиксируемой под крышкой пульсации потока.

Таблица 3

Спектры частот собственных колебаний крышки

Номер гармоники	Номер частоты	Частота, Гц
0	1	154,2
	2	301,3
	3	391,9
1	1	101,6
	2	262,5
	3	296,5
2	1	144,6
	2	292,4
	3	356,9

2. Методика численного анализа НДС силовой шпильки фланца крышки гидромашины

Общий вид узла, на котором показано с крепление крышки к статору гидромашины, приведен на рис. 9. Крепление фланца крышки осуществляется с помощью 56-и вибростойких шпилек М56, распо-

ложенных на ∅3250 мм. Шпильки изготовлены из стали 25Х1МФ, которая имеет высокие прочностные и пластические свойства. Шпильки при монтаже затягиваются до напряжений $\sigma_з$=300 МПа. Контроль усилия затяжки проводится путем контроля удлинения стержня шпильки δс=0,45±0,02 мм. Кроме силы затяжки, резьбовые соединения при работе воспринимают дополнительные нагрузки растяжения-сжатия. Затяжка создает контактное напряжение на стыке соединяемых деталей, что приводит к существенному уменьшению доли рабочей нагрузки, воспринимаемой шпильками.

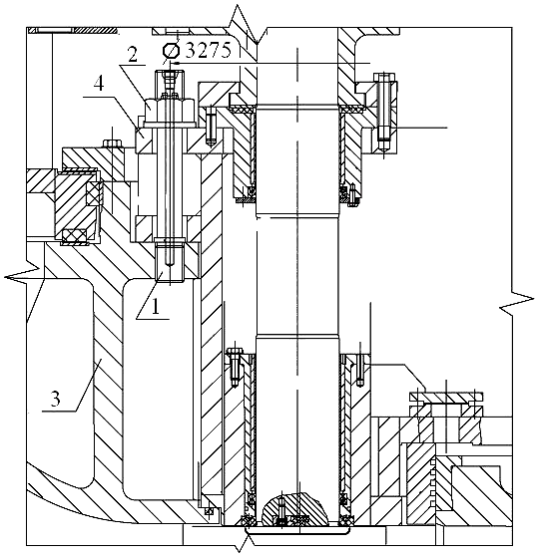


Рис. 9. Узел с силовым креплением фланца крышки к статору гидротурбины

Моделирование работы силового крепления сведено к решению контактной задачи о взаимодействии шпильки с гайкой и статором. Расчетная схема (рис. 10) включает в себя шпильку (поз. 1), гайку (поз. 2), участок статора (поз. 3), фланец крышки гидромашины (поз. 4). Зоны контактного взаимодействия расположены в резьбовом соединении шпильки и гайки, а также шпильки и статора.

Рис. 10. Расчетная схема фланцевого соединения

Участок статора жестко закреплен. На оси шпильки задано условие симметрии.

На фланцевое соединение действуют такие нагрузки: усилие затяжки шпильки $P_з$=52980 кг; максимальное осевое усилие на крышку в при нормальной работе агрегата $P_{ос}$=1011941 кг.

Суммарное усилие на шпильку представим в виде [4]

$$P = P_з + \chi P_{ос},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки для шпилек фланца крышки;

$$\chi=\lambda_ф/(\lambda_ф+\lambda_б),$$

$\lambda_ф$ – коэффициент податливости фланца крышки; $\lambda_б$ – коэффициент податливости шпильки.

Для исследуемой конструкции

$$\lambda_ф = 0{,}29676\cdot10^{-5} \text{ мм}; \lambda_б = 0{,}792\cdot10^{-5} \text{ мм}.$$

Эти значения получены с помощью МКЭ при расчете крышки и шпильки под действием единичной нагрузки.

Отсюда χ = 0,27257.

На рис. 11 показана дискретизация резьбового соединения на конечные элементы.

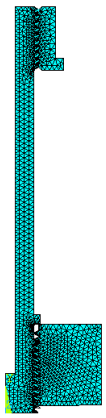


Рис. 11. Конечноэлементная модель резьбового соединения

Распределение перемещений u и интенсивности напряжений σi в резьбовом соединении изображены на рис. 12, 13, а, б. Выделены зоны максимальных значений.

В резьбовой части шпильки наибольшие напряжения получены во впадинах резьбы (рис. 13, а, б). На витках наблюдается концентрация напряжений, которая достигает максимальной величины во впадине на начальных витках резьбового соединения шпильки со статором. Однако при расчете прочности в условиях статического нагружения не следует брать за основу наибольшие напряжения в этой зоне. Результаты опытов показали, что эти местные пики напряжений не оказывают существенного влияния на прочность шпильки [4].

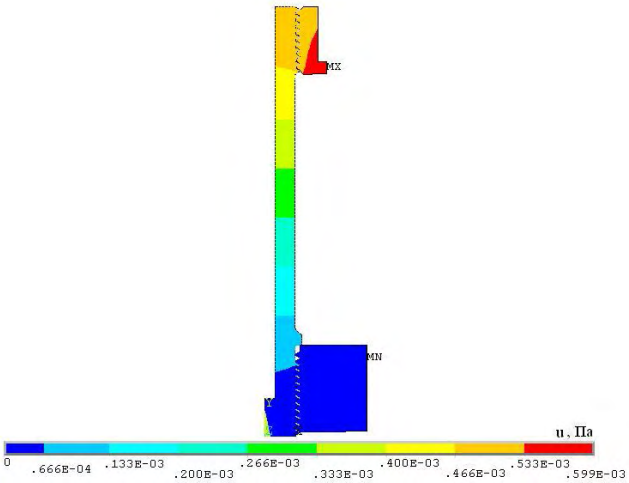
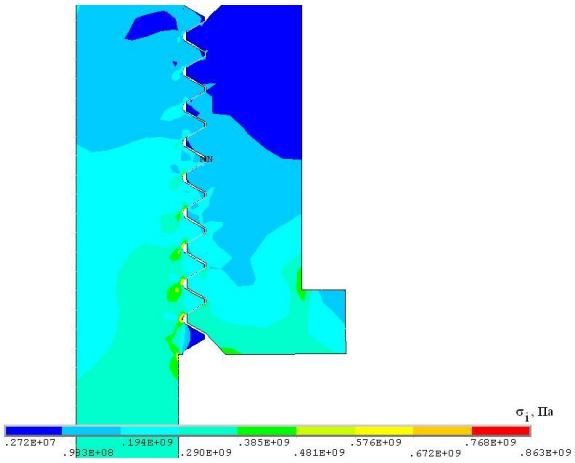
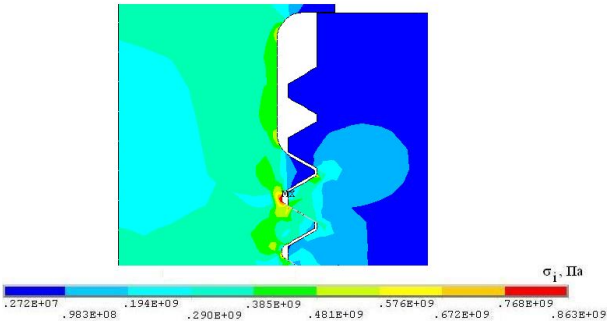


Рис. 12. Распределение перемещений в резьбовом соединении



а

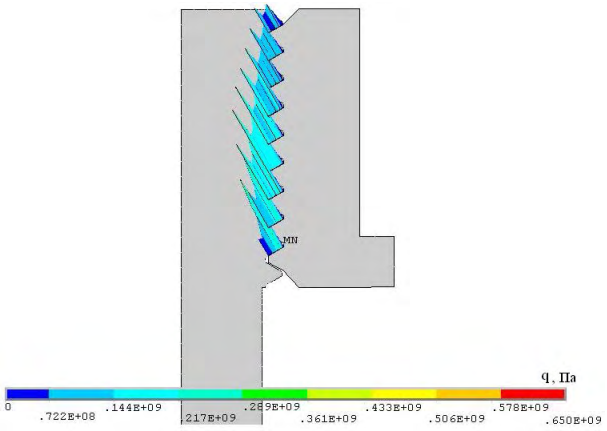


б

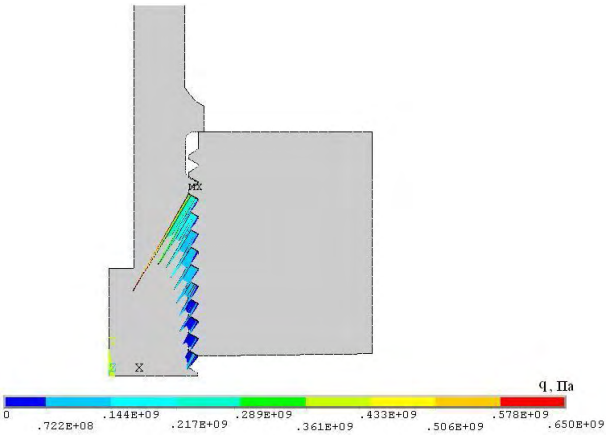
Рис. 13. Интенсивность напряжений в резьбовом соединении:
а –соединение шпилька – гайка,
б – соединение шпилька – статор

Распределение контактных давлений q на витках резьбы показано на рис.14.

Максимальное контактное давление возникает в резьбовой части на стыке шпильки и статора.



а



б

Рис. 14. Распределение контактных давлений на витках резьбы:
а – соединение шпилька–гайка,
б – соединение шпилька–статор

Заключение

С целью обеспечения прочности и надежности несущих конструкций и шпилек фланцевого соединения крышка – статор гидроагрегата созданы расчетно-теоретические методики с использованием МКЭ. Определение НДС крышки гидроагрегата выполнено на базе нормативного документа [5]. Пакеты прикладных программ на практике делают возможным проводить комплексный анализ статических характеристик конструкций крышки и силовой шпильки на стадии разработки проекта. Приведен расчет прочности одного из возможных вариантов конструкции высоконапорной гидромашины. Разработанные расчетно-теоретические методики и комплекс программ можно рекомендовать для использования при проектировании и модернизации несущих конструкций и резьбовых соединений гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС.

Литература

1. Зеленская, О.Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин [Текст] / О.Н. Зеленская, Т.Ф. Медведовская, Е.В. Еселева // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121 – 130.

2. Метод конечных элементов в задаче определения радиальной жесткости циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин / Т.Ф. Медведовская, А.В. Медведовский, Е.В. Еселева, О.Н. Зеленская // Пробл. машиностроения. – 1999. – Т. 2, № 1–2. – С. 58 – 62.

3. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 445 с.

4. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник [Текст] / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

5. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС [Текст] / Б. Кантор, О. Стрельнікова, Т. Медведовська та ін. // Методичні вказівки: нормативный документ. СОУ-Н МЕВ 40.1 –21677681–51: 2011: утв. Міністерством енергетики та вугільної промисловості України: ввод в действие 07.07.11. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., вед. науч. сотр. Е.А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков.

МІЦНІСТЬ КРИШКИ І СИЛОВОЇ ШПИЛЬКИ ГІДРОАГРЕГАТУ ГАЕС

Т.Ф. Медведовська, І.Є. Ржевська, К.Л. Медведєва, В.М. Єфіменко, О.М. Зеленська

Розроблено методики та пакети прикладних програм для чисельного аналізу статичного напружено-деформованого стану кришки гідроагрегату і силовий шпильки спеціальної конструкції кріплення фланця кришки до статора. Кришка гідроагрегату сприймає навантаження від гідродинамічного тиску, що діє на її контактуючу з водою поверхню, і ваги розміщених на її поверхні вузлів і деталей. Шпильки кріплення фланця кришки до статора сприймають навантаження розтягування-стиснення, при монтажі гідроагрегату збираються з затягуванням. Отримано чисельні результати, що дозволяють оцінити міцність одного з варіантів конструкції гідромашини високонапірної ГАЕС з урахуванням реальних умов експлуатації.

Ключові слова: кришка, силова шпилька, гідроагрегат, ГАЕС, гідротурбіна, гідромашина, математичні моделі, напружено-деформований стан.

STRENGTH OF THE COVER AND POWER PIN GIDROAGREGAT

T.Ph. Medvedovskaya, I.E. Rzhevskaya, K.L. Medvedyeva, V.N. Efimenko, O.N. Zelenskaya

The techniques and software packages for numerical analysis of static-voltage-strained state of the cover hydraulic and power pins of special construc-struction mounting flange to the stator cover. Cover receives hydraulic load hydrodynamic pressure acting on its contacting surface with water and the weight placed on the surface of components and parts. Studs cover flange to the stator perceived load-ku tension-compression when installing hydraulic collected tightening. Numerical results are obtained to assess the strength of one embodiment of a high-pressure hydraulic machine PSPs based on actual operating conditions.

Key words: cover, power pin, hydroelectric, pumped storage hydro-turbine, hydraulic machine, the mathematical model, the stress-strain state.

Медведовская Татьяна Федоровна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: tmed@ipmach.kharkov.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: irina.rgev@mail.ru.

Медведева Екатерина Леонидовна – главный инженер отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: kateryna_medvedyeva@mail.ru.

Ефименко Виктор Николаевич – заместитель главного конструктора гидротурбин Открытого акционерного общества "Турбоатом", Харьков, Украина, e-mail: efimenko@turboatom.com.ua.

Зеленская Ольга Николаевна – начальник отдела САПР и прочностных расчетов СКБ "ТГМ" Открытого акционерного общества "Турбоатом", Харьков, Украина, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.

УДК 621.444.5

В.В. ПАНІН, М.О. ДИКИЙ, А.С. СОЛОМАХА, В.Г. ПЕТРЕНКО

Київська державна академія водного транспорту ім. гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного, Україна

РЕАЛІЗАЦІЯ «ВОЛОГОГО СТИСНЕННЯ» В ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

Наведено аналітичний огляд експериментальних досліджень по охолодженню циклового повітря в газотурбінних двигунах шляхом його змішування з диспергованою водою. Розглянуто технічні труднощі при його реалізації та наведено основні вимоги щодо якості розпилу. Проаналізовано ефективність використання різних способів впорскування води в повітряний потік. Відмічено, що для ефективної реалізації «вологого стиснення» традиційні способи розпилення води малоефективні та необхідні принципово нові підходи. Серед найбільш перспективних відзначено ударне розпилення та використання перегрітої води. Наведено основні розрахункові залежності для оцінки впливу «вологого стиснення» на ефективність роботи компресора.

Ключові слова: *вологе стиснення, газотурбінний двигун, розпилення, діаметр краплі, перегріта вода, компресор.*

Вступ

Відомим способом, який дає можливість підвищити ефективність газотурбінного двигуна, є впорскування води в проточну частину компресора [1 – 7]. Випаровування води всередині компресора забезпечує безперервне охолодження, що призводить до зменшення температурного перепаду на стиснення та зменшення роботи на компресор. Крім того, збільшується кількість робочого тіла в циклі та зменшуються викиди оксидів азоту. В результаті вдається відносно просто підвищити ефективність роботи всієї установки.

Виконані дослідження свідчать про можливість випаровування в компресорі води в кількості, яка достатня для суттєвого зниження роботи стиснення. При цьому, кількість води, що випаровується, залежить як від параметрів води та конструктивних особливостей компресора, так і від температури навколишнього повітря.

В той же час, внаслідок подачі і випаровування води виникає загроза таких небажаних явищ, як ерозія лопаток та утворення накипу. В результаті жорсткі умови висуваються до способу розпилення та до якості води, що подається на форсунку.

В статті розглядаються можливі шляхи реалізації процесу «вологого стиснення» та підходи щодо оцінки отриманого ефекту від його реалізації.

1. Огляд різних способів подачі води

Найбільш інтенсивно процес випаровування краплі відбувається безпосередньо в факелі розпиленої води. Зокрема, відомо, що за першу секунду крапля, що має початковий діаметр 14 мкм встигає зменшитися до розміру менше 5 мкм [8]. Крім того, в ході проведених експериментальних досліджень було встановлено, що якщо діаметр крапель води в проточній частині компресора не перевищує 10 мкм, то вони рухаються безпосередньо за потоком повітря і на них мало впливають відцентрові сили [9, 10].

З цієї точки зору, в ідеальному випадку встановлені форсунки системи «вологого стиснення» повинні на вході в компресор утворювати краплі з діаметром не більше 20 – 25 мкм.

Отримання необхідного розміру крапель не є простим завданням. Так традиційні механічні та гідравлічні форсунки з робочим тиском навіть до 300 бар не забезпечують необхідної якості розпилення [11].

Крім того, при таких високих рівнях тиску важливою проблемою стає забезпечення абсолютної надійності форсунок. Відірване сопло представляє величезну небезпеку як для компресору, так і для всієї газової турбіни. Деякі виробники розпилювальних систем охолодження усвідомлюють цю небезпеку та встановлюють спеціальні «перев'язки» (зроблені з пластику чи стальної проволоки), які втримають сопло, якщо воно від'єднається від лінії постачання. Кожного разу при заміні сопла ці перев'язки необхідно відрізати та встановлювати нові. Якщо прийняти до уваги, що на вході в потужну газову турбіну може встановлюватися декілька сотень таких форсунок та перев'язок, то, очевидно, що небезпека відриву хоча б однієї частинки зростає експоненційно. В зв'язку з цим, деякі виробники

© В.В. Панін, М.О. Дикий, А.С. Соломаха, В.Г. Петренко

розпилювальних систем намагаються встановлювати форсунки для розпилення далеко від входу компресора. В такому випадку, якщо сопло відірветься, то воно впаде у вхідному повітряному каналі і не потрапить до компресору [11].

Одним з відомих шляхів досягнення необхідної якості диспергації води є пневматичне розпилення. Прикладом реалізації такої системи є двигун LM6000 Sprint виробництва компанії General Electric (див. рис.1), в якому відбувається впорскуванням води і на вході в компресор, і між його ступенями. Це дозволило підвищити потужність на 12% в умовах ISO та більш ніж на 30% при температурі навколишнього повітря 32 оС [12]. Для досягнення необхідної якості вода розпилюється за допомогою забору частини повітряного потоку з компресора.

Аналогічний підхід щодо розпилення було досліджено на двигуні General Electric MS7001 [6]. Частина форсунок в цій системі було встановлено на вході перед фільтрами. Вони впорскували 87 літрів за хвилину та реалізовували випарне охолодження повітря, що збільшило потужність установки на 10% (з 61 до 67,1 МВт). Інша частина форсунок було встановлено безпосередньо на вході в компресор після шумоглушника. Вони забезпечували подачу ще 87 літрів води за хвилину безпосередньо в компресор, що додатково дало 3,8% приросту потужності (до 69,4 МВт). Форсунки, що встановлені перед повітряним фільтром не вимагають води високої якості. В такому випадку хорошої якості має бути лише вода, що використовується для «вологого стиснення».

Основним недоліком подібних систем є висока енергоємність пневматичного способу розпилення, що становить не менше 50…60 кВт на 1т рідини. Для умов ГТУ це означає, що частина повітря забирається з циклу для реалізації процесу вологого стиснення. Крім того при пневматичному розпиленні достатньо висока дисперсія діаметрів крапель.

Оригінальне рішення проблеми розпилення застосовано компанією Mee Industries Inc [7, 10]. Для подачі води в потік циклового повітря були розроблені форсунки спеціальної конструкції, в яких розпилення реалізується за рахунок ударної дії: вода під високим тиском (150…200 бар) подається на головку форсунки, в результаті удару отримують каплі діаметром не більше 50 мкм.

Незважаючи на відносно широке розповсюдження, такі системи вимагають доволі складного насосного обладнання подачі води та створюють відомі труднощі при експлуатації системи під високим тиском.

Серед новітніх підходів, особливо привабливим способом підвищення якості розпилу є використання теплофізичних властивостей «вибухового скипання» води при її перегріві відносно температури насичення. В кінці 90-х років XX століття було запропоновано подавати на форсунку воду, яка перегріта відносно температури насичення при даному тиску в місці впорскування (так звана swirl-flash технологія), коли «гідродинамічне» подрібнення закрученої (swirl) рідинної плівки на виході з форсунки багаторазово підсилюється при різкому скипанні в її об'ємі (flash) [9].

Фізичний смисл полягає в тому, що вода стискується та нагрівається до температури, яка вище від її температури насичення в повітряному потоці (рис. 2). В такому випадку на виході з форсунки відбувається миттєве скипання води та за рахунок цього досягається додаткове розбиття факелу розпилення. Крім того, вода знаходиться в насиченому стані, отже відразу починається процес активного випаровування.

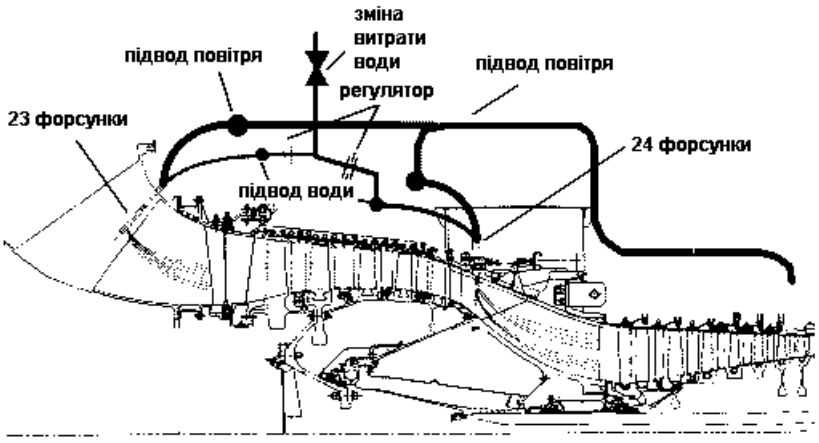


Рис. 1. Двигун LM6000 Sprint з «вологим стисненням»

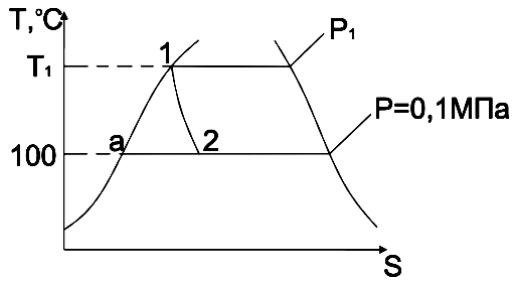


Рис. 2. T-s – діаграма впорскування перегрітої води

В Інституті високих температур Російської АН було проведено детальні дослідження розпилення перегрітої води в повітряному потоці [9, 13], які показали, що при температурі води 220-240 оС та тиску перед форсункою близько 8МПа вдається організувати необхідний тонкий розпил: 70% крапель по масі мають діаметр менше 3 мкм. При цьому було проведено досліди не лише з відцентровими форсунками, а і з струйними. Досліди по визначенню дисперсних характеристик повітряно-крапельного потоку показали, що для обох типів форсунок вони дуже близькі: як розподілення, так і швидкість розльоту крапель, в першу чергу, визначається не конструкцією форсунки, а «вибуховим» утворенням крапель в процесі інтенсивної генерації парової фази на виході з сопла форсунок.

В умовах ГТУ воду необхідних параметрів відносно легко отримувати за допомогою додаткової, більш глибокої утилізації теплоти відпрацьованих газів (рис. 3). Це дозволяє, крім зменшення енергетичних затрат на організацію процесу безпосереднього розпилення, повертати частину низькопотенційної теплоти в цикл енергоустановки разом з впорскнутою водою, що, крім всього іншого, підвищує коефіцієнт використання теплоти палива.

2. Оцінка впливу «вологого стиснення» на роботу компресора

При вводі води в компресор допустима максимальна кількість води в термодинамічному плані визначається з урахуванням температури після компримування при «сухому» стисненні, парціального тиску водяної пари в потоці пароповітряної суміші та температури при вологому стисненні. З урахуванням теплообміну між краплями води та повітрям отримана кількість води повинна бути зменшена.

Так як впорскування відбувається в зону дії відцентрових сил, то в процесі стиснення відбувається значна сепарація крапель на корпус компресора, і, як наслідок, значно зменшується розмір змоченої поверхні лопаток, з якої відбувається випаровування води. Це призводить до того, що максимальна кількість води, яка може подаватися на вхід компресора часто не перевищує 1…2,5% від витрати повітря [1, 2, 9]. Оскільки, при подачі більшої кількості вода не встигає випаровуватися в проточній частині компресора і у вигляді плівки сповзає по його корпусу в камеру згорання. Там рідина довипаровується за рахунок теплоти палива, що відразу зменшує коефіцієнт корисної дії установки.

Для зменшення впливу відцентрових сил на краплі води в відносно потужних ГТД використовують подачу частини води в перехідник між компресорами високого та низького тиску. В таких міжкаскадних системах воду розпилюють за допомогою форсунок, які встановлюють на направляючих лопатках частини ступіней компресора. Це дозволяє перерозподілити кількість впорскнутої води, тобто на вхід компресора подається така кількість води, яка забезпечує «вологе стиснення» компресору низького тиску.

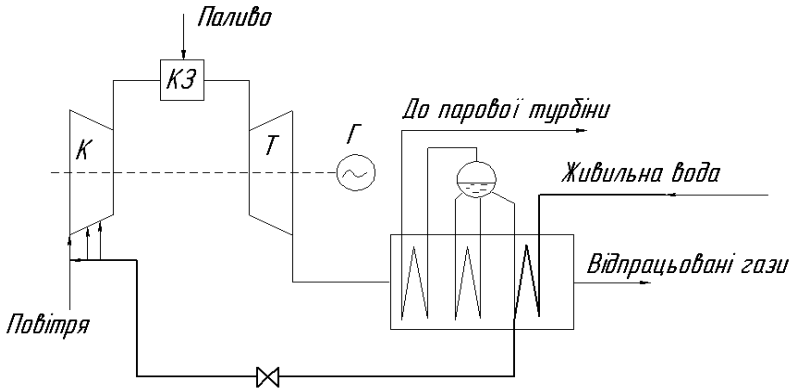


Рис. 3. Принципова схема ГТУ з реалізацією охолодження повітря перегрітою водою

Решта води впорскується безпосередньо перед компресором високого тиску, тому їй не потрібно проходити зайвий шлях в зоні дії відцентрових сил в компресорі низького тиску. Крім того подача води в область з більш високою температурою сама по собі забезпечує інтенсивніше протікання процесу випаровування. Застосування подібних систем дуже ефективне для установок з високим ступенем стиснення.

Необхідно відмітити, що хоча для підігріву охолодженого пароповітряного потоку до початкової температури циклу потрібна більша кількість палива (в порівнянні з процесом без охолодження), але з термодинамічної точки зору корисний ефект від реалізації процесу охолодження значно вищий, ніж збільшення витрати палива на підігрів повітря. В результаті вдається підвищити ефективність роботи всієї установки. Вплив «вологого стиснення» на камеру згорання та турбіни також існує, але він незрівнянно менше в порівнянні з компресором [8]. Слід також зазначити, що всі вказані процеси досить складні і мають багато особливостей, які суттєво залежать від конструктивного виконання конкретного двигуна.

Для оцінки протікання процесу вологого стиснення можна використовувати формулу [10]:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}+\frac{L_п}{R}\cdot\frac{dW}{dT}},$$

де $L_п$ – прихована теплота пароутворення;

R – газова постійна;

$\frac{dW}{dT}$ – інтенсивність випаровування.

Очевидно, що при $\frac{dW}{dT} = 0$ рівняння спрощується до традиційного ізоентропічного процесу стиснення.

В той же час, зростання масового потоку в результаті впорскування води можна оцінити як [10]:

$$\alpha_t = \frac{30\cdot\eta_p\cdot\log_e\frac{p_3^*}{p_2}}{\left[\left(\frac{T_3^*}{T_2}\right)-1\right]\cdot\left(1-\psi^*\right)}\cdot\frac{w\cdot L_п}{\theta},$$

де η_p – політропічний ККД;

p_3*– тиск нагнітання;

p_2 – тиск всмоктування;

$L_п$ – прихована теплота пароутворення для води;

w – масове відношення пара/повітря;

T_3*– температура після стиснення;

T_2 – температура на вході в компресор

ψ* = f (кут лопаток).

Висновки

В роботі розглянуто основні сучасні підходи при реалізації «вологого стиснення» в газотурбінних двигунах. Відзначено, що однією з головних вимог для успішної реалізації процесу є забезпечення діаметру крапель на вході в компресор не більше 20 – 25 мкм. Для досягнення необхідної якості диспергації найбільш перспективними варіантами є ударне розпилення та використання перегрітої води. За проведеними дослідженнями вдається відносно простим способом підвищити потужність двигуна на 10…15%.

Незалежно від способу подачі води в повітряний потік його ефективність, в першу чергу, залежить від конкретних характеристик газотурбінного двигуна, кліматичних умовах та техніко-економічних факторів.

Література

1. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды на вход в компрессор [Текст] / В.И. Романов, Н.А. Дикий, О.Г. Жирицкий и др.// Известия академии инженерных наук Украины: Сб. "Машпроект – 45 лет". – 1999. – Вып. 1. – С. 155 – 159.

2. Середа, С.О. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики [Текст] / С.О. Середа, Ф.Ш. Гельмедов, И.Г. Мунтянов // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 66 – 71.

3. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 [Текст] / Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 12. – С. 19 – 24.

4. Арсеньев, Л.В. Параметры газотурбинных установок с впрыском воды в компрессор [Текст] / Л.В. Арсеньев, А.Л. Беркович // Теплоэнергетика. – 1996. – № 6. – С. 18 – 22.

5. Скворцов, А.В. Повышение параметров газотурбинных установок путём впрыска воды в проточную часть и оптимизации рабочего процесса в компрессоре [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Скворцов Александр Всеволодович. - Петерб. гос. ун-т. – СПб., 2010. – 20 с.

6. Influence of High Fogging Systems on Gas Turbine Engine Operation and Performance [Text] / G. Cataldi, H. Güntner, C. Matz et al. // J. Eng. Gas Turbines Power. – January 2006. – 128. – P. 135 – 144.

7. Chaker, M. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines [Text] / M. Chaker // Proc. of ACME TURBO EXPO 2000, June 3 – 6. – Amsterdam, 2002. – P. 113 – 138.

8. Turbines in the Mist [Text] / M. Holmberg, D. Herbig, S. Shilinski and others // Power plant technology. – July/August 2000. – P. 17 – 19.

9. Теплофизические и инженерные проблемы мелкодисперсного распыла и впрыска воды в компрессор ГТУ [Текст] / В.Б. Алексеев, В.И. Залкинд, Ю.А. Зейгарник и др. // Труды пятой Российской национальной конференции по теплообмену. – М., 2010. – Т. 5. – С. 125 – 128.

10. Thomas, R. Inlet fogging of gas turbine engines. Part A: theory, psychrometrics and fog generations [Text] / R. Thomas. – Proc. of ASME Turbo Expo 2000, May 8-11, Munich. – Paper No: 2000-GT-307.

11. Wilson, D.G. The design of high efficiency turbo-machinery and gas turbine [Text] / D.G. Wilson. – Massachusetts Institute of Technology. – 1984. – 342 p.

12. Giampaolo, A. Gas turbine handbook: principles and practices [Text] / Anthony Giampaolo. – The Fiarmont Press, INC, 2006. – 437 p.

13. Распыление перегретой воды: результаты экспериментальных исследований [Текст] / Л.А. Домбровський, В.И. Залкинд, Ю.А.Зейгарник и др. // Теплоэнергетика. – 2009. – № 3. – С. 23 – 27.

Надійшла в редакцію 28.05.2013, розглянута на редколегії 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Єпіфанов, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАЇ», Харків.

РЕАЛИЗАЦИЯ «ВЛАЖНОГО СЖАТИЯ» В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В.В. Панин, Н.А. Дикий, А.С. Соломаха, В.Г. Петренко

Приведен аналитический обзор экспериментальных исследований по охлаждению циклового воздуха в газотурбинных двигателях путем его смешивания с диспиргированной водой. Рассмотрено технические сложности при его реализации и приведено основные требования касательно качества распыления. Проанализировано эффективность использования разных способов впрыска воды в воздушный поток. Отмечено, что для эффективной реализации «влажного сжатия» традиционные способы распыления воды малоэффективны и необходимы принципиально новые подходы. Среди наиболее перспективных отмечено ударное распыление и использование перегретой воды. Приведены основные расчетные зависимости для оценки влияния «влажного сжатия» на эффективность работы компрессора.

Ключевые слова: влажное сжатие, газотурбинный двигатель, распыление, диаметр капли, перегретая вода, компрессор.

FOG COMPRESSION IN GAS TURBINE ENGINES

V.V. Panin, M.O. Dikiy, A.S. Solomakha, V.G. Petrenko

The state-of-art review of experimental investigations on cycle air cooling in gas turbine engines by mixing air with disperses water has been considered. Technical complications of it realization has been examined and main demands for atomization property has been produced. The efficiency of different ways water injection in air stream has been analyzed. Marked, that for effective fog compression traditional ways of water atomization are unproductive and principal new methods of approaching are required. Among such perspective methods impact atomization and superheated water using have been marked. Main calculation dependences for fog compression impact on compressor works has been showed.

Key words: fog compression, gas turbine engine, atomization, droplet diameter, superheated water, compressor.

Панін Владислав Вадимович – д-р техн. наук, професор, ректор Київської державної академії водного транспорту, Київ, Україна.

Дикий Микола Олександрович – д-р техн. наук, професор кафедри суднових енергетичних установок, допоміжних механізмів суден та їх експлуатації Київської державної академії водного транспорту, Київ, Україна, e-mail: Dikiy_M_O@ukr.net.

Соломаха Андрій Сергійович – науковий співробітник Київської державної академії водного транспорту, Київ, Україна, e-mail: as_solomaha@ukr.net.

Петренко Валерій Георгійович – старший науковий співробітник Київської державної академії водного транспорту, Київ, Україна, petrko@ukr.net.

УДК 629.7.083

В.В. ГРИГОРЬЕВ, **А.В. ЕЛАНСКИЙ**, **А.И. ПОПУГА**

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СХЕМЫ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВЫСОКОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ

В статье изложены и обоснованы возможные пути по улучшению топливной эффективности двигателей. Кратко рассмотрены схемы авиационных двигателей, концепция которых направлена на снижение расхода топлива. В качестве наиболее перспективных схем выбраны следующие: ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности и схема «открытый ротор». Представлены преимущества и недостатки схемы «открытый ротор» с тянущим и толкающим винтовентиляторами в том числе с учетом компоновки двигательной установки с планером самолета. Проведен анализ, который позволяет выбрать направление для дальнейших исследований и научно-технических работ.

Ключевые слова: *ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности, «открытый ротор», цена топлива, топливная эффективность, винтовентилятор, биротативная турбина.*

Введение

Перед разработчиками авиадвигателей всегда стоит задача по получению минимальных расходов топлива.

Немаловажное влияние на это оказывает стоимость авиационного топлива, т.к. составляет существенную часть прямых эксплуатационных расходов (ПЭР) (рис. 1) [1]. Взглянув на динамику изменения мировых цен на нефть, видно тенденцию к увеличению ее стоимости (рис. 2) [2]. А это напрямую влияет на увеличение стоимости авиационного топлива. Все это делает проблему снижения расхода топлива все более острой. Кроме того, снижение расхода топлива позволит уменьшить количество вредных выбросов таких как CO_2 и NO_x.

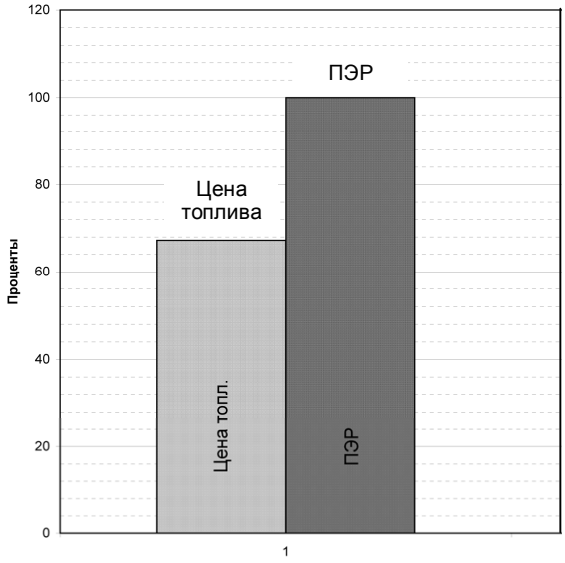


Рис. 1. Доля цены топлива при расчете ПЭР

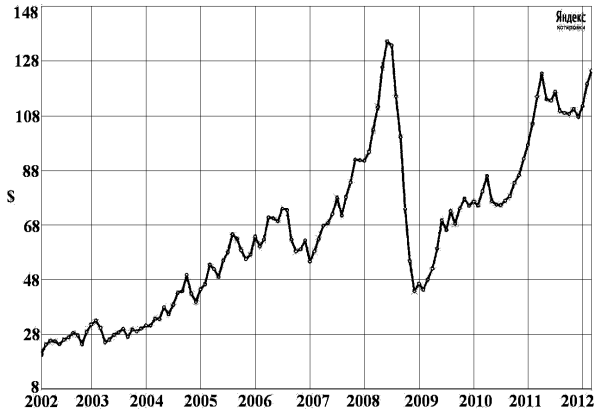


Рис. 2. Изменение мировых цен на нефть

Общепризнано, что снижению расхода топлива способствует увеличение КПД двигательной установки, однако существует граница после которой затраты на увеличение КПД могут превысить потенциальную выгоду от снижения расхода топлива.

В качестве альтернативы повышению КПД узлов была предложена концепция по увеличению степени двухконтурности двигателя. Развитием этой концепции стали два конструктивных направления:

первое – ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности и приводом вентилятора непосредственно от турбины низкого давления или через редуктор;

второе – схема двигателя «Открытый ротор» (Open Rotor).

ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности и приводом вентилятора через редуктор

Проведенные в ГП «Ивченко-Прогресс» расчетно-конструкторские исследования показали, что

© В.В. Григорьев, А.В. Еланский, А.И. Попуга

повышение на 1% эффективности компрессоров и турбин трехвального ТРДД со степенью двухконтурности m=6 с одновременным повышением степени сжатия воздуха от $\pi^*_{к\Sigma}$ = 25 до $\pi^*_{к\Sigma}$ = 35 и температуры газа перед турбиной на 100 К позволит улучшить крейсерскую экономичность, при оптимальном сочетании параметров, на ~5%. В то же время повышение степени двухконтурности до m = 10…13 при сохранении эффективности узлов и уровня параметров термодинамического цикла позволит снизить удельный расход топлива на ~7,5...10% (рис. 3) [3].

Применение редуктора обеспечивает оптимальную частоту вращения вентилятора при использовании малоступенчатой быстроходной турбины (рис. 4.).

Расчеты и сопоставление удельных масс различных двигателей, проведенные в ГП «Ивченко-Прогресс» и СНТК им. Н.Д. Кузнецова показали, что градиент роста массы ТРДД при увеличении степени двухконтурности у двигателей с безредукторным приводом вентилятора заметно больший, чем у ТРДД с редуктором. При степенях двухконтурности более 7...8 редукторная схема ТРДД обеспечивает меньшую удельную массу двигателя по сравнению с безредукторной за счет уменьшения количества ступеней турбины вентилятора.

Это значит, что на базе одного и того же газогенератора – наиболее сложной и требующей большого объема доводки части двигателя, можно разработать ТРДД с высокой экономичностью за счет применения вентилятора большого диаметра, приводимого через редуктор. Эти выводы подтверждены также материалами фирмы Snecma Moteurs (рис. 5). Кроме того, в безредукторной схеме ТРДД при увеличении степени двухконтурности заметно растет количество лопаток турбины низкого давления и масса двигателя (рис. 5).

На рис. 6 представлена зависимость трудоемкости изготовления ТРДД в классе тяги 10 тс с редуктором и без редуктора от степени двухконтурности, которая является следствием изменения числа деталей в указанных схемах двигателей.

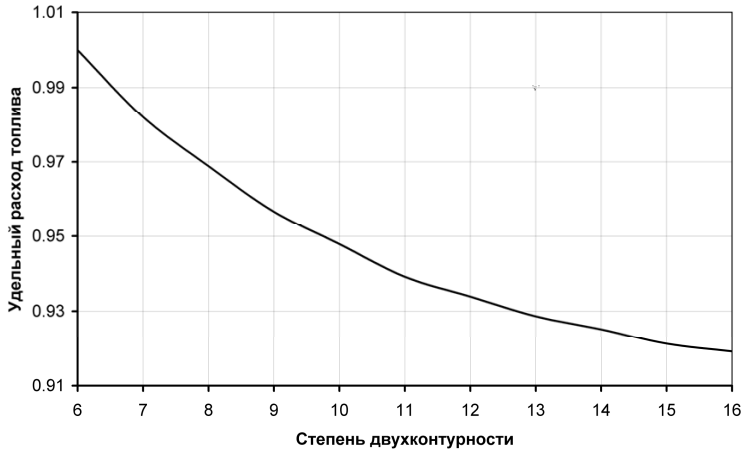


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива
от степени двухконтурности неустановленного двигателя

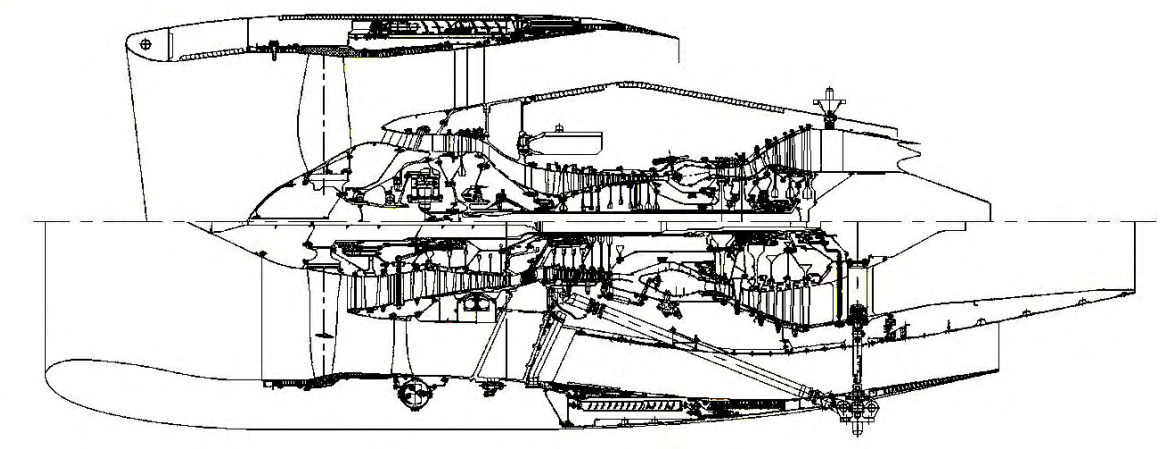


Рис. 4. Схемы ТРДД с редуктором и без редуктора

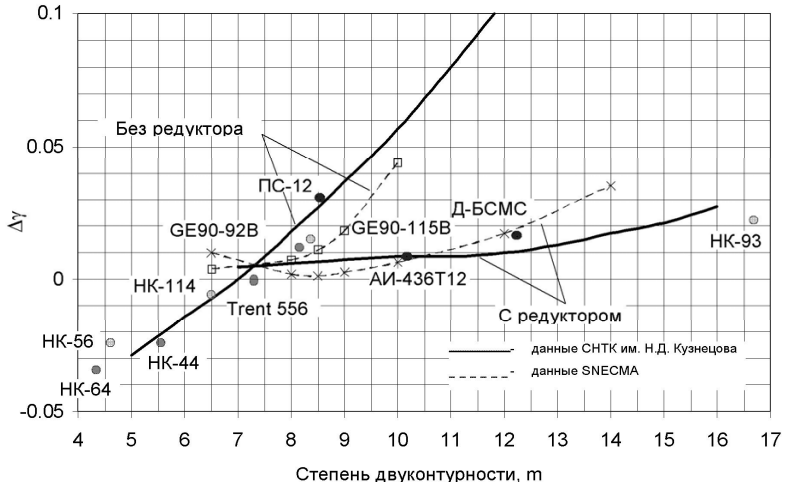


Рис. 5. Сравнение изменения удельной массы ТРДД
с редуктором и без редуктора

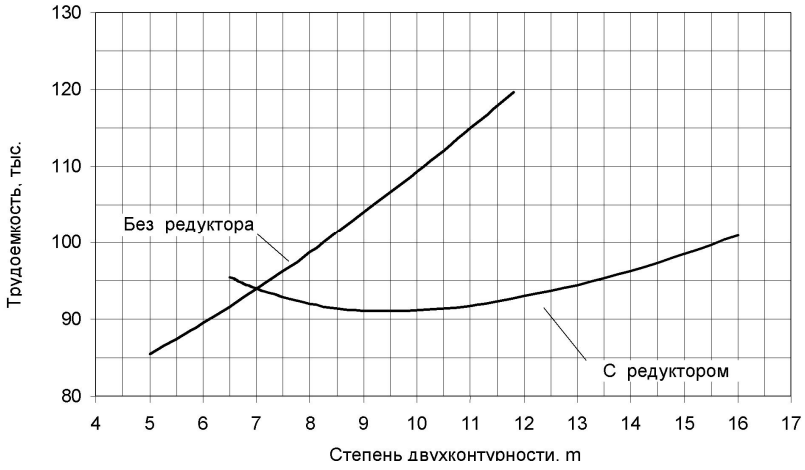


Рис. 6. Сравнение трудоемкости изготовления двигателей
различной степени двухконтурности

Таким образом применение конструктивной схемы – ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности с редукторным приводом вентилятора, позволит обеспечить снижение удельного расхода топлива на 7,5...10% по сравнению с находящимися в эксплуатации ТРДД этого класса тяги. В ТРДД со сверхвысокой двухконтурностью появляется увеличенный объем подкапотного пространства, что позволяет разместить в нем основные приводные и неприводные агрегаты с коробкой приводов. Это заметно уменьшает мидель мотогондолы и ее длину. Еще один путь уменьшения поверхности мотогондолы, а также длины тракта наружного контура – применение реверсивного устрова с выдвигающимися направляющими решетками. В целом указанные конструктивные особенности позволят снизить мидель мотогондолы на 3,5%, площадь ее наружной поверхности – на 30%, относительную длину тракта наружного контура – в два раза.

Стоит также отметить, что у короткой мотогондолы есть и слабые места. Еще предстоит решить проблемы интеграции двигательной установки с пилоном самолета.

«Открытый ротор»

Другой многообещающей редукторной схемой двигателя является – схема «Открытый ротор» (рис. 7).

Рис. 7. Схемы ТРДД
с редуктором и без редуктора

Данная схема является развитием ТВД, экономичность которых всегда была выше чем у других конструктивных схем. Но у ТВД есть существенный недостаток - скорость полета самолета с такими двигателями не превышала 0,6 Маха (рис. 8).

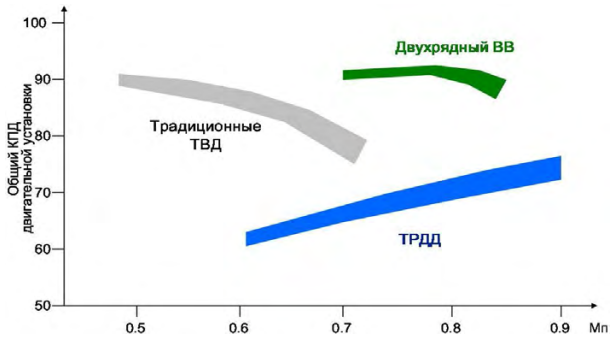


Рис. 8. Области применения двигательных установок различных схем

Частичным решением этой проблемы стало применение стреловидных лопастей воздушного винта, за счет чего были уменьшены потери в скачке уплотнения. Последующим шагом было добавление еще одного венца лопастей воздушного винта, который вращался в противоположную сторону. Это позволило компенсировать потери от закрутки потока, произведенной в первой ступени винта. Такой винт назвали винтовентилятором (ВВ).

Двигатель Д-27 разработки ГП «Ивченко-Прогресс» является представителем схемы ТВВД, которая фактически является схемой «открытый ротор» с тянущим винтовентилятором, который прошел государственные испытания в 2012 году. Его аналоги фирмы General Electric не продвинулись дальше летных испытаний [4], а фирмы Rolls-Royce и Snecma в общеевропейской программе Clean Sky 2 планируют провести летные испытания только в 2017 году.

В отличии от ТРДД у схемы «открытый ротор», при равных степенях двухконтурности и одинаковых газогенераторах, будут отсутствовать потери на обтекание капотов наружного контура. Это обуславливает более высокий КПД двигательной установки в целом.

Различают схемы с толкающим и тянущим винтовентилятором, а также с прямым приводом винтовентилятора от биротативной турбины и приводом винтовентилятора через редуктор.

В зависимости от расположения двигателей на самолете можно получить дополнительные преимущества. На данный момент рассматриваются два варианта компоновки двигателя с самолетом (рис. 9).

Первый – двигатель с тянущим винтовентилятором крепится под крылом самолета. Это позволяет получить дополнительную подъемную силу, за счет обтекания крыла потоком от винтовентилятора и меньший диаметр винтовентилятора за счет уменьшения относительной втулки винта. Недостатком является ограниченное количество лопастей из-за малой втулки винта и сложность обеспечения равномерного поля давлений на входе в двигатель из за влияния расположенного впереди ВВ.

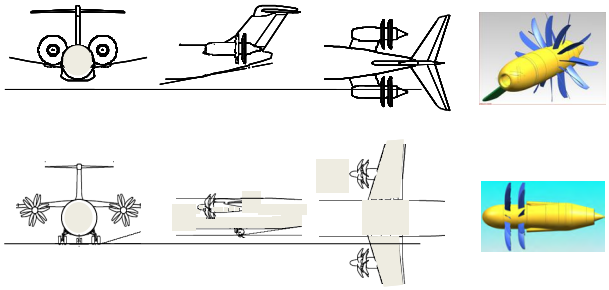


Рис. 9. Компоновка двигателей схемы «открытый ротор» с самолетом

Второй – расположение двигателя с толкающим винтовентилятором в хвостовой части фюзеляжа. Это позволяет существенно снизить влияние винтовентилятора на аэродинамические плоскости самолета. В этом случае винтовентилятор может приводиться как через редуктор, так и непосредственно при помощи биротативной турбины (рис. 10). Касаемо способа привода винтовентилятора, то как один так и другой имеют свои сильные и слабые стороны.

Так например прямой привод винтовентилятора от биротативной турбины позволяет получить следующий ряд преимуществ:

– равные моменты и мощности переднего и заднего рядов ВВ;

– упрощение маслосистемы и систем охлаждения масла;

– уменьшение длины СУ;

– независимость движителя от газогенератора (автономная центровка, нет влияния перекосов и т.д.);

– ожидаемое уменьшение уровня вибраций;

– отсутствие ограничений по мощности.

В то же время есть и ряд проблем:

– невозможность раздельной оптимизации параметров ВВ и биротативной турбины;

– создание надежного механизма поворота лопастей ВВ с минимальными габаритами;

– эффективное воздушно-газовое уплотнение в биротативной турбине на большом радиусе и др.

Основным недостатком привода ВВ через редуктор является размещение редуктора в горячей части и отвод выхлопных газов в обход редуктора (рис. 11) или перед лопастями ВВ.

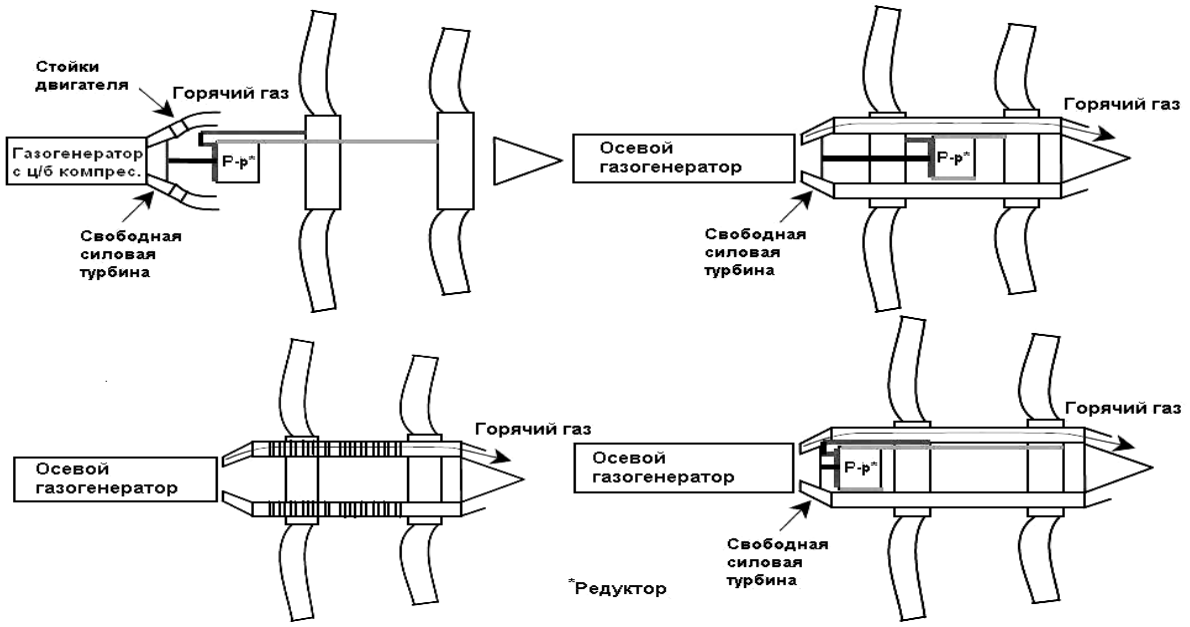


Рис. 10. Схемы ТВВД с толкающим двухрядным ВВ

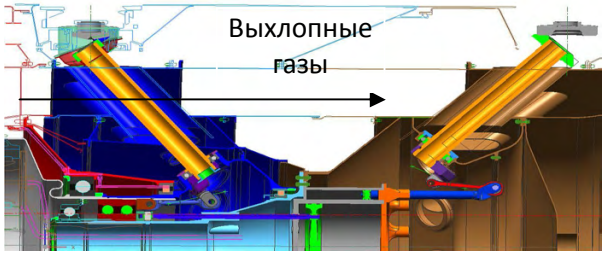


Рис. 11. Пример конфигурации механизма управления шагом ВВ с редуктором

При этом сопло и центральное тело получаются вращающимися и возникают дополнительные проблемы с балансировкой и повышенные вибрации. Общим недостатком применения двухрядного ВВ является повышенный шум и необходимость применения специальных методов его снижения (рис. 12). Как показывают результаты исследований фирмы Rolls-Royce [5], для уменьшения шума ВВ необходимо увеличивать количество лопастей (рис. 13).

Рис. 12. Проблемы акустики двигателей с «Открытым ротором»

Однако за последние годы мировая двигателестроительная промышленность продемонстрировала прогресс в деле разработки «тихих» открытых роторов; ВВ прошли испытания в аэродинамических трубах, были развиты численные методы газовой динамики (CFD) и созданы инструменты для выполнения аэроакустических расчетов. Однако для оценки шума в полете необходимо проведение летных испытаний полноразмерных двигателей [6].

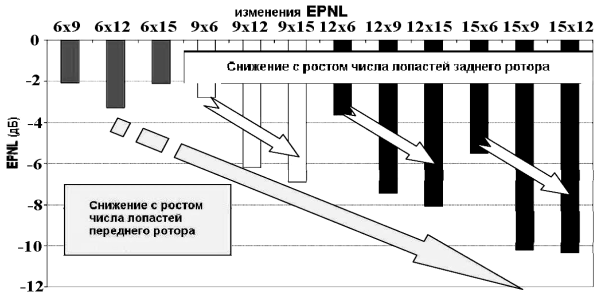


Рис. 13. Влияние числа лопастей на уровень шума

Кроме того, для получения достоверных характеристик ТВВД расчетным методом необходимо в математическую модель двигателя интегрировать двухмерную методику расчета винтовентилятора (например основанную на импульсной теории воздушного винта Сабинина-Юрьева) с возможностью расчета при изменении шага ВВ и учета влияния числа Маха на аэродинамические характеристики ВВ.

Исходя из вышеизложенного очевидно, что схемы типа «открытый ротор» имеют ряд сложностей в их разработке и применении. Кроме проблем, сходных для всех типов двигателей, особенности схемы ТВВД обуславливают специфические, которые необходимо решить в ходе создания научно-технического задела.

Вывод

Таким образом, применив схему ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности с приводом вентилятора через редуктор или схему «Открытый ротор», двигатель получит ряд преимуществ:

– малоступенчатая высокооборотная турбина низкого давления с минимальным количеством деталей;

– возможность снижения расхода топлива на 7,5-10% относительно существующих ТРДД и на 10-20% при одновременном улучшении параметров цикла;

– запас относительно существующих норм по допустимым величинам эмиссии вредных веществ в атмосферу.

Литература

1. Григорьев, В.В. Разработка ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности для перспективного ближнее-среднемагистрального самолета с оптимизацией конструктивной схемы и параметров компрессора [Текст]: пояснительная записка выпускной работы магистра / В.В. Григорьев. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2009. – 120 с.

2. Динамика цен на нефть в 21 веке. Статистика и тенденции [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.oilru.com/dynamic.phtml. – 23.5.2013

3. Трехвальный турбореактивный двухконтурный двигатель АИ-436Т12. Техническое предложение [Текст]. – М.: ФГУП ММПП «Салют»; Запорожье, ГП «Ивченко-Прогресс»; Уфа, ОАО УМПО, 2005. – 594 с.

4. Larsson, L. Conceptual Desing and Mission [Text] / L. Larsson, T.s Grönstedt, K. G. Kyprianidis // ASME Turbo Expo, June 2011: Analysis for a Geared Turbofan and an Open Rotor Configuration GT2011-46451.

5. Installation. effects on contra-rotating open rotor noise [Text] / J. Ricouard, E. Julliard, M. Omais, V. Regnier, A.B. Parry, S. Baralon // AIAA Paper 2010-3795, 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Sweden, June 7–9, 2010.

6. Kingan, M.J. Counter-Rotation Propeller Tip Vortex Interaction Noise [Text] / M.J. Kingan, R.H. Self // AIAA Paper 2009-3135, 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference), Miami, FL, May 11–13, 2009.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПЕРСПЕКТИВНІ СХЕМИ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ З ВИСОКОЮ ПАЛИВНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ

В.В. Григор'єв, О.В. Єланський, А.І. Попуга

В даній статті викладені та обгрунтовані можливі шляхи покращення паливної ефективності двигунів. Коротко розглянуті схеми авіаційних двигунів, концепція яких спрямована на зниження витрат палива. В якості найбільш перспективних схем обрані наступні: ТРДД з надвисоким ступенем двоконтурності та схема «відкритий ротор». Представлені переваги та недоліки схеми «відкритий ротор» з тянущим і штовхаючим гвинтовентиляторами в тому числі з урахуванням компоновки рухової установки з планером літака. Проведено аналіз, який дозволяє вибрати напрямок для подальших досліджень та науково-технічних робіт.

Ключові слова: ТРДД з високим ступенем двоконтурності, «відкритий ротор», ціна палива, паливна ефективність, гвинтовентилятор, біротативна турбіна.

CONCEPTUAL SCHEMES OF AIRCRAFT ENGINES WITH HIGH FUEL EFFICIENCY

V.V. Grygoriev, A.V. Yelansky, A.I. Popuga

In this article the probable ways of fuel efficiency improvement of engine have been represented and substantiated. A brief discussion of aircraft engine schemes, conception of which directed to decrease fuel consumption has been made. In capacity of most perspective next schemes have been chosen: turbofan with superhigh bypass ratio and open rotor scheme. Advantages and disadvantages of open rotor scheme with tractor and pusher propfans including the subject to integration of powerplant with airframe have been represented. The analysis that allows to choose direction for further investigations and research efforts has been performed.

Key words: turbofan with superhigh bypass ratio, open rotor, fuel price, fuel efficiency, propfan, counterrotating turbine.

Григорьев Владимир Валерьевич – инженер-конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Еланский Александр Витальевич – начальник бригады перспективных разработок ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Попуга Андрей Иванович – ведущий конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

УДК 621.51.226.2.53

С.Ю. ДАНИЛКИН[1], Д.А. РЕДЬКИН[1], А.А. ХОРИКОВ[1], С.И. ШАНЬКИН[2]

[1] ***ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия***
[2] ***АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина***

БЕСКОНТАКТНАЯ ДИАГНОСТИКА РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Представлены результаты бесконтактной диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашины с применением узкополосного спектрального анализа сигналов с высокочастотных датчиков пульсаций статического давления, установленных на корпусе турбомашины. Приведены результаты экспериментальных исследований динамической прочности рабочих лопаток компрессора и турбины экспериментального турбовинтового двигателя при стендовых испытаниях. Определены формы колебаний лопаток, гармоники возбуждения от окружной неравномерности потока и частоты вращения ротора, на которых рекомендовано производить резонансные испытания рабочих лопаток компрессора и турбины.

Ключевые слова: *рабочие лопатки, резонанс, испытания, спектральный анализ, пульсации потока, частоты колебаний, диагностика.*

Введение

Известно, что резонанс вызывает резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний системы при приближении частоты внешнего гармонического воздействия к какой – либо из частот собственных колебаний системы. В турбомашинах резонансные колебания лопаток зависят от взаимосвязанности лопаток, входящих в состав рабочего колеса. В случае слабой связанности каждая лопатка резонирует при совпадении ее собственной частоты с частотой возбуждения, независимо от поведения других лопаток. В случае сильной связанности поведение каждой лопатки зависит от динамического состояния лопаточного венца или колеса в целом.

Для диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток обычно применяется тензометрирование. Вместе с тем при колебаниях рабочие лопатки являются вращающимся источником возмущений потока, обусловленным видом деформаций и частотным спектром. Известно, что при флаттере эти возмущения относительно неподвижного датчика реализуются в виде амплитудно-фазомодулирован-ных волн деформации, бегущих по вращению колеса. Такой вывод был сделан на основе рассмотрения физических моделей явления и подтвержден многочисленными экспериментами. С использованием этих физических моделей были разработаны методы диагностики флаттера. В основе этих методов лежит спектральный анализ пульсаций потока на диагностических частотах.

Применительно к резонансным колебаниям такие подходы практически отсутствуют, однако эффективность диагностики флаттера по изменению спектра пульсаций в высокочастотной области вблизи частот следования лопаток [1, 2] предопределило разработку аналогичного метода для резонансных колебаний [3, 4]. Метод основан на спектральном анализе сигнала с датчика пульсаций статического давления на частоте следования лопаток. Было установлено, что при увеличении частоты вращения ротора спектральная составляющая пульсаций потока на частоте следования лопаток монотонно увеличивается, но в момент возникновения резонансных колебаний лопаток она резко убывает пропорционально амплитуде колебаний лопаток (рис. 1).

В зависимости от назначения турбомашины могут быть актуальны как диагностика непосредственно резонанса, так и определение уровня напряжений на этом резонансе. Например, для стационарных турбомашин с большим ресурсом и отдельных видов авиационных двигателей, которые, в основном, работают при постоянных оборотах, требуется обеспечить отсутствие резонанса именно на этих оборотах в течение всего срока эксплуатации. В то же время для многорежимных турбомашин важно определить режимы с максимальным уровнем напряжений для того, чтобы (если это необходимо) ограничить наработку на этих режимах.

Вибронапряженность рабочих лопаток турбомашин, которые по техническим причинам не могут быть протензометрированы, проверяется резонансно-циклическими испытаниями. Обычно резонансные испытания проводятся при ступенчатом изменении частоты вращения с наработкой на каждой

© С.Ю. Данилкин, Д.А. Редькин, А.А. Хориков, С.И. Шанькин

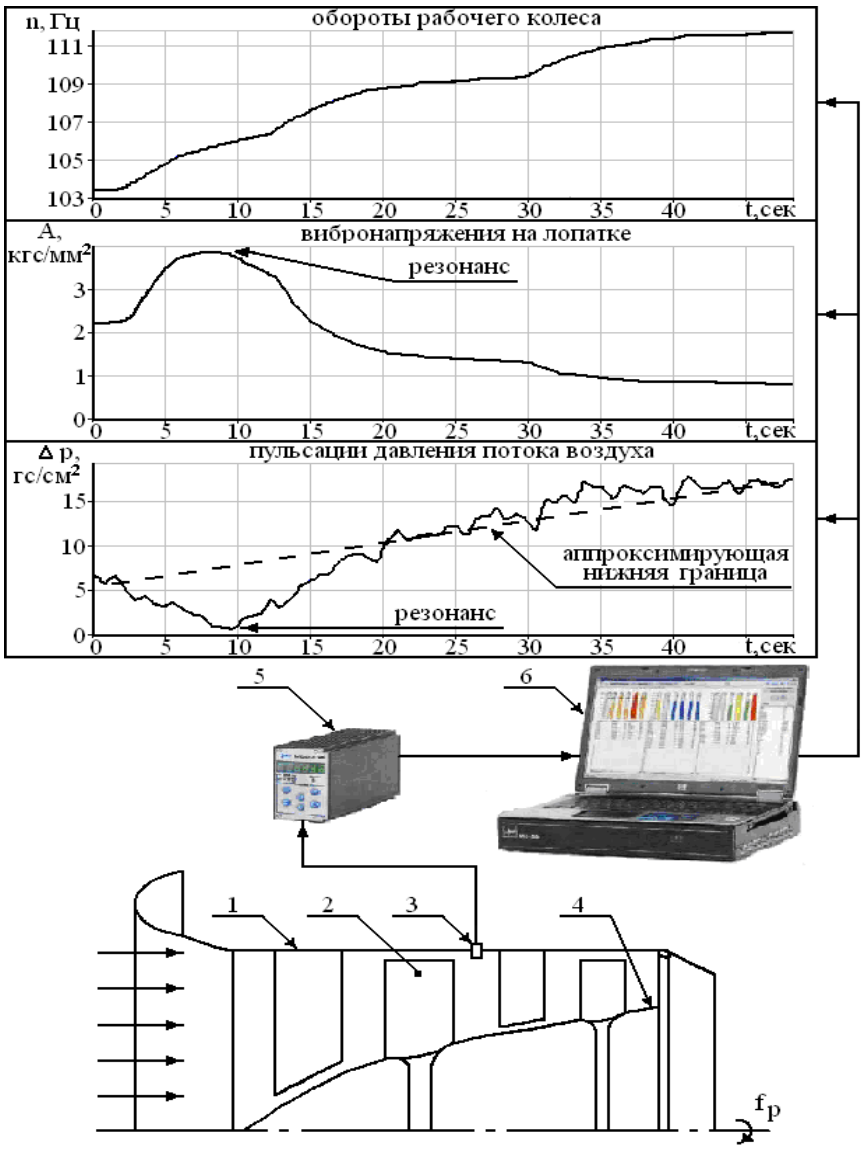


Рис. 1. Схема реализации способа диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток компрессоров: 1 – турбомашина; 2 – рабочие лопатки; 3 – датчик пульсаций давления; 4 – ротор турбомашины; 5 – согласующий усилитель; 6 – регистратор-анализатор

ступени заданного числа циклов колебаний или времени работы.

Весь диапазон частоты вращения, в котором следует проводить эти резонансные испытания, определяется на основании расчетов частот и форм собственных колебаний и их экспериментального определения на вибростендах. При этом нет уверенности, что при таком ступенчатом разбиении хотя бы одна из лопаток в процессе испытаний будет в действительности находиться в резонансе.

Результаты исследований

Одним из таких объектов, для подтверждения вибрационной прочности лопаток которого необходимо было проведение резонансно-циклических испытаний, являлся экспериментальный турбовинтовой двигатель. Для проведения исследования и анализа резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора и свободной турбины была смонтирована система измерений пульсаций статического давления на стенде АО "Мотор Сич" (рис. 2). Для обеспечения постановки датчиков пульсаций статического давления были выполнены работы по доработке корпуса компрессора и турбины двигателя. Измерения пульсаций потока осуществлялись в 4-х сечениях, которые располагались за исследуемыми рабочими колесами 1-й и 2-й ступени компрессора в плоскостях направляющих аппаратов 1-й и 2-й ступени и за рабочими колёсами 1-й и 2-й ступени свободной турбины.

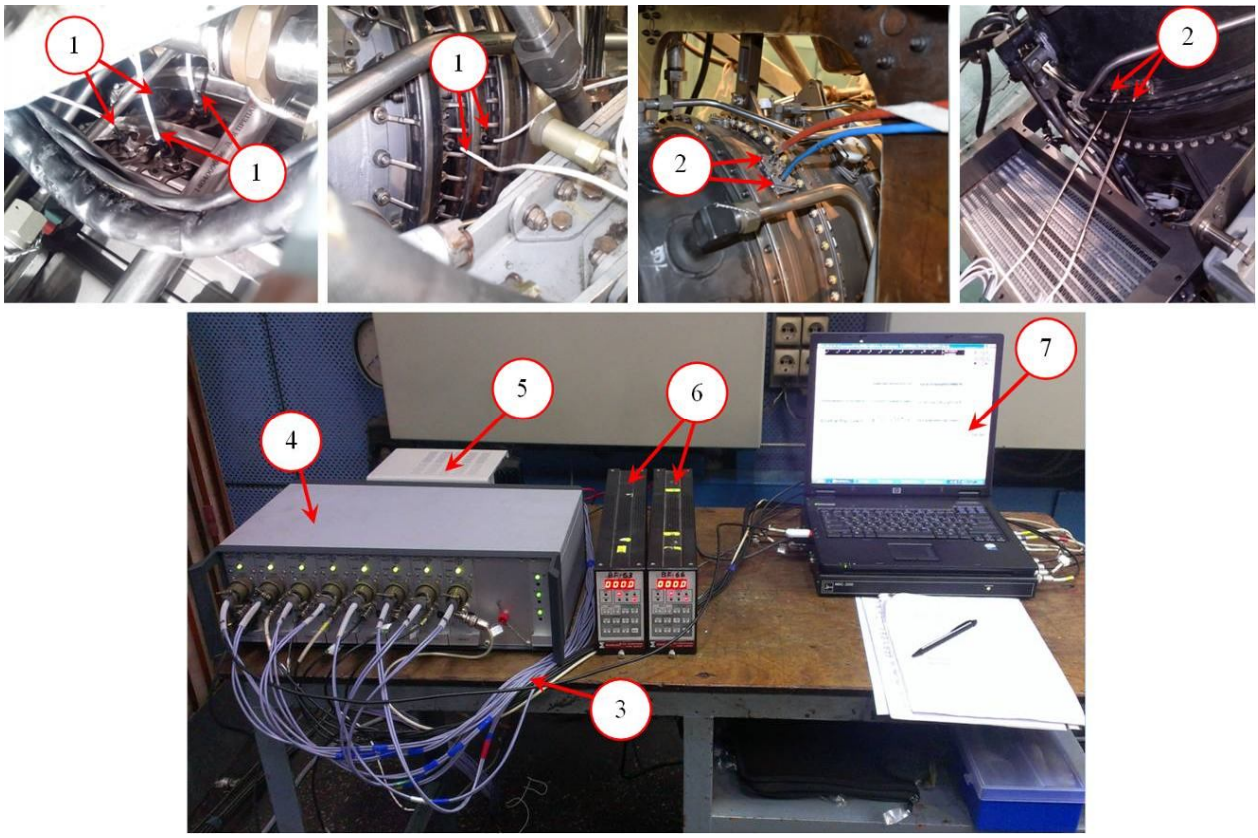


Рис. 2. Общий вид ИИС для измерения и регистрации пульсаций статического давления при испытаниях экспериментального двигателя на стенде АО "Мотор Сич":
1 – датчики пульсаций статического давления, установленные на компрессоре
2 – датчики пульсаций статического давления, установленные на турбине
3 – специальный кабель «датчик–усилитель»,
4 – тензометрический усилитель,
5 – блок питания тензометрического усилителя,
6 – блоки усилителя заряда,
7 – регистратор-анализатор динамических сигналов MIC-200M

На монитор регистратора - анализатора MIC–200M в режиме реального времени выводились осциллограммы сигналов с измерительных каналов датчиков пульсаций давления и датчиков частоты вращения свободной турбины и турбины компрессора, а также результаты экспресс- анализа сигналов с датчиков пульсаций.

Согласно представленному на рис. 3 объекту исследования, в окружной неравномерности потока, создаваемой конфигурацией воздухозаборника, должны преобладать гармоники, кратные двойной частоте вращения, т.е. к = 2, 4, 6 и т.д. В неравномерности потока, создаваемой винтом, с учетом вращения винта в сторону, противоположную вращения ротора двигателя, должны преобладать гармоники

$$к' = (f_{дв} + 3f_{винта})\ к,$$

где $f_{дв}$ – частота вращения ротора двигателя, $f_{винта}$ – частота вращения вала винта.

Рис. 3. Экспериментальный двигатель при проведении резонансных испытаний на стенде АО "Мотор Сич"

При проведении спектрально-корреляционного анализа зарегистрированных при проведении испытаний динамических сигналов было установлено, что в сигналах с датчиков пульсаций давления, расположенных в корпусе компрессора, во всём рабочем диапазоне оборотов превалирует гармоника частоты вращения винта с кратностью 3, а также отсутствует спектральная составляющая, соответствующая вращающемуся срыву (рис. 4). Поэтому, основными источниками возбуждения резонансных колебаний лопаток 1-й и 2-й ступени компрессора являлись окружные неравномерности потока, создаваемые винтом и воздухозаборником.

В результате проведенного узкополосного спектрального анализа акустических сигналов, измеряемых с помощью высокочастотных датчиков пульсаций, установленных на корпусе компрессора, было выделены режимы, на которых наблюдалось уменьшение амплитуды гармонической составляющей на частоте следования лопаток (рис. 5, 6) .

С учётом данных о тензометрировании на двигателе-прототипе, с использованием диаграмм Кэмпбелла и результатов анализа сигналов с датчиков пульсаций, были установлены частоты вращения ротора, на которых рекомендовано производить резонансные испытания рабочих лопаток компрессора (табл. 1).

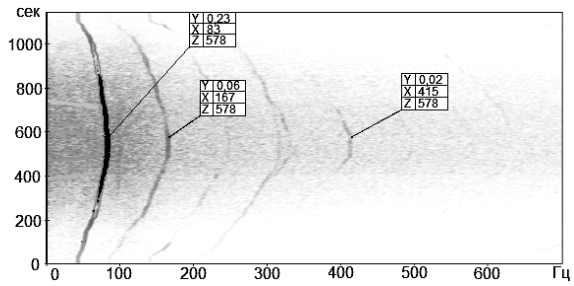


Рис. 4. 3D спектр пульсаций потока, создаваемых винтом за рабочим колесом 1-й ступени компрессора

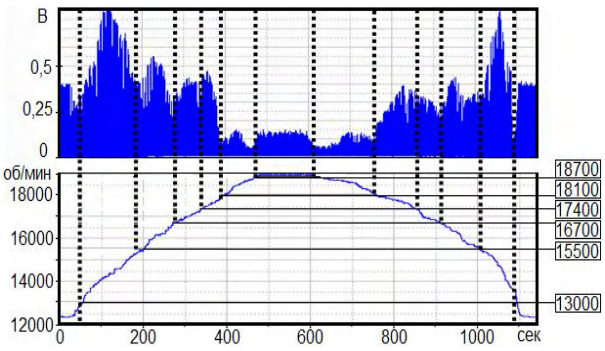


Рис. 5. График изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток 1-й ступени компрессора и график изменения оборотов

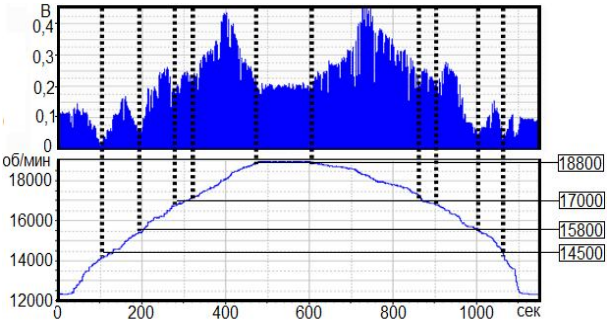


Рис. 6. График изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток 2-й ступени компрессора и график изменения оборотов

Таблица 1

Частоты вращения ротора, на которых рекомендовано производить резонансные испытания рабочих лопаток компрессора

№ ст. компр.	n, об/мин	№ формы колебаний
1	13000	1
	15500	2
	17050	1
	18400	1
2	14500	2
	15800	1
	17000	2
	18800	2

Аналогичный узкополосный спектральный анализ был проведен для пульсаций потока за 1-й и 2-й ступенью свободной турбины. На основе сопоставления результатов спектрального анализа пульсаций потока и расчетных диаграмм Кэмпбелла были определены значения частот вращения ротора турбины, на которых рекомендуется проводить резонансные испытания рабочих лопаток.

Выводы

Таким образом, разработанный метод диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин по сигналам с датчиков пульсаций статического давления, устанавливаемых в корпусе турбомашины, основанный на измерении пульсаций давления потока на частоте следования лопаток, позволил определить резонансные частоты вращения для рабочих лопаток, как от окружной неравномерности потока на входе, создаваемой воздухозаборником, так и от неравномерности потока создаваемой винтом. В результате проведенного исследования определены формы колебаний лопаток и номера гармоник окружной неравномерности потока,

по которым реализуются резонансные колебания лопаток компрессора, а также определены режимы для проведения резонансных испытаний рабочих лопаток свободной турбины.

Литература

1. Хориков, А.А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД [Текст] / А.А. Хориков. – М.: ЦИАМ, 2002. - Вып. 1311. – 180 с.

2. Хориков, А.А. Метод и система диагностики аэроупругих колебаний рабочих лопаток компрессоров датчиками пульсаций [Текст] / А.А. Хориков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. – Х.: ИПМаш, 1997. - С. 323-332.

3. Пат. 2451279 Российская Федерация, МПК G01M 15/14, G01H 13/00. Способ диагностики резонансных колебаний лопаток рабочего колеса в составе осевой турбомашины [Текст] / Хориков А.А., Данилкин С.Ю.; Заявитель и патентообладатель ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова". – № 2011101521/28; заявл. 18.01.2011; опубл. 20.05.2012, Бюл. № 14. – 4 с.

4. Пат. 109287 Российская Федерация, МПК G01H 13/00. Устройство диагностики резонансных колебаний лопаток рабочего колеса в составе осевой турбомашины [Текст] / Хориков А.А., Данилкин С.Ю.; Заявитель и патентообладатель РФ, от имени которой выступает Минпромторг России, ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова". – №2011126590/28; заявл. 29.06.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл. №28. – 4 с.

Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, начальник отдела В.В. Медведев, НИЦ ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова", Москва.

БЕЗКОНТАКТНА ДІАГНОСТИКА РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

С.Ю. Данилкін, Д.О. Редькін, А.О. Хориков, С.І. Шанькін

Представлено результати безконтактної діагностики резонансних коливань робочих лопаток турбомашини із застосуванням вузькосмугового спектрального аналізу сигналів з високочастотних датчиків пульсацій статичного тиску, встановлених на корпусі турбомашини. Наведено результати експериментальних досліджень динамічної міцності робочих лопаток компресора і турбіни експериментального турбогвинтового двигуна при стендових випробуваннях, з урахуванням яких визначено форми коливань лопаток, гармоніки збудження від окружної нерівномірності потоку і частоти обертання ротора, на яких рекомендовано проводити резонансні випробування робочих лопаток компресора і турбіни.

Ключові слова: робочі лопатки, резонанс, випробування, спектральний аналіз, пульсації потоку, частоти коливань, діагностика.

NON-CONTACT DIAGNOSTIC OF THE TURBOMACHINERY ROTOR BLADES RESONANT OSCILLATIONS

S.Yu. Danilkin, D.A. Redkin, A.A. Khorikov, S.I. Shankin

The results of the non-contact diagnostic turbomachinery rotor blades resonant vibrations using a narrow-band spectral analysis of signals from high static pressure pulsation sensors mounted on the engine case. The results of experimental studies of the dynamic strength of the compressor and turbine rotor blades for the experimental turboprop engine bench tests. To taking this results into account are determined the mode shapes of the blades, the harmonic excitation of the district uneven flow and rotor speed, which is recommended to produce resonance tests compressor blades the turbines.

Keywords: rotor blades, resonance, testing, spectral analysis, flow pulsation, vibration frequency, diagnostics.

Данилкин Сергей Юрьевич – начальник сектора отдела динамической прочности ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова", Москва, Россия, e-mail: Danilkin@rtc.ciam.ru.

Редькин Дмитрий Александрович – инженер отдела динамической прочности ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова", Москва, Россия, e-mail: Danilkin@rtc.ciam.ru.

Хориков Анатолий Алексеевич – д-р техн. наук, профессор, начальник отдела прочности ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова", Москва, Россия, e-mail: Khorikov@rtc.ciam.ru.

Шанькин Сергей Иванович – главный конструктор АО "Мотор Сич", Запорожье, Украина.

УДК 621.438

М.Р. ТКАЧ[1], Д.В. ДОВГАНЬ[1], Ю.Г. ЗОЛОТОЙ[1], И.Ю. ЖУК[2]

[1] ***Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина***
[2] ***Черноморский государственный университет им. Петра Могилы, Украина***

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Рассмотрено экспериментальное определение динамических характеристик конструкционных элементов ГТД малой мощности методом электронной спекл-интерферометрии (ESPI). Определение спектра собственных частот и форм колебаний конструкции проводилось в реальном времени с панорамной визуализацией колебательных форм. Показана реализация разработанной методики и программно-аппаратного комплекса для вибродиагностики рабочих колесс турбокомпрессоров, обоснована целесообразность применения различных оптических схем интерферометра в зависимости от размера колеса. Приведены интерферограммы форм колебаний рабочих колёс турбокомпрессора.

Ключевые слова: *лопатка ГТД, спекл-интерферометрия, собственные частоты и формы колебаний.*

Введение

В процессе доводки ГТД особое внимание уделяется определению собственных частот и форм колебаний его рабочих элементов. Анализ эксплуатационной надёжности машин показывает, что во многом их ресурс определяется состоянием лопаток турбин и их рабочих колёс, так как они эксплуатируются в жёстких условиях, вызванных неравномерностью газового потока и высокими температурами. Эффективным инструментом исследования динамических параметров элементов конструкций являются бесконтактные когерентно-оптические методы измерения: голографическая интерферометрия (ГИ) и спекл-интерферометрия [1]. ГИ характеризуется высокими материальными и временными затратами вызванными повышенными требованиями к когерентности лазерного излучения и виброизоляции оптической схемы при проведении эксперимента, а также требует высокоразрешающих фоторегистрирующих материалов с последующей химической обработкой. Метод ESPI обеспечивает вибродиагностику рабочего колеса в режиме экспресс-анализа, т.е. в реальном времени. При этом, временные, трудовые и материальные затраты принципиально ниже таковых для аналоговой голографии.

Экспериментальная часть

Объектом исследования были выбраны рабочие колеса турбокомпрессоров размерности ТКР-5 и ТКР-11, частота вращения которых достигает сотен тыс. мин$^{-1}$. Колесо компрессора конструктивно расположено консольно и фиксируется на валу гайкой (рис. 1). Биение поверхности вала не должно превышать нескольких мкм, а дисбаланс всего ротора – 0,01…0,02 г·см. Превышение этих величин приводит к ускоренному износу и разрушению подшипников, а также к возникновению виброрезонансных явлений в рабочем колесе турбокомпрессора.

На стенде колесо закреплено консольно на рабочем валу, обеспечивая граничные условия, приближённые к реальным (рис. 1).

На этом же валу собран вибровозбудитель из набора пъезокермических шайб. Особенность резонансных колебаний облопаченных дисков состоит в том, что они представляют собой единую колебательную систему, т.е. колебания лопаток и диска взаимосвязаны [2], причём на некоторых формах эта взаимосвязь просматривается существенно, а на некоторых колебания лопаток и диска можно рассматривать как независимые. Это требует возможность наблюдения форм колебаний, как со стороны диска, так и со стороны облопаченной части.

В работе [3] панорамный обзор вибрирующей детали обеспечивается применением 2-х вспомогательных зеркал. Авторы для регистрации спекл интерферограмм в реальном времени реализовали панорамный обзор колебательной формы в процессе её наблюдения простым поворотом диска.

Для этого колесо в зажимном устройстве устанавливалось на поворотной платформе, ось вращения которой совмещена с вертикальным диаметром колеса.

При исследовании компрессорного колеса ТКР-5 оптическая схема установки реализует метод ESPI с диффузным опорным пучком [4].

© М.Р. Ткач, Д.В. Довгань, Ю.Г. Золотой, И.Ю. Жук

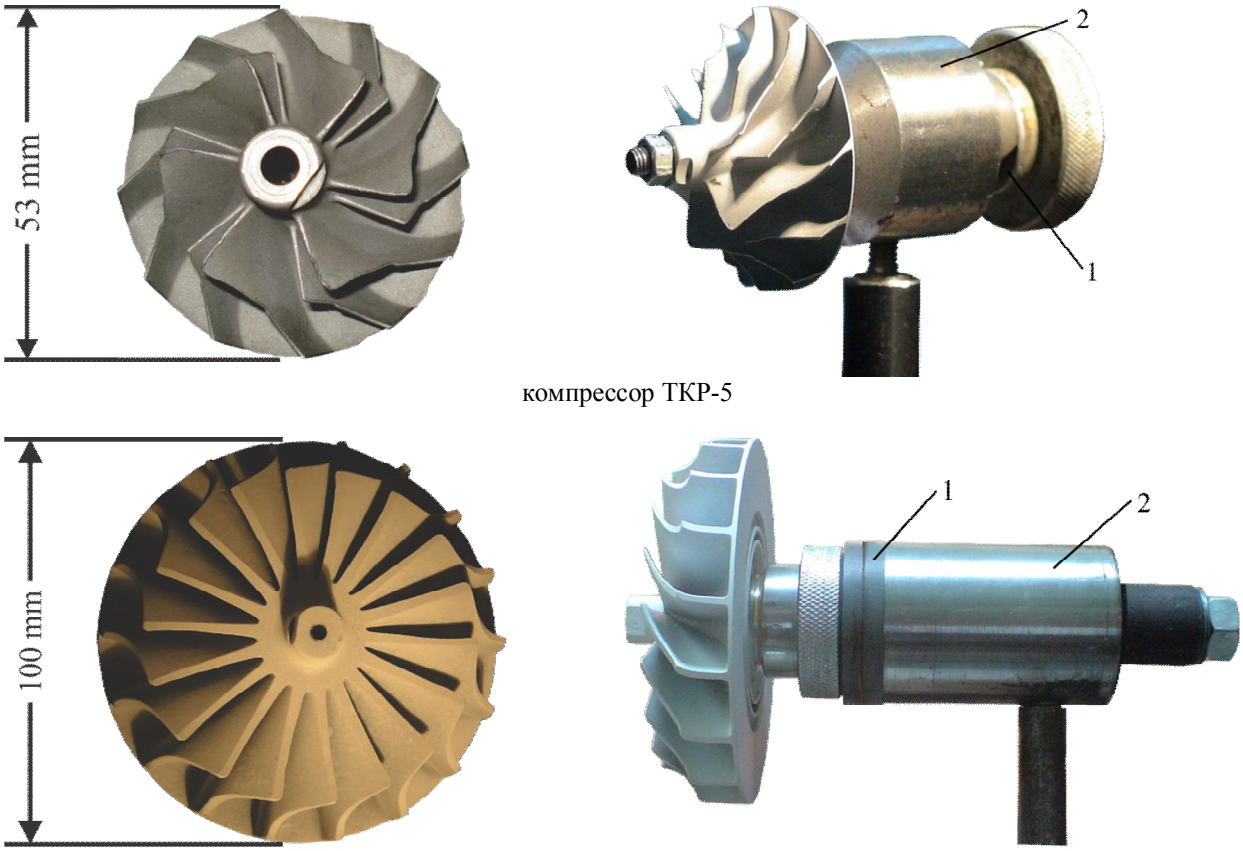


Рис. 1. Рабочее колесо турбокомпрессора в зажимном устройстве:
1 – пьезовибропреобразователь, 2 – инерционный упор

В качестве источника света служит лазер ЛГН-215 мощностью излучения 50 мВт, λ=0,568 мкм и длиной когерентности порядка 20 см. Луч лазера 1 расширяется сферическим зеркалом 2 и через светоделитель 4 освещает вибрирующий объект 5, образуя на матрице видеокамеры 3 предметное спекл-поле. Отражённый от светоделителя 4 свет диффузно рассеивается ретроотражателем 6, который вибрирует с частотой 2-3 Гц в направлении освещения, образуя опорное спекл-поле. В качестве ретроотражателя использована полимерная световозвращающая плёнка. Падающий на неё свет отражается преимущественно в направлении источника освещения, и варьируя в небольших пределах расстоянием между зеркалом 2 и оптической осью камеры, появляется возможность оптимизировать интенсивность опорного пучка. Кроме того, высокий коэффициент отражения световозвращающей плёнки позволяет рационально использовать энергию лазерного луча, а в качестве светоделителя применять стеклянную пластинку толщиной 2-3 мм. Светоделитель расположен как можно ближе к объекту с целью минимизации влияния на интерферометр внешних возмущений.

Интерференция предметного и опорного спекл-полей происходит на светочувствительной матрице видеокамеры. Перед камерой дополнительно установлена диафрагма таким образом, чтобы средний размер спеклов занимал несколько пикселей на изображении. В работе использовалась DV камера SONY DCR-TRV с разрешением 720x576.

Вибровозбуждение исследуемой конструкции осуществляется пьезокерамическим вибропреобразователем, на который подаётся синусоидальный сигнал звукового генератора, усиленный усилителем низкой частоты 9.

В работе [5] нами предложена и реализована методика определения динамических параметров лопаток ГТД путём определения функции контраста спекл-картины. Но используемый при этом алгоритм компьютерной обработки видеопотока требует высоких вычислительных ресурсов при работе на больших разрешениях изображения, т.к. необходимо непрерывно анализировать яркость каждой точки мерцающего спекл-поля. При этом чем больше буфер, тем качественнее картина, но ниже отзывчивость работы ПО.

В данной работе применялся стандартный подход корреляционной спекл-интерферометрии – фиксация первого изображения, сдвиг фазы, повторная фиксация и последующее сравнение этих

изображений. Основная идея определения колебательных мод в реальном времени заключается в том, что бы обрабатывать кадры, записанные в моменты соседних амплитудных отклонений ретроотражателя, колеблющегося с частотой 2-3Гц и амплитудой 0,25λ. Проблема согласования колебаний и фиксации кадров была решена следующим образом. Сигнал возбуждения низкочастотных колебаний через компаратор заводится в ПК и ПО регистрирует кадры через определённый промежуток времени после изменения полярности возбуждающего сигнала. Каждый последующий кадр вычитается из предыдущего и поднимается контраст полученной картины. В результате мы наблюдаем изменяющуюся картину интерференции на мониторе ПК (рис. 3).

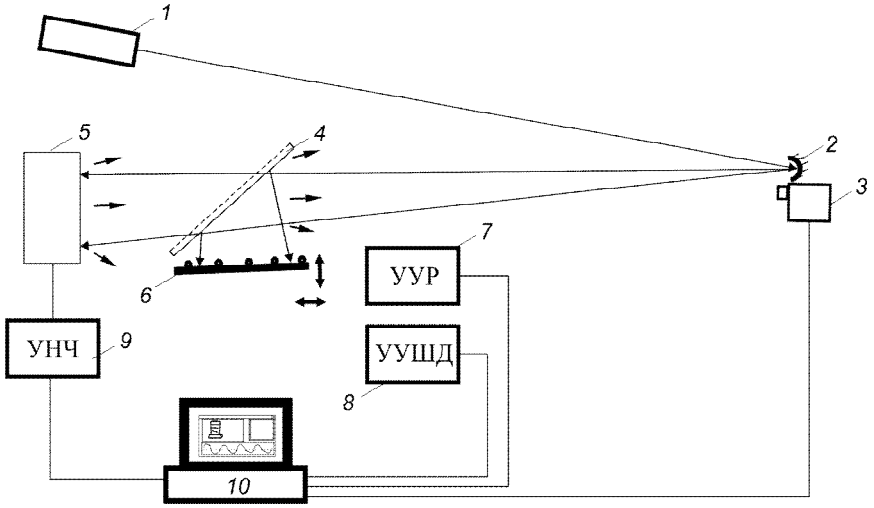
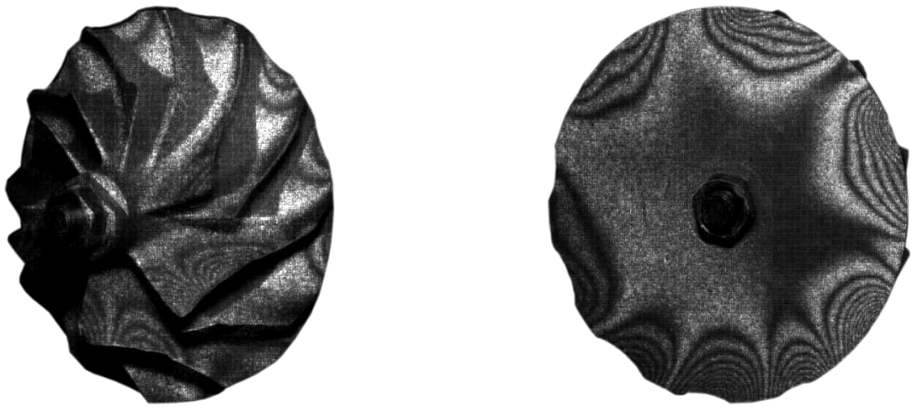
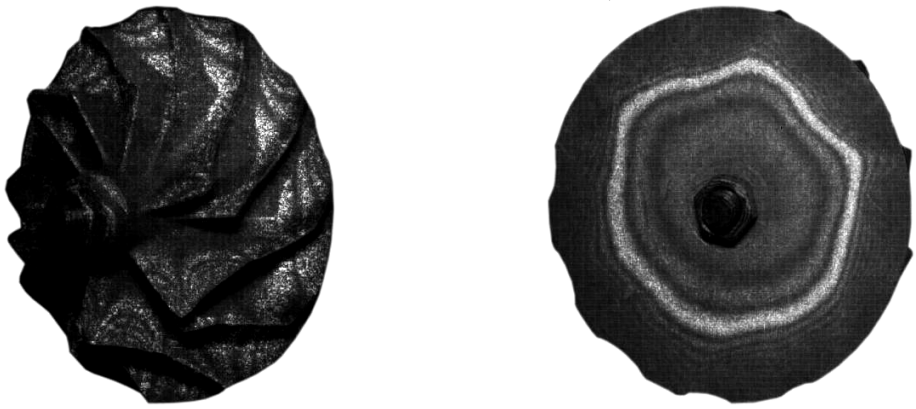


Рис. 2. Помехозащищённая оптическая схема установки с ретроотражателем:
1 – лазер, 2 – зеркало, 3 – камера, 4 – стекло, 5 – объект исследования,
6 – подвижный ретроотражатель, 7 – устройство управления ретроотражателем(УУР),
8 – устройство управления шаговым двигателем(УУШД), 9 – усилитель низкой частоты (УНЧ), 10 – ПК



Частота 28130 Гц



Частота 32740 Гц

Рис. 3. Формы колебаний колеса ТКР-5

В рассмотренной оптической схеме (рис. 2) размер ретроотражателя должен быть больше объекта. Это вызывает неудобства при исследовании крупных объектов, вследствие необходимости вибрировать большой пластиной. При исследовании колеса ТКР-11 оптическая схема подверглась доработке, позволяющей исследовать объекты любых размеров, которые возможно разместить на стенде. При этом оптическая схема интерферометра усложняется незначительно. Луч лазера 1 через микрообъектив 2 и светоделительный клин 3 освещает вибрирующий объект 4, создавая предметное спекл-поле. Отражённый луч колимируется линзой 5 и попадает на подвижное зеркало 6, которое перемещается в нормальном направлении с частотой 2-3 Гц. Далее свет, проходя через рассеиватель 9, образует опорное спекл-поле. Совмещение опорной и предметной картины происходит непосредственно вблизи объектива камеры 11 на стекле 10. Амплитуда колебаний зеркала 6 выбирается такой, чтобы при минимальном её значении результирующие картины спеклов, соответствующие моментам амплитудных отклонений были взаимно инвертированы. Камера передаёт полученное изображение на ПК 12, где происходит дальнейшая обработка.

Повысить качество результирующей интерферограммы удалось усреднением нескольких изображений полученных при различных опорных спекл полях. Это достигалось смещением на 100-200 мкм ретроотражателя (рис. 2) или рассеивателя (рис. 4) в его плоскости между экспозициями с помощью привода с шаговым двигателем, которым управляет УУШД 8 с ПК 12.

Ряд характерных форм колебаний колеса компрессора ТКР-11 приведен на рис. 5.

Компьютерная обработка данных аналогична предидущему варианту.

Внешний вид окна программы обработки приведён на рис. 6. Для увеличения контраста контуров объекта сложной геометрической формы изображение, полученное после описанных вычислений, модулировалось изображением объекта в белом свете.

Выявленные частоты и формы колебаний даны в табл. 1. Как следует из приведенных данных экспериментально выявлены резонансные колебания при которых амплитуды колебаний лопаток на порядок превышают амплитуды колебаний точек диска –колебания единичных лопаток (КЕЛ). На ряде частот колебания рабочего колеса эквивалентны формам колебаний диска с приведенной жёсткостью (ДПЖ). На большей части резонансных частот получены связанные колебания. В этом случае в процесс вибрации вовлечены диск и лопатки одновременно и амплитуды колебаний лопаток соизмеримы с амплитудами колебаний точек диска.

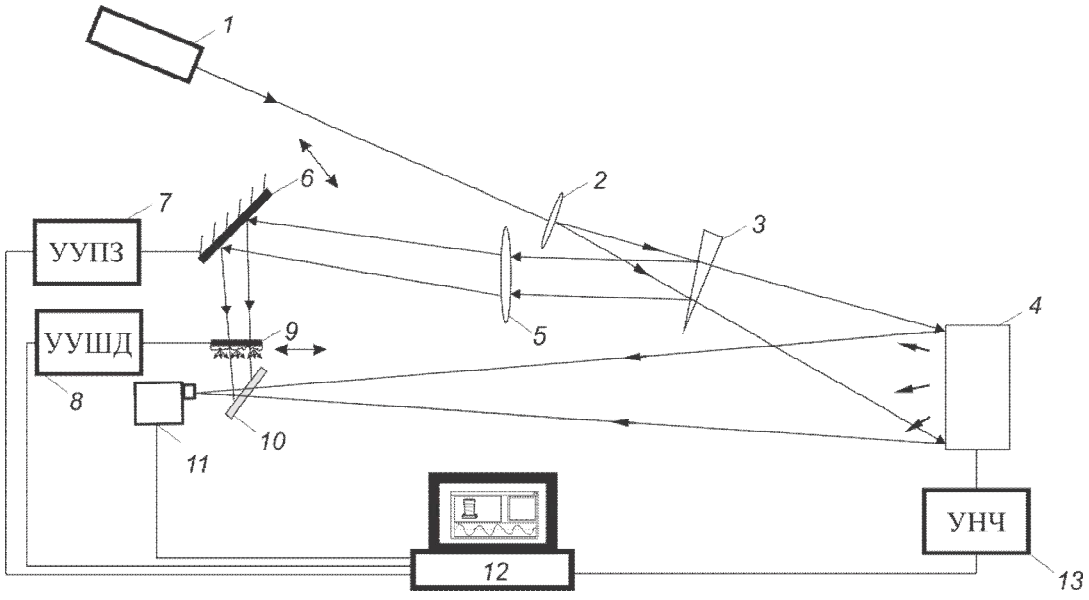
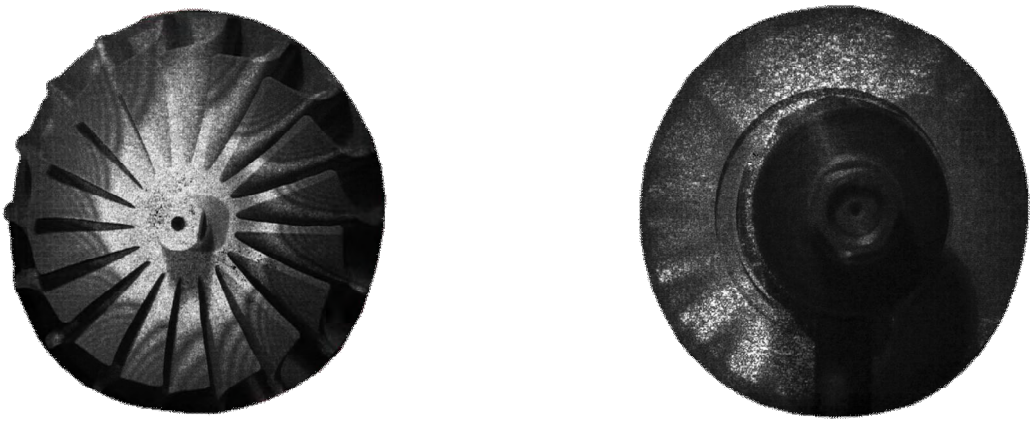
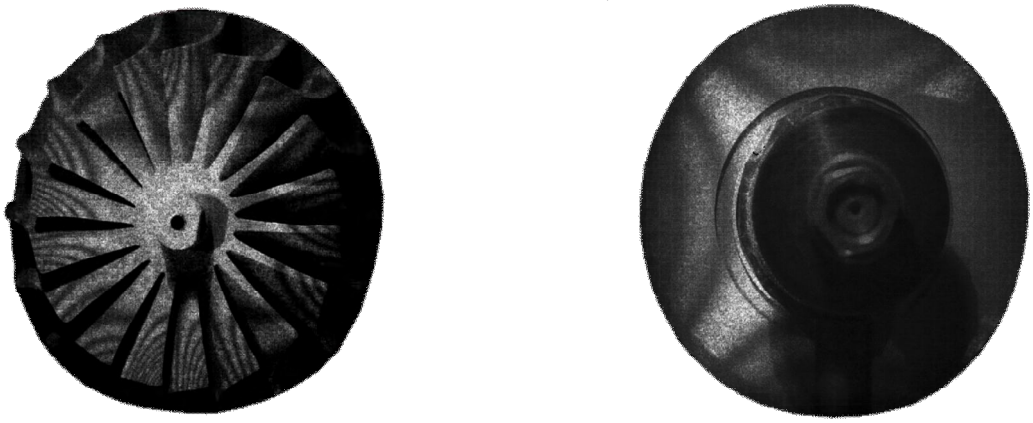


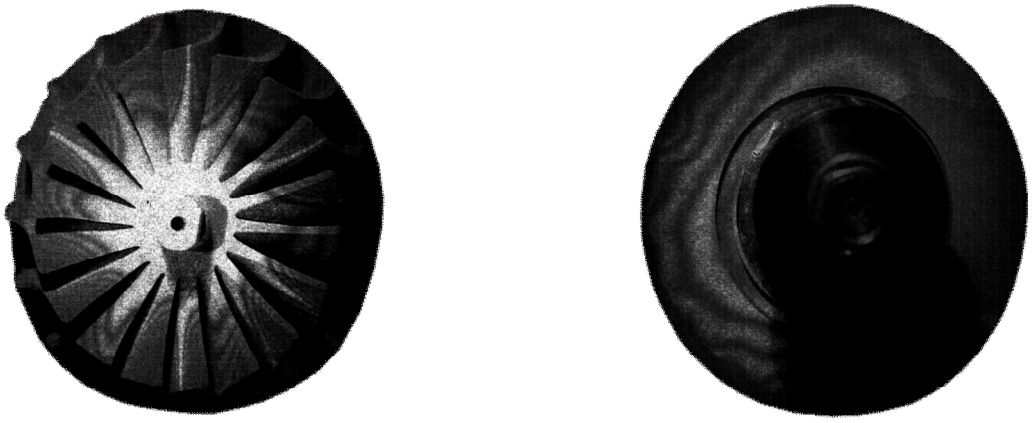
Рис. 4. Оптическая схема установки для исследования крупногабаритных объектов:
1 – лазер, 2 – микрообъектив, 3 – светоделительный клин, 4 – объект исследования, 5 – линза,
6 – подвижное зеркало, 7 – устройство управления подвижным зеркалом (УУПЗ),
7 – устройство управления шаговым двигателем (УУШД), 9 – рассеиватель,
10 – стекло, 11 – камера, 12 – ПК, 13 – усилитель низкой частоты (УНЧ)



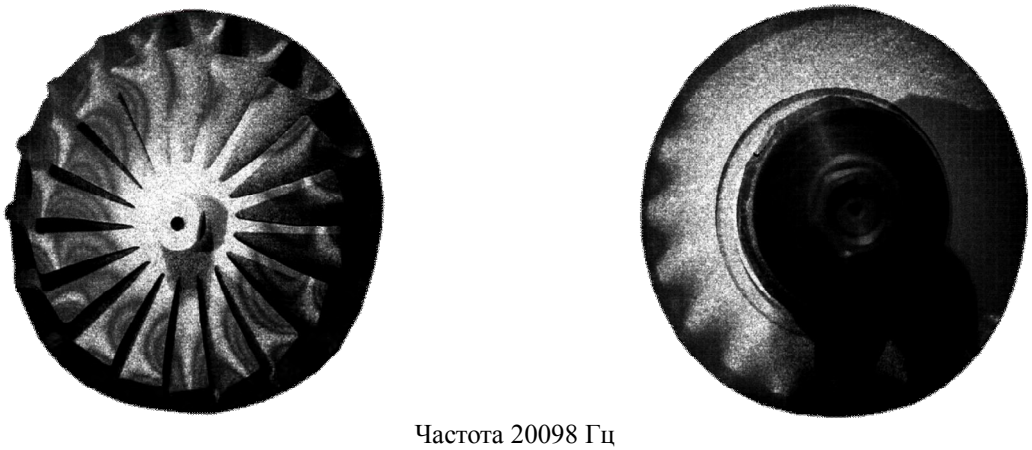
Частота 6162 Гц



Частота 8465 Гц



Частота 9760 Гц



Частота 20098 Гц

Рис. 5. Формы колебаний колеса ТКР-11

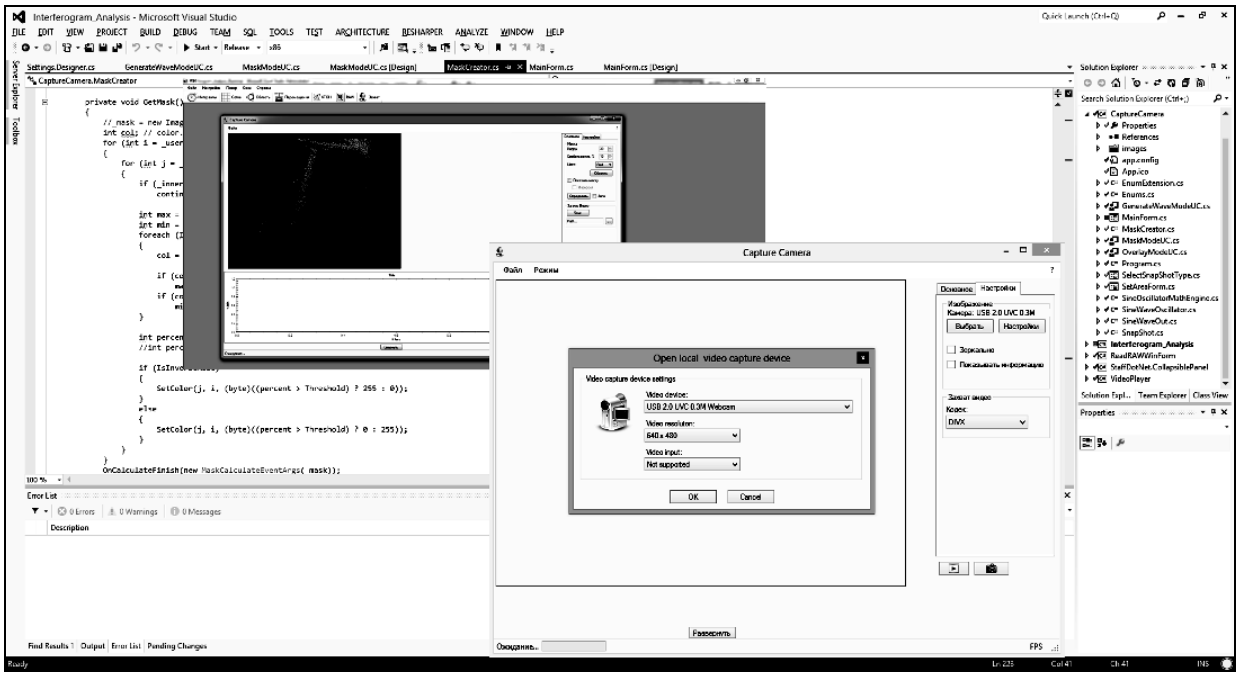


Рис. 6. Интерфейс программы обработки

Таблица 1

Характерные частоты и формы колебаний рабочих колес турбокомпрессоров

ТКР 11		ТКР 5	
Частота, Гц	Форма колебаний	Частота, Гц	Форма колебаний
5547	связанные	17835	ДПЖ**
5650	связанные	20320	ДПЖ
6591	КЕЛ*	22180	ДПЖ
7739	КЕЛ	22630	ДПЖ
8463	связанные	28130	связанные
9713	КЕЛ	32740	ДПЖ
10680	КЕЛ	36100	КЕЛ.
11022	связанные	51250	ДПЖ
11859	связанные	67140	связанные
12795	связанные		
14880	связанные		
15067	ДПЖ		
20028	КЕЛ		
31000	КЕЛ		

* – колебания единичных лопаток,

** – колебаний диска с приведенной жёсткостью

Выводы

1. На основе разработанного и реализованного программно-аппаратного комплекса для исследования собственных колебаний элементов ГТД методом электронной спекл-интерферометрии (ESPI) в реальном времени с возможностью панорамного обзора колебательных форм. Выявлено 22 формы собственных колебаний у рабочего колеса ТКР-11 и 13 форм у ТКР-5.

2. Показано наличие трёх групп форм колебаний рабочего колеса турбокомпрессора: колебания единичных лопаток; колебания диска; связанные колебания диска и лопаток.

3. Применение оптической схемы с ретроотражателем целесообразно для исследования малогабаритных объектов, что даёт преимущество помехозащищённости схемы за счёт создания картины интерференции в непосредственной близости к объекту исследования.

4. Для исследовании объектов больших геометрических размеров рационально использовать усложнённую оптическую схему с диффузным рассеивателем, что упрощает реализацию смещения опорного пучка, но снижает помехозащищённость схемы.

Литература

1. Jones, R., Holographic and Speckle Interferometry. 2 edition [Text] / R. Jones, C. Wykes // Cambridge University Press, ISBN: 0521348781, 1989. – 386 p.

2. Макаева, Р.Х. Диагностика деталей и узлов турбомашин по их вибрационным характеристикам с применением голографической интерферометрии. [Текст]: моногр./ Р.Х. Макаева. – Казань: Изд-во гос. техн. ун-та, 2011. – 242 с.

3. Жужукин, А.И. Спекл-интерферометр для панорманого исследования колебаний турбинных лопаток [Текст] / А.И. Жужукин, В.А. Солянников // Научный журн. «Известия Самарского научного центра РАН». – 2012. – № 6. – С. 59 – 62.

4. Жужукин, А.И. Мобильный спекл-интерферометр для исследования форм колебаний вибрирующих объектов во внестендовых условиях

[Текст] / А.И. Жужукин // Электронный журн. Тр. МАИ». - 2011. – № 48. – 9 с.

5. *Определение форм собственных колебаний элементов ГТД в реальном времени методом электронной спекл-интерферометрии [Текст] / М.Р. Ткач, Ю.Г. Золотой, Д.В. Довгань, И.Ю. Жук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. - № 8 (95). – С. 203 – 207.*

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ І ФОРМ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТУРБІН МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

М.Р. Ткач, Ю.Г. Золотий, Д.В. Довгань, І.Ю. Жук

Розглянуто експериментальне визначення динамічних характеристик конструкційних елементів ГТД малої потужності методом електронної спекл-інтерферометрії (ESPI). Визначення спектра власних частот і форм коливань конструкції проводилося в реальному часі з панорамною візуалізацією коливальних форм. Показано застосування розробленої методики та програмно-апаратного комплексу для вібродіагностики робочих коліс турбокомпресорів, доведено доцільність використання різних оптичних схем інтерферометра залежно від розміру колеса. Наведено інтерферограми форм коливань робочих коліс турбокомпресора.

Ключові слова: лопатка ГТД, спекл-інтерферометрія, власні частоти та форми коливань.

AUTOMATION OF OSCILLATION FORMS DETERMINATION OF LOW POWER GTE ELEMENTS

M.R. Tkach, Yu.G. Zolotiy, D.V. Dovgan, I.Yu. Guk

The experimental determination of the dynamic parameters of GTE elements using method of electronic speckle pattern interferometry (ESPI) was shown. The application of the developed method and the hardware and software complex to determine the spectrum of oscillations and mode shapes in panoramic view in in real-time was exhibited. Using of various optical interferometer schemes depending on the size of the compressor wheel was proved. Interferograms of oscillation forms of turbocharger compressor wheel were shown.

Keywords: GTE blade, speckle interferometry, the self-resonant frequencies and mode shapes.

Ткач Михаил Романович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. теоретической механики Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com.

Золотой Юрий Григорьевич – зав. лаб. лазерных средств измерений Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: yurii.zolotyi@nuos.edu.ua.

Довгань Дмитрий Витальевич – аспирант Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dmytro.dovgan@nuos.edu.ua.

Жук Ирина Юрьевна – ст. преподаватель Черноморского государственного университета имени Петра Могилы, Николаев, Украина, e-mail: goldspekl@ukr.net.

УДК 533.9.07, 533.9.082.74, 621.3.095.21

С.А. ОГИЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

СВЧ ИЗЛУЧЕНИЕ СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ КАК РЕЗУЛЬТАТ ТРАНСФОРМАЦИИ ВОЛН В ПЛАЗМЕ РАЗРЯДНОГО ПРОМЕЖУТКА

Причины генерирования СВЧ излучения в плазме стационарного плазменного двигателя (СПД), которое подавляет радиосигнал связи космического аппарата, изучаются с использованием результатов экспериментов исследователей США и России. Выполнен оценочный расчёт мощности продольных волн, генерированных вследствие эффекта Вавилова-Черенкова электронами, испускаемыми катодом в ускоренный поток плазмы при характерных для СПД параметрах. Рассчитан коэффициент трансформации продольных волн в СВЧ волны в слое плавно-неоднородной магнитоактивной плазмы и мощность СВЧ излучения $W_{СВЧ} \le 10^{-3}$ Вт на частотах $\omega \le 30$ ГГц, что соответствует известному экспериментальному диапазону.

Ключевые слова: *плазма, стационарный плазменный двигатель, расчёт мощности СВЧ излучения, трансформация продольных волн в плазме в электромагнитные волны.*

Введение

Стационарный плазменный двигатель (СПД) зарекомендовал себя на протяжении десятков лет эксплуатации в космосе как надёжное устройство с высоким КПД. Дальнейшее усовершенствование СПД предполагает решение проблем, которые ограничивают использование преимуществ двигателя в полной мере. Одна из таких проблем – СВЧ излучение из плазмы двигателя, создающее помехи для приёма и передачи сигнала бортовыми устройствами космического аппарата. Чтобы найти техническое решение этой проблемы, в первую очередь необходимо понять основные закономерности процессов в плазме, которые определяют мощность и частоту выходящего СВЧ излучения. В этом исследовании проанализирована возможность генерирования СВЧ излучения путём трансформации электромагнитных волн в потоке ускоренной плазмы, создаваемой двигателем.

1. Анализ проблем

Частотный диапазон СВЧ волн, генерируемых в плазме СПД, пересекается с диапазоном радиосигнала связи космического аппарата $f_{сигн} > 2…10$ ГГц и более, а мощность СВЧ волн существенно превосходит мощность радиосигнала, что создаёт помехи для связи.

На основе экспериментальных результатов полученных в России [1, 2] в диапазоне частот $f \approx 1{,}5…10$ ГГц при пиковой спектральной плотности потока энергии $w_Э \approx 10^{-8…-7}$ Вт/(м^2·МГц) в полосе $f \approx 1{,}5…2{,}5$ ГГц оценён возможный диапазон мощности СВЧ излучения при работе СПД типоразмера М-100 величиной $W_{ЭР} \approx 10^{-8…-3}$ Вт.

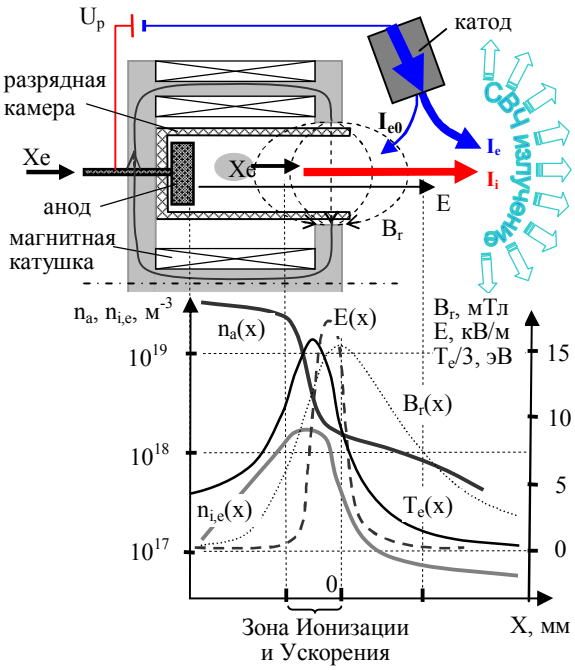


Рис. 1. Распределение параметров потока плазмы, полей в разрядном интервале СПД. $n_{i,e}(x)$, $T_e(x)$ взяты вблизи поверхности потока

По результатам экспериментов в США, например [3], при пиковой спектральной плотности потока энергии $w_Э \approx 2 \cdot 10^{-4…-3}$ Вт/(м^2·МГц) в полосе частот $f \approx 3…5$ ГГц мощность СВЧ излучения в диапа-

© С.А. Огиенко

зоне частот f ≈ 1,5…10 ГГц, оценивается величиной $W_{ЭА}$ ≈ 1…0,1 Вт.

К настоящему времени известны результаты работ выполненных в России, например [1, 2], в которых проведен анализ механизма генерирования такого СВЧ излучения путём трансформация преимущественно продольных (плазменных) волн в СВЧ волны, подтверждённый расчётом лишь в диапазоне мощности СВЧ излучения ≈ $10^{-7...-8}$ Вт и частоты $\omega_{расч}$ ≈ 12 ГГц, тогда как экспериментально определена мощность до $10^{-3...0}$ Вт при $\omega_{эксп}$ ≈ 9…60 ГГц и более.

На основе проведенного анализа сделано заключение о необходимости изучить возможность генерирования СВЧ излучения мощностью $10^{-3...0}$ Вт на частотах $\omega_{эксп}$ ≈ 9…60 ГГц при различных процессах трансформации в плазме продольных волн, генерированных вследствие эффекта Вавилова-Черенкова (ЭВЧ) в СВЧ волны. В этом исследовании мощность и частота СВЧ волн генерированных в плазме СПД, оценены с учётом характерных параметров плазмы [4] (рис. 1) в следующей последовательности. Проведен расчёт мощности и частоты продольных волн, генерированных вследствие ЭВЧ, затем – расчёт мощности СВЧ излучения, генерированного в результате трансформации продольных волн в СВЧ волны, выходящего из плазмы двигателя.

2. Генерирование продольных волн вследствие эффекта Вавилова-Черенкова, а также их усиление в потоке плазмы

Определены условия излучения и мощность продольных волн, генерированных вследствие ЭВЧ в потоке плазмы вне разрядной камеры СПД (далее среда). Использованы следующие характерные величины параметров среды, полей в расчётной области: T_e ≈ 1 эВ, E ≈ 10^3 В/м, B ≈ 5…0 мТл, n_e ≈ (10…5)·10^{16} $м^{-3}$. При расчёте полагалось, что поток электронов I_e ≈ 2 А эмитированных катодом (рис. 2) попадает в поток плазмы вне разрядной камеры СПД с ионным током I_i ≈ 2 А, набирая энергию при проходе через перепад потенциалов $\Delta\varphi_{кп}$ между катодом и потоком плазмы характерной величиной $\Delta\varphi_{кп}$ ≈ 10 В. При этом электроны с энергиями ≈ $\Delta\varphi_{кп}$, двигаясь в области плазмы где температура T_e ≈ 1 эВ, могут генерировать продольные волны вследствие эффекта Вавилова-Черенкова (скорость электронов превосходит фазовую скорость света в плазме) до тех пор, пока энергия электронов не снизится вследствие столкновений. Затем эти волны могут трансформироваться в СВЧ излучение, которое выходит из плазмы. Полагается, что внешнее магнитное поле является равномерным и

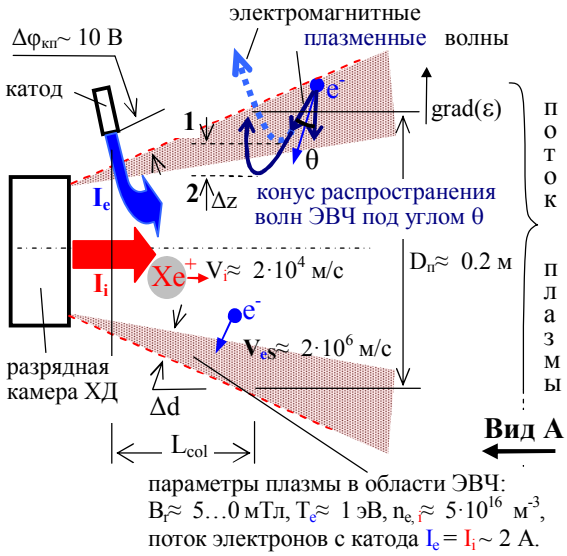


Рис. 2. Излучение волн, вызванное эффектом Вавилова-Черенкова

слабым $\omega_B/\omega_{эксп} << 1$, поэтому плазма считается изотропной, а движение электронов прямолинейным на протяжении длины излучаемой волны. Относительный перепад концентрации плазмы в радиальном направлении области генерирования волн оценен величиной $\Delta n_e/n_e \approx 1$. Условие испускания волн вследствие ЭВЧ (аномальный эффект) при условии, что показатель преломления испускаемых в плазме волн, рассчитанный по формуле

$$n_{ср} = (\varepsilon / (3\cdot\beta_T^2))^{1/2} = ((1 - (\omega_L/\omega)^2)/3)^{1/2}/\beta_T \approx 157,$$

определён как для плазменных волн с фазовой скоростью

$$V_Ф = V_{eT}/(\varepsilon)^{1/2} = c / n_{ср}$$

в среде где они генерируются (с диэлектрической проницаемостью ε ≈ 0,29 и ленгмюровской частотой

$$\omega_L = (n_e\cdot e^2/(\varepsilon_0\cdot m))^{1/2} \approx 12\cdot10^9 \text{ Гц});$$

коэффициент $\beta_T = V_{\varepsilon T}/c$, в котором

$$V_{\varepsilon T} \approx (T_e\cdot e\cdot 2/m)^{1/2} \approx 6\cdot10^5 \text{ м/с} –$$

тепловая (хаотическая) составляющая скорости электрона в среде; коэффициент

$$\beta = V_{eS}/c \approx 6{,}7\cdot10^{-3},$$

в котором $V_{eS} \approx (\Delta\varphi_{кп}\cdot e\cdot 2/m)^{1/2} \approx 2\cdot10^6$ м/с – характерная абсолютная скорость электрона в потоке с катода после прохождения перепада потенциалов $\Delta\varphi_{кп}$ между катодом и плазмой; θ ≈ 16^0 – угол между направлением испускания волн и направлением движения электрона (вектора V_{eS}), предельный для условия испускания волн со свойствами плазменных, определено следуя [5], соотношением

$$n_{ср}\cdot\beta\cdot\cos(\theta) \geq 1.$$

Частота ω, на которой происходит испускание волн, определяется [5], как $\omega \approx V_{eS}\cdot k_{ср} \approx 15$ ГГц, где волновое число $k_{ср} = n_{ср}\cdot\omega / c = 7{,}5\cdot10^3$ $м^{-1}$ и $k_{ср} = 2\cdot\pi / \lambda_{ср}$, а $\lambda_{ср} = 8{,}3\cdot10^{-4}$ м – длина волны в среде.

Генерируемые продольные волны будут слабозатухающими т.к. длинна волны $\lambda_{ср}$ значительно превосходит дебаевский радиус экранирования зарядов $r_D \approx V_{eT}/\omega_L \approx 6\cdot10^{-5}$ м $< \lambda_{ср} = 8{,}3\cdot10^{-4}$ м.

Частота ω генерируемых продольных волн будет определяющей для частоты СВЧ волн, которые возникнут при трансформации продольных. Поскольку условия ЭВЧ – параметры ускоренного потока плазмы и потока электронов с катода – предполагают разброс, а также учитывая возможное возрастание частоты СВЧ волн (относительно ω) при трансформации продольных волн, допустимо ожидать двукратного увеличения частоты СВЧ волн. Т.о., частота СВЧ волн ≈ 30 ГГц близка к предельно возможной вследствие ЭВЧ, тогда как экспериментально определено излучение относительно низкой мощности и на частотах ≥ 100 ГГц.

При определении мощности $W_{ЭВЧГ}$ продольных волн, генерируемых в плазме в полосе частот $\Delta\omega \approx 3\cdot10^9$ Гц, в котором сосредоточен максимум излучаемой мощности (по результатам эксперимента) вблизи ω, учитывается, что эти волны генерируются вследствие ЭВЧ электронами, испускаемыми катодом – потоком $I_e/e \approx 1{,}3\cdot10^{19}$ c^{-1} со скоростью V_{eS}. Полагается, что ЭВЧ возможен лишь с участием электронов ещё не испытавших столкновений с частицами плазмы (в которых электрон передаёт часть своей энергии $\Delta\varphi_{кп}$ и теряет способность генерировать волну), а потери на излучение сравнительно малы. Т.о., среднее время излучения электронов учитывается временем τ_{col} пробега электрона до столкновения в плазме $\tau_{col} \approx 1/(n_e\cdot\sigma_{col}\cdot V_{eS}) \approx 2{,}5\cdot10^{-6}$, где преимущественно $n_e \approx 2\cdot10^{17}$ $м^{-3}$ и сечение столкновений $\sigma_{col} \approx 10^{-18}$ $м^2$.

Через $V_{ЭВЧ}$ обозначим объём условно выделенной области вблизи поверхности потока плазмы (рис. 1, 2), в которой выполняется условие ЭВЧ и возможно генерирование плазменных волн эмитированными катодом электронами, в течение времени τ_{col} с начала их движения. Упрощённо определим область излучения плазмы с температурой $T_e \approx 1$ эВ, концентрацией $n_e \approx 5\cdot10^{16}$ $м^{-3}$ и объёмом $V_{ЭВЧ}$ как трубчатый поток диаметром $D_п \approx 0{,}2$ м и толщиной $\Delta d \approx 0{,}015$ м, на протяжении L_{col} которого дрейфующие в азимутальном направлении электроны сохраняют энергию ($\sim \Delta\varphi_{кп}$) необходимую для генерирования волн вследствие ЭВЧ, таким образом, $V_{ЭВЧ} \approx \pi\cdot D_п\cdot\Delta d\cdot L_{col}$.

Будем полагать, что $V_{пл} \approx \pi\cdot D_п^2/4\cdot L_{col}$ – объём области потока плазмы, содержащей полностью траектории движения электронов (эмитированных катодом и ускоренных до энергии $\Delta\varphi_{кп} \approx 10$ эВ) до момента τ_{col}, когда электрон перестает соответствовать условию ЭВЧ из-за потери существенной доли энергии $\Delta\varphi_{кп}$ в столкновениях. Полагая, что все эмитированные катодом электроны движутся с некоторой средней скоростью V_{eS}, определим долю времени $d\tau_{col}$ их движения (когда они находятся в области плазмы, в которой возможен ЭВЧ) среди периода τ_{col} (после которого ЭВЧ уже не возможен) как $d\tau_{col}/\tau_{col}$. Оценим эту долю как

$$d\tau_{col}/\tau_{col} \approx V_{ЭВЧ}/V_{пл} \approx 4\cdot\Delta d/D_п \approx 0{,}33.$$

Тогда электроны способны к ЭВЧ лишь в течение времени $d\tau_{col} = 4\cdot\Delta d / D_п\cdot\tau_{col}$. Следуя [5], мощность $W_{ЭВЧГ}$ рассчитана по формуле

$$W_{ЭВЧГ} = \frac{e^6\cdot\omega\cdot\Delta\omega}{V_{eS}\cdot\varepsilon\cdot4\cdot\pi\cdot\varepsilon_0}\cdot d\tau_{col}\cdot I_e/e \approx 0{,}15 \text{ Вт},$$

что по порядку величины соответствует мощности $W_{ЭВЧГр} = e^2\cdot\omega_L^2/(8\cdot\pi\cdot\varepsilon_0\cdot V_{eS})\cdot\ln(2/3\cdot V_{eS}/V_{eT})$, излучаемой во всём разрешённом диапазоне частот ω.

Оценим, следуя [5], эффект усиления (Ландау) мощности $W_{ЭВЧГ}$ продольных волн (со свойствами плазменных волн) при их распространении в среде. Предполагается, что неустойчивость рассматриваемой системы ,,поток электронов с катода – поток ускоренной плазмы,, характеризуется небольшим возмущением вносимым потоком электронов. Коэффициент $\mu_{пл}$ (размерность $м^{-1}$) поглощения/усиления плазменных волн определяется процессами ,,истинного,, поглощения и индуцированного испускания, и при $\mu_{пл} < 0$ инкремент $\mu_{пл}$ отвечает усилению волн в системе. Коэффициент $\gamma = \mu_{пл}\cdot3\cdot V_{eT}^2/V_ф$ (размерность c^{-1}) характеризует затухание/нарастание волн во времени.

Следуя [5], коэффициент $\mu_{пл} \approx -1{,}4$ при условии, что $\theta \approx 16^0$ – угол при конусе черенковского испускания волн; индекс s относит величину к характеристикам потока электронов из катода так, что $\omega_{Ls}^2 \approx \omega_L^2/5 = 12^2/5\cdot10^9$ Гц, учитывая, что концентрации зарядов в потоке электронов из катода (где $n_e \approx n_i$ определяются скоростью ионов $\approx 10^4$ м/с в этом потоке через сечение $S \approx \pi\cdot D_п^2/4 \approx 3\cdot10^{-2}$ $м^2$) и в потоке плазмы из разрядной камеры соотносятся как $\approx 1/(1\ldots2)$; полагая соотношение тепловых скоростей $V_{eT}^2 \approx V_{eTs}^2$, рассчитан по формуле

$$\mu_{ïë} = \sqrt{\frac{\pi}{18}}\cdot\frac{\omega_{Ls}^2\cdot4\cdot\pi\cdot\varepsilon_0\cdot V_{ô}^3}{\omega\cdot V_{eT}^2\cdot V_{eTs}^2}\cdot\left(V_{ô} - V_{es}\cdot\cos(\theta)\right)\times$$
$$\times\exp\left(-\left(V_{ô} - V_{es}\cdot\cos(\theta)\right)^2\Big/\left(2\cdot V_{eTs}^2\right)\right).$$

Усиление мощности $W_{ЭВЧГ}$ плазменных волн будет определяться фактором $\exp(-\mu_{пл}\cdot\Delta d)$, где $\Delta d \approx 0{,}015$ – характерная толщина (в радиальном направлении) трубчатого потока плазмы – области, на протяжении которой, происходит генерирование и распространение волн. Тогда усиленная мощность плазменных волн определяется

$$W_{ЭВЧ} \approx W_{ЭВЧГ}\cdot\exp(-\mu_{пл}\cdot\Delta d) \approx 0{,}17 \text{ Вт},$$

что мало отличается от мощности первоначально генерированных волн.

3. СВЧ излучение как результат трансформации плазменных волн

Полагая что частоты генерируемой СВЧ волны и плазменной волны близки, эффективность $Q_{пи}$ преобразования мощности $W_{ЭВЧ}$ плазменных волн в СВЧ мощность $W_{СВЧпи}$ в области потока ионов с плавным изменением свойств плазмы (радиальный градиент концентрации) определена при условии, что: $V_Ф = V_{eT}/(\varepsilon)^{1/2} = c/n_{ср}$ – фазовая скорость плазменных волн, ω – частота излучаемых СВЧ волн, $\varepsilon = 1 - (\omega_L/\omega)^2$, градиент диэлектрической проницаемости между слоями плазмы 1 и 2 на протяжении Δd (рис. 2), где, предполагается, и происходит трансформация продольных волн в СВЧ волны

$$\mathrm{grad}(\varepsilon) = (\omega_{L1}^2 - \omega_{L2}^2) / (\omega \cdot \Delta d) = (n_{e1} - n_{e2})\, e^2 / (\varepsilon_0 \cdot m \cdot \omega \cdot \Delta d).$$

За период движения электрона $\tau_{col} \approx 2{,}5 \cdot 10^{-6}$ с в потоке ионов (см. выше), когда он может инициировать ЭВЧ, электроны удаляются от катода со среднемассовой скоростью $V_i \approx 2 \cdot 10^4$ м/с на расстояние $L_{col} \approx V_i \cdot \tau_{col} \approx$ 0,05 м, на протяжении которого характерная величина $(n_{e1} - n_{e2}) \approx (4-6) \cdot 10^{16}$. Следуя [6],

$$Q_{пи} = \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{V_ф}{c} \right)^2 \cdot \left(\frac{3 \cdot c \cdot \mathrm{grad}(\varepsilon)}{\omega} \right)^{2/3},$$

и при $|\mathrm{grad}(\varepsilon)| \approx 20$ м$^{-1}$, эффективность преобразования мощности плазменных волн в СВЧ волны $Q_{пи} \approx 7 \cdot 10^{-7}$, а мощность СВЧ волн в плазме оценена как $W_{СВЧпи} = W_{ЭВЧ} \cdot Q_{пи} \approx 10^{-8\ldots-7}$ Вт. СВЧ волны практически не ослабляются проходя через слой плазмы $D_п/2 \approx 0{,}1$ м, т.к. при частоте столкновений электронов $\nu_m \approx V_{eT} \cdot \sigma_{col} \cdot n_e \approx 1{,}2 \cdot 10^5$ с$^{-1}$ декремент затухания мощности из-за столкновений $\mu_\omega \approx 10^{-3}$ м$^{-1}$.

Следуя [5, 6], эффективность $Q_р$ преобразования мощности $W_{ЭВЧ}$ плазменных волн в СВЧ мощность вследствие рэлеевского рассеяния на флуктуациях концентрации ионов оценена как $Q_р \approx 10^{-13}$.

Эффективность $Q_{пм}$ преобразования мощности $W_{ЭВЧ}$ плазменных волн в СВЧ мощность $W_{СВЧпм}$ оценена, следуя [5, 6], с учётом магнитоактивности плазмы с плавным изменением неоднородности концентрации (подобно сделанному выше) за пределами разрядной камеры СПД при том, что частоты генерируемой СВЧ волны и плазменной волны близки. Полагается, что магнитное поле с характерной индукцией $B_x \approx 1{,}5$ мТл внешнего источника является равномерным и слабым (так как $\omega_B/\omega \approx 0{,}015 << 1$ и длина плазменной волны $\lambda_{ср} = 8{,}3 \cdot 10^{-4}$ м значительно меньше ларморовского радиуса $R_{l\varepsilon} \approx 10^{-2}$ м), а распространение плазменных волн (вдоль магнитного поля) происходящим вдоль градиента концентрации. Параметр $2 \cdot \delta_{01}$ взаимодействия падающей плазменной и рассеянной электромагнитной волнами определяется при: гирочастоте $\omega_B = e \cdot B_x/m \approx 0{,}25$ ГГц (когда характерная индукция $B_x \approx 1{,}5$ мТл); градиенте диэлектрической проницаемости $\mathrm{grad}(\varepsilon) \cdot \cos(\alpha \approx 45^0) \approx 14$ м$^{-1}$ взятом в направлении распространения волн; α – угле между направлением B_x и направлением распространения плазменной волны при малом θ, полагая $\mathrm{tg}(\alpha) \approx \alpha$ (рис. 3), как

$$2 \cdot \delta_{01} \approx \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\omega}{c \cdot \mathrm{grad}(\varepsilon)} \cdot \frac{\alpha^2}{(1 + \omega/\omega_B)^{3/2}} \approx \alpha^2 \cdot 10^{-2}.$$

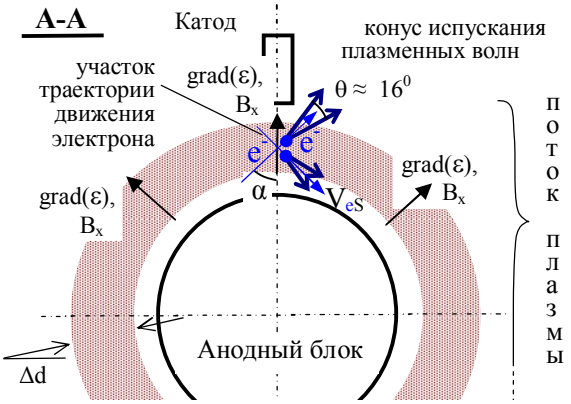


Рис. 3. Характерные направления испускания плазменных волн в области генерации (см. рис. 2)

Коэффициент $Q_{пм}(\alpha)$ определяется как $Q_{пм} = \exp(-2 \cdot \delta_{01}) \cdot (1 - \exp(-2 \cdot \delta_{01}))$. Полагая $2 \cdot \delta_{01}$ малым, средняя величина $Q_{пм} \approx 7{,}5 \cdot 10^{-3}$ определена при $\alpha = 0 \ldots \pi/2$ (учитывая, что магнитное поле и плазменные волны имеют различную направленность) по формуле

$$Q_{пм} \approx \int_0^{\pi/2} Q_{пм}(\alpha) \cdot d\alpha \Big/ \int_0^{\pi/2} d\alpha \approx$$

$$\approx \int_0^{\pi/2} \left(1 - \alpha^2 \cdot 10^{-2}\right) \cdot \alpha^2 \cdot 10^{-2} \cdot d\alpha \Big/ (\pi/2) \approx 10^{-2} \cdot \pi^2/12.$$

Тогда мощность СВЧ излучения из плазмы $W_{СВЧ} \approx W_{ЭВЧ} \cdot Q_{пм} \approx 10^{-3}$ Вт, что соответствует известному экспериментальному диапазону.

Заключение

Трансформация преимущественно продольных электромагнитных волн в СВЧ волны (которые покидают плазму) в слое плавно-неоднородной магнитоактивной плазмы за пределами разрядной камеры СПД вблизи катода может быть причиной СВЧ излучения из плазмы СПД мощностью $W_{ЭМИ} \leq 10^{-3}$ Вт на частотах $\omega \leq 30$ ГГц, что соответствует диапазо-

ну экспериментальных результатов исследователей, например из России $W_{ЭР} \approx 10^{-8...-3}$ Вт. Продольные волны могут генерироваться в этом же слое вследствие эффекта Вавилова-Черенкова электронами, которые испускаются катодом в ускоренный поток плазмы. Частота и мощность СВЧ излучения будут определяться особенностями взаимосвязанной работы катодного и анодного узлов СПД: перепадом потенциалов между катодом и потоком плазмы, концентрацией зарядов, температурой электронов и магнитной индукцией в области генерации волн.

Литература

1. Кирдяшев, К.П. Высокочастотные волновые процессы в плазмодинамических системах [Текст] / К.П. Кирдяшев. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 142 с.

2. Кирдяшев, К.П. Спектры СВЧ-колебаний в стационарном плазменном двигателе СПД-АТОН [Текст] / К.П. Кирдяшев, А.И. Бугрова, А.И. Морозов // Письма в ЖТФ. – 2008. – Т. 34, № 7. – С. 24-31.

3. Beiting, E.J. Spectral Characteristics of Radiated Emission from SPT-100 Hall Thrusters [Text] / E.J. Beiting // Proc. of the 29th In. Electric Propulsion Conf. - Princeton (USA), 2005. – 9 p. (Paper № 2005-221).

4. Bugrova, A.I. Investigation of plasma local parameters in near wall field of channel of stationary plasma thruster of ATON type (SPT-ATON) [Text] / A.I. Bugrova, A.V. Desyatskov, V.K. Kharchevnikov // Proc. of the 3rd Intern. Conf. on Spacecraft Propulsion. - Cannes (France), 2000. – P. 881-884.

5. Железняков, В.В. Электромагнитные волны в космической плазме (генерация и распространение) [Текст] / В.В. Железняков. – М.: Наука, 1977. – 432 с.

6. Железняков, В.В. Радиоизлучение солнца и планет [Текст] / В.В. Железняков. – М.: Наука, 1964. – 560 с.

Поступила в редакцию 22.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф., начальник отдела распространения радиоволн в природной среде В.Ф. Кивва, Институт радиофизики и электроники им. А.Я. Усикова НАН Украины, Харьков.

СВЧ ВИПРОМІНЮВАННЯ СТАЦІОНАРНОГО ПЛАЗМОВОГО ДВИГУНА ЯК НАСЛІДОК ТРАНСФОРМАЦІЇ ХВИЛЬ У ПЛАЗМІ РОЗРЯДНОГО ПРОМІЖКА

С.А. Огієнко

Причини генерування СВЧ випромінювання у плазмі стаціонарного плазмового двигуна (СПД), яке пригнічує радіосигнал зв'язку космічного апарата, вивчаються з використанням результатів експериментів дослідників США та Росії. Виконано оціночний розрахунок потужності подовжніх хвиль, генерованих внаслідок ефекту Вавілова-Черенкова електронами, що випускаються катодом у прискорений потік плазми при характерних для СПД параметрах. Розраховано коефіцієнт трансформації подовжніх хвиль у СВЧ хвилі у шарі плавно-неоднорідної магнітоактивної плазми та потужність СВЧ випромінювання $W_{СВЧ} \leq 10^{-3}$ Вт на частотах $\omega \leq 30$ ГГц, що відповідає відомому експериментальному діапазону.

Ключові слова: плазма, стаціонарній плазмовий двигун, розрахунок потужності СВЧ випромінювання, трансформація подовжніх хвиль у плазмі в електромагнітні хвилі.

MICROWAVE RANGE RADIATION OF STATIONARY PLASMA THRUSTER AS RESULT OF TRANSFORMATION OF WAVES IN DISCHARGE INTERVAL PLASMA

S.A. Oghienko

Reasons of generation of microwave range (MWR) radiation in the stationary plasma thruster (SPT) plasma, which suppresses a radio signal of space vehicle communication, are studied using results of experiments of researchers from the USA and Russia. It was estimated power of longitudinal waves, generated owing to Vavilov-Cherenkov effect by electrons, emitted by the cathode into accelerated plasma flow with SPT characteristic parameters. It was calculated the transformation efficiency of longitudinal waves into the microwave in a smoothly-nonuniform magneto-active plasma layer, and microwave radiation power $W_{MWR} \leq 10^{-3}$ W in frequencies $\omega \leq 30$ GHz that meets to an experimental range.

Key words: plasma, stationary plasma thruster, calculation of microwave range radiation power, transformation of longitudinal waves in plasma into electromagnetic waves.

Огиенко Сергей Анатольевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры "Ракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов" Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: oghienko@yahoo.com.

УДК 533.9.07

Т.А. МАКСИМЕНКО, А.В. ЛОЯН, О.П. РЫБАЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛОГО СПД С РАЗРЯДНОЙ КАМЕРОЙ ИЗ БОРОНИТРИДНЫХ КОМПОЗИЦИЙ

Приведены результаты исследования интегральных характеристик малого стационарного плазменного двигателя в зависимости от применяемого для изготовления разрядной камеры типа керамики. Исследовано семь образцов керамики на основе нитрида бора с различным содержанием оксида кремния. Исследования показали, что с изменением соотношения составляющих керамики изменяются эффективность ионизации рабочего тела и доля ионного тока в разрядном, вследствие чего анодный к.п.д. двигателя может отличаться до 9%. Исследования эрозионных характеристик показали, что скорость объемной эрозии в зависимости от типа керамики может отличаться в 2 и более раза.

Ключевые слова: *стационарный плазменный двигатель, разрядная камера, керамика*

Введение

В рамках решения задачи создания эффективной электрореактивной двигательной установки (ЭРДУ) на базе стационарного плазменного двигателя малой мощности (МСПД) актуальным остается вопрос повышения тягового к.п.д. и ресурсных характеристик.

В значительной мере на характеристики двигателя оказывает материал разрядной камеры (РК) двигателя. Основными влияющими факторами являются вторичная электронная эмиссия (влияет на разрядные и тяговые характеристики соответственно) [1, 2], а также коэффициент ионного распыления (непосредственно определяет ресурс работы двигателя).

Ранее проведенные исследования показали, что керамика на основе нитрида бора с добавкой оксида кремния обладает достаточно низким коэффициентом вторичной электронной эмиссии [1, 2] и низким коэффициентом ионного распыления [3]. При использовании РК из такой керамики удается получить хорошие интегральные характеристики как для СПД среднего класса [1], так и для МСПД [4]. Также было отмечено влияние содержания оксида кремния на параметры двигателя. Ввиду вышесказанного было принято решение более подробно исследовать параметры двигателя с РК из боронитридных композиций с различным содержанием оксида кремния.

Цель исследований

Целью исследований является определение влияния состава керамики изолятора РК на основе нитрида бора на интегральные характеристики МСПД для обеспечения ресурса и к.п.д. двигателя.

Результаты исследований

Для проведения исследований использовался МСПД, разработанный в «ХАИ» СПД-20М с газоразрядным полым катодом БНК М03 (рис. 1).

Испытания проводились на испытательном стенде в «ХАИ». Объем вакуумной камеры составляет 2 м^3, при суммарной производительности откачной системы 7000 л/с предельный безмасляный вакуум составляет $7\cdot10^{-6}$ мм рт. ст. (при тарировке по воздуху), при суммарном массовом расходе ксенона до 0,4 мг/с, динамический вакуум снижается до $5\cdot10^{-5}$ мм рт. ст. Тяга измерялась при помощи тягоизмерительного устройства маятникового типа, оценочная погрешность которого при измеряемых тягах порядка 4 мН составляет не более 3%.

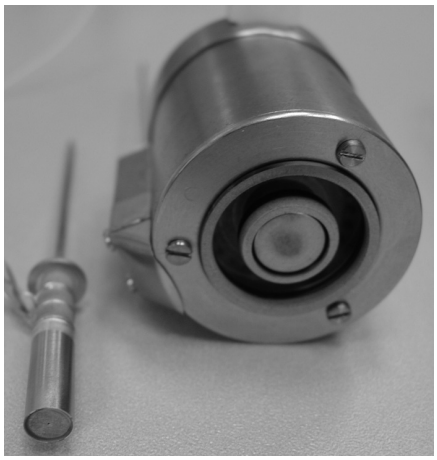


Рис. 1. СПД-20М с катодом БНК М03

© Т.А. Максименко, А.В. Лоян, О.П. Рыбалов

Для исследования параметров ионной компоненты плазмы применялся многосеточный потенциал-анализатор (четырех-электродный).

Стенки РК МСПД изготавливались из керамики на основе BN с содержанием SiO_2 от 0 до 50% (табл. 1). В таблице также приводятся плотность и пористость используемых образцов керамики.

Таблица 1

Плотность и пористость образцов керамики

№	Состав, %	Плотность г/см^3	Пористость
1	BN – 100;	1,55	0,326
2	BN – 95; SiO2 – 5	1,7	0,266
3	BN – 90; SiO2 – 10	1,72	0,263
4	BN – 80; SiO2 – 20	1,87	0,211
5	BN – 65; SiO2 – 35	1,86	0,232
6	BN – 60; SiO2 – 40	2,02	0,172
7	BN – 50; SiO2 – 50	2,08	0,188

Для сравнения характеристик двигателя были проведены испытания в основной рабочей точке:

– массовый расход анодный - 0,35 мг/с;

– максимальная индукция магнитного поля по центру РК – 25 мТл;

– разрядное напряжение - 300 В.

Ток в катушке намагничивания был фиксирован на значении, которое обеспечивало величину магнитной индукции в РК, которая позволяла снизить разрядный ток без значительных потерь на намагничивание.

В ходе эксперимента для каждого типа керамики были измерены разрядные характеристики (рис. 2), тяговые характеристики (рис. 3).

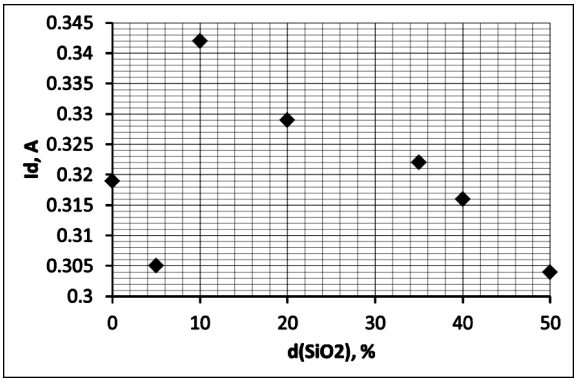


Рис. 2. Разрядный ток

Хорошо видно, что в зависимости от применяемого типа керамики изменение разрядного тока при одинаковых входных условиях может составлять более 10%.

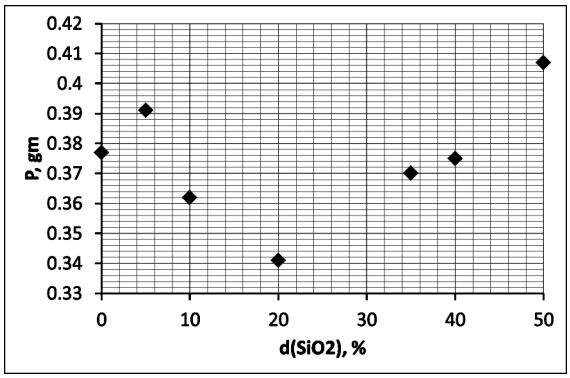


Рис. 3. Тяговые характеристики

Тяга двигателя в зависимости от применяемого типа керамики при одинаковых входных условиях может отличаться до 20%.

Также при помощи многосеточного зонда измерялись ионный ток (рис. 4) и тормозные вольтамперные характеристики (ВАХ) в зависимости от положения зонда относительно оси двигателя (рис. 5).

Расстояние от среза двигателя до зонда составляло 140 мм. Максимальное перемещение зонда от оси по радиусу – 256 мм. Также изменялось угловое положение зонда для получения максимального токового сигнала в каждой точке.

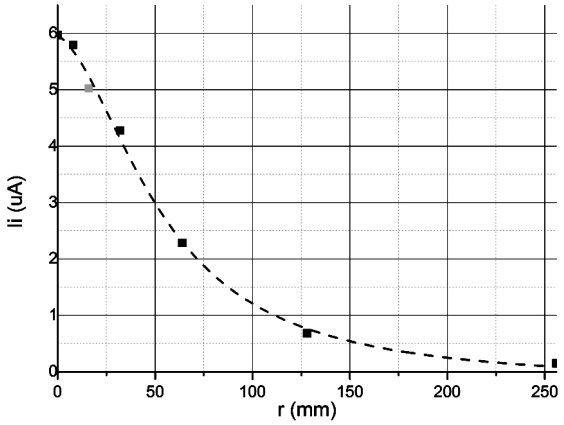


Рис. 4. Радиальное распределение ионного тока

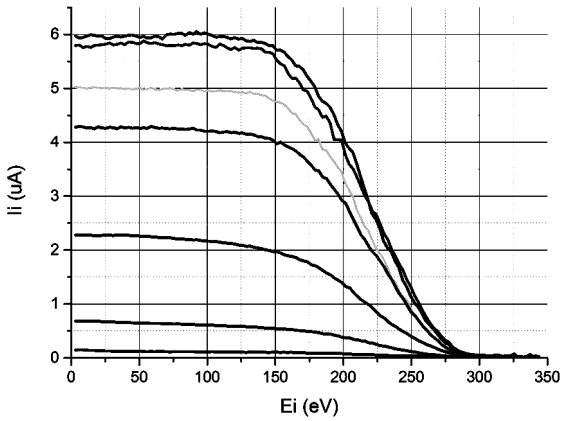


Рис. 5. Тормозные зондовые ВАХ

В результате дифференцирования полученных тормозных характеристик были определены функции распределения ионов по энергиям (рис. 6).

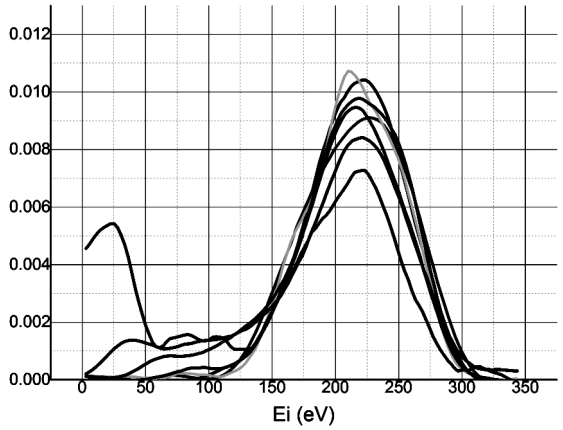


Рис. 6. Локальные функции распределения ионов по энергиям

По полученным данным были рассчитаны отношения суммарного ионного тока к разрядному и эквивалентному массовому токам, характеризующие долю ионного тока в разрядном и эффективность ионизации, соответственно. Также было рассчитано отношение средней энергии ионов (в эВ) к разрядному напряжению, характеризующее эффективность использования разрядного напряжения на ускорение ионов. Определен средний косинус угла отклонения ионов от оси. Результаты измерений приведены на рис. 7, также на рисунке показан анодный тяговый к.п.д. двигателя в зависимости от применяемой керамики.

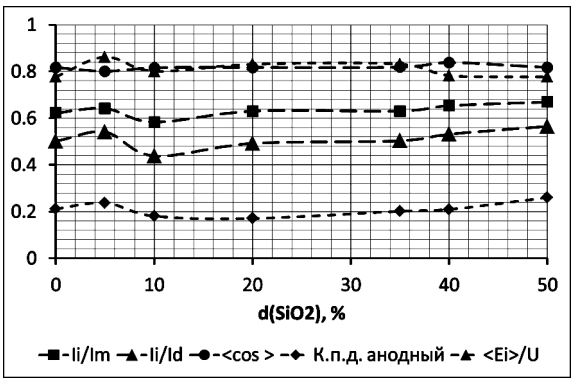


Рис. 7. Удельные параметры, характеризующие эффективность работы двигателя

Анализируя полученные данные можно сказать, что тип используемой керамики оказывает заметное влияние на эффективность ионизации рабочего тела и на долю ионного тока в разрядном. За счет указанных эффектов при применении керамики на основе нитрида бора с содержанием оксида кремния от 0 до 50% анодный к.п.д. двигателя может отличаться до 9%. При применении керамики с содержанием SiO_2 5% и 50% удалось получить наибольшие значения к.п.д. двигателя на указанном режиме: 23,8% и 26% соответсвенно.

Исследования эрозионных характеристик проводились на этапе приработки в течение 8 ч работы двигателя, когда скорость распыления изоляторов наиболее значительна. На рис. 8 показана зависимость суммарной скорости объемной эрозии стенок РК для каждого типа керамики.

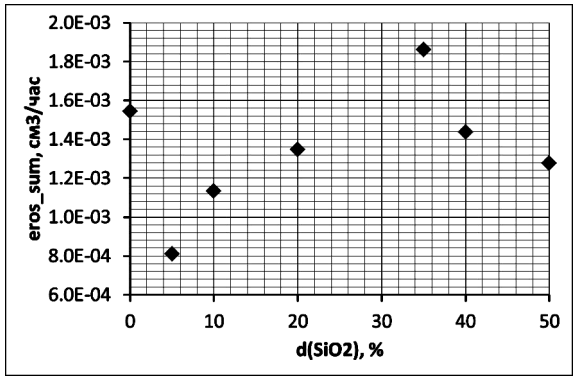


Рис. 8. Скорость объемной эрозии РК

Видно, что скорость объемной эрозии в зависимости от типа керамики может отличаться в 2 и более раза. С точки зрения ресурсных характеристик наиболее привлекательно выглядит керамика с содержанием SiO_2 5%. Учитывая то, что данная керамика обладает невысокой плотностью, просматривается возможность повышения ее эрозионных характеристик за счет усовершенствования техпроцесса для получения более плотных составов.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Исследования влияния содержания оксида кремния в изоляторах РК МСПД на основе нитрида бора показали, что с изменением соотношения составляющих керамики изменяются эффективность ионизации рабочего тела и доля ионного тока в разрядном. При применении керамики на основе нитрида бора с содержанием оксида кремния от 0 до 50% различие по анодному к.п.д. двигателя может составлять до 9%. В ходе эксперимента на указанном режиме для керамик с содержанием SiO_2 5% и 50% удалось получить наибольшие значения к.п.д. двигателя: 23,8% и 26%, соответственно.

Исследования эрозионных характеристик показали, что скорость объемной эрозии в зависимости от типа керамики может отличаться в 2 и более раза. Наименьшая скорость объемной эрозии получена для керамики с содержанием SiO_2 - 5%.

В перспективе видится возможность снижения скорости объемной эрозии изоляторов РК за счет

усовершенствования техпроцесса для получения более плотных составов. Однако это в свою очередь потребует проведения дополнительных исследований влияния нового типа керамики на параметры двигателя.

Литература

1. Gascon, N. Wall material effects in stationary plasma thrusters. I. Parametric studies of an SPT-100 [Text] / N. Gascon, M. Dudeck, S. Barral // Physics of Plasmas. – 2003. – Vol. 10, Is. 10. – P. 4123-4136.

2. Wall material effects in stationary plasma thrusters. II. Parametric studies of an SPT-100 [Text] / S. Barral, K. Makowski, Z. Peradzynski, N. Gascon, M. Dudeck // Physics of Plasmas. – 2003. – Vol. 10, Is. 10. – P. 4137-4152.

3. Семенов, А.А. Распыление потоками ионов поверхностей элементов конструкций ионно-плазменных источников [Текст] / А.А. Семенов, И.И. Шкарбан // Ракетно-космическая техника. – 1991. – № 3 (131). - С. 42-53.

4. Максименко, Т.А. Исследование влияния материала разрядной камеры МСПД на его характеристики, [Текст] / А.В. Лоян, Т.А. Максименко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 153-156.

5. Стационарные плазменные двигатели [Текст]: учеб. пособие / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский, В.Б. Тихонов. – Х.: ХАИ, 1989. – 316 с.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛОГО СПД З РОЗРЯДНОЮ КАМЕРОЮ З БОРОНІТРИДНИХ КОМПОЗИЦІЙ

Т.О. Максименко, А.В. Лоян, О.П. Рибалов

Наведено результати дослідження інтегральних характеристик малого стаціонарного плазмового двигуна залежно від типу кераміки, який використовується для виготовлення розрядної камери. Досліджено сім зразків кераміки на основі нітриду бору з різним вмістом оксиду кремнію. Дослідження показали, що зі зміною співвідношення складових кераміки змінюються ефективність іонізації робочого тіла та частка іонного струму в розрядному, внаслідок чого анодний к.к.д. двигуна може відрізнятися до 9% . Дослідження ерозійних характеристик показали, що швидкість об'ємної ерозії в залежності від типу кераміки може відрізнятися в 2 рази і більше.

Ключові слова: стаціонарний плазмовий двигун, розрядна камера, кераміка.

INVESTIGATIONS OF INTEGRAL CHARACTERISTICS OF SMALL SPT WITH DISCHARGE CHAMBER MADE OF BN COMPOSITIONS

T.A. Maksymenko, A.V. Loyan, O.P. Ribalov

Investigation results of the integral characteristics of small stationary plasma thruster depending on the ceramic type used for the manufacture of the discharge chamber are shown. There are seven samples of ceramics based on boron nitride with different content of silica were investigated. Studies have shown that changes in the ratio of ceramics components affect on the ionization efficiency and on the part of the ion current in the discharge. Therefore anode efficiency of thruster may differ by 9% . Studies of erosion characteristics showed that the rate of bulk erosion, depending on the type of ceramics can vary more than in two times.

Key words: stationary plasma thruster, discharge chamber, ceramic.

Максименко Тарас Александрович – науч. сотр. каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: m.taras.a@gmail.com.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

Рыбалов Олег Петрович – мл. науч. сотр. каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 533.9

А.И. ЦАГЛОВ, А.В. ЛОЯН, Е.П. СОЛОНИНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МИНИМИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ИССЛЕДУЕМОГО ОБРАЗЦА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ЭМИТТЕРОВ КАТОДОВ ЭРД

В статье приводится конструкция устройства для испытания эмиттеров катодов ЭРД в диодном режиме. Представлена разработанная конечно-элементная модель испытательного устройства, смоделировано тепловое состояние элементов конструкции в номинальном рабочем режиме. Показано, что при испытаниях эмиттеров имеется значительная температурная неоднородность эмиссионной поверхности образца, которая вносит дополнительную погрешность в результаты измерений и расчётов эмиссионных свойств материала. Результаты моделирования выявили неравномерность температуры эмитирующей поверхности в 10-12°К, что приводит к росту неравномерности по плотности эмиссионного тока до 40-50 %.

Ключевые слова: *безнакальный полый катод, конечно-элементная модель, эмиттер.*

Введение

В большинстве случаем наиболее критичным элементом электрореактивной двигательной установки является катод, определяющий ресурс, эффективность и логику запуска двигателя. В свою очередь эмиттер - наиболее критичный элемент катода, определяющий его эффективность и ресурс. При этом эмиттер и узел его крепления являются наиболее теплонапряженными деталями катода [1].

Главными характеристиками материала эмиттера есть работа выхода, максимальная плотность тока, стойкость к отравлению и ионной бомбардировке. Поэтому исследование этих свойств является задачей, решение которой необходимо для дальнейшего совершенствования катодов ЭРД. В тоже время отсутствие методики исследования эмиттеров, работающих в газовых средах, заставляет проводить работы в высоковакуумном диодном режиме, а затем экстраполировать результаты на газоразрядный режим. Естественно, что в процессе исследований возникают ошибки, связанные как с погрешностью измерений физических величин (тока, напряжения, температуры), так и с погрешностями отношений реальных объектов от идеализированных. К таким можно отнести погрешности установки образца, отклонение от однородной температуры и др.

Поэтому задача определения распределения температуры по поверхности эмиссионного образца является необходимой для оценки погрешности этого типа и её минимизации.

Данная работа посвящена анализу погрешностей измерения за счет температурной неравномерности эмитирующей поверхности исследуемого образца при испытаниях в диодном режиме.

Объектом исследования является тепловое состояние конструкции печи для испытания эмиттеров и непосредственно самого испытываемого образца.

Таким образом, цели работы являются следующими:

1. Рассчитать распределение температуры в конструкции устройства для испытаний эмиттеров.

2. Выявить степень неравномерности распределения температуры по рабочей поверхности эмиттера при его испытаниях.

3. Сделать выводы о необходимости совершенствования конструкции устройства.

Описание экспериментального устройства

Описание конструкции устройства для испытания образцов эмиссионных материалов проводилось на специализированном стенде, подробно рассмотренном в [2].

Устройство для испытания эмиттеров (рис. 1) состоит из нагревательного элемента (6), который крепится к трем молибденовым ножкам (5), эмиттера (1), расположенного над нагревателем, который крепится тремя стержнями (4) изготовленными из молибдена, анодного блока (2) - расположенного над эмиттером в специальном креплении (3, из Мо) и керамических колец (8, 9, 10), выполняющих роль изоляторов, соединяемых между собой металлическими шпильками (7). Стержни, соединяющие керамическую основу катодного и анодного блоков, изготовлены из молибдена. Благодаря этому величина зазора между диафрагмой анода и эмиттером остается неизменной в процессе нагрева образца до различных температур.

© А.И. Цаглов, А.В. Лоян, Е.П. Солонинко

Между нагревателем и керамической шайбой предусмотрен блок торцевых экранов (12). На керамической основе также расположены экраны (11), способствующие снижению тепловых потерь, а также уменьшению теплового потока на остальные элементы конструкции [2].

В конструкции печи были использованы следующие материалы:

- Вольфрам – нагреватель, анод, экраны, державка эмиттера;
- Молибден – анодная трубка, держатель эмиттера;
- МР47ВП – токоотводы нагревателя;
- ВК94-1 – керамические кольца;
- 29НК – токоподвод анодный.

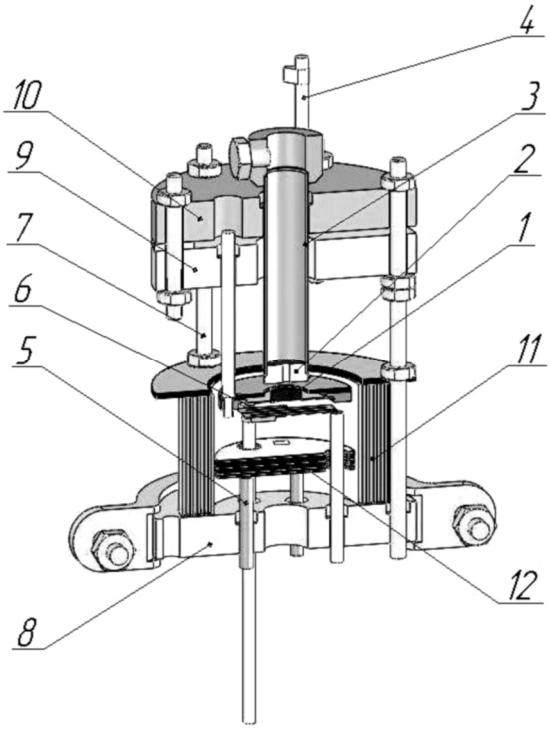


Рис. 1. Устройство для испытаний эмиттеров

Экспериментальными измеренными рабочими параметрами, необходимыми для моделирования теплового состояния печи являются следующими:

- Тепловая мощность нагревателя – 90 Вт
- Температура эмиттера – 1400 °К.

Моделирование теплового состояния

Моделирование теплового состояния печи проводилось методом конечных элементов, реализованном в программном пакете – ANSYS Workbench.

Для уменьшения расчетного времени и при учете частичной осевой симметрии использовался сектор (120°) от конечно-элементной модели испытательной печки эмиттеров.

Также в конструкцию модели были введены следующие упрощения:

1. Экранно-вакуумная изоляция была заменена на одиночные экраны с расчетом степени черноты одиночного экрана по следующей формуле [3]:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1}{n+1}, \qquad (1)$$

где n – начальное количество экранов; ε_1 - степень черноты экрана сборки экранно-вакуумной изоляции, ε_2 – степень черноты модельного одиночного экрана.

2. Форма нагревателя была заменена на цилиндрическую. Тепловой поток на нагреватель задавался удельной величиной.

3. Из модели были изъяты конструкционные шпильки (рис. 1, № 4), находящиеся в отдалении от нагревателя.

Расчетная модель печи для испытания эмиттеров с обозначением места приложения тепловой нагрузки представлена на рис. 2.

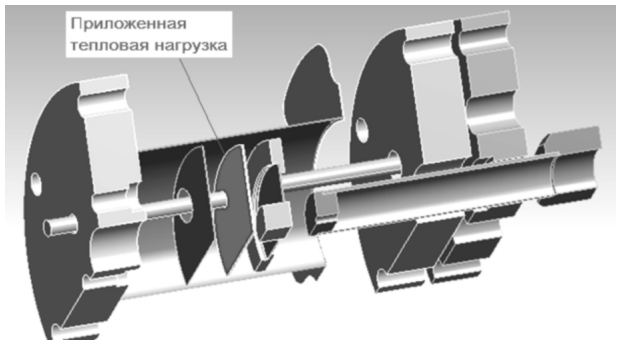


Рис. 2. Расчетная твердотельная модель печки для испытания эмиттеров

Свойства материалов представлены в табл. 1 [4]. Свойства эмиттера заданы согласно проведенных расчетов, подробно описанных в [5].

Таблица 1

Теплофизические свойства материалов для конечно-элементной печки

	Теплопров-сть, λ, Вт/(м·К)	**Степень черноты, ε**
Вольфрам Анод/нагрев-ль	110	0,24/0,86
Молибден	160	0,17
29НК	25	0,45
МР47ВП*	100	0,45
ВК94+	7,5..9	0,8
Эмиттер	40	0,8
Экраны (W)	110	0,024..0,048

С учетом стационарности решаемой задачи, представляется допустимым задание теплофизических свойств материалов, не зависящих от температуры, но по величине соответствующим свойствам

материалов при рабочих температурах. В рассматриваемых относительно узких диапазонах температуры теплофизические характеристики материалов практически постоянны, поэтому и в модели они заданы также постоянными.

В качестве нагрузок в модели используются тепловые потоки и радиационный теплообмен.

Рассчитанное распределение температуры по конструкционным элементам устройства для испытания эмиттеров представлено на рис. 3.

Рассчитанная интегральная температура эмиттера составила около 1120°С, что близко к экспериментальным значениям (отклонения менее 5 %).

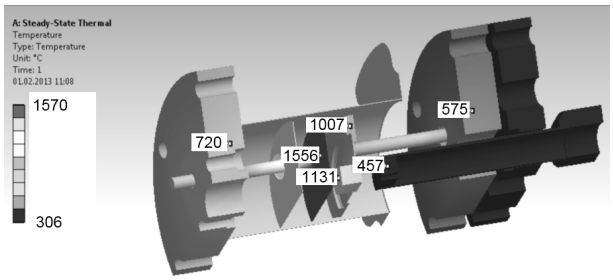


Рис. 3. Распределение температуры по конструкции

Распределение температуры по радиусу эмиттера, на стороне, обращенной к аноду, представлено на рис. 4.

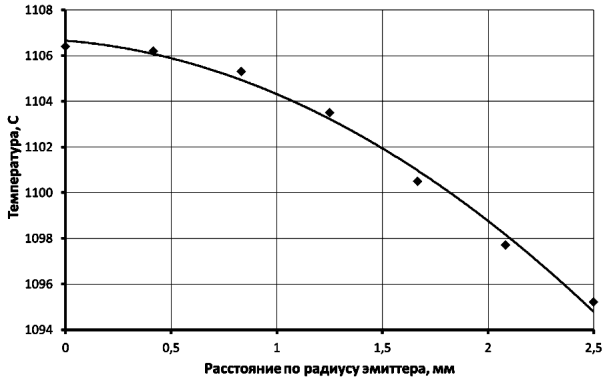


Рис. 4. Распределение температуры по радиусу эмиттера

Очевидно, что неравномерность распределения температуры по эмиссионной поверхности испытуемого образца составила 8 – 12°С, что находится в рамках погрешности измерения пирометра ЛОП-72 и не может быть измерено экспериментально.

Анализ результатов и выводы

Кажущаяся малость градиента температуры по поверхности эмиттера на самом деле очень обманчива. Покажем это на простом примере. Рассчитаем отношение тока эмиссии для начальной температуры T_1 и $T_1+\delta T$. Для этого воспользуемся формулой Ричардсона-Дешмана:

$$j = AT^2 \exp(-\frac{e \cdot \varphi}{nT}), \qquad (2)$$

где j – плотность тока; T – температура эмиттера; A, e, n – постоянные, φ – работа выхода.

Тогда соотношение токов определяется следующим выражением:

$$\theta = \frac{j_2(T_1 + \delta T)}{j_1(T_1)} = \exp\left[\varphi \cdot (\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_1 + \delta T})\right]. \qquad (3)$$

На основании приведенных зависимостей построем графики θ(T) для φ = 2 и различных значений температуры 1200, 1400 и 1600°К (рис. 5).

Рис. 5. Зависимости разности плотности тока эмиссии от температурной неравномерности поверхности

Очевидно, что различие эмиссионного тока с поверхности испытуемого образца может достигать 40-50 % и более.

В результате проделанной работы показано:

1. Разработанная модель позволяет рассчитать поле температур экспериментального устройства для определения эмиссионных свойств с точностью не хуже 5 %.

2. Для конструкции экспериментального устройства неравномерность температуры по поверхности образца может достигать 10-12°К.

3. Указанная неоднородность температуры может приводить к неравномерности эмиссионного тока до 50 %.

4. Существенная неоднородность эмиссионного тока требует либо оптимизации конструкции экспериментального устройства с целью минимизации температурной неоднородности испытуемого образца либо учета в методике обработки экспериментальных данных.

Литература

1. Кошелев, Н. Н. Моделирование стартового нагрева безнакального катода-компенсатора для микро СПД [Текст] / Н.Н. Кошелев, А.И. Цаглов, В.А. Федотенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 65. – С. 116-120.

2. Лоян, А.В. Предварительные испытания La-B-Sc эмиттеров катодов ЭРД [Текст] / А.В. Лоян, Н.Н. Кошелев, Е.П. Солонинко, Е.Г. Агеева // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. - № 8(75). – С. 68-72.

3. Гребер, Г. Основы учения о теплообмене [Текст] / Г. Гребер / под ред. А.А. Гухмана. - М.: Изд-во иностранной литературы, 1958. – 566 с.

4. Андреева, Р.Т. Свойства и применение металлов и сплавов для электровакуумных приборов: справочное пособие [Текст] / Р.Т. Андреева, С.И. Ипатова, Н.С. Розинова. – М.: Энергия, 1973. – 336 с.

5. Лоян, А.В. Расчетный способ определения эффективной теплопроводности металлопористых эмиттеров катодов ЭРД [Текст] / А.В. Лоян, М.Ю. Титов, Е.П. Солонинко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 7 (104). – С. 112-116.

Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МІНІМІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОВЕРХНІ ДОСЛІДЖУВАНОГО ЗРАЗКА ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ ЕМІТЕРІВ КАТОДІВ ЕРД

О.І. Цаглов, А.В. Лоян, Є.П. Солонинко

У статті наводиться конструкція пристрою для випробування емітерів катодів ЕРД в діодному режимі. Представлена розроблена кінцево-елементна модель випробувального пристрою, змодельовано тепловий стан елементів конструкції в номінальному робочому режимі. Показано, що при випробуваннях емітерів є значна температурна неоднорідність емісійної поверхні зразка, яка вносить додаткову похибку у результати вимірювань і розрахунків емісійних властивостей матеріалу. Результати моделювання виявили нерівномірність температури емісійної поверхні у 10-12°К, що призводить до зростання нерівномірності густини емісійного току до 40-50 %.

Ключові слова: безнакальний порожнистий катод, кінцева-елементна модель, емітер.

REDUCTION OF TEST SAMPLE SURFACE TEMPERATURE NONUNIFORMITY DURING ELECTRIC PROPULSION CATHODE'S EMITTERS TESTING

A.I. Tsaglov, A.V. Loyan, E.P. Soloninko

The article presents the design of electric propulsion cathode's emitters testing device in diode mode. The developed finite element model of the test device is presented, simulated the temperature distribution of the structural elements in the nominal operating conditions. It is shown that during emitters testing there is a significant temperature nonuniformity of the sample emission surface, which introduces additional uncertainty in the results of measurements and calculations of the emission properties of the material. Simulation results had shown nonuniformity of emission surface 10-12°K, which allows to increasing of emission current density nonuniformity up to 40-50 %.

Keywords: heaterless hollow cathode finite element model, the emitter.

Цаглов Александр Игоревич – аспирант каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: A.Tsaglov@ukr.net.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. 401, начальник отдела ЭРДУ МНТЦ КЭД Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: A.Loyan@khai.edu.

Солонинко Евгений Павлович - аспирант каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 533.9.07

С.Ю. НЕСТЕРЕНКО, Ш. РОШАНПУР

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОСОБЕННОСТИ ОТРАЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОНОВ ОТ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО БАРЬЕРА И ПОТОКИ ИХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ГРАНИЦАХ ПЛАЗМЫ ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Показаны особенности рельефа потенциального барьера на границе плазмы электроракетных двигателей с поверхностью и окружающим вакуумом и, как следствие, упругое, но не зеркальное отражение электронов от барьера. Перечислены уравнения, граничные условия к которым должны учитывать названный эффект. В форме Ландау, по аналогии с интегралом электрон-электронных столкновений в объеме записано выражение для распределения электронов по скоростям в отраженном потоке с учетом названных особенностей отражения от барьера. Записаны выражения граничных условий для уравнений движения и давления, необходимые для формирования математических моделей процессов в разреженных средах электроракетных двигателей и позволяющие рассчитать релаксацию импульса и увеличение его дисперсии в результате его хаотизации при отражении.

Ключевые слова: *функция распределения, уравнение движения, уравнение давления*

Введение

Малость размеров электроракетных двигателей (ЭРД) по сравнению с длинами свободных пробегов частиц означает, что отражение электронов от прикатодного слоя не менее (как правило – более) существенно влияет на изменение всех их газодинамических характеристик чем столкновения в объеме.

Потенциал разных точек поверхности диэлектрических деталей ЭРД разный, но пространственный масштаб изменения потенциала поверхности велик по сравнению с толщиной лэнгмюровского пристеночного слоя. Таким образом, в размерах слоя поверхность диэлектрика тоже можно рассматривать как эквипотенциальную.

Непосредственно вблизи поверхности твердого тела эквипотенциальные поверхности в слое воспроизводят геометрию поверхности твердого тела.

В результате распределение потенциала в слое является существенно неодномерным. Одним из следствий этого является упругое, но не зеркальное отражение электрона от прикатодного потенциального барьера вблизи любой поверхности – электрон после отражения возвращается в плазму с сохранением энергии и абсолютной величины импульса, но с отклонением от траектории зеркального отражения. Таким образом, при отражении электрона от потенциального барьера изменяется не только нормальная, но и параллельные поверхности проекции импульса.

Случайность направления импульса после отражения означает, например, потерю части параллельной поверхности проекции импульса – часть энергии направленного движения электронов при этом превращается в тепловую.

Следует заметить, что даже в случае идеально (что, конечно, невозможно) гладкой поверхности названный эффект сохраняется. Это связано с тем, что даже при стационарных и однородных граничных условиях в плазме, тем не менее, существуют собственные, не нуждающиеся во внешнем источнике плазменные колебания. Длина волны плазменных колебаний имеет порядок длины экранирования, так же как и толщина лэнгмюровского слоя. Период плазменных колебаний и время движения электрона в слое тоже имеют один порядок.

Таким образом, незеркальность отражения имеет место даже вблизи идеально гладкой поверхности. Более того, подобная же картина имеет место и на лэнгмюровских границах внешнего пучка двигателя. При моделировании процессов в ЭРД граничные условия для уравнений движения и давления электронов необходимо формулировать с учетом названных особенностей.

1. Функция распределения электронов в отраженном потоке

Плотность импульса в уравнении движения есть тензор первого порядка (вектор).

Тензор давления в уравнении давления [1] – тензор второго ранга.

Граничным условием для момента n–го порядка функции распределения на поверхности является скалярное произведение (n+1)-го момента на орту нормали к поверхности:

© С.Ю. Нестеренко, Ш. Рошанпур

$$\mathbf{M}_\alpha^{[n](S)} = \mathbf{M}_\alpha^{[n+1]} \cdot i_n = \int f_\alpha(\vec{v})\,\mathbf{m}_\alpha^{[n+1]}(\vec{v}) \cdot i_n d\vec{v} =$$

$$= \int f_\alpha(\vec{v})\,\mathbf{m}_\alpha^{[n]}(\vec{v})\, v_n d\vec{v}, \qquad (1)$$

где

$$\mathbf{m}_\alpha^{[n]}(\vec{v}) = m_\alpha \underbrace{\vec{v}\,\vec{v}...\vec{v}}_{n} = m_\alpha \vec{v}^{\lceil n \rceil}. \qquad (2)$$

Представим интеграл в (1) как сумму интегралов в прямом и отраженном потоке:

$$\mathbf{M}_\alpha^{[n+1]} \cdot i_n = \int\limits_{v_n \geq 0} \Gamma_{\alpha n}^{(r)}(\vec{v})\,\mathbf{m}_\alpha^{[n]}(\vec{v})\,d\vec{v} +$$

$$+ \int\limits_{v_n < 0} \Gamma_{\alpha n}^{(r)}(\vec{v})\,\mathbf{m}_\alpha^{[n]}(\vec{v})\,d\vec{v}, \qquad 3)$$

где $$\Gamma_{\alpha n}^{(r)}(\vec{v}) = f_\alpha(\vec{v})\, v_n. \qquad (4)$$

При зеркальном отражении в отраженном потоке $v_n < 0$ имело бы место равенство:

$$f_{\alpha 0}(\vec{v})\Big|_{v_n<0} = f_\alpha^+(\vec{v} - 2 i_n v_n), \qquad (5)$$

где $f_\alpha^+(\vec{v})$ – функция распределения в прямом потоке $v_n \geq 0$.

Движение электрона после отражения опишем в сферических координатах, базовая ось которых совпадает с направлением i_v зеркального отражения (рис. 1).

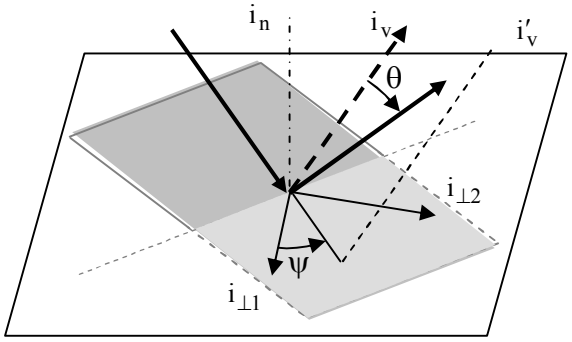


Рис. 1. Система координат отраженного движения

Обозначим как i'_v единичный вектор в направлении траектории после отражения.

Скорость электрона после отражения в таком случае можно выразить так:

$$\vec{v}' = v\left(i_v \cos\theta + \left(i_{\perp 1}\cos\psi + i_{\perp 2}\sin\psi\right)\sin\theta \right), \qquad (6)$$

где v – абсолютная, не изменяющаяся при отражении, величина скорости;

$i_{\perp 1}$, $i_{\perp 2}$ – поперечные к i_v орты.

В подавляющем большинстве случаев отклонение от траектории зеркального отражения невелико:

$$\theta << 1 \qquad (7)$$

и распределение в отраженном потоке мало отличается от $f_{\alpha 0}(\vec{v})$ – можно применить те же приемы, что и в записи интеграла столкновений в объеме в форме Ландау [2]:

$$\Gamma_{\alpha n}^{(r)}(\vec{v}) =$$

$$= \begin{cases} f_\alpha^+(\vec{v})\, v_n, & v_n \geq 0 \\ f_\alpha^+(\vec{v} - 2 i_n v_n)\, v_n - \nabla_v \cdot \vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v}), & v_n < 0 \end{cases} \qquad (8)$$

где $\vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v})$ – плотность потока электронов в пространстве скоростей.

Для m-й проекции вектора можно в форме Ландау записать $\vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v})$:

$$J_{\alpha m}^{(rv)}(\vec{v}) = \frac{1}{2\pi} \int\limits_{\Delta v_m > 0} \int\limits_{v_m - \Delta v_m}^{v_m} \Big(f_{\alpha 0}(\vec{v}) -$$

$$- f_{\alpha 0}(\vec{v} + \Delta\vec{v}) \Big) v_n f(\theta)\, d\theta\, d\psi\, dv_m. \qquad (9)$$

где $\Delta\vec{v}$ – величина отклонения скорости электрона от скорости при зеркальном отражении:

$$\Delta\vec{v} = v\left(i_{\perp 1}\cos\psi + i_{\perp 2}\sin\psi\right)\sin\theta. \qquad (10)$$

Малость величины Δv позволяет преобразовать выражение (9) к виду:

$$J_{\alpha m}^{(rv)}(\vec{v}) =$$

$$= -\frac{1}{2\pi} \int\limits_{\Delta v_m > 0} \Delta v_m \Delta\vec{v} \cdot \nabla_v f_{\alpha 0}(\vec{v})\, v_n f(\theta)\, d\theta\, d\psi, \qquad (11)$$

откуда для вектора $\vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v})$ имеем:

$$\vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v}) =$$

$$= -\frac{1}{2\pi} \int\limits_{\Delta v_m > 0} \Delta\vec{v}\,\Delta\vec{v} \cdot \nabla_v f_{\alpha 0}(\vec{v})\, v_n f(\theta)\, d\theta\, d\psi. \qquad (12)$$

Среднее по углу ψ значение диадного произведения $\Delta\vec{v}\,\Delta\vec{v}$ равно:

$$\left|\Delta\vec{v}\,\Delta\vec{v}\right\rangle = v^2\left(i_{\perp 1} i_{\perp 1} + i_{\perp 2} i_{\perp 2}\right)\frac{1}{2}\sin^2\theta =$$

$$= v^2\left(\delta - i_v i_v\right)\frac{1}{2}\sin^2\theta, \qquad (13)$$

где $\boldsymbol{\delta}$ – единичный тензор.

В таком случае:

$$\vec{J}_\alpha^{(rv)}(\vec{v}) = -\frac{\left\langle \sin^2\theta \right\rangle}{4}\left(\boldsymbol{\delta}\, v^2 - \vec{v}\,\vec{v}\right) \cdot \nabla_v f_\alpha^+(\vec{v} - 2 i_n v_n)\, v_n. \qquad (14)$$

Из (2) при этом следует:

$$\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=\int\limits_{v_n\ge 0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}+$$

$$+\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}-$$

$$-\int\limits_{v_n<0}\nabla_v\cdot\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\,\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}. \qquad (15)$$

Представим последний интеграл в (15) как разность:

$$\int\limits_{v_n<0}\nabla_v\cdot\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}=$$

$$=\int\limits_{v_n<0}\nabla_v\cdot\left(\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})\right)d\vec{v}-$$

$$-\int\limits_{v_n<0}\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}. \qquad (16)$$

С учетом теореамы Гаусса можно показать:

$$\int\limits_{v_n<0}\nabla_v\cdot\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}=$$

$$=-\int\limits_{v_n<0}\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}. \qquad (17)$$

2. Граничные условия для уравнений моментов функции распределения электронов

Выражение граничного условия для момента n–го порядка приобретает вид:

$$\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=\int\limits_{v_n\ge 0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}+$$

$$+\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}+$$

$$+\int\limits_{v_n<0}\vec{J}_{\alpha}^{(rv)}(\vec{v})\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})d\vec{v}. \qquad (18)$$

Таким образом:

$$\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=\int\limits_{v_n\ge 0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}+$$

$$+\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}-\frac{\left\langle\sin^2\theta\right\rangle}{4}\times$$

$$\times\int\limits_{v_n<0}\left(\left(\boldsymbol{\delta}\,v^2-\vec{v}\,\vec{v}\right)\nabla_v f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)\right)\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}\cdot \qquad (19)$$

Допустим, что в нашем случае имеет место, как при максвелловском распределении:

$$f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)=f_{\alpha}^{+}(\vec{v}), \qquad (20)$$

$$\nabla_v f_{\alpha}^{+}(\vec{v}-2i_n v_n)=-\frac{m_{\alpha}}{kT_{\alpha}}\left(\vec{v}-\vec{V}_{\alpha}\right)f_{\alpha}^{+}(\vec{v}). \qquad (21)$$

Тогда искомую величину

$$\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=\int f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}+$$

$$+\frac{\left\langle\sin^2\theta\right\rangle}{4}\frac{m_{\alpha}}{kT_{\alpha}}\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\left(\left(\boldsymbol{\delta}\,v^2-\vec{v}\,\vec{v}\right)\cdot\left(\vec{v}-\vec{V}_{\alpha}\right)\right)\cdot$$

$$\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v} \qquad (22)$$

можно представить в виде суммы:

$$\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=\left(\mathbf{M}_{\alpha 0}^{[n+1]}+\Delta\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\right)\cdot i_n, \qquad (23)$$

где

$$\mathbf{M}_{\alpha 0}^{[n+1]}=\int f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\mathbf{m}_{\alpha}^{[n+1]}(\vec{v})d\vec{v}, \qquad (24)$$

$$\Delta\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=$$

$$=\frac{\left\langle\sin^2\theta\right\rangle}{4}\frac{m_{\alpha}}{kT_{\alpha}}\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\left(\left(\delta\,v^2-\vec{v}\,\vec{v}\right)\cdot\left(\vec{v}-\vec{V}_{\alpha}\right)\right)\cdot$$

$$\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}. \qquad (25)$$

Можно показать, что из (25) следует:

$$\Delta\mathbf{M}_{\alpha}^{[n+1]}\cdot i_n=-\frac{\left\langle\sin^2\theta\right\rangle}{4}\frac{m_{\alpha}}{kT_{\alpha}}\cdot$$

$$\cdot\int\limits_{v_n<0} f_{\alpha}^{+}(\vec{v})\left(\vec{V}_{\alpha}v^2-\vec{V}_{\alpha}\cdot\vec{v}\,\vec{v}\right)\cdot$$

$$\cdot\nabla_v\mathbf{m}_{\alpha}^{[n]}(\vec{v})v_n d\vec{v}. \qquad (26)$$

С учетом показанного выше можно записать граничное условие для уравнения движения:

$$\mathbf{P}_{\alpha}\cdot i_n=i_n P_{\alpha}^{(nn)}+\eta_P\frac{v}{4}m_{\alpha}n_{\alpha}\vec{V}_{\alpha}, \qquad (27)$$

где v – средняя тепловая скорость электронов; η_P – коэффициент релаксации импульса электрона в слое:

$$\eta_P=\frac{3\left\langle\sin^2\theta\right\rangle}{4}. \qquad (28)$$

Граничное условие для уравнения давления при этом имеет вид:

$$\mathbf{G}_{\alpha}\cdot i_n=-2\eta_P\frac{v}{4}m_{\alpha}n_{\alpha}\vec{V}_{\alpha}\vec{V}_{\alpha}. \qquad (29)$$

Выводы

Записаны граничные условия для уравнений движения и давления электронов в разреженной среде ЭРД.

Граничное условие (29) для уравнения движения показывает пропорциональный параллельной поверхности проекции импульса поток этой проек-

ции в сторону поверхности в результате релаксации импульса электронов при не зеркальном отражения.

Граничное условие (30) для уравнения давления можно преобразовать к выражению с отрицательной (от поверхности в плазму) нормальной к поверхности проекцией теплопроводности:

$$g_{\alpha n} = \frac{G_\alpha^{(11n)} + G_\alpha^{(22n)} + G_\alpha^{(nnn)}}{2} = $$

$$= -\eta_P \frac{\langle v \rangle}{4} m_\alpha n_\alpha V_\alpha^2 . \qquad (30)$$

Сопоставление (31) и (28) показывает, что теплопроводность при этом с минусом равна "работе вязких сил":

$$g_{\alpha n} = -\vec{V}_\alpha \cdot \mathbf{P}_\alpha \cdot i_n , \qquad (31)$$

т.е., в качестве тепловой в результате хаотизации импульса в слое в объем возвращается часть энергии направленного движения электронов – температура электронов в результате незеркальности отражения растет.

Литература

1. Росси, Б. Введение в физику космического пространства [Текст] / Б. Росси, С. Ольберт. – М.: Атомиздат, 1974. – 392 с.

2. Нестеренко, С.Ю. Электрогазодинамика: консп. лекц. [Электронный ресурс] / С.Ю. Нестеренко. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2012. – 216 с. – Режим доступа: http://library.khai.edu. – 12.05.2013.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. 401 А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", Харьков.

ОСОБЛИВОСТІ ВІДБИТТЯ ЕЛЕКТРОНІВ ВІД ПОТЕНЦІАЛЬНОГО БАР'ЄРУ І ПОТОКИ ЇХ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА МЕЖАХ ПЛАЗМИ ЕЛЕКТРОРАКЕТНИХ ДВИГУНІВ

С.Ю. Нестеренко, Ш. Рошанпур

Показано особливості рельєфу потенційного бар'єру на межі плазми електроракетних двигунів із поверхнею та оточуючим вакуумом і, як наслідок, пружне, але не дзеркальне відбиття електронів від бар'єру. Перераховані рівняння, граничні умови до яких мають враховувати названий ефект. У формі Ландау, за аналогією до інтегралу електрон-електронних зіткнень в об'ємі записано вираз для розподілу електронів за швидкостями у відбитому потоці з урахуванням названих особливостей відбиття від бар'єру. Записано вирази для граничних умов для рівнянь руху і тиску, необхідні для формування математичних моделей процесів у розріджених середовищах електроракетних двигунів, які дозволяють розрахувати релаксацію імпульсу і збільшення його дисперсії внаслідок його хаотизації при відбитті.

Ключові слова: функція розподілу, рівняння руху, рівняння тиску.

PECULIARITIES OF ELECTRONS REFLECTION FROM POTENTIAL BARRIER AND THEIR GAS DYNAMICS CHATACTERISTICS FLOWS ON THE BORDERS OF ELECTRIC PROPULSION THTUSTERS PLASMA

S.Yu. Nesterenko, Sh. Roshanpour

The features of a potential barrier on the border of plasma of electric propulsion thrusters with a surface and environmental vacuum and as a consequence elastic but not mirror reflection of electrons from a barrier are shown. The equations are listed, the boundary conditions to which should take into account the named effect. The expression is written down in Landau form, in analogy to integral of electron-electron collisions in the volume, for electrons velocity distribution in the reflected flow in view of the named features of reflection from a barrier. The expressions are written down of boundary conditions for the motion equation and pressure equation, which are necessary for formation of mathematical models of processes in rarefied environments of electric propulsion thrusters and allow to calculate motion relaxation and it's dispersion increase as a result of it's chaotization at reflection.

Key words: distribution function, motion equation, pressure equation.

Нестеренко Сергей Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: thrust@d4.khai.edu.

Рошанпур Шахрам – аспирант кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: sh.roshan2002@gmail.com.

УДК 629.7.027::629.764:519.1

К.В. БЕЗРУЧКО[1], И.Г. БУРЫМ[1], А.О. ДАВИДОВ[1], В.П. ФРОЛОВ[2], С.В. ШИРИНСКИЙ[1]

[1] ***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***
[2] ***Государственное предприятие «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля, Украина***

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОСМОДРОМОВ И ИХ СИСТЕМ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В работе рассмотрена методика оценки эффективности современных космодромов на этапе их проектирования при выборе вариантов реализации подсистем, входящих в их состав. Оценка эффективности космодрома проводилась с помощью математической модели, основанной на применении метода графов. Данная модель позволяет выбрать, из множества различных вариантов реализации подсистем именно те, при которых эффективность космодрома в целом будет максимальной. Выбор необходимых вариантов реализации подсистем осуществлялся посредством поиска пути максимальной эффективности в составленном графе. Также в работе показан пример оценки эффективности космодрома по рассмотренной методике.

Ключевые слова: *космодром, эффективность, граф, стартовый комплекс, технический комплекс, подсистема.*

Введение

В связи с тем, что многие страны хотят иметь собственный космодром в пределах от 10º до 20º северной широты, остро встает вопрос о необходимости оценки эффективности проведения проектных работ. При проведении данной оценки должны учитываться стоимость запуска, энергетические затраты, надежность проектируемых систем и т.д. Таким образом, задача оценки эффективности научных космических проектов является важной проблемой, от успешного решения которой зависит достоверность выводов о социальной и экономической эффективности планируемых и выполненных работ [1, 2]. В данной работе рассмотрена методика оценки эффективности космодромов на этапе их проектирования, предложенная и разработанная авторами.

Оценка эффективности проектов производится, как правило, в трех случаях:

1) при отборе проектов, когда работа над ними еще не начиналась;

2) в процессе выполнения проектов с целью оптимизации менеджмента;

3) после выполнения проектов, когда исследования завершены, и можно проследить результаты внедрения этих исследований.

Разработанную авторами методику, при некоторой модификации, можно применить во всех упомянутых случаях. Однако данная статья посвящена оценке эффективности проектов при отборе проектов на начальном этапе работ.

Обычно задача оценки проекта и задача оптимизации проекта объединяются для получения конечной цели: сопоставления оценок нескольких альтернатив и выборе лучшей из них. При такой постановке не рассматривается случай оценки единственного (уникального) проекта. Отличительная черта предлагаемой методики - возможность получения наиболее эффективного варианта построения рассматриваемой системы (космодрома).

1. Пример обобщенной структуры космодрома

Для оценки эффективности космодромов первоначально необходимо составить его структурную схему. В типовую структуру космодрома обычно входят следующее основные системы [3, 4]: технический комплекс, заправочно-технические позиции, стартовый комплекс, комплекс траекторных измерений и управления полетом ракеты-носителя, комплекс траекторных и телеметрических измерений полета космического аппарата в космосе, хранилища компонентов ракетного топлива, внутренние автомобильные и железные дороги, системы охраны территории ракетно-космического комплекса и др.

Перечисленные комплексы и подразделения размещаются на территориях космодромов, имеющих основную площадь в десятки квадратных километров. Для обеспечения синхронизации работы всех систем в едином масштабе времени в состав космодрома входит комплекс системы единого времени.

© К.В. Безручко, И.Г. Бурым, А.О. Давидов, В.П. Фролов, С.В. Ширинский

Типовая структура космодрома представлена на рис. 1.

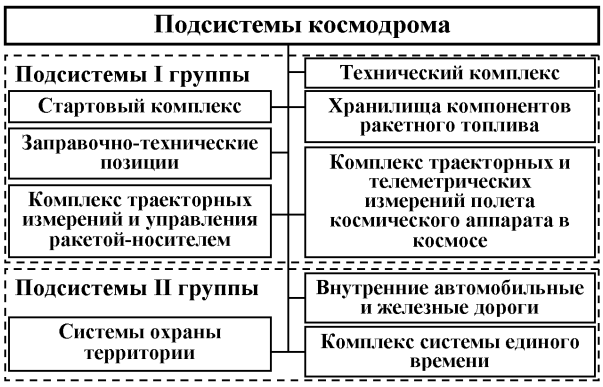


Рис. 1. Типовая структура космодрома

Как показывает опыт, рассмотренные подсистемы космодрома можно разделить на две группы:

1) подсистемы, при изменении которых происходит существенное изменение эффективности всего космодрома (технический комплекс, стартовый комплекс, заправочно-технические позиции; хранилища компонент ракетного топлива; комплексы траекторных, телеметрических измерений и управления полетом ракеты-носителя и космического аппарата в космосе);

2) подсистемы, при изменении которых эффективность космодрома существенно изменяться не будет (внутренние и автомобильные дороги, системы охраны территории).

Соответственно, для оценки эффективности космодрома в дальнейшем мы будем рассматривать только подсистемы из первой группы.

2. Оценка эффективности космодромов на этапе проектирования

Рассмотрим задачу поиска наиболее эффективной структуры космодрома на этапе его проектирования. Мы имеем множество различных вариантов реализации его подсистем, вид которых, например, будет изменяться в зависимости от способа транспортировки и сборки ракеты-носителя (вертикальный или горизонтальный), и перед нами стоит вопрос о выборе тех вариантов реализации, при которых эффективность космодрома в целом будет максимальной. В состав космодрома входят все подсистемы, представленные на рис. 1. Рассматривать мы будем подсистемы, входящие только в первую группу. Допустим, мы имеем 3 варианта реализации технического комплекса, 3 варианта стартового комплекса, 3 варианта заправочно-технических позиций, 2 варианта реализации комплекса траекторных измерений и управления полетом ракеты-носителя, 2 варианта комплекса траекторных и телеметрических измерений полета космического аппарата в космосе, 3 варианта хранилищ компонент ракетного топлива. Для оценки эффективности космодрома в данном случае удобно использовать следующее выражение, которое основано на сравнении с некоторым эталоном (идеализированным вариантом) [5]:

$$E = \left(\frac{П_a}{П_0}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^{k_2} \cdot \left(\frac{C_a}{C_0}\right)^{-k_3}, \qquad (1)$$

где E – безразмерный показатель эффективности;

$П_a$ и $П_0$ – технический показатель, который выбирается в зависимости от предназначения определенной системы (производительность, мощность и т.д.) анализируемого и идеального варианта;

P_a и P_0 – показатели надежности;

C_a и C_0 – показатели затрат;

k_1, k_2, k_3 – весовые коэффициенты, определяемые экспертным путем.

В качестве идеализированных параметров примем максимальное значение технического эффекта и надежности (П и Р) и минимальное значение стоимости (С) среди всех вариантов исполнения подсистем.

Допустим мы уже имеем значения технического показателя, надежности и показателя затрат, входящих в выражение (1), для каждого варианта реализации систем.

Для решения вопроса об оптимальном выборе вариантов реализации систем космодрома согласно [6] наибольший практический интерес представляет математическое моделирование как основное средство исследования эффективности. Напрямую выражение (1) для оценки эффективности подсистем использовать нельзя, так как нам нужно найти именно необходимое их сочетание, чего одно это выражение не обеспечивает. В самом общем виде, модель, используемая при обосновании решения, может быть представлена как отображение определенного вида множества стратегий на множество исходов [7].

Для решения задачи оценки эффективности можно воспользоваться теорией графов. Общий вид графа представлен на рис. 2.

На данном графе показано N систем, входящих в состав космодрома (технические комплексы, заправочно-технические позиции, стартовые комплексы и т. д.). Каждая система имеет m различных вариантов исполнения. Для каждой вершины (j, i), согласно [8], определены числа ($Э_{j,i}$, $S_{j,i}$), интерпретируемые как эффект при выборе определенного вида системы ($Э_{j,i}$) и затраты ($S_{j,i}$) на соответствующую систему.

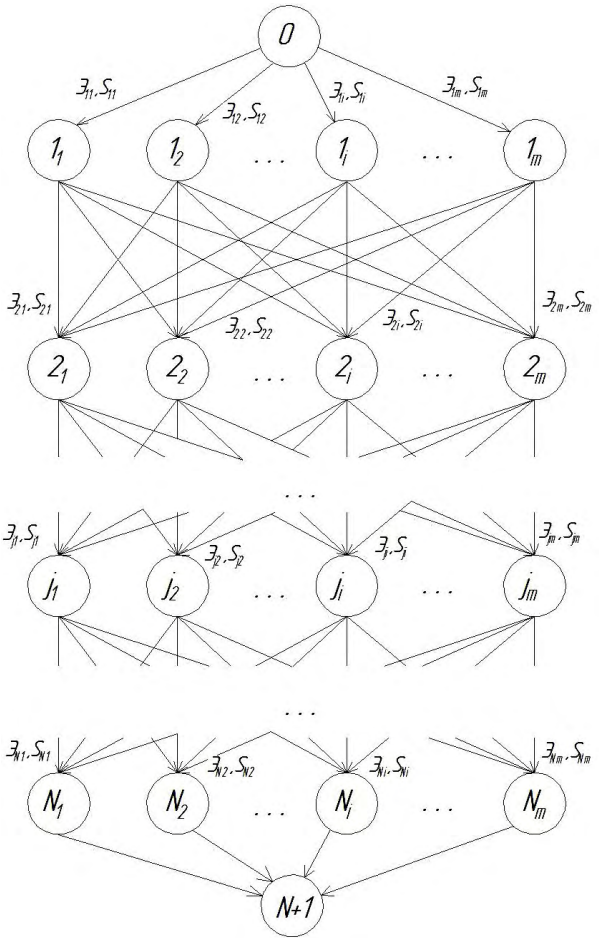


Рис. 2. Граф поиска наиболее эффективной структуры космодрома

Эффективность $E(\mu)$ пути μ определяется как отношение его эффекта $Э(\mu) = \sum_{\mu} Э_{j,i}$ к затратам $S(\mu) = \sum_{\mu} S_{j,i}$, то есть $E(\mu) = Э(\mu)/S(\mu)$. Задача заключается в поиске пути μ^* максимальной эффективности: $E(\mu^*) \to \max$. Те вершины графа, через которые мы проходим при нахождении пути максимальной эффективности, и есть те варианты реализации систем космодрома которые необходимо выбирать.

Необходимо также решить вопрос об определении $Э_{j,I}$ и $S_{j,i}$ для каждого варианта исполнения системы. Данные величины будем рассматривать как безразмерные, и находить с помощью выражения (1) представленного выше, приняв, что $E = Э/S$. Следовательно:

$$Э = \left(\frac{П_a}{П_o}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_o}\right)^{k_2}, S = \left(\frac{C_a}{C_o}\right)^{k_3}. \qquad (2)$$

Граф для оценки эффективности и выбора наиболее эффективной структуры космодрома в нашем случае показан на рис. 3.

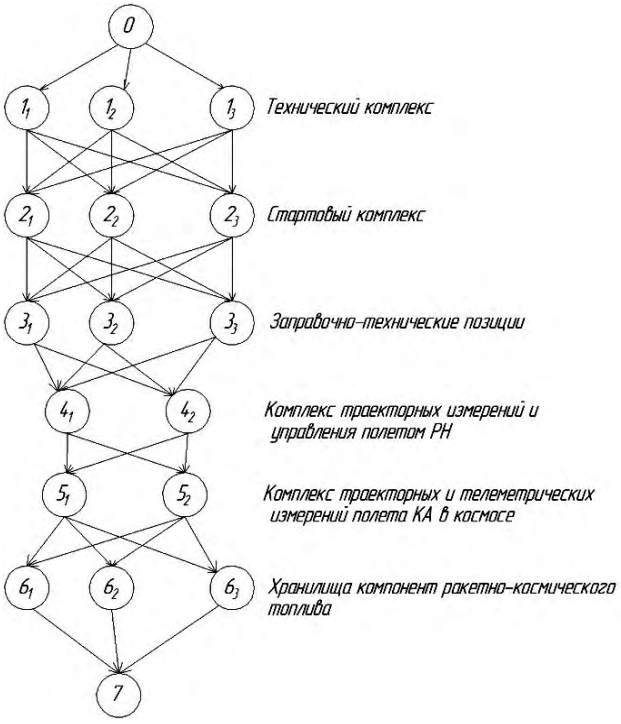


Рис. 3. Граф для оценки эффективности космодрома

Дальнейшая задача заключается в поиске пути максимальной эффективности. Для этого необходимо рассчитать эффективность каждого из вариантов технического комплекса и разместить результаты расчета на графе. Пример результатов такого расчета приведен на рис. 4. Здесь, на рисунке, ниже вершин показаны значения эффективности, которая получается при проходе через соответствующую вершину, а выше вершин показан путь.

Далее необходимо рассчитать эффективности систем, которые получаются при выборе различных вариантов стартовых комплексов с различными вариантами технических комплексов, и разместить результаты расчета на графе (рис. 4). На рисунке ниже вершин, характеризующих различные варианты стартовых комплексов, показаны по три значения эффективности, в зависимости от того, какой перед этим выбран технический комплекс. Жирной линией выделен наиболее эффективный вариант. Выше вершин показан наиболее эффективный путь (номера вершин, через которые мы проходим).

Аналогично проводятся расчеты для выбора остальных систем космодрома и поиска пути максимальной эффективности. В результате всех расчетов определяется путь максимальной эффективности, который изображен на рис. 4 жирной линией. Вершины графа, через которые проходит путь максимальной эффективности и есть те варианты реализации систем космодрома, при выборе которых эффективность космодрома в целом будет максимальной.

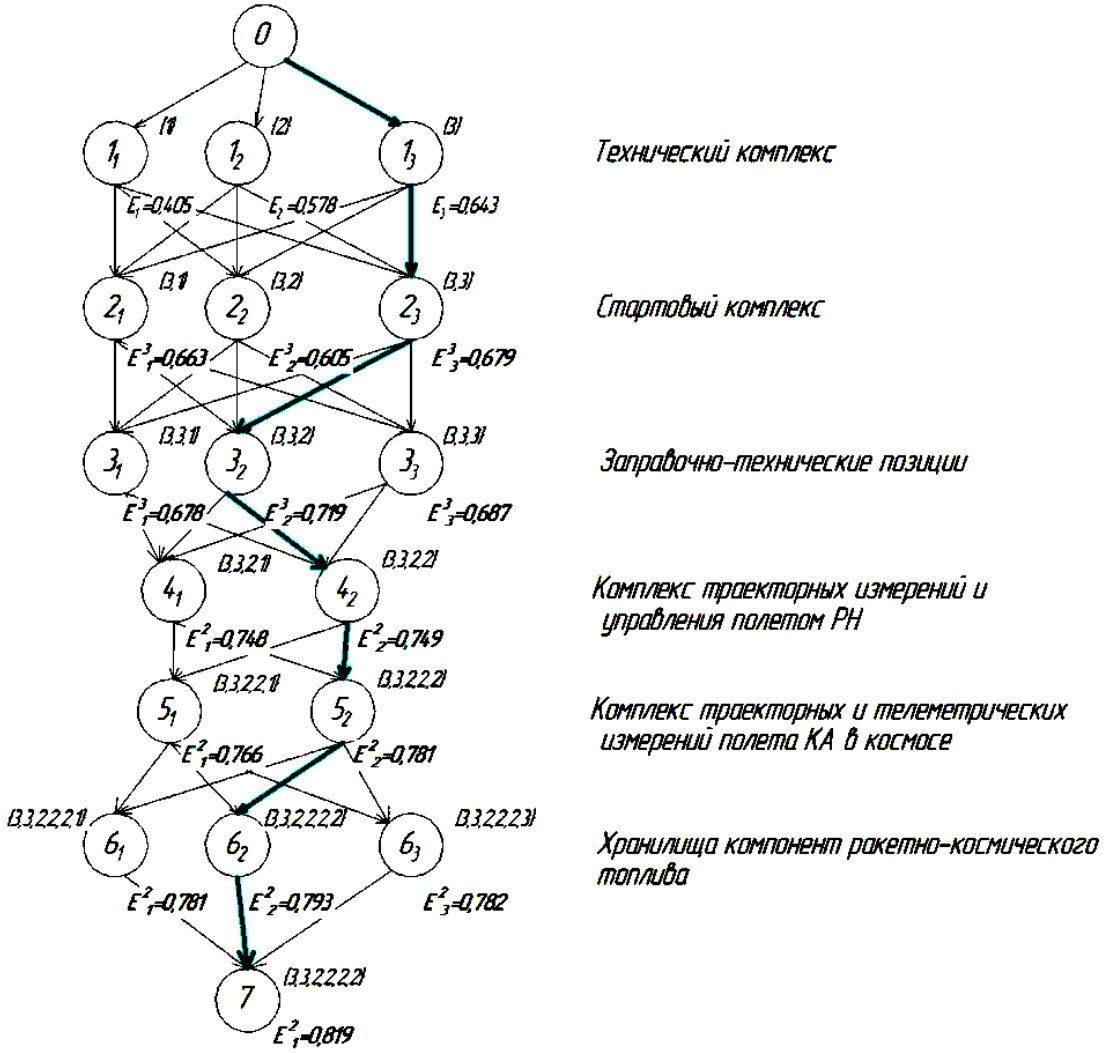


Рис. 4. Путь максимальной эффективности

Заключение

Эффективность варианта построения сложной системы должен оценивать специалист, знакомый с системой в целом, знающий ее назначение и требования к ней. При оценке эффективности построения системы необходим определенный навык в практическом применении методов ее исследования. Как и все задачи по исследованию, оценка эффективности построения какой-либо определенной системы является задачей конкретной.

В общих чертах порядок расчета эффективности сложных систем по рассмотренной методике заключается в следующем:

- определяется назначение системы;
- выясняется круг возможных задач и условий работы системы;
- выбирается приемлемая количественная мера качества построения системы;
- производятся разбиение сложной системы на отдельные элементы (подсистемы);
- составляется структурная схема системы;
- отбираются подсистемы, изменение которых существенно влияет на эффективность всей системы в целом;
- строится граф оценки эффективности;
- вычисляются показатели надежности, затрат и технического эффекта подсистем;
- находится путь максимальной эффективности;
- выбираются те варианты реализации подсистемы, которые находятся в узлах пути максимальной эффективности.

Литература

1. Надежность и эффективность в технике : справ. Т. 3: Эффективность технических систем [Текст]/ ред. совет: В.С. Авдуевский (председатель), В.И. Кузнецов, Н.Д. Кузнецов и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 224 с.

2. Нечипоренко, В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) [Текст] /

В.И. Нечипоренко. – М.: Советское радио, 1977. – 216 с.

3. Бирюков, Г. П. Основы построения ракетно-космических комплексов [Текст] / Г.П. Бирюков, В.Н. Кобелев. – М.: Изд-во МАТИ им. К. Э. Циолковского, 2000. – 294 с.

4. Бирюков, Г.П. Эксплуатация стартовых комплексов по фактическому состоянию [Текст] / Г.П. Бирюков, Ю.М. Зброжек. – М.: Изд-во МАТИ им. К. Э. Циолковского, 2001. – 273 с.

5. Бирюков, Г.П. Элементы теории проектирования ракетно-космических комплексов [Текст] / Г.П. Бирюков, В.И. Симонов. – М.: Изд-во МАИ, 2003. – 288 с.

6. Дубов, Ю.А. Многокритериальные модели формирования и выбора вариантов систем [Текст] / Ю.А. Дубов, С.И. Травкин, В.Н. Якимец. – М.: Наука, 1986. – 296 с.

7. Ушаков, И.А. Методы расчета эффективности систем на этапе проектирования [Текст] / И.А. Ушаков. – М: Знание, 1983. – 92 с.

8. Райншке, К. Оценка надежности систем с использованием графов [Текст] / К. Райншке, И.А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1988. – 208 .

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. 401 А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ КОСМОДРОМІВ ТА ЇХ СИСТЕМ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

К.В. Безручко, І.Г. Бурим, А.О. Давідов, В.П. Фролов, С.В. Ширинський

В статті розглянуто методику оцінки ефективності сучасних космодромів на етапі їх проектування при виборі варіантів реалізації подсистем, які входять до їх складу. Оцінка ефективності космодрома проводилась за допомогою математичної моделі, яка заснована на використанні метода графів. Данна модель дозволяє вибрати, з безлічи різноманітних варіантів реалізації подсистем саме ті, при яких ефективність космодрома в цілому буде максимальною. Вибір необхідних варіантів реалізації подсистем здійснювався за допомогою пошуку шляху максимальної ефективності у складеному графі. Також в статті показано приклад оцінки ефективності космодрома проведений за допомогою розглянутої методики.

Ключові слова: космодром, ефективність, граф, стартовий комплекс, технічний комплекс, підсистема.

METHOD OF ESTIMATION OF EFFICIENCY OF SPACEPORTS AND THEIR SYSTEMS DURING THE DESIGN PHASE

K.V. Bezruchko, I.G. Burym, A.O. Davidov, V.P. Frolov, S.V. Shirinskiy

Methods of assessing the efficiency of modern spaceport at the design stage by selecting the options subsystem implementations, part of them considered in this article. Evaluating the effectiveness of spaceport was carried out using a mathematical model based on the method of graphs. The developed model allows you to choose from a variety of different embodiments of the subsystems are the ones in which the effectiveness of the spaceport in general will be the maximum. Selection of the necessary embodiment of subsystems implemented by searching for ways to maximize the effectiveness of compiled graph. Example of evaluation according to the spaceport discussed techniques are also shown in the article.

Key words: spaceport, efficiency, graph, launcher, technical complex, subsystem.

Безручко Константин Васильевич – д-р техн. наук, проф., гл. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Бурым Иван Григорьевич – студент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Давидов Альберт Оганезович – канд. техн. наук, вед. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Фролов Виктор Петрович – канд. техн. наук, заместитель главного конструктора и начальника КБ-1, начальник отдела СО-11, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина.

Ширинский Семен Владимирович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

УДК 541.136

В.А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ[1], Ю.И. КАЗАЧА[2], С.В. ШНУРОВОЙ[2], С.В. БУРЫЛОВ[1], В.Ю. СКОСАРЬ[1]

[1] ***Институт транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг»***
[2] ***ПАО Международная научно-промышленная корпорация «ВЕСТА», Украина***

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТОКООТВОДОВ ДЛЯ СВИНЦОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Предложены усовершенствования способов изготовления токоотводов для электродов свинцово-кислотных аккумуляторов, которые позволяют: для батарей, работающих в условиях высоких вибронагрузок и глубоких разрядов, снизить стоимость путем сокращения длительности технологического цикла; для герметизированных батарей понизить удельную материалоемкость изделий путем снижения затрат свинца. Сокращение длительности изготовления достигнуто за счет разработки рационального режима искусственного старения литых токоотводов. А снижение затрат свинца получено на пути модернизации конструкции отрицательного просечного токоотвода и изменения состава его сплава.

Ключевые слова: *аккумуляторные батареи, изготовление токоотводов, отливка, просечка, механические свойства.*

Введение

Аккумуляторы широко используются во многих отраслях хозяйства: для запуска двигателей внутреннего сгорания; в качестве источников питания различного оборудования; для электротранспорта. Находят они применение и в авиастроении. Это подтверждается фактом постоянного внимания к аккумуляторной теме и наличием соответствующих публикаций. Достаточно указать на работы, посвященные тестированию аккумуляторов [1], подбору специального оборудования для контроля технического состояния аккумуляторных батарей [2], а также разработке экспериментальных стендов для исследований и испытаний аккумуляторов [3]. Среди электрохимических аккумуляторов наиболее распространены свинцово-кислотные аккумуляторы, как самые дешевые и доступные. Технические характеристики и стоимость этих аккумуляторов существенно зависят от качества их электродов и технологии изготовления токоотводов для электродов.

1. Формулирование проблемы

Ранее нашими сотрудниками докладывались результаты разработки непрерывной технологии изготовления токоотводов для свинцово-кислотных батарей, причем, в первую очередь, речь шла о токоотводах из свинцово-кальциево-оловянных сплавов [4]. Эта технология позволяет повысить качество токоотводов, обеспечивает высокую производительность, но она не лишена недостатка. У технологии обнаружились сложности на пути снижения материалоемкости изготовления токоотводов и, соответственно, повышения удельной энергии (по массе) свинцово-кислотных аккумуляторных батарей. Совсем недавно были доложены результаты разработки новой технологии гравитационной отливки токоотводов из малосурьмянистого свинцового сплава для батарей, работающих в условиях высоких вибронагрузок и глубоких разрядов [5]. Суть ее состояла в использовании свинцового сплава, легированного 1,0-2,3 мас.% Sb, 0,10-0,15 мас.% As, 0,07-0,25 мас.% Sn, 0,015-0,030 мас.% Se, в модернизации конструкции положительного токоотвода, а также в применении искусственного старения отлитых токоотводов при температуре 60°С в течение 12 ч с последующим охлаждением еще 12 ч. Причем расположение токоотводов в процессе старения было горизонтальным, стопками, на картонных или деревянных листах на поддонах – с целью обеспечения устойчивости размещения [5]. Недостатком этой технологии, как и всех способов гравитационной отливки токоотводов, является невысокая производительность, связанная с длительностью ряда технологических операций, в частности, длительностью дисперсионного твердения для достижения токоотводами необходимых механических свойств. А это влечет повышение стоимости аккумуляторов.

Итак, в производстве свинцово-кислотных батарей, работающих в условиях высоких вибронагрузок и глубоких разрядов, актуальной остается

© В.А. Дзензерский, Ю.И. Казача, С.В. Шнуровой, С.В. Бурылов, В.Ю. Скосарь

проблема дальнейшего снижения стоимости изделий путем сокращения длительности технологического цикла. А в производстве герметизированных свинцово-кислотных аккумуляторных батарей актуальной является проблема повышения удельной энергии (по массе) изделий путем снижения материалоемкости.

Целью настоящей работы является усовершенствование технологий изготовления токоотводов для свинцово-кислотных аккумуляторов, которые позволили бы обеспечить изделиям снижение стоимости и снижения материалоемкости, в зависимости от варианта исполнения и области применения.

2. Решение проблемы

В качестве решения указанных задач нами предложены: а) модернизация технологии гравитационной отливки токоотводов из малосурьмянистого сплава, а именно, условий искусственного старения; б) использование непрерывной технологии изготовления токоотводов для герметизированных батарей, предполагающей просечку отрицательных токоотводов, с увеличением размера ячеек и изменения состава сплава. Наши эксперименты показали, что заметного сокращения технологического цикла изготовления литых токоотводов можно добиться на пути подбора рациональных условий искусственного старения, что существенно уменьшит время этой операции. Горизонтальное размещение токоотводов стопками с перекрытиями картонными или деревянными листами затрудняет обдув их горячим воздухом, что влечет ухудшение теплообмена, необходимого для ускорения дисперсионного твердения. Эта причина является основным недостатком технологии [5]. Нами предложено подвешивать токоотводы рядами на стеллажах, причем расстояния между рядами токоотводов по вертикали и горизонтали должны быть не менее 0,25 от линейного размера токоотводов, стеллажи должны не препятствовать обдуву воздухом, а обдув обеспечивать вентилятором производительностью не менее 200 м3/ч на один кубометр объема стеллажей с токоотводами. Стеллажи у нас размещаются в термокамере с температурой воздуха 60°С, мощность обдува ограничивается, исходя из условий недопущения пылеобразования при высыхании пасты, а максимальные расстояния между рядами токоотводов ограничиваются размерами термокамеры и стеллажей.

На рис. 1 приведено расположение рядов токоотводов, размещенных в подвешенном состоянии на стеллажах. Стеллаж представляет собой объемную конструкцию, образованную вертикальными и горизонтальными металлическими профилями. Горизонтальные профили образуют поверхности, на которых размещены ряды токоотводов. Конструкция стеллажа такова, что общая площадь профилей не превышает 5-10% общей площади конструкции стеллажа, что делает стеллаж «прозрачным» для обдува. Расстояние между поверхностями-уровнями стеллажа обеспечивает зазор по вертикали h не менее 0,25 от размера (высоты) токоотвода H. Зазор между соседними рядами токоотводов по горизонтали обеспечивается соответствующим расположением горизонтальных поперечных направляющих так, чтобы этот зазор был не менее h.

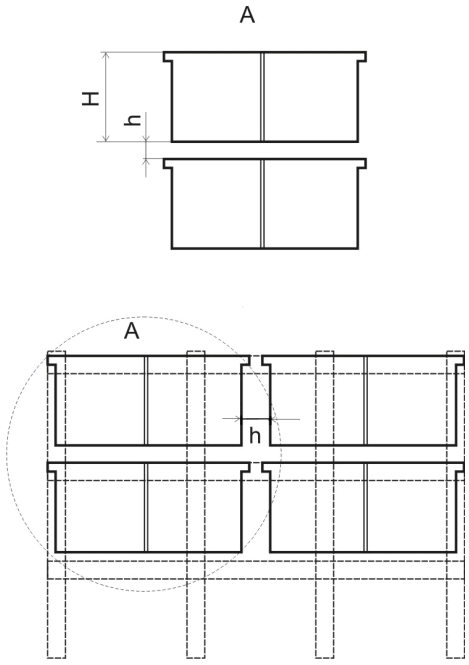


Рис. 1. Расположение рядов токоотводов на стеллажах

Эффективный теплообмен токоотводов с горячим воздухом, который реализован в нашей технологии, способствует равномерному прогреву токоотводов, их ускоренному дисперсионному твердению, и обеспечивает равномерный уровень механических свойств по всей плоскости решетки, в отличие от [5], где прогрев неравномерен, рамка нагревается больше, чем сетка жилок, что влечен неравномерность процесса старения и упрочнения.

Для сравнения качества токоотводов, полученных по технологии [5], и токоотводов по предлагаемой технологии, партии токоотводов подвергались испытаниям на разрыв усилием, прилагаемым к плоскости токоотвода в направлении вдоль и поперек «ушка». Первая партия токоотводов подвергалась искусственному старению в течение 10 ч с последующим остыванием в термокамере еще 11 ч; вторая партия токоотводов подвергалась искусственному старению на стеллажах с зазорами h = 0,3 H при скорости обдува горячим воздухом 4100 $м^3$/ч на

20м 3 стеллажей в течение 6 ч с последующим остыванием еще 5 ч. Испытания на разрыв проводились на разрывной машине Р-0,5 с использованием специального приспособления, позволяющего производить нагружение токоотвода равномерно по всей плоскости решетки. Результаты сведены в табл. 1, из которой видно, что прочность токоотводов не стала меньше. Токоотводы были отлиты из одного свинцового сплава (1,7 мас.% Sb, 0,12 мас.% As, 0,11 мас.% Sn, 0,020 мас.% Se), температура воздуха в термокамере в обоих случаях составляла 60°С. Последующие испытания батарей с токоотводами, изготовленными по предлагаемой технологии, показали, что их характеристики не стали хуже.

Таблица 1

Разрушающая нагрузка (кг)

№ п/п	Токоотводы по [5]		Токоотводы по предлагаемой технологии	
	Поперек ушка	Вдоль ушка	Поперек ушка	Вдоль ушка
1	53,3	28,1	53,5	34,5
2	60,9	31,4	48,1	30,5
3	58,0	28,5	63,1	33,8
4	55,0	30,3	68,3	32,1
5	50,3	31,5	63,1	34,3
6	63,1	28,5	47,3	32,3
7	55,6	32,0	57,7	29,8
8	58,3	33,5	63,5	30,5
9	63,3	27,6	61,0	30,4
Сред	**57,53**	**30,15**	**58,4**	**32,03**

Далее. Анализ известных технологий непрерывного изготовления токоотводов для герметизированных батарей убедил нас, что минимальной материалоемкости токоотводов и, соответственно, максимальной удельной энергии свинцово-кислотных аккумуляторов следует искать на пути выбора просечной технологии, путем ее дальнейшей модернизации. Токоотводы просечной конструкции наиболее легкие: у них отсутствуют боковые рамки, они легко допускают получение самых тонких жилок, они способны хорошо удерживать достаточно большой слой активной массы. Это значит, что в них допустимо увеличивать размер ячейки сетки жилок отрицательного токоотвода, сохраняя необходимую надежность фиксации активной массы. Произведенные нами оценки показали, что допустимо увеличение размеров ячейки от 8,4×12 до 10×18 мм^2 без заметного ухудшения электрических характеристик аккумуляторов, но дающее снижение материалоемкости. При этом для компенсации снижения механической прочности можно несколько увеличить содержание олова в сплаве: нижнюю границу повысить от 0,2 до 0,3 мас.%. Однако, оставался нерешенным вопрос бездефектного изготовления токоотводов.

В связи с этим нами были отлиты серийные Pb-Ca-Sn ленты шириной в пределах 75-90 мм. Состав используемого сплава по Ca был фиксирован в допустимых пределах 0,091-0,10 мас.%, тогда как содержание Sn менялось. Исследованию подвергались ленты, содержащие Sn: 0,30; 0,43; 0,54 и 0,63 мас.%. Ленты подвергались старению (в помещении аккумуляторного завода при температурах 22-25°С) и затем контролировались на механические характеристики на разрывной машине Р-0,5. На рис. 2 приведены результаты испытаний на величину временного сопротивления ленты на разрыв ($\sigma_в$) при различном времени дисперсионного твердения. На рис. 3 приведены данные испытаний на относительное удлинение ленты (δ).

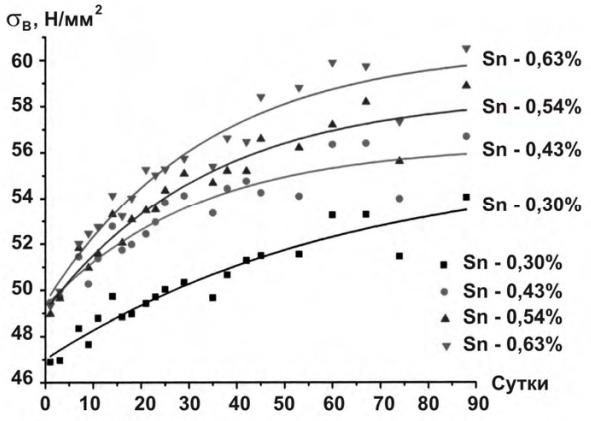


Рис. 2. Влияние срока старения и содержания олова на величину временного сопротивления ленты на разрыв

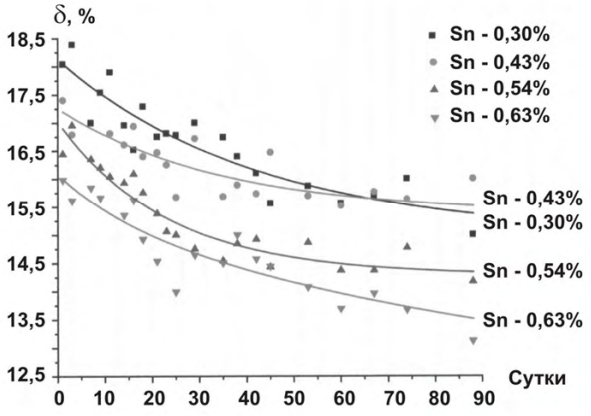


Рис. 3. Влияние срока старения и содержания олова на величину относительного удлинения ленты

Из рис. 2-3 видно, что увеличение содержания Sn от 0,30 до 0,43 мас.% приводит к заметному увеличению прочности: σв скачкообразно растет от 46,9 до 49,5 Н/мм^2. Тогда как увеличение содержания Sn от 0,43 до 0,63 мас.% дает незначительный рост прочности. Но, в процессе старения ленты, со-

держащие Sn от 0,43 до 0,63 мас.%, обнаруживают тем более быстрый рост прочности, чем больше олова. В тоже время, увеличение содержания Sn с 0,30 до 0,63 мас.% приводит к снижению пластичности. Наиболее вероятной причиной заметного (скачкообразного) изменения механических свойств лент при увеличении содержания Sn от 0,30 до 0,43 мас.% следует считать изменения в структуре сплавов, отраженные на диаграмме тройной системы Pb-Ca-Sn (рис. 4). Как следует из рис. 4, при содержании Ca 0,09-0,10 мас.% (что соответствует нашим сплавам), концентрация Sn в сплаве около 0,4 мас.% является граничной для двух областей, характеризующих наличие разных фаз. При содержании Sn менее 0,4 мас.% в сплаве образуются фазы Pb и Pb3Ca. При увеличении содержания Sn свыше 0,4 мас.% в сплаве дополнительно появляется фаза Sn3Ca. Но механическая прочность этой фазы выше, чем у Pb3Ca [6], что и приводит к более высоким прочностным характеристикам.

После старения ленты подвергались просечке, согласно штатному процессу изготовления токоотводов. На лентах шириной 75 мм, изготовленных из сплава с оловом 0,54 и 0,63 мас.%, после просечки обнаруживались дефекты в виде обрыва жилок решетчатой сетки, причем, чем больше олова, тем больше было количество дефектов. Это связано с пониженной пластичностью указанных сплавов. Но такие же ленты, изготовленные из сплава с оловом 0,30 и 0,43 мас.%, просечку проходили без дефектов. Более широкие ленты 90 мм тоже проходили без дефектов просечку при содержании олова 0,30 мас.%, и они не нуждались в компенсации потери прочности путем увеличения олова в их сплаве.

Полученные результаты позволили установить необходимые контрольные параметры $\sigma_в$ и δ для бездефектной просечки лент, а также установить составы сплавов для серийных лент шириной 75 и 90 мм. В частности, для лент шириной 90 мм количество Sn в сплаве рекомендуется 0,2-0,4 мас.%, тогда как для более узких лент 75 мм - рекомендуется повысить содержание Sn до 0,3-0,5 мас.%. При этом содержание Ca в обоих случаях сохранить на уровне 0,1 мас.%. Последующие технологические операции производства свинцово-кислотных аккумуляторных батарей с указанными лентами производились без дополнительных дефектов или сложностей. Весовые измерения показали, что, в зависимости от ширины применяемых лент и размеров токоотводов, экономия свинцового сплава для отрицательных токоотводов с увеличенным размером ячейки составляет 10,9-24,8 %. Испытания аккумуляторных батарей, в которых были применены новые облегченные токоотводы, продемонстрировали их соответствие требованиям стандартов и ТУ.

Заключение

Полученные результаты позволяют сформулировать выводы и предложения:

- в производстве свинцово-кислотных батарей, работающих в условиях высоких вибронагрузок и глубоких разрядов, нами достигнуто значительное сокращение длительности операции искусственного старения литых токоотводов – в 2 раза;

- сокращение операции старения позволяет уменьшить длительность технологического процесса в целом, что способствует увеличению производительности труда и делает возможным дальнейшее снижение стоимости изделий;

- в производстве герметизированных свинцово-кислотных аккумуляторных батарей нами достигнуто снижение материалоемкости отрицательных просечных токоотводов на 10,9-24,8 %;

- снижение материалоемкости делает возможным повышение удельной энергии (по массе) изделий.

Дальнейшие научные исследования должны быть направлены на усовершенствование конструкции герметизированных свинцово-кислотных аккумуляторов и аккумуляторных батарей с целью решения задачи повышения их удельной энергии.

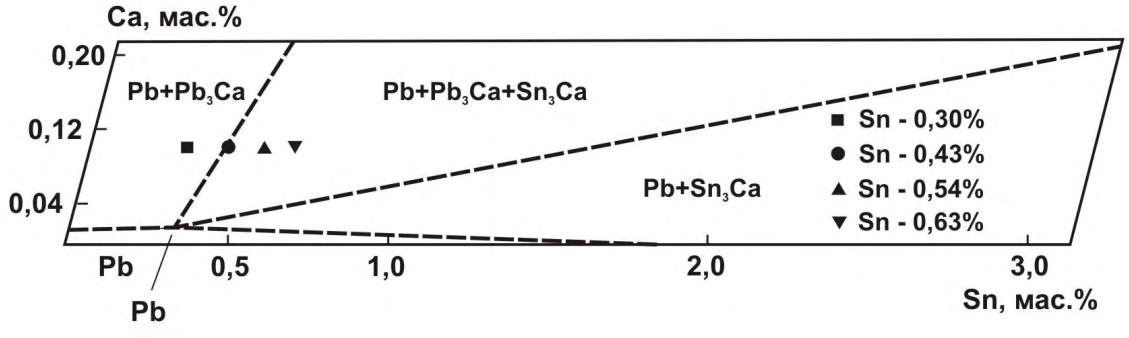


Рис. 4. Диаграмма состояния сплава Pb-Ca-Sn [7]

Литература

1. Методы определения емкости электрохимических аккумуляторов [Текст] / К.В. Безручко, А.О. Давидов, С.В. Сидоренко, С.В. Ширинский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 7(43). – С. 120-124.

2. Обзор и анализ оборудования для определения технического состояния электрохимических аккумуляторов [Текст] / А.Л. Азарнов, К.В. Безручко, А.О. Давидов, В.И. Лазненко, С.В. Синченко, С.В. Ширинский, А.А. Харченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 4(81). – С. 44-49.

3. Безручко, К.В. Особенности построения экспериментальных стендов для исследований и испытаний электрохимических аккумуляторов [Текст] / К.В. Безручко, А.О. Давидов, С.В. Ширинский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 147-152.

4. Технология непрерывного изготовления токоотводов свинцово-кислотных аккумуляторов [Текст] / В.А. Дзензерский, С.В. Бурылов, В.Ю. Скосарь, Д.В. Дзензерский, Ю.И. Скосарь, Ю.И. Казача, М.А. Незнанов, Е.В. Аникеев, Р.Н. Пономаренко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 7(43). – С. 125-129.

5. Разработка новой технологии изготовления литых токоотводов аккумуляторных батарей [Текст] / В.А. Дзензерский, Ю.И. Казача, В.А. Иванов, С.В. Бурылов, В.Ю. Скосарь // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 27-31.

6. Manufacturing and operational issues with lead-acid batteries [Text] / D.A.J. Rand, D.P. Boden, C.S. Lakshmi, R.F. Nelson, R.D. Prengaman // Journal of Power Sources. – 2002. – № 107. – P. 280-300.

7. Диаграммы состояния металлических систем / под общ. ред. Л.А. Петровой. – М.: ВИНИТИ, 1990. – С. 479-482.

Поступила в редакцию 25.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Задонцев, Институт транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск.

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ВИГОТОВЛЕННЯ СТРУМОВІДВОДІВ ДЛЯ СВИНЦЕВИХ АКУМУЛЯТОРІВ

В.О. Дзензерський, Ю.І. Казача, С.В. Шнуровий, С.В. Бурилов, В.Ю. Скосар

Запропоновано вдосконалення способів виготовлення струмовідводів для електродів свинцево-кислотних акумуляторів, які дозволяють: для батарей, що працюють в умовах високих вібронавантажень і глибоких розрядів, знизити вартість шляхом скорочення тривалості технологічного циклу; для герметизованих батарей знизити питому матеріалоємність виробів шляхом зниження витрат свинцю. Скорочення тривалості виготовлення досягнуто за рахунок розробки раціонального режиму штучного старіння литих струмовідводів. А зниження витрат свинцю отримано на шляху модернізації конструкції негативного просічного струмовідводу і зміни состава його сплаву.

Ключові слова: акумуляторні батареї, виготовлення струмовідводів, виливок, просікання, механічні властивості

IMPROVEMENT OF TECHNOLOGIES OF LEAD BATTERY GRID MANUFACTURING

V.A. Dzenzersky, Yu.I. Kazacha, S.V. Shnurovoy, S.V. Burylov, V.Yu. Skosar

The improved methods of grid manufacturing of the electrodes lead-acid batteries are propose. The methods allows for battery, operating at high vibrations and deep discharge, reduce the cost by reducing the duration of the production cycle. The methods allows for sealed batteries to reduce the specific consumption of materials by reducing the production costs of lead. Shorter production achieved through the development of a rational mode of artificial aging cast grids. A cost reduction of lead produced in the modernization construction of the negative punching grid and changing the composition of an alloy.

Key words: batteries, making grids, casting, punching, mechanical properties

Дзензерский Виктор Александрович – д-р техн. наук, профессор, директор Института транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск, Украина.

Казача Юрий Иванович – начальник отдела новых технологий ПАО Международной научно-промышленной корпорации «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина.

Шнуровой Сергей Владимирович – начальник управления металлургии ПАО Международной научно-промышленной корпорации «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина.

Бурылов Сергей Владимирович – канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., заведующий отделом Института транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск, Украина.

Скосарь Вячеслав Юрьевич – канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр. Института транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск, Украина, e-mail: svu@westa-inter.com.

УДК 539.184

А.С. ДАНОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ВЕКТОРНАЯ ПРИРОДА ЕДИНОГО ПОЛЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Проведен анализ публикаций, посвященных вопросам теорий механизма тяготения и Фундаментального Поля. Проведен сравнительный анализ векторной и тензорной теорий для разрешения трёх фундаментальных экспериментов физики. Рассмотрена уровневая структурная модель, доказывающая, что любая движущаяся материальная частица окружена облаком гравитонов (по своим свойствам похожих на фотоны). Показано, что общая теория относительности Эйнштейна имеет существенные недостатки, и что для объяснения механизма гравитации предпочтение отдается векторной теории гравитации и её возможных практических приложений.

***Ключевые слова**: векторная теория, тензорная теория, тяготение, гравитон, потенциал Юкавы.*

Введение

Векторная теория построена на основе аналогии механики сплошных сред с электродинамикой. В векторной теории естественным образом введено понятие эфира, и движение Земли относительно эфира можно объяснить, проведя аналогию с газодинамикой при обтекании шара газовой средой. При этом возникает частичное увлечение эфирной среды (пограничный слой).

Также основой является уровневая структурная модель, для которой Пространство–Время (П.-В.) – в физической реальности данного уровня есть множество частиц материального мира меньшего масштаба, например, частиц типа нейтрино, микролептонов, в свою очередь, погружённых в нулевое П-В.

Каждый физический объект (Земля, молекула, атом и т.п.) окружён множеством этих более мелких частиц, создающих П.-В. фон и определяющих волновые свойства объекта. Гравитационное поле в предлагаемой модели носит векторный характер и описывается квазимаксвелловскими уравнениями.

Постановка задачи

Показать, что векторная теория, описывающая собственное гравитационное поле частиц, не противоречит уравнению Эйнштейна и предусматривает совместное решение уравнений Эйнштейна и векторных уравнений, исключающее произвол в выборе метрики. Метрика определяется единственным способом на основе решения системы, наподобие того, как уравнения теории струн однозначным образом определяют пространства Калаби-Яу.

Эта модель свободна от коренного недостатка теории тяготения Эйнштейна: в случае плоского пространства ($g_{ik} = \text{const}$) материя (либо гравитация) отсутствует ($\mu_0 = 0$), поскольку гравитационное поле частицы (материальной среды) связывается с множеством гравитонов, принадлежащих внутренний структуре среды и не зависит от выбора П.-В. отношений.

1. Механизм тяготения

Сам И. Ньютон на протяжении длительного времени размышлял над механизмом тяготения. В 1675 г он прибегает к гипотезе эфира, наделяя эфир свойством иметь различную концентрацию вблизи планет и вдали от них. В 1706 г. Ньютон отрицает идею эфира, а в 1717 г. возвращается к ней вновь, но механизм гравитации он так и не объяснил. М.В. Ломоносов [1] в 1748 г., и Г. Лессаж [2] в 1782 г. развили теорию механизма тяготения. Всю вселенную заполняют бесчисленные лессажоны – частицы, слабо взаимодействующие друг с другом (прототип газовой среды с малой плотностью, но высокими давлениями в газе). Если рассмотреть два тела, то за счет экранирования друг друга (поглощение частиц идет пропорционально массе тела) они будут сближаться. Если частицы практически сталкиваются друг с другом, то сила сближения обратно пропорциональна расстоянию между телами.

Из других попыток отметим теорию Геропата (1816 г.), пытавшегося объяснить притяжение к Солнцу неравномерным прогреванием эфира. В теории Челисса (1859 г.) доказано: если неупругий шар, погруженный в упругую жидкость, достаточно мал, по сравнению с длиной волны, то он движется к источнику колебаний. Не заставляет ли солнце колебаться мировой эфир, создавая в нем волны огромной длины, которые и влекут к нему неупругие шарики планет?

© А.С. Данов

Шнейдеров А.Дж. (1978 г.) [3] сделал попытку построить физическую картину мира без использования разработанных физико-математических моделей и уравнений, на основе представления о гипотетических частицах – «радионах», заполняющих «пустое» пространство между материальными частицами - «матеронами». Автор привлекает для своих построений закон Кулона и закон всемирного тяготения.

Явление гравитации связано с наличием физического вакуума и распространением в вакууме гравитонов, которые являются элементом внутренней структуры. Как показывает опыт, в газовой среде существуют устойчивые структуры, если вихрь имеет трубчатую форму - тор, либо кластерные образования (шаровая молния).

Довольно стройную теорию можно простроить на основе первой модели, как это сделал В. Ацюковский [4], но не прослеживается взаимосвязь структур по уровням. Скорость гравитации при этом получается многократно выше скорости света. На эту возможность указывал ещё П. Лаплас [5] в своем изложении системы мира (1787 г.). Анализируя вековые ускорения Луны, он получил величину примерно в $5 \cdot 10^7$ раз большую скорости света. В опытах поставленных Н. Козыревым - скорость гравитации в 700 раз больше скорости света [6].

Считая тела источниками и стоками гравитонов, можно вывести силу гравитации, обратно пропорциональную квадрату расстояния между телами. При этом получается эмпирическое выражение для константы тяготения Ньютона, связанной с обильностями и мощностями источников и стоков, а поле толковать как совокупность материальных частиц, излучаемых и поглощаемых материальными объектами выделенной системы. Эти частицы, в свою очередь, представляют самостоятельные материальные системы объектов низшего порядка, взаимодействующих посредством собственных полей и т.д. Выделения систем материальных объектов и частиц поля является условным и зависят от рода рассматриваемых задач. Автор разделяет эту точку зрения и считает, что она может в некоторой мере проложить свет на механизм гравитации.

2. Теория Фундаментального Поля И.Л. Герловина

Много рациональных идей содержится в теории Фундаментального Поля (ФП) И.Л. Герловина [7]. Недостатком её, на мой взгляд, является то, что несмотря на отличия теории ФП от теории Эйнштейна, при описании ФП, которое имеет электромагнитную структуру (а значит, является векторным!) И.Л. Герловин привлекает тензорное поле Эйнштейна-Максвелла, а поэтому физический смыл ФП от этого резко проигрывает. Предлагаемая структура деления материи имеет предел на III уровне элементарных частиц (ЭЧ) и представляется конечной, что эвристически неприемлемо. Из теории И.Л. Герловина для построения единой теории поля можно взять следующие положения: наличие фундаментального поля, имеющего векторный характер; определение потенциала взаимодействия единого поля с пробными телами в виде

$$\varphi = \frac{q}{r} e^{-\frac{R_W}{r}},$$

где $\varphi = \frac{q}{r}$ - ньютоновский потенциал (q - заряд; масса);

R_W - радиус сфер Шварцшильда, а также возможность объяснения устойчивости состояния частицы и античастицы на одной орбите, модель массы и магнитного момента частиц.

Отметим, что взаимодействие, основанное на потенциале (φ), требует и для максвелловских уравнений также рассмотреть вариант изменения потенциала взаимодействия (фактически учесть наличие массы покоя у фотонов) поля с пробными телами, т.е. перейти к теории Юкавы [8], предложенной для поля ядерных сил.

Интересным эффектом, следующим из векторной теории гравитации является генерация антигравитации при вращении гироскопа против часовой стрелки. В опытах поставленных Н. Козыревым, при изменении направления вращения изменяется направление квазимагнитной составляющей гравитационного поля гироскопа [6].

3. Сравнение векторной и тензорной теории тяготения

Сравним свойства тензорной теории тяготения Эйнштейна и векторной теории. Тензорные уравнения тяготения получены Эйнштейном путем общековариантного обобщения уравнения Пуассона. Источником гравитационного поля по Эйнштейну является плотность энергии – импульса. Гравитационное поле Эйнштейна - существенно нелинейно. В векторный теории источником гравитационного поля являются движущиеся массы (ток массы), а не плотность энергии импульса.

Сравним экспериментальные доказательства, вытекающие из уравнений движения для данных двух типов теорий. Рассмотрим для примера случай сферических симметричных полей, обусловленных источником M и независящих явно от времени (примем c=i) и приведём формулы расчета отклоне-

ний луча света в поле сферически симметричного источника, Солнца.

Для эйнштейновской теории:

$$\frac{d\bar{P}}{dt} = -m\left(\nabla\varphi + \left[\bar{V}, \left[\bar{V}, \nabla\varphi\right]\right]\right), \quad (1)$$

$$\frac{dE}{dt} = -m\bar{V}\nabla\varphi, \quad (2)$$

где E - кинетическая энергия;

m - масса пробной частицы $\bar{V} = \frac{dr}{dt}$, $\varphi = \frac{GM}{r}$.

Для векторных уравнений получим в тех же обозначениях:

$$\frac{d\bar{P}}{dt} = -m\left(\bar{E_g} + \left[\bar{V}, \left[\bar{V}, A\right]\right]\right), \quad (3)$$

$$\frac{dE}{dt} = -m\bar{V}\bar{E_g}, \quad (4)$$

где $\bar{E_g} = -\nabla\varphi - \frac{\partial\bar{A}}{\partial t}$.

В обоих типах уравнений в правой части присутствует добавочное (к Ньютоновской теории) слагаемое – сила, перпендикулярная направлению движения, то есть не совершающая работы. При этом, учитывая, что в Эйнштейновской теории второе слагаемое можно представить в виде:

$$m\left[\bar{V}, \left[\bar{V}, \nabla\varphi\right]\right] = m\left(V^2\nabla\varphi - \bar{V}\left(\bar{V}, \nabla\varphi\right)\right), \quad (5)$$

то получим для проекции силы, направленной под прямым углом к направлению движения, значение - $m\left(1+V^2\right)\nabla\varphi$, которое дает удвоенное значение для ньютоновского отклонения лучей света (а значит, и подтвержденное экспериментом) $\left[\alpha\left(Д_0\right) = \frac{4GM_0}{R_0c^2}\right]$.

С другой стороны, отметим, что выражение (5) можно также преобразовать к виду:

$$m\left[\bar{V}, \left[\bar{V}, \nabla\varphi\right]\right] = m\left[\bar{V}, \left[\bar{V}, \left(\nabla\varphi + \frac{\partial\bar{A}}{\partial t}\right)\right]\right] = \\ = m\left[\bar{V}, \left[\bar{V}, E_g\right]\right] = m\left[\bar{V}, \bar{H_g}\right], \quad (6)$$

где $H_g = \left[\bar{V}, E_g\right]$.

Данные преобразования свидетельствуют о том, что уравнения движения в теории Эйнштейна и в векторной теории для данного случая совпадают, а потому в векторной теории также получается правильная величина для расчета отклонений луча света в поле сферически симметричного источника, Солнца.

Вторым экспериментом, который считается подтверждением Эйнштейновской теории, является наличие гравитационного красного смещения частоты:

$$\frac{\Delta\nu}{\nu} = \frac{gh}{c^2}, \quad (7)$$

где ν - частота;

g - напряженность гравитационного поля;

h - “высота”;

c - скорость света.

Но, как показано во многих работах, и в частности М. Боклера, правильное значение для красного смещения частот получается и из ньютоновской теории, так как выведено из энергетических соображений, а “добавка” в уравнениях движения как в эйнштейновской, так и в векторной теории дает силу, перпендикулярную направлению движения, а значит, не совершающую работы и не изменяющую энергии. Таким образом, показано, что векторная теория правильно описывает и величину гравитационного красного смещения.

В работах А.З. Петрова [9, 10] доказывается, что векторная теория даёт правильную величину и для третьего решающего эксперимента – измерения смешения перигелия Меркурия (такую же, как теория тяготения Эйнштейна).

Заметим также, что расчет задержки отраженного радиолокационного сигнала, основанный на уравнениях движения (1), дает для векторной теории те же результаты, что и общая теория относительности (ОТО), поскольку правые-части (1) и (3) совпадают.

Получаем интересный вывод: все знаменитые эффекты ОТО предсказываются и векторной теорией. Более того, в работе [11] автором приведено доказательство того, что магнитные поля Земли и планет обусловлены квазимагнитной составляющей их гравитационного поля. Этот вывод можно считать опытным подтверждением открытия гравитационных волн, которые в отличие от гравитационных волн в Эйнштейновской теории, аналогичны по свойствам электромагнитным. Именно на этом моменте - различии свойств гравитационных волн, представленных векторной теорией и теорией Эйнштейна и основывается, по мнению автора, невозможность экспериментального наблюдения гравитационных волн по методике эксперимента, основанного на теории Эйнштейна, в то время как в векторной теории гравитационные волны, как оказалось, были открыты около 300 лет назад (магнитное поле Земли).

Выводы

1. ОТО Эйнштейна имеет существенные недостатки, а в частности, неверный, по мнению автора, физический смысл, приписываемый основным положениям, уравнениям и экспериментам, являющимся базисным для теории, которые не позволяют применить гравитацию в практических целях.

2. Вместе с тем, существует ряд аргументов, которые позволяют отдать предпочтение векторной теории гравитации, для объяснения механизма гравитации и её возможных практических приложений.

Литература

1. Ломоносов, М.В. Полное собрание сочинений [Текст] / М.В. Ломоносов / Собр. соч.: в 11 т. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. - Т. 1: Тр. по физике и химии. – С. 5-536.

2. Le Sage, G.-L. Physique Mécanique des Georges-Louis Le Sage [Text] / G.-L. Le Sage // Prévost, Pierre, Deux Traites de Physique Mécanique, Geneva & Paris: J.J. Paschoud, 1818 - P. 1–186.

3. Shneiderov, A. J. Corpuscular theory of unified field and the origin of natural forces [Text] / A.J. Shneiderov // AIP.-№43. - Polycultural Institution of America, IPI. – Washington, DC, 1978. – P. 497–501.

4. Ацюковский, В.А. Трансформатор Тесла: Энергия из эфира [Текст] / А.В. Ацюковский. – М.: Изд-во «Петит», 2004. – 24с.

5. Лаплас, П.С. Изложение системы мира [Текст]: пер. с франц. / П.С. Лаплас. – Л.: Наука, 1982. - 376 с.

6. Козырев, Н.А. Избранные труды [Текст] / Н.А. Козырев. – Л.: Изд-во ЛТУ, 1991. – 447 с.

7. Герловин, И.Л. Основы единой теории всех взаимодействий в веществе [Текст] / И.Л. Герловин. - Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 432 с.

8. Утияма, Р.К чему пришла физика (От теории относительности к теории калибровочных полей) [Текст]: пер. с япон. / Р. Утияма. – М.: Знание, 1986. – 224 с.

9. Петров, А.З. Классификация полей тяготения общего вида [Текст] / А.З. Петров // Изв. вузов. Математика. – 1958. – № 6. – С. 226 –232.

10. Петров, А.З. О симметрических полях тяготения [Текст] / А.З. Петров // Изв. вузов. Математика. – 1959. – № 2. – С. 189–97.

11. Данов, А.С. О предельных уровнях энергии электрона [Текст] / А.С. Данов, С.В. Данов // Вопросы проектирования самолётных конструкций: сб. науч. тр. Харьк. авиац. ин-т. им. Н. Е. Жуковского. - Вып. 2. – Х., 1979. – С. 125-127.

Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры физики О.Н. Чугай, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВЕКТОРНА ПРИРОДА ЄДИНОГО ПОЛЯ ВЗАЄМОДІЇ

О.С. Данов

Проведено аналіз публікацій, присвячених питанням теорій механізму тяжіння і Фундаментального Поля. Проведено порівняльний аналіз векторної і тензорної теорій для розв'язання трьох фундаментальних експериментів фізики. Розглянуто рівневу структурну модель, яка доводить, що будь-яка рухома матеріальна частка оточена хмарою гравітонів (за своїми властивостями подібні до фотонів). Показано, що загальна теорія відносності Ейнштейна має суттєві недоліки, і що для пояснення механізму гравітації перевага віддається векторній теорії гравітації і її можливих практичних додатків.

Ключові слова: векторна теорія, тензорна теорія, тяжіння, гравітон, потенціал Юкави.

VECTOR NATURE OF COMMON FIELD OF INTERACTION

A.S. Danov

The analysis of the publications covers the issues of theories of the mechanism of gravity and the fundamental field is drawing. A comparative analysis of the vector and tensor theories to resolve the three fundamental physics experiments is carrying out. The level structure model, proving that any moving particle of matter is surrounded by a cloud of gravitons (with properties similar to photons) is considered. It is shown that Einstein's GTR have the essential faults and that the explanation of the mechanism of gravity is preferred vector theory of gravitation and its possible practical applications.

Key words: vector theory, tensor theory, gravitation, graviton, the Yukawa potential.

Данов Александр Сергеевич – старший преподаватель каф. конструкции самолётов и вертолётов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: danovas5@gmail.com.

УДК 621.324

Г.А. КУЧУК

Харківський університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Україна

СИНТЕЗ ТОПОЛОГІЇ ГІБРИДНОГО ХМАРНОГО СХОВИЩА ДАНИХ У ГЕТЕРОГЕННОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Розглянутий підхід до синтезу топології гібридного хмарного сховища даних, яке функціонує у гетерогенній мережі. Процес синтезу розбито на три послідовних етапи: визначення оптимальної логічної структури сховища даних за критерієм мінімізації сумарного часу доступу до інформаційних масивів; проведення топологічної оптимізації фізичної структури мережі за критерієм мінімальних витрат на експлуатацію додаткового обладнання; вибір стратегії синтезу топології в залежності від вимог, що пред'являються до надійності та безпеки сховища даних, та враховуються узагальненим показником якості CLOUD-системи.

***Ключові слова**: гетерогенна мережа, сховище даних, гібридність,хмарні технології, CLOUD-системи.*

Вступ

Хмарне сховище даних (англ. cloud storage) – модель онлайн-сховища, в якому дані зберігаються на численних розподілених в мережі серверах, що надаються в користування клієнтам. Дані зберігаються, і обробляються, в так званій хмарі, яка з погляду клієнта є одним великим віртуальним сервер. Фізично ж такі сервери можуть розташовуватися віддалено один від одного географічно, аж до розташування на різних континентах.

На сьогодні збільшення ємкостей носіїв інформації призвело до суттєвого збільшення об'ємів інформації, що зберігається на вузлах мереж, зниження вартості обслуговування сховищ інформації при значному збільшенні об'ємів даних, що зберігаються. Розвиток технології віртуалізації привів до можливості створення віртуальної інфраструктури, гнучкого масштабування і нарощування систем, зниження витрат на організацію і супровід систем, доступності віртуальної інфраструктури через мережу Інтернет. Збільшення пропускної спроможності мереж призвело до збільшення швидкості обміну даними, зниження вартості Інтернет-трафіка, доступності хмарних технологій.

Всі ці чинники привели до підвищення конкурентоспроможності і бурхливого розвитку хмарних технологій, переважно гібридних [1, 2].

Серед ряду завдань, що виникають при впровадженні CLOUD-систем, окремо розглядаються питання, пов'язані з наявністю гетерогенного середовища, в якому функціонує система. При цьому її продуктивність істотно залежить від вибору логічної структури сховища даних, ліній зв'язку і стратегії обробки інформації [2, 3]. Зокрема, актуальним є завдання синтезу топології гібридного хмарного сховища даних, яке функціонує у гетерогенній мережі, що і є **метою даної статті.**

1. Визначення логічної структури сховища даних

При визначенні логічної структури (ЛС) гібридного хмарного сховища даних (ГХСД) будемо дотримуватись такої послідовності дій [4]:

- відображення множини додатків прикладного програмного забезпечення в концептуальній схемі;
- перехід до канонічної структури ГХСД без надмірних зв'язків [5];
- розробка на базі канонічної структури оптимальної логічної структури ГХСД (щодо вибраного критерію оптимальності).

Як критерій оптимальності в [4] пропонується вибрати мінімум сумарної кількості доступів по зв'язках логічної структури відповідно до механізму роботи базової CLOUD-системы (БСС). Проте при синтезі ЛС ГХСД необхідно враховувати гетерогенність середовища, тобто суттєву різнорідність як фізичних зв'язків, так і використовуваної зовнішньої пам'яті мережі. Тому пропонується модифікація даного критерію: мінімізувати сумарний час доступу до зовнішньої пам'яті ГХСД в процесі функціонування БСС.

© Г.А. Кучук

Нехай $V=\left\{v_i \mid i=\overline{1,m}\right\}$ - множина інформаційних сегментів (ІС) ГХСД; які не розміщені в центрі обробки даних (ЦОД) гібридної хмари; $W=\left\{\omega_j \mid j=\overline{1,n}\right\}$ – множина зв'язків між елементами V, що визначається відображенням $\psi:\tilde{V}\to W$, $\tilde{V}\subseteq V\times V$. Тоді шукана канонічна структура представляється орієнтованим графом G =(V, (Wψ)). Для кожної k-ої хмарної транзакції (ХТ) прикладного програмного забезпечення ГХСД з множини $R=\left\{r_k \mid k=\overline{1,\ell}\right\}$ визначимо частоту запуску за даний період - f_k, а також кортеж задіяних ІС (вершин графа G) – $Z_k=\left\langle v_{i_k}^{(k)} \mid i_k\in\overline{1,m_k}\right\rangle$, де m_k ($m\geq m_k$) – кількість вершин кортежу з номером k, якому відповідає шлях на графові G з початком у вершині $v_1^{(k)}$ і кінцем у вершині $v_{m_k}^{(k)}$. При цьому між сусідніми вершинами будь-якого кортежу повинен існувати логічний зв'язок.

Розглянемо дві множини: $A=\left\{\alpha_\beta \mid \beta=\overline{1,\beta_A}\right\}$ – можливі варіанти логічних структур даної ГХСД; $B=\left\{b_\gamma \mid \gamma=\overline{1,\gamma_B}\right\}$ – варіанти реалізації зв'язків між ІС у логічній структурі. Конкретний варіант логічної структури $\alpha_{\beta'}$ для варіанту реалізації зв'язку $b_{\gamma'}$ опишемо булевою матрицею $X_{\beta'}=\left(x_{j\gamma'}\right)$, в якій $x_{j\gamma'}=1$, якщо зв'язок ω_j реалізований за варіантом γ'.

З множини $\Theta_X=\left\{X_{\beta'}\right\}$ виділимо підмножину $\Theta_{\tilde{X}}\subset\Theta_X$ матриць $X_{\beta'}$, в яких фізично реалізовуються всі непорожні зв'язки. При реалізації математичної моделі логічної структури ГХСД будемо дотримуватися таких обмежень.

1. Кожен зв'язок логічної структури, що синтезується, реалізується тільки одним варіантом, отже

$$\sum_{\gamma'=1}^{\gamma_\beta} x_{j\gamma'}=1,\quad j=\overline{1,n}. \qquad (1)$$

2. Всі вибрані зв'язки повинні фізично реалізовуватися, тобто

$$X_{\beta'}=\left(x_{j\gamma'}\right)\subset\Theta_{\tilde{X}}. \qquad (2)$$

3. Сумарний об'єм задіяної зовнішньої пам'яті при реалізації переходів від кортежів Z_k до логічних структур ГХСД не повинен перевищувати граничного значення d_{lim}, тобто

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{\gamma'=1}^{\gamma_\beta} d_{j\gamma'}\cdot x_{j\gamma'}\leq d_{lim}, \qquad (3)$$

де $d_{j\gamma'}$ – об'єм зовнішньої пам'яті, необхідної для варіанту γ'.

Оскільки вибраний критерій оптимальності логічної структури припускає мінімізацію сумарного часу доступу до необхідної інформації ГХСД в процесі її функціонування, то цільова функція має вигляд

$$\sum_{k=1}^{\ell} f_k\cdot\left(\sum_{j=1}^{n}\sum_{\gamma'=1}^{\gamma_\beta} t_{j\gamma'}\cdot\ell_{kj}\cdot x_{j\gamma'}\right)\to\min, \qquad (4)$$

при $\quad j\in\left\{\psi\left(v_{k'}^{(k)},v_{k'+1}^{(k)}\right)\Big(\ k'\in\overline{1,m_k-1}\ \right\}$,

де $t_{j\gamma'}$ – час пересилки одного логічного блоку за j-м зв'язком у варіанті γ', l_{kj} – середній розмір одного запиту транзакцій з номером k, що пересилається шляхом j.

Тоді для знаходження оптимальної логічної структури ГХСД необхідно вирішити задачу лінійного булева програмування (1) – (4). Кращі результати за часом рішення при великих размерностях V і W дав метод "гілок і меж" з галуженням з останньої вершини" [6].

2. Топологічна оптимізація фізичної структури мережі

Знаючи логічну структуру ГХСД можна вибрати топологію фізичної структури фрагмента базової гетерогенної мережі (ФБГМ), обслуговуючого сховище даних, оптимальну щодо вибраного критерію. Припустимо, що ФБГМ описується графом GS з булевою матрицею суміжності $X=(x_{ij})_{n,n}$, $i,j=\overline{1,n}$, де n – кількість вузлів фрагмента, а x_{ij} = 1 тільки тоді, коли між вузлами i і j встановлена пряма лінія зв'язку для передачі даних. Булева матриця $Y=(y_{ij})_{n,n}$ описує варіанти організації зв'язку між вузлами мережі: y_{ij} = 1, якщо використовується виділений канал зв'язку з оплатою оренди в місяць у розмірі a_{ij}, і y_{ij}= 0, якщо передача даних організовується з почасовою оплатою загального каналу у розмірі b_{ij}. Матриця $T=(t_{ij})_{n,n}$ описує середнє завантаження ФБГМ, матриця $C=(c_{ij})_{n,n}$ – вагові коефіцієнти каналів, визначені методом експертних оцінок [6], булева матриця $D=(d_{ij})_{n,n}$ – відсутність можливості прямого зв'язку між вузлами, булева матриця E = = $(e_{ij})_{n,n}$ – необхідність виділеного каналу зв'язку. У даних позначеннях

завдання топологічної оптимізації ФБГМ формулюється таким чином.

Знайти граф G_S^{opt} з матрицями суміжності X_{opt} і зв'язків Y_{opt}, при якому мінімальна сума

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} c_{ij}x_{ij}(a_{ij}y_{ij} + b_{ij}t_{ij}(1-y_{ij})) \qquad (5)$$

з урахуванням таких обмежень:

- по можливості прямому зв'язку

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} d_{ij}x_{ij} = 0;$$

- по необхідних виділених каналах

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} l_{ij}(1-x_{ij}) = 0;$$

- по *l*-кратному дублюванню маршрутів передачі даних (тобто граф G_S^{opt} – *l*-зв'язний);

- по довжинах найкоротших і обхідних маршрутів графа G_S^{opt} [4].

Третє і четверте обмеження вищеописаної задачі не дозволяють вирішити її стандартними методами дискретного програмування для ФБГМ великої розмірності. Проте при ослабленні обмежень досить просто отримати нижню оцінку суми [6]. Замість третьої умови зв'язності введемо необхідну умову $\sum_i x_{ij} \geq \ell$, а замість четвертої – $\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} x_{ij} = 2M$ (умова точної кількості ребер графа G_S^{opt} – M). Тоді задача знаходження нижньої оцінки формулюється таким чином:

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} c_{ij}x_{ij}\,(a_{ij}y_{ij} + b_{ij}t_{ij}\,(1-y_{ij})) \to \min, \qquad (6)$$

при виконанні таких умов:

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} \ell_{ij}(1-x_{ij}) = 0; \qquad (7)$$

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} d_{ij}x_{ij} = 0; \qquad (8)$$

$$\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n} x_{ij} = 2M; \qquad (9)$$

$$\sum_{i=1}^{n} x_{ij} \geq \ell; \quad i,j = \overline{1,n}. \qquad (10)$$

Для вирішення задачі (7) – (10) пропонується використовувати наступний алгоритм.

Крок 1. Перетворення елементів вартісних матриць A і B:

$$(a_{ii} = \infty \wedge b_{ii} = \infty) \wedge (d_{ij} = 0 \Rightarrow a_{ij} = b_{ij} = \infty),$$

$$\forall i, j = \overline{1,n}.$$

Крок 2. Відрядкове ранжування елементів матриць A і B з урахуванням E.

Крок 3. Формування відрядкових сум $S_i^{(1)}$ *l* перших елементів матриць A і B, отримання

$$S^{(1)} = \sum_{i=1}^{n} S_i^{(1)}.$$

Крок 4. Ранжуються ті $2(n^2 - l \cdot n)$ елементів, що залишилися, з отриманого рядка вибираються і підсумовуються перші $l \cdot n$ елементів ($S^{(2)}$).

Крок 5. Обчислюється нижня оцінка вартості $S^{(M)} = (S^{(1)} + S^{(2)}) / 2$.

Даний алгоритм дозволяє на декілька порядків скоротити кількість переборів при розв'язанні задачі (7) – (10) послідовним переглядом тільки *l*-зв'язних графів, що мають рівно M ребер [6], з паралельним порівнянням оптимального значення вартості з нижньою оцінкою $S^{(M)}$.

3. Вибір стратегії синтезу топології ГХСД у середовищі ФГМ

Для вибору стратегії синтезу топології ГХСД у середовищі ФГМ визначимо, що обраний у результаті розв'язання задачі (7) – (10) фрагмент гетерогенної мережі U складається із m розподілених окремих вузлів (РОВ):

$$U = \left\{ u_i \,\middle|\, i = \overline{1,m} \right\},$$

зв'язаних каналами, що складають множину

$$V = \left\{ v_{i_1,i_2} \,\middle|\, i_1, i_2 = \overline{1,m} \right\}.$$

У середовищі ФГМ U передбачається забезпечити функціонування ГХСД, що складається з n непересічних ІС f_i, що складають множину

$$B = \left\{ f_j \,\middle|\, j = \overline{1,n} \right\}.$$

Стратегії розподілу ІС класифікуються залежно від кількості задіяних вузлів і наявності дублювання інформації [3].

Для опису множини глобальних стратегій розподілу ІС $\Omega = \left\{ w_\ell \,\middle|\, \ell \in N \right\}$ введемо відображення φ множини ІС на множину груп вузлів ФГМ [4]:

$$\varphi : B \to \tilde{U}, \text{ де } \tilde{U} = \left\{ U_k \subset U \right\}.$$

При централізованій стратегії w_1 єдина копія ГХСД розташовується в центрі обробки даних CLOUD-системи U_0. Тоді:

$$\varphi\left(f_{j_1}\right)=\varphi\left(f_{j_2}\right)=U_0\subset\tilde{U},\ \ \forall j_1,j_2\in\overline{1,n};$$
$$\text{card}U_0=1.$$

При стратегії розподілу даних w_2 ІС розподіляються по різних вузлах, отже:

$$\text{card}\ \varphi\left(f_j\right)=1,\ \ \forall j\in\overline{1,n};$$
$$\exists\, j_1,j_2\in\overline{1,n}\ \Big|\ \varphi\left(f_{j_1}\right)\neq\varphi\left(f_{j_2}\right).$$

Стратегія дублювання w_3 характеризується наявністю декількох повних копій ІС на різних вузлах, тому її формалізований опис виглядає таким чином:

$$\varphi\left(f_{j_1}\right)=\varphi\left(f_{j_2}\right)=U'\subset\tilde{U},\ \ \forall j_1,j_2\in\overline{1,n};$$
$$\text{card}\ U'>1.$$

Для даної стратегії потужність підмножини U' визначає число повних копій бази даних.

Змішана стратегія розподілу ІС w_4 дозволяє мати декілька копій фрагментів на різних вузлах, причому кожний вузол може містити довільний сегмент. При цьому на відображення φ не накладаються додаткові обмеження, а число копій сегменту f_i визначається як потужність підмножини $\varphi(f_i)$.

Для оцінки наведених стратегій визначимо над множиною Ω множину показників оцінки якості функціонування $G=\{g_l\}$ таким чином, що [4]:

$$g_l:\Omega\to R.$$

Зокрема, множина G повинна включати такі елементи: g_1 – оцінка надійності функціонування CLOUD-системи; g_2 – оцінка ступеня локалізації посилань; g_3 – оцінка середнього часу доступу, що враховує для даної стратегії архітектуру ФГМ і пропускні спроможності каналів $v_{i_1,i_2}\in V$; g_4 – оцінка витрат на реалізацію проекту; g_5 – оцінка витрат на ведення ГХСД. Для кожного $g_i\in G$ введемо ваговий коефіцієнт α_i, який визначається виходячи з вимог, що пред'являються до системи.

Тоді вибір стратегії розподілу ІС можна здійснити за допомогою узагальненого показника

$$\xi(w_i)=\sum_{\ell\in L}\alpha_\ell g_\ell(w_i),$$

де $L\subset G$ – підмножина показників, актуальних для даної системи.

Запропонований підхід був використаний для аналізу функціонування різних ГХСД у середовищі ФГМ. Однозначний вибір глобальної стратегії розміщення ІС без попереднього аналізу був неможливий, оскільки у кожному конкретному випадку кожна стратегія володіла як перевагою, так і недоліками порівняно з іншими.

Основною перевагою стратегій w_1, безумовно, є простота реалізації, хоча за іншими показниками вона поступається стратегіям $w_2 \div w_4$. Стратегія w_3 перевершує останні за надійністю функціонування системи, за доступністю і ефективністю вибірки даних, проте має місце дуже велика надмірність даних і тенденція до порушення узгодженості копій. Стратегія w_2 дозволяє більш рівномірно розподілити навантаження між вузлами в порівнянні із стратегіями w_1 та w_3, проте для систем з малою локалізацією посилань різко збільшується час обробки транзакцій і зменшується надійність системи.

Стратегія w_4 об'єднує підходи, пов'язані з розподілом і дублюванням даних з метою придбання переваг, якими вони володіють. Але на жаль, ця стратегія набуває складнощів кожного з об'єднуваних підходів. Вона є загальною в тому, що будь-яка частина сховища даних може бути дубльована довільну кількість разів і в кожному вузлі може міститися бажана частина сховища даних. Недоліком стратегії є необхідність зберігати інформацію про те, де знаходяться дані у ФГМ, і погоджувати кількість сегментів, що зберігаються, пов'язаних з кожним логічним фрагментом (ЛФ). Обробка і оптимізація запитів є при використанні змішаної стратегії нетривіальними завданнями. Проте, ключовою перевагою змішаної стратегії є гнучкість. Наприклад, можна встановити компроміс між об'ємом пам'яті, використовуваної в цілому і в кожному окремому вузлі, забезпечуваним рівнем надійності і різними заходами ефективності. При дублюванні ІС, запам'ятовуванні більш одного фрагмента, вартість узгодження, включаючи вартість зв'язку, зростає, проте більша кількість даних стає локально доступною, що веде до зниження якості пересилок і вартості зв'язку при виконанні запитів.

Таким чином, враховуючи властивості розглянутих стратегій розподілу фрагментів, можна зробити висновок, що стратегія w_1, котра допускає лише централізований розподіл, є простою і застосовується для невеликих ГХСД з невисокими вимогами до надійності системи і невеликими об'ємами інформації. Стратегія w_2 найбільш підходить для випадку, коли або зовнішня пам'ять обмежена в порівнянні з об'ємом сховищ, або ЦОД є недостатньо надійним, або повинна бути підвищена ефективність функціонування програмних засобів обробки транзакцій. Стратегія w_3 застосовується для тих ситуацій, коли чинник надійності є критичним, обсяг СД відносно невеликий, а інтенсивність оновлення може бути невисокою, наприклад ІС з інтенсивними запитами довідкового типу. І нарешті, стратегія w_4 є прийнятною тоді, коли жодна з простіших стратегій не є задовільною.

Висновки та напрям подальших досліджень

Таким чином, у статті запропонований трьохетапний метод синтезу топології гібридного хмарного сховища даних, яку функціонує у гетерогенній мережі.

На першому етапі визначається оптимальна логічна структура сховища даних за критерієм мінімізації сумарного годині доступу до інформаційних масивів.

На другому етапі проводиться топологічна оптимізація фізичної структури мережі за критерієм мінімальних витрат на експлуатацію додаткового обладнання.

Вибір стратегії синтезу топології в залежності від вимог, що пред'являються до надійності та безпеки сховища даних, та враховуються узагальненим показником якості CLOUD-системи – третій, заключний етап запропонованого методу синтезу..

Напрям подальших досліджень пов'язаний з розробкою методу управління інформаційними потоками між вузлами, задіяними CLOUD-системою, що підтримує гібридне хмарне сховище даних у гетерогенній мережі.

Література

1. Риз, Д. Облачные вычисления [Текст] / Д. Риз. – СПб.: БХВ-Петербург 2011. – 288 с.

2. Широкова, Е.А. Облачные технологии [Текст] / Е.А. Широкова // Современные тенденции технических наук: мат. межд. науч. конф.; Уфа, октябрь 2011 г. – Уфа: Лето, 2011. – С. 30 – 33.

3. Google Cloud Platform [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://cloud.google.com. – 12.04.2013.

4. Кучук, Г.А. Управление ресурсами инфотелекоммуникаций [Текст] / Г.А. Кучук, Р.П. Гахов, А.А. Пашнев. – М.: Физматлит, 2006. – 220 с.

5. Кучук, Г.А. Моделювання трафіка мультисервісної розподіленої телекомунікаційної мережі [Текст] / Г.А. Кучук, І.Г. Кіріллов, А.А. Пашнєв // Системи обробки інформації. – Вип. 9 (58). – Х.: ХУПС, 2006. – С. 50 – 59.

6. Сергиенко, И.В. Модели и методы решения на ЭВМ комбинаторных задач оптимизации [Текст] / И.В. Сергиенко, М.Ф. Каспшицкая. – К.: Наук. думка, 1981. – 287 с.

Надійшла в редакцію 14.05.2013, розглянута на редколегії 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. В.А. Краснобаєв, Полтавський національний технічний університет ім. Ю. Кондратюка, Полтава.

СИНТЕЗ ТОПОЛОГИИ ГИБРИДНОГО ОБЛАЧНОГО ХРАНИЛИЩА ДАННЫХ В ГЕТЕРОГЕННОЙ СРЕДЕ

Г.А. Кучук

Рассмотрен подход к синтезу топологии гибридного облачного хранилища данных, которое функционирует в гетерогенной сети. Процесс синтеза разбит на три последовательных этапа: определение оптимальной логической структуры хранилища данные по критерию минимизации суммарного времени доступа к информационным массивам; проведение топологической оптимизации физической структуры сети по критерию минимальных расходов на эксплуатацию дополнительного оборудования; выбор стратегии синтеза топологии в зависимости от требований, которые предъявляются к надежности и безопасности хранилища данные, и учитываются обобщенным показателем качества CLOUD-системы.

Ключевые слова: гетерогенная сеть, хранилище данных, гибридность, облачные технологии, CLOUD-системы.

SYNTHESIS OF DATA DEPOSITORY CLOUD HYBRID TOPOLOGY IN HETEROGENEOUS NETWORK

G.A. Kuchuk

Going is considered near the synthesis of topology of hybrid cloudy depository of information, which functions in a heterogeneous network. The process of synthesis is broken on three successive stages: determination of optimum logical structure of depository the minimizations of total access time given on a criterion to the informative arrays; lead through of topology optimization of physical network structure on the criterion of minimum charges on exploitation of additional equipment; choice of strategy of synthesis of topology depending on requirements which are produced to reliability and safety of depository information, and taken into account the generalized index of quality of the CLOUD-systems.

Key words: heterogeneous network, depository of information, hybrid, cloudy technologies, CLOUD-systems.

Кучук Георгій Анатолійович – д-р техн. наук, старший науковий співробітник, провідний науковий співробітник наукового центру Харківського університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків, Україна; e-mail: kuchuk56@ymail.ru.