

УДК 621.89.097.017:620.1.08 (045)

V.V. SHEPETOV, O.U. SYDORENKO

National aviation university, Ukraine

DETONATION COVERINGS ON BASIS OF $FeAl_2$ FOR PROTECTION OF FRICTION UNITS AGAINST WEAR PROCESSES

The generalization of results of the laboratory researches accepted in practice, shows, that the carried out researches testify to expediency of use of the developed detonation coverings of system $FeAl_2$ -Ti-Si for increase of wear resistance and durability of the rubbed interfaces working in absence of greasing. Besides, the application of the specified wearproof coverings as have shown the economic data, promote the improvement of quality and durability of the details working in conditions of friction, reduction in expenses for repair work and manufacture of spare parts, that, finally, results in significant economy of metals.

Key words: friction, alloy, aluminide, wear resistance, tribooxidation, detonation covering.

Introduction

The processes of friction, wear and greasing, remain one of the most actual areas of research because they provide possibility of theoretical and applied methods of studying the questions with which are actual in daily practice.

According to modern positions of a science about friction and wear processes of materials the tribotechnics parameters which describe the contact interaction, are defined, mainly, by a condition and properties of superficial layers. And in the common complex of the actions which are directed on development of methods of increasing the efficiency of tribotechnic systems operation, the great value is got with technologies of superficial hardening. Practically in all industrial complexes the interest continuously grows to the technical opportunities of various technological methods of creation the strengthening, in particular, wearproof coverings [1,2]. Today their development and application - that focus in which concentrated the efforts of scientists, experts, organizers of manufacture. And the level of realization of their practical opportunities began not only the generalizing characteristic of a degree of the country development, but also a subject of the state prestige which reflect the scientific and technical potential.

The coating of detonation coverings is one of modern technological methods of increase the wear resistance of friction pairs. However at a choice of a material for coating, if proceed the real conditions of operation, it is necessary to take into account the technical and economic restrictions caused by requirements of manufacture, in particular, the charge of scarce and expensive components, for example, wolfram, cobalt, nickel [3].

1. Experimentals

In the given research which includes the development and tribotechnic tests of composite coverings, not containing scarce components, the program which includes, in generally, some facts (speed of sliding, temperature, etc.) is realized; the theoretical positions which prove the resistance to wear process of a superficial layer, were considered from positions of the structural - power theory of friction and wear [4], the coating of coverings was carried out on installation such as "Dnepr - 3" by the technology stated in the source [3].

The characteristics of metal phases of a coating layer, and also secondary structures with the certain properties essentially depend on technology of reception and a chemical compound of an initial material. So in the given research the powder structures with application of technology which allows to form structure on nanometric level, in particular, mechanic and chemistry synthesis of materials from elementary powders, which is more effective for reception of compositions with unique properties [6,7] have been received. So, as a basis of powder raw material for coverings have been used the aluminide iron ($FeAl_2$), in addition alloyed by the titan and silicon. Thus it is necessary to note the nondeficiency of initial raw material and potential low-cost of the components. The optimum contents of alloying elements corresponding to the maximal wear resistance of coating coverings is established. The injection in an initial powder the additives of the titan has caused the formation of intermetallic phases of type γ - $TiAl$, Ti_3Al . The additional alloying by silicon promoted the reception of strengthening connections such as Ti_3Si , Ti_5Si_3 , Fe_3Si , $FeSi$. Besides, the interaction of aluminium and iron causes the presence of firm solutions of iron in aluminium and aluminium in iron, and also intermetallic

eutectic. The aluminides of titan, iron, as well as silicides, are characterized by sufficient durability of inter-nuclear connections and thereof the high temperature of fusion and the raised mechanical durability. The finely divided phases of intermetallic render the significant influence on the dislocation mechanism of formation the defects of thin structure, in such way lowering a degree of activation and raising the resistance against dripping. Alloying additives substantially cause the kinetic of formations and a complex of properties of secondary structures. Varying the structures of a composite powder in a coating covering, it is possible to influence a level of structural activation, formation of superficial layers with beforehand set properties and as a result to provide minimization of tribotechnical parameters.

Operating the technological process of reception of composite powders, it was possible not only to provide a desirable chemical compound, but also to receive at coating the set structure which optimizes a complex of the properties causing, in a certain range of parameters of friction, the steady display of structural accommodation.

The tribotechnical properties of detonation composite coverings in absence of greasing were estimated at the face friction of modelling samples in a wide range of speeds, loadings, temperatures in the air environment at normal atmospheric pressure. At research of processes of friction and wear of detonation coverings of system $FeAl_2$ -Ti-Si for comparison under the same conditions and under similar programs the samples with coating coverings from powders of alloy with wolfram BK15 and on a basis of nichrome, alloyed by aluminium and a pine bor, and also samples from tempered steels 45, 30ХГЧА, antifrictional bronze БрОЦІ6-6-3 were tested. The thickness of coverings after operational development was made 0,18-0,2 mm, a roughness of surface $R_a=0,63 \dots 0,32$.

At disclosing interrelations between properties of a material of a covering in conditions of friction, their structure, influence of the external factors determining reliability and serviceability of friction system, the leading part is played with a choice of methods of researches. Opportunities of used techniques and equipments in many respects determines depth and reliability of representations about the processes proceeding at contact interaction of connected surfaces.

2. Analyses

The analysis of physical and chemical properties of coverings, the microphase analysis were carried out with the help of scanning microanalyzer "Camsan".

During research of a microstructure of the developed covering it has been established, that at coating, except for aluminide $FeAl_2$, are present aluminides of

iron such as Fe_3Al , $FeAl$ which at the presence of the titan form aluminide, alloyed by the titan (Fe , Ti) Al . The light zones contain a firm solution of components of a covering on the basis of connection $FeAl$ ($H\mu = 9500 \pm 400P$). The intermetallic sites with disperse inclusions represent connections on a basis of γ -TiAl, Ti_3Al , and also Ti_3Si_3 . The presence of oxide type α - Al_2O_3 in firm solutions as disperse crystal inclusions is caused, probably, its oxidation in process of exothermic reactions at coating. Laws of curves of distribution of the chemical elements included in a covering on basis $FeAl_2$, correlates with character of distribution of the structural components, established on corresponding pictures in x-ray characteristic radiation. Besides, the structure of coverings represents sites of a firm solution of iron and finely divided mixes of intermetallics such as Ti_5Si_3 , $FeSi_2$ and $TiSi$.

From the results of researching the influence of speed of sliding on intensity of wear processes it is visible, that the resistance to wear processes possess coverings of system $FeAl_2$ -Ti-Si, not worse then conceding values of covering BK15. In all a range of speeds (up to 1,0m/sec at the constant loading equal 5,0MPa) the mechanochemical wear process is the leader for developed coverings.

The condition of a superficial layer in which there are processes of activation at the friction, which influencing on intensity of oxidations and dripping, were studied by a method electron diffraction analysis on installation ЭМР-100. The electron diffraction pattern, that fixes the change of thin structure shows, that in the most thin superficial layer of a covering occurs the dispersion with a crushing of crystallite, to what the presence of maxima of intensity on diffusion auras testifies.

On the type of the leading process of wear a significant influence is rendered with properties formed superficial films which on the data of electron diffraction analysis represent the oxides Al_2O_3 , SiO_2 , which with the protoxide of iron form spinels such as $FeAl_2O_4$ and silicate of fieltic type such as Fe_2SiO_4 , besides, is established the presence of β -thialitum (Al_2TiO_3) which carry out a role of firm greasings, as result of tribooxidation. The mechanism of formation the secondary structures of the given type is caused by plastic deformation therefore a superficial layer change structure and passes in the activated condition. In the table 1 the basic properties of the metal oxydes included in a covering are resulted.

The further formation of secondary structures, in opinion of authors, is accompanied by mechanochemical microalloying, including dispergation of surface materials, grinding the dispersoid with particles of oxydes, intermetallic and transformations of these ultradisperse phases on working surfaces of friction under ac-

tion of local temperatures and pressure in new ultradisperse structure. Distinctive feature of this structure that in particles of the small sizes the superficial layers of atoms create the superfluous pressure essentially de-

forming a crystal lattice and influencing energy of activation; in a result they are characterized by a complex of the new properties determining the high tribotechnic characteristics of coverings [8, 9].

Table 1

The properties of secondary structures oxydes

Oxide	Syngynonum	Microhardness, MPa	Thermal factor of linear expansion $10^6, \text{deg}^{-1}$	Density, gr/cm^3
$\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$	hexagonal	20673	9,7	3,97
$\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$	cubic	24321	8,9	4,2
$\alpha\text{-SiO}_2$	hexagonal	11130	3	2,26-2,65
$\beta\text{-SiO}_2$	-	12356	4,3	-
TiO	cubic	15197	4,2	4,93-5,53
TiO_2	tetragonal	19614	-	4,17
Ti_2O_3	hexagonal	12786	9,6	3,94
FeO	cubic	4413	12,4	5,7
$\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$	hexagonal	10787	14,9	5,24
$\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$	cubic	7257	13,4	5,4

The character of changing the factors of friction is coordinated to the established laws of friction and wear processes. Their stability at increase of speed of sliding, testifies to high operational opportunities of coverings both on basis of FeAl_2 , and from firm alloy BK15.

Physical basis of development the materials of coverings is providing their compatibility in friction pairs and realization of structural accomodation in working ranges for provide the durability. For research of influence of temperature on intensity of mechanochemical wear process at loading by friction, the heating of samples during the tests have been stipulated. The changing of temperature causes the intensity of diffusive processes, speed of chemical reactions, transformations in a firm phase, defines the course of plastic deformation on which the degree of structurally and thermal activation [10] depends. The tests were carried out at the constant loading equal 3,0 MPa, and speed of sliding 0,6m/sec.

3. Surface

The coverings of system FeAl_2 - Ti - Si have a high wear resistance under the set conditions of friction. The microstructures possess and electron diffraction pattern surfaces of friction of coverings on basis of FeAl_2 , tested at various temperatures, are submitted in figure 1. As it has been established, the oxyde films, which formed in a zone of contact, shielding a surface of friction from mechanical and physical and chemical destruction. By the stoichiometrical structure they represents finely divided mixture of oxydes on the basis of metal components of a covering of spinel, class of silicates such as Al_2SiO_5 . Wear resistance of system FeAl_2 - Ti - Si is determined as a structure and property of metal phases of coating layer, and a condition and properties of formed oxyde films, which, as a firm greasing, interfere with processes of contact dripping.

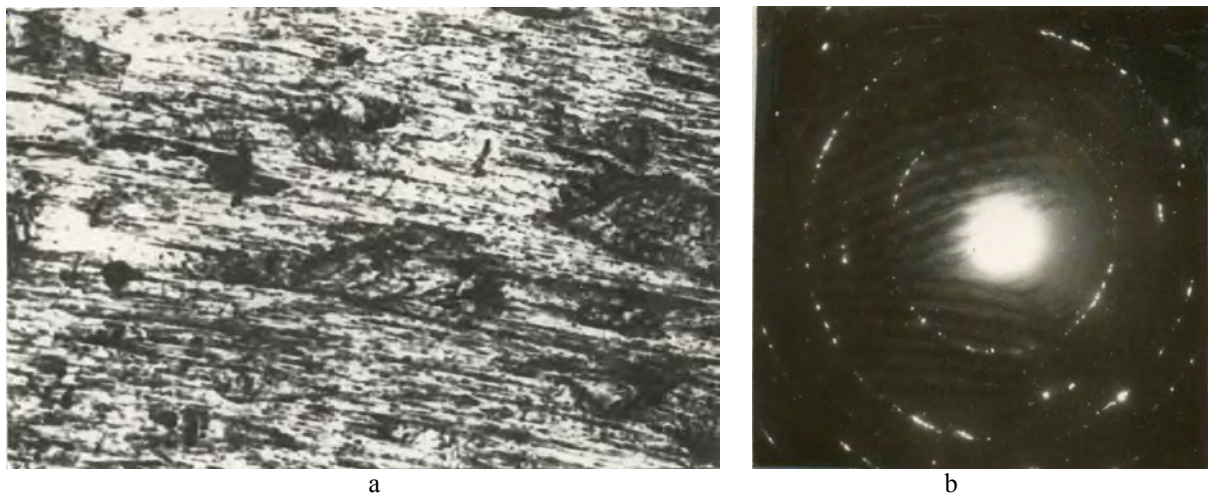


Fig. 1. Microstructures and the electron diffraction patterns of friction surfaces of detonation coverings on basis of FeAl_2 tested at temperatures: a - 3000C ($\times 320$); b - ($\times 28000$)

Conclusion

Thus, the generalization of results of the laboratory researches accepted in practice, shows, that the carried out researches testify to expediency of use of the developed detonation coverings of system $FeAl_2$ -Ti-Si for increase of wear resistance and durability of the rubbed interfaces working in absence of greasing. Besides, the application of the specified wearproof coverings as have shown the economic data, promote the improvement of quality and durability of the details working in conditions of friction, reduction in expenses for repair work and manufacture of spare parts, that, finally, results in significant economy of metals.

Literature

1. Інженерія поверхні / К.А. Ющенко, Ю.С. Борисов, В.Д. Кузнецов, В.М. Корж. – К.: Наук. думка, 2007. – 557 с.
2. Харламов Ю.А. Детонационно-газовые процессы в промышленности / Ю.А. Харламов. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1998. – 223 с.
3. Харламов Ю.А. Основы технологии восстановления и упрочнения деталей машин / Ю.А. Харламов. – Луганск, 2001. – 496 с.

4. Поверхностная прочность материалов при трении / Под ред. Б.И. Костецкого. – К.: Наукова думка, 1986. – 296 с.

5. Щепетов В.В. Повышение износостойкости детонационных покрытий путем оптимизации режимов напыления / В.В. Щепетов, А.М. Волхов // Трение и износ. – 1990. – Том 11, №5. – С. 844-848.

6. Середа Б.П. Получение двухкомпонентных покрытий на основе титана методом СВС / Б.П. Середа, И.В. Плеханова // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2003. – №11. – С. 30-33.

7. Теория и практика газопламенного напыления / П.А. Витязь, В.С. Иващенко, Е.Д. Манойло и др. – Минск: Навука і тэхніка, 1999. – 296 с.

8. Восстановление и повышение износостойкости и срока службы деталей машин / Под ред. В.С. Попова – Запорожье: Изд-во ОАО "Моторсич", 2000 – 394 с.

9. Газотермическое напыление покрытий. Сборник руководящих технических материалов. – К.: ИЭС им. Е.О. Патона, 1993. – 176 с.

10. Захарова В.Б. Термическая обработка жаростойкого газотермического покрытия / В.Б. Захарова, Т.В. Соловьёва, Б.М. Захаров // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2001. – №4. – С. 14-17.

Поступила в редакцию 15.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Тамаргазин, Национальный авиационный университет, Киев.

ДЕТОНАЦІЙНІ ПОКРИТТЯ НА ОСНОВІ $FeAl_2$ ДЛЯ ЗАХИСТУ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ ВІД ЗНОСУ

В.В. Щепетов, О.Ю. Сидоренко

Результати лабораторних випробувань, прийнятих в практиці, вказують, що проведені дослідження свідчать про доцільність використання розроблених детонаційних покриттів системи $FeAl_2$ -Ti-Si для підвищення зносостійкості та часу роботи тертьових сполучень, які працюють при відсутності мастила. Крім цього, використання вказаних зносостійких покриттів, як показали економічні дані, сприяють підвищенню якості і строку роботи деталей, які працюють в умовах тертя, зниженню витрат на ремонтні роботи і виробництво запасних частин, що, в кінцевому рахунку, призведе до значної економії металів.

Ключевые слова: тертя, сплав, алюмінід, протизносність, трибоокислення, детонаційне покриття.

ДЕТОНАЦИОННЫЕ ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ $FeAl_2$ ДЛЯ ЗАЩИТЫ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ОТ ИЗНАШИВАНИЯ

В.В. Щепетов, А.Ю. Сидоренко

Результаты лабораторных испытаний, принятых в практике, показывает, что проведённые исследования свидетельствуют о целесообразности использования разработанных детонационных покрытий системы $FeAl_2$ -Ti-Si для повышения износостойкости и долговечности трущихся сопряжений, работающих в отсутствии смазки. Кроме того, применение указанных износостойких покрытий, как показали экономические данные, способствуют повышению качества и долговечности деталей, работающих в условиях трения, снижению затрат на ремонтные работы и производство запасных частей, что, в конечном счёте, приводит к значительной экономии металлов.

Ключевые слова: трение, сплав, алюминид, противозносность, трибоокисление, детонационное покрытие.

Щепетов Виталий Владимирович – д-р техн. наук, проф., проф. института аэропортов, Национальный авиационный университет, Киев, Украина

Сидоренко Александр Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры технологий аэропортов, Национальный авиационный университет, Киев, Украина.

УДК 621.923

В.Ф. МАКАРОВ¹, Е.Н. БЫЧИНА^{1,2}, А.О. ЧУЯН¹¹Пермский государственный технический университет, Россия²ОАО «Пермский моторный завод», Россия

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены проблемы существующего метода полирования лопаток газотурбинных двигателей кругами на войлочной основе. Предложен новый метод полирования лопаток – полирование бесконечными лентами из шлифовальной шкурки. Новый метод позволяет решить проблему образования глубоких единичных рисок после обработки. Проведены экспериментальные исследования формирования шероховатости в процессе полирования лопаток, подтверждающие теоретические предположения. Приведены результаты исследований. Предложена методика расчета параметров шероховатости. Доказана возможность применения в практических целях математического расчета параметров шероховатости.

Ключевые слова: лопатка газотурбинного двигателя, полирование, бесконечная лента из шлифовальной шкурки, шероховатость, математическое моделирование.

В авиационных и газотурбинных двигателях и энергетических установках насчитывается несколько тысяч лопаток. Трудоемкость изготовления этих деталей, в связи с высокими требованиями к качеству поверхности (среднее арифметическое отклонение профиля от средней линии в пределах 0,25 мм, $Ra \leq 0,32 \dots 0,16$ мкм.) и точности геометрических форм (до 0,04 мм) очень высока.

При отклонении геометрических форм, размеров и параметров шероховатости профиля пера лопаток от расчетных, ухудшается газодинамическая устойчивость двигателя, возрастают аэродинамические потери, приводящие к уменьшению КПД, т.е. к потере мощности, росту удельных расходов и, как следствие, к снижению экономичности двигателя.

Качество обработки поверхности детали существенным образом влияет на прочность лопаток. Повышение частоты обработки при прочих равных условиях несколько повышает статическую прочность, особенно хрупкую, и значительно более – предел выносливости. А также известно, что неровности, образующиеся при обработке поверхностей, являются эффективными концентраторами напряжений и могут в несколько раз снижать усталостную прочность деталей. В связи с этим на ОАО «Пермский моторный завод» при изготовлении газотурбинных двигателей (ГТД) особое внимание уделяют окончательной обработке профиля пера лопаток – полированию.

В настоящее время на ОАО «Пермском моторном заводе» окончательную обработку профиля пера лопаток выполняют на полировальной бабке по-

лировальными кругами на войлочной основе, накатанными абразивным микрошлифпорошком с применением полировальных паст. Этот метод обработки имеет ряд существенных недостатков, таких как:

- нестабильное качество инструмента;
- низкая производительность обработки;
- окончательная обработка полировальными

кругами приводит к большой вероятности появления глубоких единичных рисок (концентраторов напряжения), прижогов и трещин;

что побуждает к поиску нового, более прогрессивного метода полирования.

После анализа существующих методов окончательной обработки сложнопровильных высокоточных деталей наиболее эффективно полирование бесконечной лентой из абразивной шкурки.

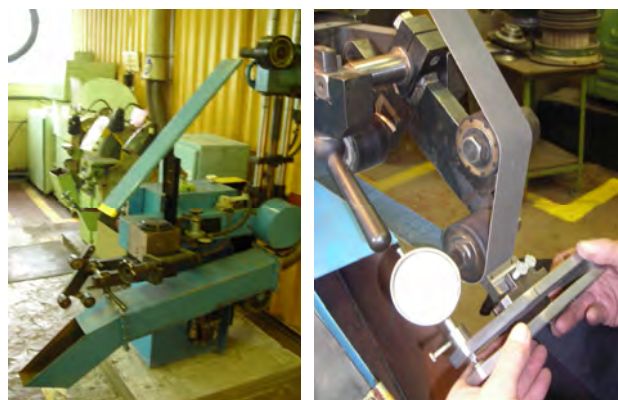
Выбор абразивной ленты связан с ее явными преимуществами по сравнению с полировальным кругом. При полировании абразивной лентой в съеме металла участвуют большое количество абразивных зерен, эластично и равномерно закрепленных на полотне в вертикальном положении (за счет нанесения зерна на инструмент в электростатическом поле), улучшает качество и чистоту обработки, а также исключает возможность появления единичных рисок. Кроме того, температура в зоне резания значительно ниже, чем при обработке кругом, т. к. прилагаются значительно меньшие усилия для снятия металла. А также тепло, возникающее в процессе работы, интенсивно рассеивается, так как поверхность охлаждения большая, что снижает риск возникновения прижогов и трещин.

Для внедрения нового прогрессивного процесса обработки лопаток в серийное производство необходимо провести развернутое исследование физических процессов происходящих во время обработки, т.к. лопатки - являются наиболее ответственными и тяжело нагруженными деталями газотурбинных двигателей.

Вопросами исследования методов окончательной абразивной обработки (полирование абразивной лентой) различных деталей занимались многие видные отечественные и зарубежные ученые, но вопрос окончательной обработки – полирования лопаток ГТД из титановых сплавов рассмотрен не достаточно, проблемы возникновения глубоких единичных рисков и прижогов не решены до конца.

В целях определения технологической возможности замены способа полирования кругом на разработанный метод ленточного полирования профиля пера лопатки из титанового сплава с точки зрения обеспечения требуемой шероховатости экспериментально исследовались ключевые параметры оценки шероховатости: R_a и R_z (высота неровностей профиля определяемое по среднему расстоянию между пятью высшими и пятью низшими точками профиля в пределах длины 0,25 мм.).

Шероховатость профиля пера лопаток была измерена при помощи профилометра-профилографа Perthometer M1. Замеры проводили после обработки пера лопаток из титанового сплава ВТ8М на станке ЛПС-1 изготовленном на ОАО «Пермском моторном заводе» (рис.1) ($v_d = 15$ м/с) бесконечными лентами из шлифовальной шкурки по новому разработанному технологическому процессу операции полирования (три перехода). По результатам измерений построены профилограммы (табл. 1).



а
б
Рис. 1. а – общий вид станка ЛПС-1;
б – обработка образца лопатки ГТД на ЛПС-1

Таблица 1

Результаты замеров шероховатости после обработки лопаток бесконечными лентами из шлифовальной шкурки на станке ЛПС-1

Переход	Инструмент	Место обработки Значения параметров R_a и R_z	Профилограмма / условное обозначение масштаба профилограммы (по прибору Perthometer M1)
пригонка	ЛБ1 3500×40 RB 315X P100	Спинка $R_a=1,133\text{мкм}$ $R_z=7,69\text{мкм}$ Корыто $R_a=0,0964\text{мкм}$ $R_z=7,37\text{мкм}$	 Масштаб 5
полирование	ЛБ1 3500×40 C-W P240 SAIT	Спинка $R_a=0,639\text{мкм}$ $R_z=4,72\text{мкм}$ Корыто $R_a=0,610\text{мкм}$ $R_z=4,82\text{мкм}$	 Масштаб 2,5
глянцевание	ЛБ1 3500×40 C-W P400 SAIT	Спинка $R_a=0,09\text{мкм}$ $R_z=0,73\text{мкм}$ Корыто $R_a=0,049\text{мкм}$ $R_z=0,55\text{мкм}$	 Масштаб 0,5

В результате анализа полученных профилограмм и результатов измерений в значениях Ra и Rz установлено, что шероховатость при полировании бесконечными лентами удовлетворяет техническим требованиям для изготовления лопаток ГТД из титановых сплавов. Общий фон шероховатости после полирования лентой равномерный отсутствуют глубокие единичные риски.

В связи большой номенклатурой лопаток изготавливаемых для современных газотурбинных двигателей проведение экспериментальных исследований для каждого типа детали - весьма трудоемкий и дорогостоящий процесс.

Однако в настоящее время в профильной литературе не приведен однозначный алгоритм нахождения параметров шероховатости при полировании бесконечной лентой. В связи с чем, определение математического расчета параметров шероховатости полированной поверхности в зависимости от режимов шлифования и состояния режущей поверхности бесконечной ленты позволит, исключить эксперименты, а также прогнозировать количественные характеристики шероховатости поверхности.

Для расчета искомых параметров Ra и Rz определим:

1. Н (мкм) – толщину слоя материала, в котором распределена шероховатость поверхности, характеризующую максимально возможную глубину образования риски во время обработки бесконечной лентой из шлифовальной шкурки. Для этого воспользуемся следующими выражениями [1]:

$$H = t_m - \frac{t_m^2}{1,478 \cdot t_m + \frac{13,66 \cdot V_d}{k_c \cdot V_l \cdot n \sqrt{D_d \cdot \rho_3}}}, \quad (1)$$

где

$$t_m = 0,789 \cdot \Delta r + \sqrt{0,546(\Delta r)^2 + \frac{13,66 \cdot V_d \cdot \Delta r}{k_c \cdot V_l \cdot n \sqrt{D_d \cdot \rho_3}}}, \quad (2)$$

t_m – максимальная глубина микрорезания, мкм; k_c – коэффициент стружкообразования; ρ_3 – радиус закругления вершин абразивных зерен, мм; Δr – сьем металла в единицу времени (величина определена экспериментальным путем), мм; t_m – максимальная глубина микрорезания, мм; V_d – скорость врезания детали, м/с; V_l – скорость абразивного резания, м/с; D_d – диаметр детали, мм; n – число абразивных зе-

рен на единице площади рабочей поверхности инструмента, $n = 0,26 \cdot 10^4 \cdot N^{-2}$ (N – зернистость инструмента), шт/мм².

2. Силу резания, возникающую при полировании лопатки абразивными лентами. Для нахождения, которых разобьем ее на составляющие P_z (сила, направленная по касательной к окружности шлифовального круга) и P_y (сила, представляющая собой силу давления контактного ролика на деталь; эта сила действует в направлении радиуса контактного ролика, находящегося в точке его касания с деталью, поэтому ее называют радиальной силой) и отобразим расположение на рис. 2 [2]:

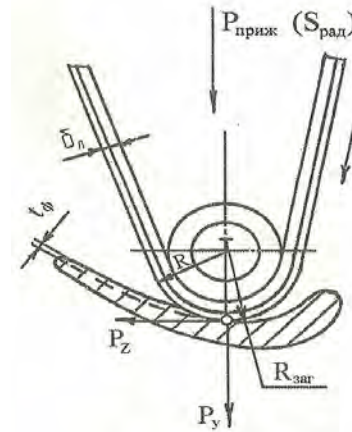


Рис. 2. Схема расположения сил резания при полировании лопатки бесконечной лентой из шлифовальной шкурки

Для данной схемы полирования силы определяются следующим образом:

$$P_z = \sigma_v \cdot t_m^{1,5} \left(\frac{R_{дет} \cdot R_{рол}}{R_{дет} - R_{рол}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{24 \cdot V_d}{V_l N} \right), \text{ Н}; \quad (3)$$

$$P_y = \sigma_v \cdot t_m^{1,5} \left(\frac{R_{дет} \cdot R_{рол}}{R_{дет} - R_{рол}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{29 \cdot V_d}{V_l N} \right), \text{ Н}; \quad (4)$$

где σ_v – временное сопротивление разрыву, МПа; V – ширина ленты, мм; $R_{заг}$ – радиус профиля пера лопатки, мм; R – радиус контактного ролика, мм.

Таким образом, для определения высоты неровности профиля Rz после полирования лопаток ГТД из титанового сплава воспользуемся исследованиями Ф.С. Юнусова [3] и с учетом вышеприведенных выражений (1) и (4) получим:

$$Rz = \left[\frac{k \cdot \eta_1 \cdot P_y^{1/3} \cdot E_d \cdot (1 \pm R_{рол} / R_{дет})^{2/3} \cdot H}{\frac{\eta}{100} \cdot D_l^{1/3} \left[4 \cdot V_l^2 \cdot H \cdot D_l^{1/3} + (k \cdot \eta_1 \cdot P_y^{2/3} \cdot E_d^{2/3})^2 \cdot (1 \pm R_{рол} / R_{дет})^{5/3} \right]} \right]^{1/2} - 0,41 \cdot \rho_3, \text{ мкм}; \quad (5)$$

где E_d – динамический модуль упругости контактного ролика, Н/см²; η – количество работающих зерен во время обработки (65-80% [4]), %; η_1 – коэффициент

учитывающий факторы влияющие на обработку (жесткость и стойкость абразивного инструмента, дисбаланса контактного ролика, упругое восста-

новление металла). Среднее арифметическое отклонение профиля Ra определяем по приближенной зависимости:

$$Ra = Rz/4, \text{ мкм.} \quad (6)$$

На основании приведенной методологии расчета параметров шероховатости выполнен расчет для полировании лопатки газотурбинного двигателя из сплава ВТ8М на станке ЛПС-1 бесконечной шлифовальной лентой ЛБ1 3500×40 С-W P400 SAIT. Сопоставление экспериментально полученных параметров шероховатости поверхности при полировании титанового сплава и рассчитанных теоретически показало, что расхождение расчетных и экспериментальных значений Ra не превышают 10%. Это говорит о возможности использования предложенной методики расчета в практических целях для прогнозирования параметров шероховатости полированного профиля пера лопаток ГТД, а также назначения режимов полирования, обеспечивая заданную высоту неровностей.

Литература

1. Королев А.В. Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки: в 3 ч. / А.В. Королев, Ю.К. Новоселов. – Саратов: Изд-во СГУ, 1980. – 1991. Ч. 2: Взаимодействие инструмента и заготовки при абразивной обработке. – 1989. – 160 с.
2. Калинин Е.П. Теория и практика управления производительностью шлифования без прижогов с учетом затупления инструмента / Е.П. Калинин. – СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2009. – 259 с.
3. Юнусов Ф.С. Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками / Ф.С. Юнусов, Ю.Я. Фельдман. – М.: Машиностроение, 1981. – 120 с.
4. Иванов Ю.И. Эффективность и качество обработки инструментами на гибкой основе / Ю.И. Иванов, Н.В. Носов. – М.: Машиностроение, 1985. – 48 с.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» ПГТУ В.А. Иванов, Пермь, Россия.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОЛІРУВАННЯ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

В.Ф. Макаров, К.М. Бичина, Г.О. Чуян

Розглянуті проблеми існуючого методу полірування лопаток газотурбінних двигунів кругами на повстяній основі. Запропонований новий метод полірування лопаток – полірування нескінченними стрічками з шліфувальної шкірки. Новий метод дозволяє вирішити проблему освіти глибоких одиничних рисок після обробки. Проведені експериментальні дослідження формування шорсткості в процесі полірування лопаток, підтверджуючі теоретичні припущення. Приведені результати досліджень. Запропонована методика розрахунку параметрів шорсткості. Доведена можливість застосування в практичних цілях математичного розрахунку параметрів шорсткості.

Ключові слова: лопатка газотурбінного двигуна, полірування, нескінченна стрічка з шліфувальної шкірки, шорсткість, математичне моделювання.

MATHEMATICAL MODELLING OF PROCESS OF POLISHING BLADES OF GAS-TURBINE ENGINES

V.F. Makarov, E.N. Bychina, A.O. Chuyan

Problems of existing method of a polishing of blades of gas-turbine engines around on the felt basis are considered. The new method of a polishing of blades - polishing of blades by infinite belt from the emery paper is offered. It method to solve a problem of exist technological process of deep unit scratch indexes after machining. Experimental investigations of a surface roughness formation have been made, which confirm an authenticity of the theoretical conjecture. Research results are described. The design procedure is suggested for parameters of a roughness. The capability of a design procedure calculation of parameters of a roughness has been proved.

Key words: gas-turbine engine blade, polishing, infinite belt from the emery paper, roughness, mathematical modelling.

Макаров Владимир Федорович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Пермского государственного технического университета, Пермь, Россия, e-mail: tms3@pstu.ru.

Бичина Екатерина Николаевна – аспирант кафедры «Технология машиностроения» Пермского государственного технического университета, инженер-технолог ОАО «Пермский моторный завод», Пермь, Россия, e-mail: Katerina.Bychina@yandex.ru.

Чуян Анна Олеговна – студентка 5-го курса кафедры «Технология машиностроения» Пермского государственного технического университета, Пермь, Россия, e-mail: chuyasha@mail.ru.

УДК 621.7.044

Я.С. ЖОВНОВАТЮК*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ПУТИ СТАБИЛИЗАЦИИ И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПОЛЕЙ НАГРУЖЕНИЯ УДАРНЫМИ ВОЛНАМИ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ ЗА СЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

Рассмотрены основные способы увеличения эффективности нагружения заготовки ударными волнами с целью формообразования локальных элементов большой кривизны, а также отверстий и пазов. Показана возможность увеличения энергоэффективности процесса электрогидроимпульсной штамповки на стадии проектирования как электрогидравлических прессов (а именно их разрядных камер), так и технологической оснастки (профилирование концентраторов и прижимных плит). Выявлены области эффективного применения рассмотренных способов стабилизации и интенсификации полей нагружения ударными волнами.

Ключевые слова: отверстие, локальный элемент большой кривизны, разрядная камера, концентратор.

Введение

В машиностроении существует большая номенклатура листовых деталей, характеризующихся наличием следующих конструктивных элементов:

- большое количество отверстий и (или) пазов на дне или боковых стенках детали (вентиляционные отверстия на кожухах агрегатов, установочные отверстия и т.п.);
- рифты или пуклевки (ребра жесткости корпусных деталей, каналы радиаторов и т.д.);
- мелкий нерегулярный профиль с характерными размерами, соотносимыми с толщиной листа детали (например при художественной чеканке).

Изготовление данных конструктивных элементов способом электрогидроимпульсной штамповки (ЭГШ) сопряжено с необходимостью создания равномерного и интенсивного поля нагружения ударными волнами на формообразуемой поверхности.

Большинство серийных электрогидравлических прессов имеет разрядные камеры, в которых организована двухэлектродная схема разряда, при этом осуществляется свободный пробой межэлектродного промежутка. Но такой вариант не обеспечивает оптимальных условий и стабильности энерговыделения, что приводит к неравномерности распределения давления по полю нагружения и непостоянству его интенсивности [1, 2]. Таким образом, для выполнения качественного формообразования вышеуказанных конструктивных элементов необходимо применение специальных схем осуществления разряда или специальной технологической оснастки.

Следовательно, можно выделить следующие пути стабилизации поля погружения ударными вол-

нами, увеличения эффективности при разряде, а также повышения уровня энергии ударной волны, используемой для формообразования заготовки:

- на этапе проектирования разрядных камер и оснастки:
 - использование разрядных камер с оптимальной формой отражающей поверхности;
 - применение многоэлектродных разрядных блоков;
 - профилирование отражающих поверхностей прижимных колец и (или) использование концентраторов ударных волн;
- специальные технологические способы:
 - инициация разряда проводниками (применение взрывающихся проволок);
 - единичный проводник;
 - массив проводников;
 - увеличение расстояния от канала разряда до формообразующей поверхности;
 - использование кумулятивного эффекта;
 - увеличение энергии разряда за счет увеличения зарядного напряжения.

Рассмотрим способы повышения эффективности разряда за счет использования принципов оптимального проектирования разрядных камер электрогидравлических (ЭГ) прессов и технологической оснастки.

1. Конструктивные способы увеличения эффективности формообразования

1.1. Оптимизация формы разрядных камер

Как указано в работе [3], оптимальной формой отражающей поверхности камеры при взрывной

штамповке является параболическая поверхность, создающая при подрыве заряда в фокусе плоскую отраженную ударную волну, которая при нормальном падении на заготовку отдает ей максимально возможную энергию. При этом парабола описывается уравнением:

$$r^2 = 1,27R_{\kappa}x, \quad (1)$$

где r – радиус сечения камеры на высоте x ;

R_{κ} – радиус выходного сечения камеры.

Однако параболическая поверхность нетехнологична в изготовлении, поэтому в работах [4, 5] она аппроксимируется конической и сферической поверхностями соответственно. При использовании конической отражающей поверхности для обеспечения одновременного нагружения всех точек заготовки необходимо чтобы отношение глубины камеры к диаметру ее выходного сечения примерно равнялось 0,3. Для сферической поверхности определена зависимость расстояния от оси электродов до выходного сечения камеры от ее диаметра для получения равномерного поля нагружения. Также в работе [6] предложена методика расчета давления, создаваемого прямыми и отраженными ударными волнами для разрядных камер произвольной формы.

Было проведено экспериментальное исследование эффективности нагружения заготовки ударными волнами для разрядных камер с параболическо-цилиндрической (рис. 1, а) и коническо-цилиндрической (рис. 1, б) отражающими поверхностями.

Измерение полей нагружения ударными волнами производилось при помощи многоместных мембранных датчиков давления (ММДД) по методике, предложенной в работе [7]. При этом диаметр отверстия ММДД составлял 6 мм, а в качестве мембран использовался лист из алюминиевого сплава АМцАМ толщиной 1 мм. Данное соотношение размеров обусловлено необходимостью исключить влияние гидротока и квазистатического давления.

Эксперименты выполнялись при значениях зарядного напряжения 20 кВ, зарядной емкости 33,2 мкФ, межэлектродного промежутка 20 мм и расстоянии до ММДД 110 мм. При этом индуктивность разрядного контура составляла 0,5 мкГн, а запасаемая энергия – 6,6 кДж. Типовые поля распределения давлений представлены на рис. 2. Обобщенные (усредненные по серии опытов) результаты экспериментов сведены в табл. 1.

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод о крайней неэффективности использования параболической отражающей поверхности при необходимости получения равномерного поля нагружения, поскольку средний приведенный разброс давлений составил почти 115,96 % для серии опытов ((90,18...139,76)% для отдельных экспериментов), а

среднеквадратическое отклонение – 12,16 МПа ((15,36...10,55) МПа).

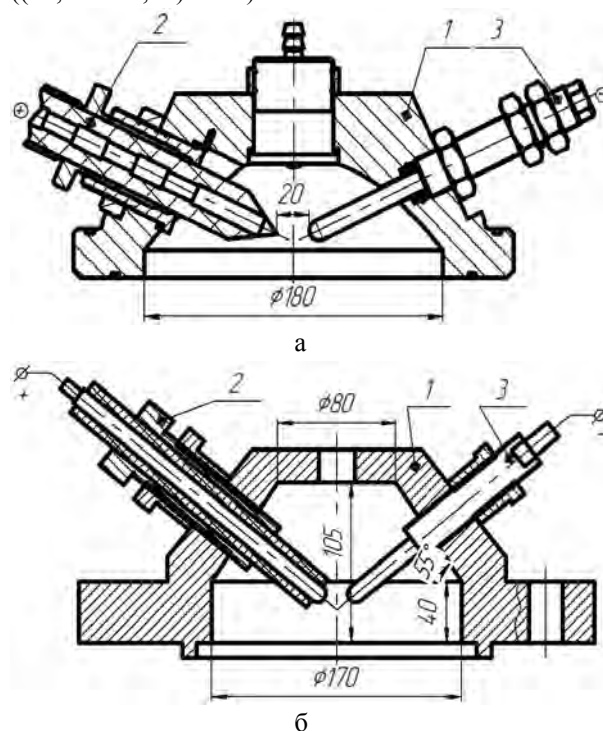


Рис. 1. Схемы исследуемых разрядных камер:
а – параболическо-цилиндрическая;
б – коническо-цилиндрическая;
1 – разрядная камера; 2 – изолированный электрод;
3 – «массовый» электрод

Таблица 1

Основные экспериментальные результаты для параболическо-цилиндрической и коническо-цилиндрической разрядных камер

Тип разрядной камеры	Максимальное давление, МПа	Минимальное давление, МПа	Среднее давление, МПа
параболическо-цилиндрическая	75,5	18,9	48,8
коническо-цилиндрическая	67,4	48,2	57,6
Тип разрядной камеры	Приведенный разброс давлений, %	Среднеарифметическая погрешность, %	Среднеквадратическое отклонение, МПа
параболическо-цилиндрическая	115,96	20,08	12,16
коническо-цилиндрическая	33,36	7,52	5,24

Такую значительную неравномерность поля можно объяснить наличием в разрядной камере электродов, создающих большие зоны затенения, препятствующие свободному распространению как прямых, так и отраженных ударных волн. Также их затуханию способствует наличие конструктивной выборки в отражающей поверхности разрядной камеры, выполненной с целью предотвращения пробоя на стенку.

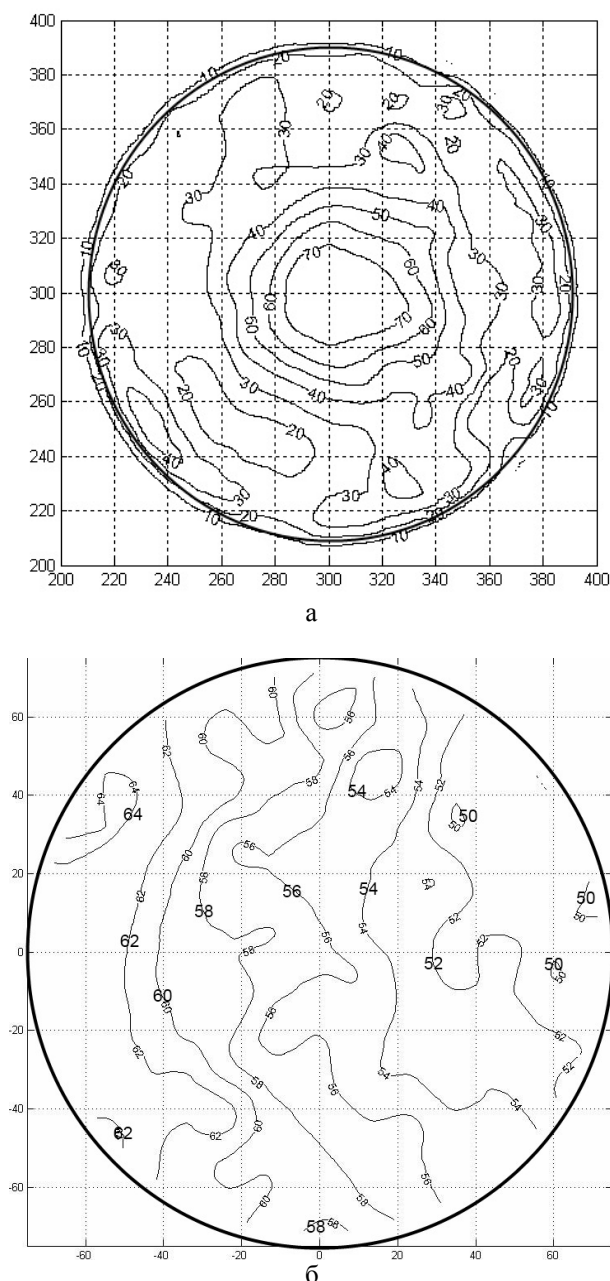


Рис. 2. Типовые поля давлений, образуемые разрядными камерами с отражающими поверхностями:

а – с параболическо-цилиндрической;
б – коническо-цилиндрической

Хотя коническо-цилиндрическая разрядная камера показала значительно лучшие результаты по равномерности поля нагружения (среднее среднеквадратическое отклонение 5,24 МПа при максимальном 11,07 МПа), однако даже такие значения при сопутствующем большом разбросе результатов по максимальному давлению (72,58...60,22) МПа не обеспечивают достаточной стабильности поля давлений для качественного изготовления сложных изделий.

1.2. Многоэлектродные разрядные блоки

Применение многоэлектродных разрядных блоков (МРБ) позволяет значительно увеличить площадь зоны интенсивного нагружения ударными волнами за счет использования нескольких электродных пар, разнесенных в объеме разрядной камеры. Дальнейшим развитием данного оборудования является применение электродных пар направленного воздействия (ЭПНВ) [8]. При нескольких использованных ЭПНВ возникает эффект нелинейного увеличения концентрации и максимальной интенсивности нагружения. Так, в случае, когда 6 ЭПНВ окружают одну, максимальное давление увеличилось в 4,56 раза (хотя результатом алгебраического суммирования давлений от всех работающих ЭПНВ являлось его повышение всего в 1,6 раза), а площадь нагружения давлением, максимальным при использовании одной ЭПНВ, возросла в 362 раза.

Таким образом, применение МРБ с ЭПНВ целесообразно при изготовлении деталей большого размера, либо при необходимости локального нагружения детали давлением, превосходящим технологические возможности другого оборудования. Также возможен путь миниатюризации ЭПНВ для использования эффекта нелинейного увеличения давления при производстве небольших деталей.

1.3. Технологическая оснастка

Применение концентраторов, а также прижимных плит со специально спрофилированной отражающей поверхностью, позволяет сконцентрировать воздействие энергосиловых факторов разряда в необходимых областях, что увеличивает эффективность формообразования детали. Так, при вырубке изделий по наружному контуру (а также пробивке боковых и периферийных отверстий), используются конические концентраторы, устанавливаемые в центральной части заготовки [9]

Также для стабилизации и интенсификации нагружения детали применяется профилирование прижимных плит. Так, в ходе выполнения исследования по увеличению эффективности применения разрядной камеры с параболическо-цилиндрической отражающей поверхностью применялись кольца-концентраторы конического профиля. Схемы экспериментов представлены на рисунке 3.

Эксперименты выполнялись при значениях зарядного напряжения 15 кВ, зарядной емкости 33,2 мкФ и межэлектродного промежутка 10 мм. При этом индуктивность разрядного контура составляла 0,5 мкГн, а запасаемая энергия – 3,7 кДж. Типовое поле давлений, получаемое при использовании профилированного прижимного кольца пред-

ставлено на рис. 4. Обобщенные (усредненные по серии опытов) результаты экспериментов сведены в табл. 2.

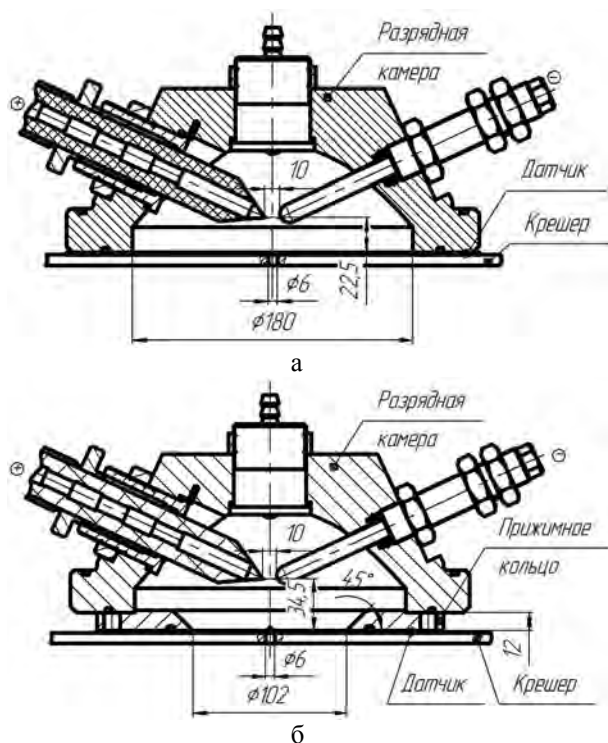


Рис. 3. Схемы экспериментов по определению влияния прижимных колец:
а – без прижимного кольца;
б – с прижимным кольцом

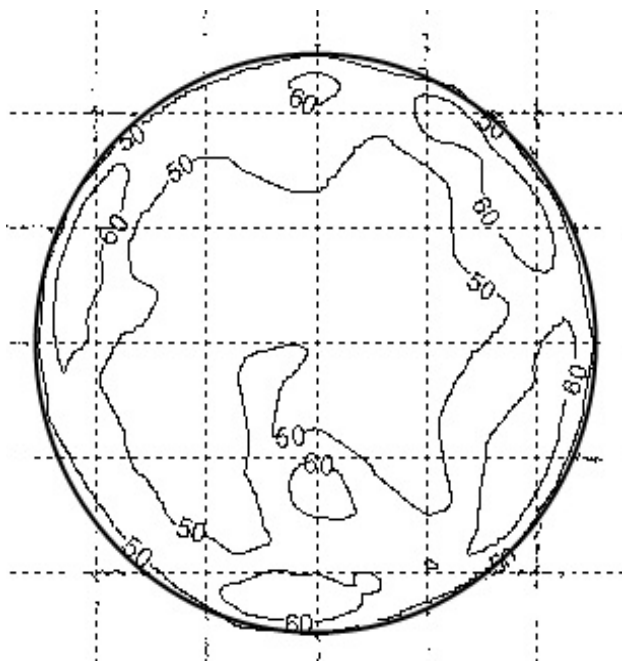


Рис. 4. Типовое поле давлений при использовании профилированного прижимного кольца

Таблица 2

Основные экспериментальные результаты по определению влияния прижимных колец

Прижимное кольцо	Максимальное давление, МПа	Минимальное давление, МПа	Среднее давление, МПа
нет	79,4	8,2	18,3
есть	67,5	47,2	56,1
Прижимное кольцо	Приведенный разброс давлений, %	Среднеарифметическая погрешность, %	Среднеквадратическое отклонение, МПа
нет	388,20	36,07	11,28
есть	36,17	8,90	5,74

Как видим, наблюдается значительное увеличение равномерности поля нагружения. Так, приведенный разброс давлений уменьшился более чем в 10 раз, а среднеквадратическое отклонение давления – более чем в 2 раза при одновременном увеличении среднего давления более чем в 3 раза. Данное явление объясняется уменьшением площади нагружаемой поверхности в 3,1 раза и соответственной концентрацией энергии ударной волны.

В лаборатории ЭГШ ХАИ обнаружен эффект увеличения давления в периферийной области заготовки, в случае, если диаметр выходного отверстия разрядной камеры меньше диаметра матрицы. Проведенные эксперименты показали локальное повышение давления вплоть до значений, возникающих в центральной зоне нагружения [10]. Данный эффект обусловлен многократным отражением ударной волны в угловой замкнутой зоне и, соответственно, ее многократным наложением с возникновением эффекта нелинейного взаимодействия, подобного описанному в пункте 1.2.

Заключение

Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

- применение разрядных камер с параболической отражающей поверхностью не позволяет получить равномерное поле нагружения как при взрывной штамповке, напротив конические разрядные камеры показывают более высокую равномерность поля давлений;

- использование МРБ с ЭПНВ дает возможность изготовления деталей большого размера за счет нелинейного возрастания интенсивности нагружения при увеличении количества используемых ЭПНВ при одновременном повышении площади, нагружаемой потребным для формообразования давлением;

- применение концентраторов давления, а также профилированных прижимных плит позволяет увеличить равномерность поля нагружения, а

также сосредоточить энергосиловые факторы разряда в зонах формоизменения заготовки.

Литература

1. Мазуровский Б.Я. Электрогидравлический эффект в листовой штамповке: монография / Б.Я. Мазуровский, А.Н. Сизев. – К.: Наук. думка, 1983. – 192 с.

2. Pressure field stabilization in high-voltage underwater pulsed metal forming using wire-initiated discharges / I. Eguia, J. S. Jose, M. Knyazev, Ya. Zhovnovatyuk // Key Engineering Materials. – 2011. – Vol. 473 (2011). – P. 965-972.

3. Исаенко В.И. К вопросу выбора параметров камер для взрывных прессов / В.И. Исаенко, В.К. Борисевич, С.Л. Каныгин // Импульсная обработка металлов давлением: темат. сб. науч. тр. – Харьков. авиац. ин-т. – Х., 1980. – Вып. 8. – С. 129-132.

4. Рябинин А.Г. К вопросу об оптимизации формы разрядной камеры при электрогидроимпульсной штамповке / А.Г. Рябинин, К.К. Мертенс, В.С. Мамутов, В.А. Вагин // Высокоскоростная обработка материалов давлением: сб. науч. тр. – 1982. – Вып. 8. – С. 120-125.

5. Генкин Б.С. К расчету разрядных камер для электрогидравлической штамповки / Б.С. Генкин, А.Ю. Святенко, Л.Г. Костин // Высокоскоростная

обработка материалов давлением: сб. науч. тр. – 1982. – Вып. 8. – С. 118-120.

6. Жовноватюк Я.С. Моделирование нагружения заготовки ударными волнами в разрядных камерах электрогидроимпульсных прессов / Я.С. Жовноватюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 4 (71). – С. 12-16.

7. Долматов А.И. Методика измерения полей нагружения при электрогидроимпульсной штамповке листовых деталей / А.И. Долматов, М.К. Князев, Я.С. Жовноватюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8 (44). – С. 14-20.

8. Борисевич В.К. Формирование поля давления на заготовке при штамповке на электрогидравлических установках / В.К. Борисевич, Ю.И. Чебанов, М.К. Князев // Кузнечно-штамповочное производство. – 1996. – № 4. – С. 15-18.

9. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта: монография / Г.А. Гулый, П.П. Малюшевский, Е.В. Кривицкий [и др.]; под ред. Г. А. Гулого. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.

10. Долматов А.И. Исследование полей нагружения криволинейных поверхностей при электрогидравлической штамповке / А.И. Долматов, Я.С. Жовноватюк, В.И. Савченко // Вісник Інженерної академії України. – 2008. – № 1. – С. 160-164.

Поступила в редакцию 26.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.К. Борисевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ШЛЯХИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТА ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПОЛІВ НАВАНТАЖЕННЯ УДАРНИМИ ХВИЛЯМИ ПРИ ЕЛЕКТРОГІДРОІМПУЛЬСНОМУ ШТАМПУВАННІ ЗА РАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ВИРІШЕНЬ

Я.С. Жовноватюк

Розглянуті основні способи збільшення ефективності навантаження заготовки ударними хвилями з метою формоутворення локальних елементів великої кривизни, а також отворів та пазів. Показана можливість збільшення енергоефективності процесу електрогидроімпульсного штампування на стадії проектування як електрогидравлических пресів (а саме їх розрядних камер), так і технологічного оснащення (профілювання концентраторів та притискних плит). Виявлені області ефективного використання розглянутих способів стабілізації та інтенсифікації полів навантаження ударними хвилями.

Ключові слова: отвір, локальний елемент великої кривизни, розрядна камера, концентратор.

WAYS OF STABILIZATION AND INTENSIFICATION OF SHOCK WAVES LOADING FIELDS AT ELECTROHYDROIMPULSE FORMING BY DESIGN SOLUTIONS

YA.S. Zhovnovatyuk

General methods of shock waves blank loading effectiveness increasing for high curvature local elements, holes and slots forming were considered. Possibility of electrohydroimpulse forming process energy effectiveness increasing during design stage of electrohydraulic presses (discharge chambers) and technological equipment (concentrators and clamping plates profiling) was demonstrated. Fields of effective application of discussed methods of stabilization and intensification of shock waves loading fields were revealed.

Key words: hole, high curvature local elements, discharge chamber, concentrator.

Жовноватюк Ярослав Сергеевич – научный сотрудник кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина, e-mail: yaroslavzhovnovatyuk@yandex.ru.

УДК 536-539.4

А.Р. ЛЕПЕШКИН, Н.Г. БЫЧКОВ*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия*

ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОГО ЭФФЕКТА ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ МАТЕРИАЛОВ В ПОЛЕ ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСКОРЕНИЙ И СИЛ НА РАЗГОННОМ СТЕНДЕ

Предложен метод исследования нового эффекта температуропроводности и теплопроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил. Разработано устройство для определения указанных характеристик на разгонном стенде с использованием вакуумной камеры в условиях центробежных ускорений и сил [1]. Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников в поле действия центробежных ускорений и сил. Теплопроводники установлены на диске. Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает при повышении частоты вращения. По полученным результатам представлены оценки температуропроводности и теплопроводности теплопроводников.

Ключевые слова: нагрев, вращающийся диск, температуропроводность, температура, центробежные ускорения и силы.

Введение

Тепловые расчеты ГТД обычно плохо подтверждаются экспериментальными исследованиями. При МКЭ-расчетах теплового состояния деталей ротора турбины используют коэффициенты теплопроводности материала лопаток и дисков, которые были получены в стационарных условиях земного тяготения. Принято считать, что действие центробежных сил и ускорений не вызывают изменения коэффициентов теплопроводности материала. Однако эксперименты, проведенные авторами, показывают, что это априорное утверждение неверно.

Лопатки турбин работают при экстремальных центробежных ускорениях $40000...100000 \text{ м/с}^2$ ($4000...10000 \text{ g}$) и изменение температуропроводности материала в этих условиях можно ожидать существенным. Вероятно, неучет этого обстоятельства приводит к различию температурных полей лопаток турбин прогнозируемых расчетом и наблюдаемых в эксперименте [2]. Кроме ускорений на роторные детали действует растягивающая центробежная сила.

Влияние сжимающих сил на теплопроводность соединения GaSb ранее исследовалось сотрудниками института физики Даг. НЦ РАН. На этих соединениях при повышении давления до $250...350 \text{ МПа}$ теплопроводность повышалась на $15...20\%$ [3].

Исследования температуропроводности материалов при растяжении ранее не проводились.

Методика и результаты исследований

В данной работе проведены исследования явления температуропроводности материала в поле действия центробежных растягивающих сил и ускорений при испытаниях на разгонном стенде (рис. 1) с использованием разработанного метода исследований.

Данный метод [3] исследований предусматривал закрепление на полотне модельного диска теплопроводников из копелевого провода с диаметром $0,5 \text{ мм}$ с электронагревателем длиной 10 мм (рис. 2).

Электронагреватель размещался в месте соединения теплопроводников. Теплоизолированный объект закреплялся на полотне диска фольгой, привариваемой точечной сваркой.



Рис. 1. Разгонный стенд с диском, установленным в вакуумной камере

Первый теплопроводник был размещен под углом 45° к радиальному направлению, а другой вместе с нагревателем располагался в окружном направлении. На концах и в месте соединения теплопроводников (перед нагревателем) приваривались термопары t_1 , t_2 и t_n (рис. 2).

Испытания проводились в вакуумной камере на разгонном стенде, оснащенный автоматической системой управления частотой вращения электропривода и циклическим нагружением.

Контроль за температурным состоянием теплопроводника, размещенного на вращающемся диске с нагревателем, производился компьютерной системой, оснащенной крейтом и измерительными платами. Обработка результатов осуществлялась по разработанной программе. Для питания электронагревателя использовался стабилизированный источник Б5-47.

Провода питания нагревателя и термопары от теплопроводников присоединялись к ртутному токосъемнику. После вакуумирования камеры без включения привода подавалось стабилизированное питание на нагреватель и записывались базовые показания термопар в течение 300...360 секунд работы нагревателя.

Затем камера развакуумировалась и объект с диском остывали до исходного состояния. После охлаждения камера вновь вакуумировалась ($p = 0,03 \text{ атм}$) включался электропривод. Диск раскручивался до 2500 об/мин, после чего включался нагреватель и осуществлялась запись показаний контрольных термопар в течение 300...360 секунд. Далее вновь выключался нагреватель, камера развакуумировалась, объект охлаждался до исходной температуры и испытания продолжались на частоте вращения диска 5000 об/мин.

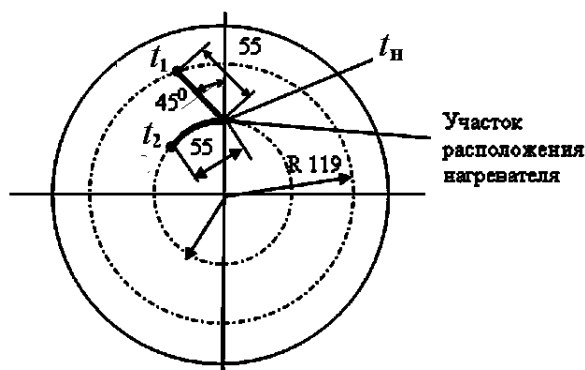


Рис. 2. Схема установки теплопроводника и электронагревателя на диске

Результаты исследований представлены на рис. 3÷6. На рис. 3 и 4 на оси абсцисс указано время нагрева τ , а на оси ординат справа нанесена темпера-

тура нагревателя t_n (рис. 5 и 6). Слева на оси ординат показана температура t_1 , t_2 (рис. 3 и 4) и скорость нагрева v_1 , v_2 (рис. 5 и 6) на концах первого и второго теплопроводника.

Температура нагревателя в течение 30 с достигала 200°C , после чего темп ее роста значительно снижался. На концах теплопроводников при $n = 0$ об/мин (базовый эксперимент) скорость нагрева до 60 с (до прихода основного фронта тепла от нагревателя) была весьма незначительной $\approx 0,01^\circ\text{C}/\text{с}$.

Затем скорость нагрева увеличилась до $0,020 \div 0,04^\circ\text{C}/\text{с}$ за 30 секунд и держалась довольно стабильно до 270 с, после чего скорость нагрева замедлилась.

На частоте вращения 2500 об/мин скорость нагрева теплопроводников значительно возросла. Скорость нагрева с 60 до 120 с увеличилась от $(0,020 \div 0,024)$ до $0,041 \div 0,057^\circ\text{C}/\text{с}$, т.е. скорость нагрева в среднем возросла, более, чем в 2 раза. На частоте вращения 5000 об/мин (при окружной скорости $\approx 50 \text{ м/с}$) скорость нагрева увеличилась до $0,064 \div 0,072^\circ\text{C}/\text{с}$ за 30 с, т.е. скорость нагрева по сравнению с базовыми условиями увеличилась в среднем в 3 раза.

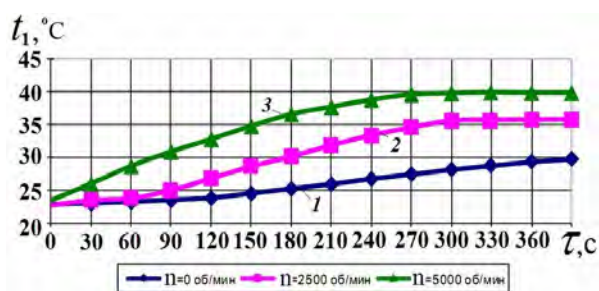


Рис. 3. Температура t_1 на конце первого теплопроводника в зависимости от времени τ нагрева при разных частотах вращения:

- 1 – 0 об/мин (0 м/с),
- 2 – 2500 об/мин (25 м/с),
- 3 – 5000 об/мин (50 м/с)

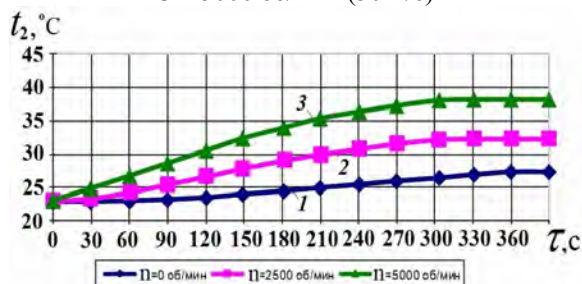


Рис. 4. Температура t_2 на конце второго теплопроводника в зависимости от времени τ нагрева при разных частотах вращения:

- 1 – 0 об/мин (0 м/с),
- 2 – 2500 об/мин (25 м/с),
- 3 – 5000 об/мин (50 м/с)

В наблюдаемом явлении присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки.

На основе данных о влиянии сжатия [3] вторая составляющая равна, примерно, 20 %, а остальная часть 200...280 % вероятно связана с влиянием ускорения. Отсюда следует, что в теплопередаче участвует некая масса (масса частиц - свободных электронов, парных электронов и др.) с учетом их концентрации. Влияние ее на теплопередачу весьма велико и указанный рост температуропроводности возможно связан с увеличением электронной проводимости в металле под воздействием ускорения.

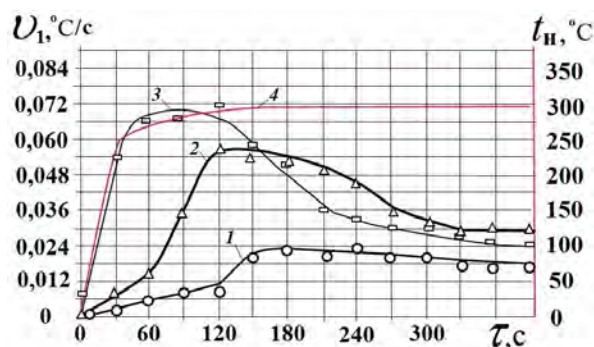


Рис. 5. Скорость нагрева U_1 на конце первого теплопроводника в зависимости от времени τ нагрева при разных частотах вращения:

- 1 – 0 об/мин (0 м/с),
- 2 – 2500 об/мин (25 м/с),
- 3 – 5000 об/мин (50 м/с),
- 4 – температура электронагревателя

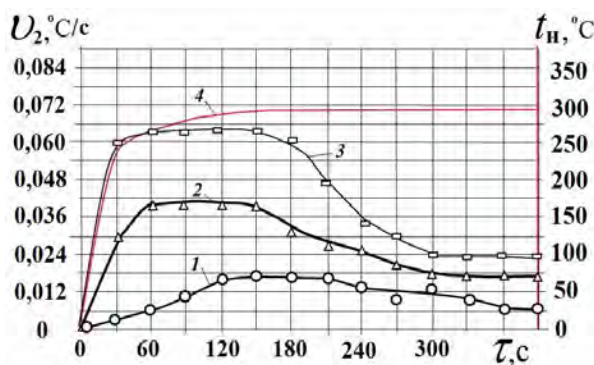


Рис. 6. Скорость нагрева U_2 на конце второго теплопроводника в зависимости от времени τ нагрева при разных частотах вращения:

- 1 – 0 об/мин (0 м/с),
- 2 – 2500 об/мин (25 м/с),
- 3 – 5000 об/мин (50 м/с),
- 4 – температура электронагревателя

На основе анализа экспериментальных исследований автором разработана гипотеза образования электронных пар под действием инерционных сил (центробежных ускорений), которая позволяет объяснить повышение температуропроводности металлов не только в радиальном, но и в окружном направлении.

Заключение

Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин возрастает в 2 и 3 раза соответственно по сравнению со стационарным состоянием без вращения. Причем, в радиальном направлении температуропроводность возрастает больше, чем в окружном, т.е. на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин соответственно на 40 и 25%.

В наблюдаемом эффекте присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки.

Указанный рост температуропроводности существенно связан с увеличением электронной проводимости в металле за счет теплоносителей - свободных электронов, парных электронов при воздействии центробежных ускорений.

Литература

1. Пат. 2235982 Российская Федерация, МПК H02N 11/00. Способ и установка для определения теплофизических характеристик твердых материалов в поле действия центробежных сил / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков; заявитель и патентообладатель ЦИАМ – № 2010117026/07; заявл. 30.04.2010; опубл. 20.04.2011, Бюл. № 11.
2. Лепешкин А.Р. Оценка целесообразности использования теплофизических свойств, полученных в стационарных условиях, при расчетах теплового состояния деталей в поле действия центробежных сил / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков // Применение ИПИ-технологий в производстве: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции. 12-13 ноября 2009 г. – М.: МАТИ, 2009. – С. 59-61.
3. Эмиров С.Н. Влияние давления и температуры на теплопроводность моно- и поликристаллических образцов антимонида галлия / С.Н. Эмиров, Н. М.Булаева, Э.Н. Рамазанова // Тезисы докладов XII Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ. – М.: Наука, 2008. – С. 306.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., начальник отдела А.Н. Петухов, ФГУП “Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова”, Москва, Россия.

ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОГО ЕФЕКТУ ТЕМПЕРАТУРОПРОВІДНОСТІ МАТЕРІАЛІВ В ПОЛІ ДІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ ПРИСКОРЕНЬ І СИЛ НА РОЗГІННОМУ СТЕНДІ

О.Р. Лепешкін, М.Г. Бичков

Запропонований метод дослідження нового ефекту температуропровідності і теплопровідності матеріалів в полі дії відцентрових прискорень і сил. Розроблений пристрій для визначення вказаних характеристик на розгінному стенді з використанням вакуумної камери в умовах відцентрових прискорень і сил [1]. Приведені результати досліджень нестационарного нагріву теплопровідників в полі дії відцентрових прискорень і сил. Теплопровідники встановлені на диску. З аналізу результатів експериментальних досліджень виходить, що температуропровідність теплопровідників зростає при підвищенні частоти обертання. По отриманих результатах представлені оцінки температуропровідності і теплопровідності теплопровідників.

Ключові слова: нагрів, диск, що обертається, температуропровідність, температура, відцентрові прискорення і сили.

INVESTIGATION OF NEW EFFECT OF THERMAL CONDUCTIVITY OF MATERIALS IN FIELD OF ACTION OF CENTRIFUGAL ACCELERATION AND FORCES

A.R. Lepeshkin, N.G. Bychkov

The method of investigation of new effect of thermal conductivity and heat conductivity materials is offered in a field of action of centrifugal accelerations and forces. The device is developed for definition of the specified characteristics on spin rig with use of the vacuum chamber in conditions of centrifugal accelerations and forces [1]. The results of investigations of non-stationary heating of heat conductors in a field of action of centrifugal accelerations and forces are resulted. The heat conductors have been established on a disk. The thermal conductivity grows at increase of frequency of rotation. It follows from the analysis of results of experimental researches. By the received results the estimations of thermal conductivity of heat conductors by the received results are presented.

Key words: heating, rotating disk, thermal conductivity, temperature, centrifugal accelerations and forces.

Лепешкин Александр Роальдович – д-р техн. наук, проф., начальник сектора ФГУП “Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова”, Москва, Россия, e-mail: lepeshkin@rtc.ciam.ru.

Бычков Николай Григорьевич – канд. техн. наук, начальник сектора ФГУП “Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова”, Москва, Россия, e-mail: lepeshkin@rtc.ciam.ru.

УДК 629.786.085

Е.В. ВОЙНИЧ, Г.А. ФРОЛОВ, В.С. ЦЫГАНЕНКО

Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев

КВАРЦЕВАЯ СТЕКЛОКЕРАМИКА ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ И ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Показано, что при температурах выше 1800 К в кварцевой стеклокерамике, легированной оксидом хрома, образуется непрозрачный слой, обеспечивающий одновременное повышение излучательной способности, снижение скорости уноса и затухания проходящего сигнала СВЧ. На примере разработки слоистого керамического изделия с наплавленным покрытием из пентаоксида ниобия рассмотрена возможность использования кварцевой керамики в высокотемпературных технологиях. Повышена термостойкость слоистых изделий большого размера, предназначенных для замены платиновых тиглей при получении в промышленных условиях высокочистых соединений LiNbO_3 и LiTaO_3 для электронной техники.

Ключевые слова: тепловая защита, высокотемпературный нагрев, оксид хрома, радиопрозрачность, термостойкость, керамический тигель, защитное покрытие.

Введение

Кварцевая стеклокерамика (КСК) является одной из разновидностей материалов на основе кварцевого стекла. Прекрасная работоспособность КСК в окислительных средах при высоких температурах, хорошие диэлектрические характеристики, термостойкость, низкий КТР, возможность сравнительно простого управления оптическими свойствами и радиопрозрачностью за счет специальных добавок позволяют широко использовать эти материалы как в ракетно-космической технике, так и высокотемпературных технологиях.

В работе показано, как меняются теплозащитные характеристики КСК при ее легировании оксидом хрома (Cr_2O_3). На примере разработки изделия с наплавленным покрытием из пентаоксида ниобия для получения высокочистых материалов электронной техники рассмотрена возможность использования КСК в высокотемпературных технологиях.

1. Излучательная способность и радиопрозрачность КСК, легированной оксидом хрома

1.1. Излучательная способность чистой и легированной оксидом хрома КСК исследовалась в [1, 2] (рис. 1). Исследования проводились на образцах чистой и легированной оксидом хром (0,5–1%) кварцевой стеклокерамики, изготовленных из шликера прозрачного кварцевого стекла по технологии [3], а также на образцах кварцевого стекла марки КВ. Пористость образцов керамики находилась в пределах 10–12%.

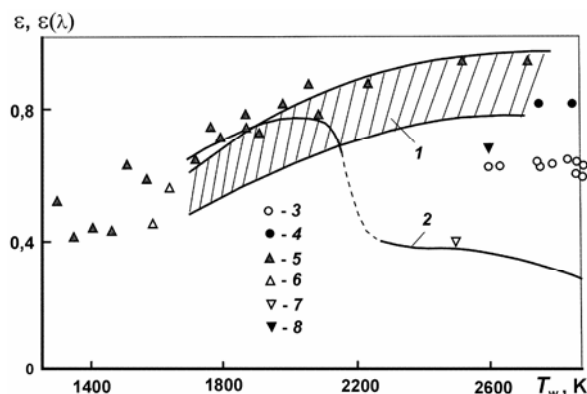


Рис. 1. Интегральная (ϵ) и спектральная степени черноты ($\epsilon(\lambda)$) кварцевой стеклокерамики: 1, 4, 5, 8 – легированная КСК (до 2,5% Cr_2O_3); 2, 3, 6, 7 – чистая КСК; 1, 2 – интегральная степень черноты, данные [2]; 3, 4, 7, 8 – спектральная степень черноты, $\lambda = 0,65 \cdot 10^{-6}$ м; 3, 4 – ЭДП; 7, 8 – ЖРД-2М; 5, 6 – спектральная степень черноты, $\lambda = 1,39 \cdot 10^{-6}$ м

Нагрев осуществляли в дозвуковой воздушной струе электродугового подогревателя газа (ЭДП) и в сверхзвуковой струе газогенератора, работающего на топливе керосин-кислород (стенд ЖРД-2М). Яркостная температура поверхности измерялась в видимой области спектра $0,65 \cdot 10^{-6}$ м фотоэлектрическим пирометром. Внешний вид образцов после испытаний приведен на рис. 2.

Добавка всего лишь 0,5–1 % оксида хрома позволяет получить четкую границу раздела. С помощью петрографического анализа образцов было показано, что структурные изменения в момент достижения температуры 1800 К соответствуют началу

плавления КСК, что приводит к уменьшению пористости материала.

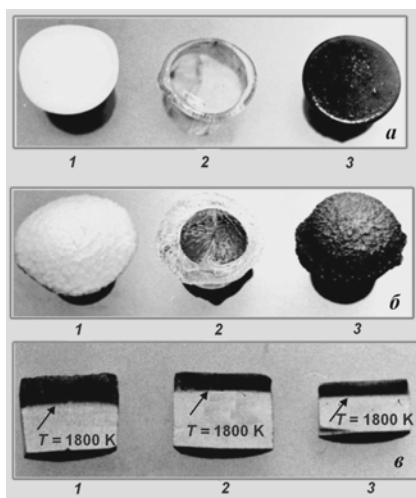


Рис. 2. Внешний вид поверхности (а, б) и зоны расплава (в) образцов после испытаний:
а – образцы, испытанные в струе ЭДП (1 – чистая КСК, $T_w = 2610$ К; 2 – кварцевое стекло, $T_w = 2590$ К; 3 – легированная КСК (0,5–1% Cr_2O_3), $T_w = 2620$ К); б – образцы, испытанные в струе стенда ЖРД-2М (1 – чистая КСК, $T_w = 2450$ К; 2 – кварцевое стекло, $T_w = 2360$ К; 3 – легированная КСК, $T_w = 2600$ К); в – зона расплава (1–3 – легированная КСК, $T_w = 2490, 2620, 2800$ К)

Оксид хрома в стекле растворяется частично и в основном находится в виде неравномерно распределенных включений. При температурах выше 1800 К образуется непрозрачный слой зеленого цвета, в результате чего излучательная способность КСК увеличивается до 0,83 (рис. 1). Это обеспечивает снижение скорости уноса массы до 2 раз по сравнению с кварцевым стеклом при одних и тех же условиях нагрева (таблица).

Таблица

Скорость уноса кварцевого стекла, чистой и легированной КСК

Материал	q_k , кВт/м ²	T_w , К	$\bar{V}_\infty \cdot 10^{-3}$ м/с
Легированная стеклокерамика (0,5–1,0 % Cr_2O_3)	7650	2620	0,1
	11 500	2800	0,18
	14 700	2600	0,18
Чистая стеклокерамика (100 % SiO_2)	7650	2610	0,17
	11 500	2710	0,28
	14 700	2450	0,29
Кварцевое стекло	7650	2590	0,22
	11 500	2660	0,29

Здесь: q_k – калориметрический тепловой поток; T_w – температура поверхности; $\bar{V}_\infty$ – линейная скорость уноса массы.

1.2. Кварцевая стеклокерамика, легированная оксидом хрома, обладает не только хорошими теплозащитными свойствами, но и является одним из лучших радиопрозрачных материалов. Она используется для изготовления антенных обтекателей и вставок головных частей ракет при высоких тепловых нагрузках.

Исследование радиотехнических характеристик КСК проводилось в высокотемпературном, сверхзвуковом газовом потоке на стенде ЖРД-2М, работающем на топливе керосин-кислород при коэффициенте избытка окислителя 1,2. Тепловой поток составлял 14700 и 9200 кВт/м². Методика измерений описана в [4]. Радиотехнические характеристики образцов материалов определялись по степени затухания мощности проходящего сигнала СВЧ (10^{10} Гц) через образец при одностороннем нагреве.

На рис. 3 показана зависимость затухания проходящего сигнала (β) от процентного содержания Cr_2O_3 при тепловом потоке 14700 кВт/м².

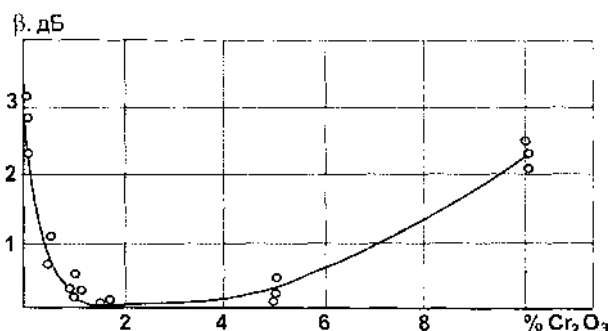


Рис. 3. Зависимость затухания проходящего сигнала в КСК от содержания легирующей добавки Cr_2O_3

Видно, что минимальное затухание наблюдается при содержании диоксида хрома 1,5–2 %. Такая зависимость объясняется тем, что образовавшаяся непрозрачная зона расплава при уносе массы уменьшает толщину прогретого слоя и повышает температуру поверхности материала (см. рис. 2, в).

Сравнение зависимости затухания проходящего сигнала при тепловых потоках 14700 и 9200 кВт/м² (рис. 4) также подтверждает существенную зависимость затухания сигнала от толщины прогретого слоя. При тепловом потоке 9200 кВт/м² унос массы с поверхности образца меньше, толщина зоны расплава больше и затухание сигнала при содержании оксида хрома 1,5 % выше чем при тепловом потоке 14700 кВт/м². (Зависимость толщины зоны расплава от плотности теплового потока показана на рис.2, в). Однако кривые 1 и 2 (рис. 4) показывают противоположные зависимости затухания сигнала от содержания оксида хрома в диапазоне от 0 до 1,5%.

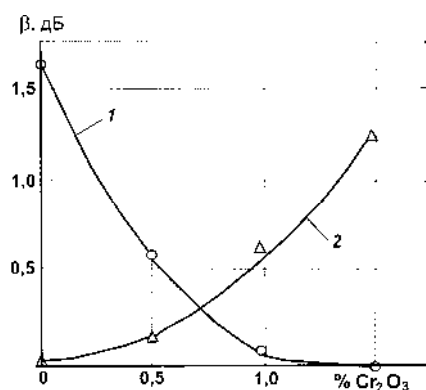


Рис. 4. Зависимость затухания проходящего сигнала в КСК от содержания легирующей добавки Cr_2O_3 до 1,5 %: 1 – тепловой поток 14700 кВт/м², 2 – тепловой поток 9200 кВт/м²

Если зависимость затухания сигнала при тепловом потоке 14700 кВт/м² (кривая 1) удовлетворяет установленной закономерности на рис. 3, то при тепловом потоке 9200 кВт/м² она имеет совершенно другой характер. По-видимому, из-за слабого уноса массы толщина прогретого слоя в этом случае имеет значительно большую толщину, чем при тепловом потоке 14700 кВт/м², а увеличение содержания оксида хрома оказывает лишь загрязняющий эффект, аналогичный зависимости рис. 3 в диапазоне изменения содержания Cr_2O_3 от 2 до 10 %.

Таким образом, положительное влияние легирующей добавки Cr_2O_3 на радиотехнические характеристики КСК проявляется лишь при ее содержании 1,5–2 % и высоких тепловых потоках, обеспечивающих значительный унос массы с поверхности материала.

2. Повышение термостойкости кварцевой стеклокерамики конструкционного назначения

При получении соединений LiNbO_3 и LiTaO_3 для целей электроники в качестве промежуточного продукта используются высокочистые пентаоксиды ниобия и тантала (Nb_2O_5 и Ta_2O_5). Существующие промышленные процессы получения этих соединений включают в себя термохимическую обработку их гидрооксидов при температурах соответственно выше 500 °С и 740 °С. Процесс разложения при прокаливании сопровождается выделением фтора (хлора) и фторидных соединений, которые содержатся в исходных гидрооксидах или образуются в процессе их термообработки [5]. При этом обрабатываемый материал подвержен загрязнению продуктами термохимической эрозии материала контейнера, в которых проводится обработка, что не допустимо. В связи с этим в технологии получения

особо чистых веществ рекомендуют использовать только такие материалы, скорость коррозии которых меньше $1 \cdot 10^{-5}$ (г/м²·ч). Поэтому при получении особо чистых оксидов Nb_2O_5 и Ta_2O_5 , как правило, используют контейнеры из платины.

С целью отказа от платины при прокаливании гидрооксидов этих соединений были разработаны керамические материалы с плотными защитными покрытиями из Nb_2O_5 и Ta_2O_5 . Кроме химической стойкости защитных покрытий изделия из такой керамики должны обладать высокой термостойкостью при циклических температурных нагрузках: нагрев до температуры прокаливания при помещении в печь и охлаждение при выгрузке из печи.

Для получения покрытий был использован метод наплавления материала покрытия с помощью концентрированного светового излучения в оптической печи. При испытаниях наилучшие результаты были получены для кварцевой керамики с наплавленным покрытием из пентаоксида ниобия. Из неё были изготовлены первые кюветы, которые показали хорошие результаты на операции прокаливания гидроксида ниобия [5]. Общий вид первых тиглей и кювет с защитным покрытием из пентаоксида ниобия, прошедших успешные испытания на операции прокаливания гидроксида ниобия в Институте химии и технологии редких элементов и минерального сырья Кольского научного центра РАН, представлен на рис. 5.



Рис. 5. Опытные образцы кюветы объёмом 100 см³ и тиглей объёмом 30 см³ из кварцевой керамики с покрытием из Nb_2O_5

Однако для термохимической обработки при промышленном производстве пентаоксида ниобия необходимы большие контейнеры, что потребовало проведения дальнейших исследований для повышения их термостойкости.

В работе [6] для повышения термостойкости изделий с основой из кварцевой керамики и наплавленным защитным покрытием из пентаоксида ниобия было предложено изготавливать основу из отдельных фрагментов, соединённых материалом покрытия. Это позволило только частично решить поставленную задачу. После длительных циклических

испытаний (1500 циклов: нагрев до 950 °С – выдержка 10 часов – охлаждение на воздухе) в покрытии образовывались трещины.

С целью повышения термостойкости вышеупомянутых изделий было проведено математическое моделирование влияния макроструктуры основного слоя на возникновение напряжений в рассматриваемой слоистой керамике. Расчеты проводились с использованием термоупругой модели на основе метода конечных элементов вблизи температур от 1000 °С до 800 °С, где наблюдалось наиболее интенсивное растрескивание образцов. Результаты математического моделирования показали снижение максимальных значений напряжений при разбиении основы слоистого керамического материала на фрагменты. Они подтвердили повышение термостойкости слоистой керамики при изготовлении фрагментированной основы и показали, что сглаживание острых углов фрагментов также должно приводить к дополнительному снижению максимальных напряжений (повышению термостойкости).

Эти выводы были положены в основу экспериментальной проверки термостойкости образцов слоистой керамики при термоциклировании от 1000 °С до температуры окружающей среды за счет резкого охлаждения на воздухе.

Образцы изготавливались методом наплавления в оптической печи [5]. На заранее подготовленные заготовки из кварцевой керамики (рис. 6, а) проводили наплавление покрытия пентаоксида ниобия.

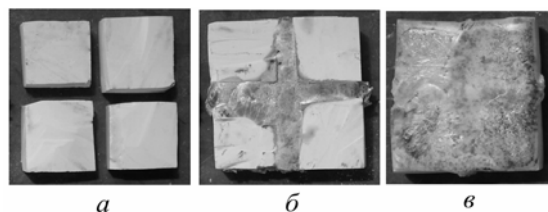


Рис. 6. Изготовление образца: а – сегменты кварцевой керамики; б – сегменты кварцевой керамики спаянные материалом покрытия Nb_2O_5 ; в – готовый образец с наплавленным покрытием Nb_2O_5

При изготовлении образцов имеющих структурированную основу сегменты кварцевой керамики предварительно спаивались материалом покрытия (рис.6, б), а затем наплавляли основное покрытие. Такое скрепление имеет достаточную механическую прочность.

Толщина наплавляемого покрытия составляла ~1,5 мм, а размеры образцов – 60х60х15 мм.

Для сравнительной оценки термостойкости были изготовлены четыре типа образцов из кварцевой керамики одинаковой формы и размеров (рис. 7).

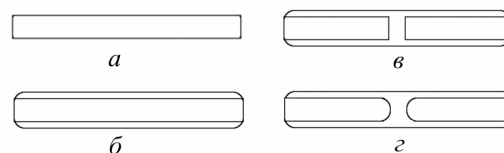


Рис. 7. Поперечное сечение пластины с основой из КСК и двухсторонним покрытием из Nb_2O_5 : а – цельная основа без покрытия; б – цельная основа с покрытием; в – структурированная основа, разбитая на сегменты; г – структурированная основа, разбитая на сегменты без острых углов

Для каждого образца проводилось пять циклов нагрев-охлаждение. Для получения сравнительных характеристик по термостойкости образцов использовалась установка для регистрации импульсов акустической эмиссии (АЭ) при охлаждении на воздухе [7]. Установка позволяет регистрировать сигналы АЭ и проводить сравнительную оценку термостойкости керамических образцов и изделий по количеству и характеристикам импульсов АЭ, возникающих при охлаждении. За информативный параметр АЭ, характеризующий термостойкость, принимали количество импульсов АЭ, превышающих общий фон на ~20 %. По осциллограммам записи АЭ были получены средние значения количества импульсов для каждого типа образцов (рис. 8).

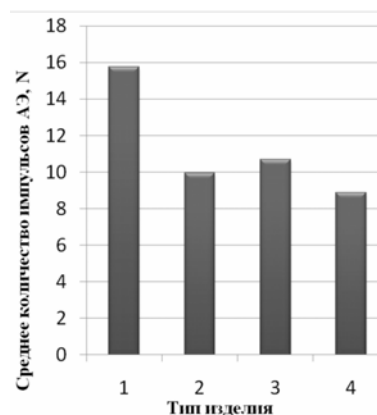


Рис. 8. Среднее количество импульсов АЭ для разных типов образцов: 1 – кварцевая керамика с покрытием; 2 – цельная кварцевая основа без покрытия; 3 – структурированная кварцевая основа, разбитая на сегменты; 4 – структурированная кварцевая основа, разбитая на сегменты без острых углов

Из рисунка видно, что термостойкость образцов с покрытием, имеющих сегментированную основу, существенно выше. Количество импульсов АЭ для образцов с сегментами (изделия 3 и 4) в ~1,5 раз меньше по сравнению с образцами с цельной основой с покрытием (изделие 1). Для образцов, имеющих скруглённые углы фрагментов (изделие 4), наблюдается дополнительное снижение

количества импульсов АЭ, что свидетельствует об увеличении их термостойкости. Следует отметить, что образец с цельной основой без покрытия (изделие 2) показал термостойкость на уровне сегментированных образцов с покрытием.

Таким образом, изделия из структурированной кварцевой стеклокерамики с наплавленным покрытием из пентаоксида ниобия могут заменить платиновые тигли в промышленной технологии получения особо чистых материалов для электронной техники.

Литература

1. Характерные температуры изменения состояния кварцевой стеклокерамики при одностороннем нагреве / Г.А. Фролов, А.А. Король, В.В. Пасичный, В.С. Цыганенко // Инж. -физ. журн. – 1986. – Т. 51, №6. – С. 932-940.

2. Walton J.D. Radome engineering handbook / J.D. Walton. – New York, 1970. – 592 p.

3. Пивинский Ю.Е. Кварцевая керамика / Ю.Е. Пивинский, А.Г. Ромаши. – М.: Металлургия, 1974. – 264 с.

4. Цыганенко В.С. Комплексное исследование теплозащитных покрытий многофункционального назначения / В.С. Цыганенко // "Тепломассообмен.". III Минский Международный форум сб. ст., Т. 3. – Минск, 1996 г. – С. 44-48.

5. Фролов А.А. Керамические материалы для получения высокочистых соединений ниобия и тантала / А.А. Фролов // Стекло и керамика. – 1992. – №7. – С. 14-15.

6. Фролов А.А. Организация макроструктуры слоистой керамики с целью получения изделий повышенной термостойкости / А.А. Фролов // Новые огнеупоры. – 2004. – №9. – С. 52-55.

7. Войнич Е.В. Установка для сравнительной оценки термостойкости керамических образцов методом регистрации акустической эмиссии / Е.В. Войнич, А.А. Фролов // Новые огнеупоры. – 2009. – №3. – С. 50-54.

Поступила в редакцию 2.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.А. Урюков, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев.

КВАРЦЕВА СКЛОКЕРАМИКА ДЛЯ ТЕПЛОВОГО ЗАХИСТУ ТА ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Є.В. Войнич, Г.О. Фролов, В.С. Цыганенко

Показано, що при температурах вище 1800 К в кварцовій склокераміці, яка легована оксидом хрому, утворюється непрозорий шар, що забезпечує одночасне підвищення випромінювальної здатності, зниження швидкості виносу маси і загасання сигналу СВЧ. На прикладі розробки шаруватого керамічного виробу з наплавленням покриття з пентаоксиду ніобію розглянута можливість використання кварцової кераміки у високотемпературних технологіях. Підвищена термостійкість шаруватих виробів більшого розміру, призначених для заміни платинових тиглів при отриманні в промислових умовах високочистих з'єднань LiNbO_3 і LiTaO_3 для електронної техніки.

Ключові слова: тепловий захист, високотемпературний нагрів, оксид хрому, радіопрозорість, термостійкість, керамічний тигель, захисне покриття.

QUARTZ GLASS CERAMICS FOR HEAT PROTECTION AND HIGH-TEMPERATURE TECHNOLOGIES

Y.V. Voynich, G.A. Frolov, V.S. Tsyganenko

It is shown, that in the quartz glass ceramics alloyed by chrome oxide at temperatures above 1800 K the opaque layer providing simultaneous increase of radiating ability, decrease of ablation and attenuation of passing microwave frequency signal is formed. Possibility of use of quartz glass ceramics in high-temperature technologies is considered on an example of the development of layered ceramic product with built-up pentaoxide niobium coating. Thermostability of the layered big size products is raised. They are intended for replacement of platinum crucibles at reception of high-clean LiNbO_3 and LiTaO_3 compositions for electronics in industrial conditions.

Key words: heat protection, high temperature heating, chrome oxide, radiolucent, thermostability, ceramic crucible, protection coating.

Войнич Евгений Викторович – аспирант Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: gvoynich@gmail.com.

Фролов Геннадий Александрович – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом испытаний и аттестации материалов ракетно-космической техники Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: g_forlov@nbi.com.ua.

Цыганенко Вера Сергеевна – научный сотрудник отдела испытаний и аттестации материалов ракетно-космической техники Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: g_forlov@nbi.com.ua.

УДК 621.51.226.2.53

А.А. ХОРИКОВ, С.Ю. ДАНИЛКИН, В.А. ТЕЛЕШЕВ

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ОБЛЕДЕНЕНИЯ**

Приведены результаты экспериментальных исследований колебаний лопаток вентилятора авиационного двигателя бесконтактным методом на специализированном стенде при имитации обледенения в полетных условиях. На основе сопоставления результатов спектрального анализа вибрационных характеристик двигателя без обледенения и в процессе обледенения показано, что при обледенении снижается устойчивость рабочих лопаток вентилятора к флаттеру. Поэтому типовые стендовые испытания авиационных двигателей на отсутствие флаттера лопаток вентилятора рекомендуется дополнить испытаниями с имитацией условий обледенения. Применительно к таким испытаниям следует модернизировать существующие системы диагностики аэроупругих процессов.

Ключевые слова: обледенение, флаттер, рабочие лопатки, диагностика колебаний, спектральный анализ.

Введение

Согласно АП-33-2004 [1] авиационный двигатель в условиях обледенения не должен допускать снижения мощности или тяги ниже определенной величины и повышения общих вибраций двигателя более величины, указанной в Руководстве по эксплуатации. Однако, образующиеся при этом ледяные наросты на лопатках вентилятора не только снижают эксплуатационные характеристики двигателя, но и изменяют вибрационные характеристики самих лопаток, причем суммарный уровень общих вибраций двигателя может оставаться в допустимых пределах. В данной статье представлены результаты исследования аэроупругих процессов, которые возникают при обледенении авиационного двигателя. Особое внимание уделено бесконтактной диагностике возникающих при этом колебаний рабочих лопаток вентилятора. Объектом исследования являлся экспериментальный двухвальный ТРДД с одноступенчатым вентилятором, широкохордовые лопатки которого были выполнены из титанового сплава. Исследование проведено на специализированном стенде ЦИАМ, позволяющем имитировать обледенение в соответствии с нормативными документами [2].

1. Методические вопросы исследования

Очевидно, что процессу обледенения в первую очередь должны быть подвержены невращающиеся части вентилятора или вращающиеся с относительно невысокими скоростями. Такими частями в первую очередь являются лопатки спрямляющего аппарата

и корневые профили рабочих лопаток вентилятора. Обледенение лопаток спрямляющего аппарата (рис. 1) может и не вызвать колебания этих лопаток, но неизбежно вызовет дросселирование рабочего колеса вентилятора, в результате чего увеличатся углы атаки рабочих лопаток. В зависимости от упруго-массовых характеристик лопаток это может вызвать либо вращающийся срыв, либо флаттер.



Рис. 1. Нарастание льда на спрямляющем аппарате вентилятора при испытаниях на обледенение (фото со стробоскопической видеокамеры)

Традиционно основным методом исследования аэроупругих колебаний лопаток является их тензометрирование. Однако в условиях обледенения этот метод не может быть использован, так как тензометры на лопатках и средства передачи сигналов с лопаток на регистрирующую аппаратуру искажают реальную картину обледенения. Поэтому для данного исследования был предложен способ бесконтакт-

ной диагностики аэроупругих колебаний лопаток по сигналам с датчиков вибраций, установленным на корпусе вентилятора. Способ базируется на математическом соотношении, впервые изложенном в работе [3], согласно которому диагностическим признаком, позволяющим определить момент возникновения флаттера или вращающегося срыва, является наличие в спектре вибраций диагностической составляющей с частотой

$$f_d = mf_p \pm f_l,$$

где f_p – частота вращения ротора, f_l – частота колебаний лопаток, m – количество волн деформаций по окружности колеса.

В соответствии с этим способом диагностики, объект исследования был препарирован векторными виброакселерометрами фирмы «Рэм-вибро», которые позволяли измерять вибрации в трех направлениях одновременно в одной точке (рис. 2).

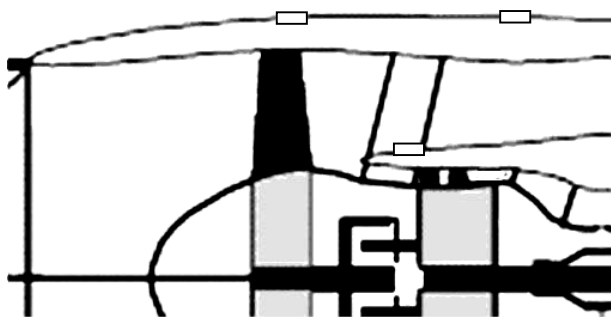


Рис. 2. Схема препарирования для диагностики аэроупругих процессов при исследовании на обледенение: □ - трехкомпонентные (векторные) вибродатчики фирмы "РЭМ-вибро"

Для определения склонности рабочих лопаток вентилятора к флаттеру и вращающемуся срыву, а также для повышения надежности диагностики были проведены предварительные исследования двигателя с вибрографированием и с тензометрированием лопаток в атмосферных условиях в отсутствии обледенения при смещенных линиях рабочих режимов. В результате этого исследования было установлено, что при смещении линии рабочих режимов на $\delta K_y \geq 4\%$ на частотах вращения $\bar{n} = 0,72..0,82$ возникает флаттер по первой форме колебаний лопаток с частотами $f_l = 106..115$ Гц. Этим частотам, зафиксированным по сигналам с тензодатчиков на лопатках, в спектре сигналов с вибродатчиков соответствовало повышение уровня вибраций на диагностических частотах $f_d = f_l + m f_p$, где $m = 2,3,4$. Между уровнем сигналов с тензометров на частоте колебаний лопаток и уровнем вибраций на диагностических частотах существовала линейная связь. Диагностических признаков вращающегося срыва обнаружено не было.

2. Результаты исследований

При экспериментальных исследованиях работы вентилятора в процессе обледенения также было зафиксировано повышение уровня вибраций, что послужило основанием для проведения их подробного спектрального анализа. На осциллограммах с датчиков вибраций (рис. 3) отчетливо видно, что вплоть до момента резкого увеличения оборотов согласно принятой методике проверки двигателя при обледенении, уровень вибраций незначителен и присут-

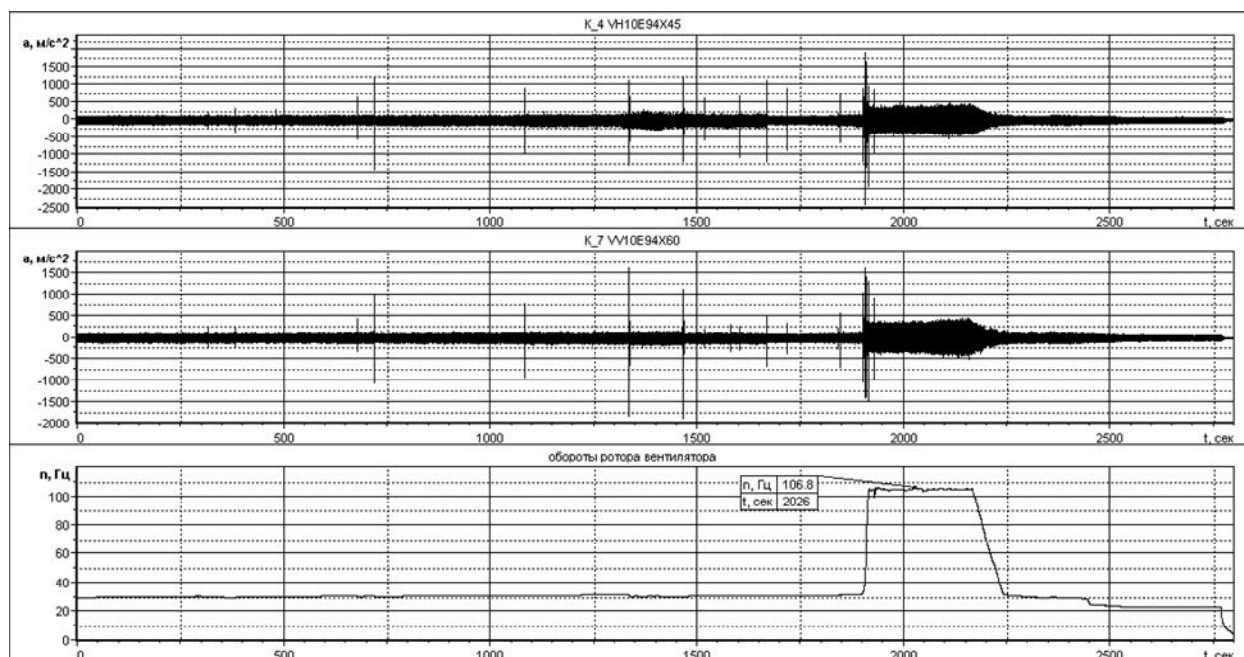


Рис. 3. Осциллограммы вибраций и изменение частоты вращения ротора при испытаниях на обледенение

ствуют лишь кратковременные всплески вибраций, которые имеют случайный характер как результат ударного воздействия на корпус при сбросе льда с рабочих лопаток вентилятора в это время. Но на максимальных частотах вращения появляются стабильные вибрации с суммарным уровнем виброускорения до $a = 400 \text{ м/с}^2$, причем этот уровень со временем даже несколько повышается. При этом кратковременные всплески вибраций присутствуют только в начальный период, а затем в течение всего времени нахождения двигателя на максимальных частотах вращения ($t = 24$ секунды) эти всплески отсутствуют, что свидетельствует об отсутствии эффекта сбрасывания льда с рабочих лопаток. Такой длительный интервал времени пребывания двигателя на максимальной частоте вращения позволил выполнить достоверный спектральный ана-

лиз вибраций методом Фурье.

Из спектров, представленных на рис. 4 при частоте вращения $\bar{n} = 0,972$ (которая была определена по спектральной составляющей на частоте следования лопаток вентилятора и ее делением на количество лопаток), отчетливо видно кроме роторных гармоник превалирование спектральных составляющих с частотами: 361,7; 467,2; 572,7 Гц, а также с частотами 618,8; 723,4; 828,9 Гц.

Нетрудно заметить, что значения этих частот отличаются точно на частоту вращения ротора, как это имело место при флаттере лопаток с указанными выше диаметрными формами колебаний $m = 2, 3, 4$ без обледенения.

Значения этих спектральных составляющих значительно превышают уровень первой роторной гармоники.

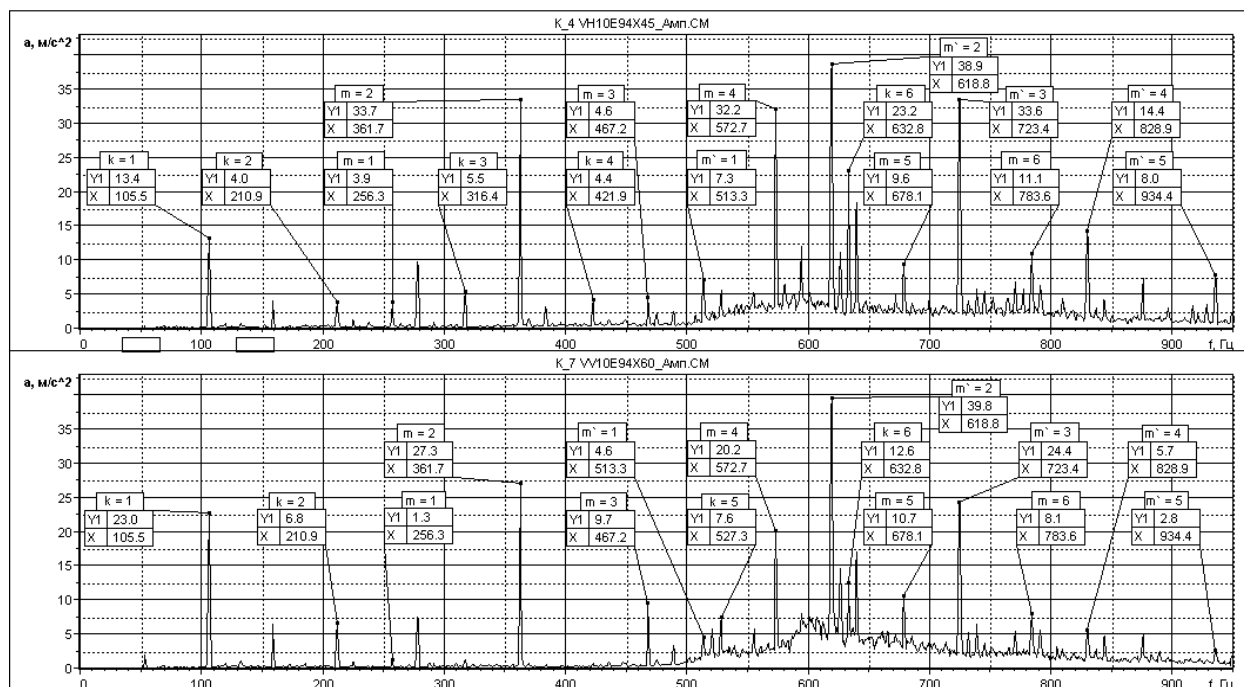


Рис. 4. Спектры вибрации при обледенении для вибродатчиков VV10E94x45 и VV10E94x60 при $\bar{n} = 0,972$ ($t = 2144\text{--}2163\text{с}$)

Если продолжить эти две последовательности частот в сторону их уменьшения, то при $m = 0$ имеющиеся в спектре вибраций минимальные значения для этих последовательностей будут равны соответственно $f_1 = 150,8 \text{ Гц}$ и $f_2 = 406 \text{ Гц}$. Расчетные значения частот колебаний лопаток при частоте вращения $\bar{n} = 0,972$ по первой изгибной и по первой крутильной формам колебаний при отсутствии обледенения равны соответственно $f_{1\text{расч}} = 123 \text{ Гц}$ и $f_{2\text{расч}} = 378 \text{ Гц}$ (см. рис. 5). Поскольку демпфирующая уплотнительная резиновая вставка, осуществляющая мягкий контакт между лопатками по аэродинамическим полкам (платформам) при положи-

тельных температурах, в процессе обледенения должна была затвердеть, вследствие чего по этим полкам появилась дополнительная «опора», то расчетные значения частот по изгибной и крутильной формам увеличатся. В предположении этого дополнительного опирания они будут соответственно равны $f_{1\text{расч}} = 143 \text{ Гц}$ и $f_{2\text{расч}} = 420 \text{ Гц}$ (рис. 5), что весьма близко к экспериментально определенным по датчикам вибраций значениям $f_1 = 150,8 \text{ Гц}$ и $f_2 = 406 \text{ Гц}$. Коррективы в значения частот может внести также некоторое наличие льда в корневой части рабочих лопаток, которое при этом наблюдалось визуально. Тогда перечисленным выше спектральным

составляющим вибраций с частотами 361,7; 467,2; 572,7 Гц можно привести в соответствие колебания лопаток по первой форме колебаний с числом узловых диаметров $m = 2, 3, 4$, а частотам 618,8; 723,4; 828,9 Гц колебания по крутильной форме с тем же числом узловых диаметров $m' = 2, 3, 4$ (см. рис. 4). Таким образом, в процессе обледенения на максимальных частотах вращения в спектре вибраций обнаружены диагностические спектральные составляющие флаттера, аналогичные тем, которые были обнаружены на промежуточных частотах вращения при смещении линий рабочих режимов.

Представляет несомненный практический интерес оценка уровня вибрационных напряжений в рабочих лопатках вентилятора, которым соответствуют эти вибрации. Как уже указывалось ранее, при исследовании вентилятора на флаттер была выявлена линейная связь между уровнем напряжений в

лопатках и вибрациями корпуса на диагностических частотах. При этом максимально замеренному уровню напряжений по первой форме колебаний $\sigma = 92$ МПа соответствовал уровень вибраций $a = 1g = 9,8$ м/с². Тогда уровню вибраций $a = 33,7$ м/с², замеренному в условиях обледенения для числа узловых диаметров $m = 2$ (см. рис. 5), должен соответствовать уровень вибрационных напряжений в рабочих лопатках вентилятора $\sigma = 316$ МПа, что примерно соответствует пределу усталости и, следовательно, является весьма опасным при длительной работе вентилятора.

Причиной возникновения таких опасных колебаний рабочих лопаток вентилятора может быть дросселирование вентилятора по выходу по напорным характеристикам или по входу, осуществляемое нарастанием льда на лопатках спрямляющего аппарата или на деталях входа в вентилятор.

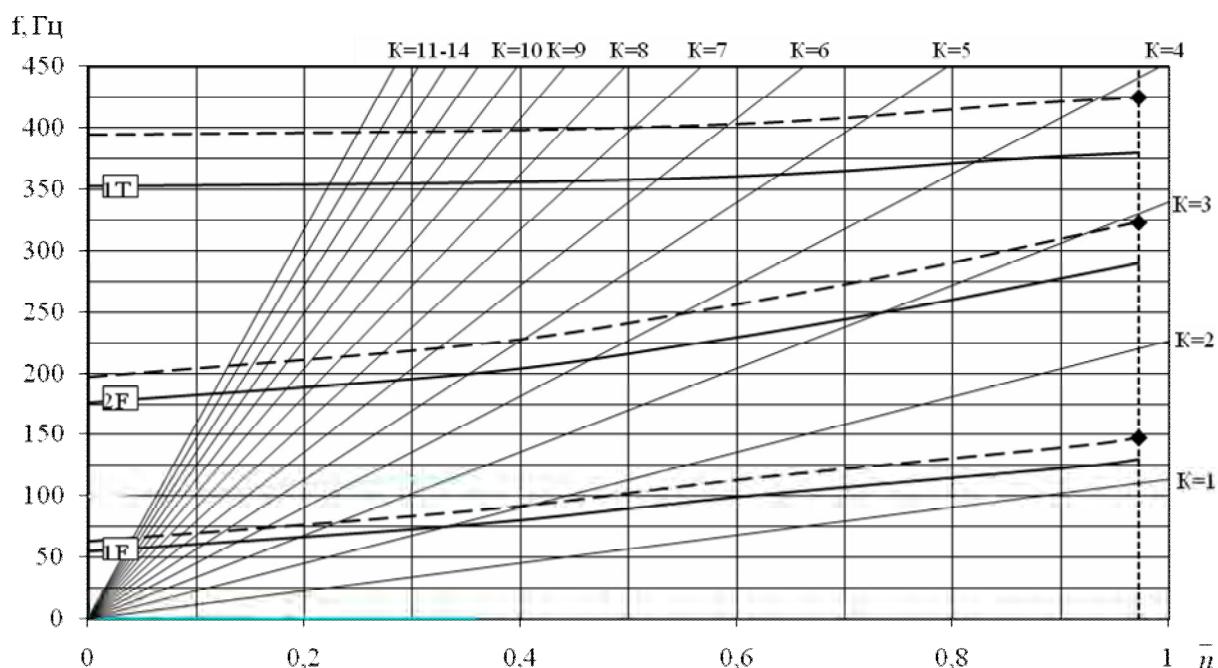


Рис. 5. Частотная диаграмма колебаний лопаток:

— при отсутствии обледенения;
 --- при наличии обледенения

При испытаниях вентилятора на флаттер без обледенения превалировала форма колебаний колеса с $m = 2$. Как видно из рис. 4 при испытаниях с обледенением в спектре вибраций на максимальной частоте вращения превалирует спектральная составляющая с $f = 362$ Гц, соответствующая форме колебаний колеса с количеством узловых диаметров $m = 2$. Так как преобразование Фурье на режиме приемистости некорректно, то для того чтобы определить частоту вращения ротора, при которой впервые появилась и стала увеличиваться по амплитуде

эта спектральная составляющая, была проведена фильтрация сигнала с датчиков вибраций в диапазоне частот $f = 300 \dots 370$ Гц, которая соответствует возможному изменению этой диагностической спектральной составляющей в диапазоне частоты вращения $\bar{n} = 0,74 \dots 1$. Результаты этой фильтрации представлены на рис. 6. Видно, что начиная с частоты вращения $\bar{n} = 0,74$ амплитуда этой спектральной составляющей начинает увеличиваться и при увеличении частоты вращения до $\bar{n} = 0,79$ через время $\Delta t = 0,7$ секунды увеличивается по одному вибродат-

чику в ~ 10 раз, а по другому вибродатчику в ~ 7 раз. Такое резкое увеличение амплитуды характерно для явления флаттера. Заметим также, что частота вращения $\bar{n} = 0,74$, с которой началось такое резкое

увеличение этой спектральной составляющей, находится в диапазоне указанной ранее частоты вращения $\bar{n} = 0,72..0,82$, в котором реализовался флаттер при отсутствии обледенения с $\delta K_u = 4\%$.

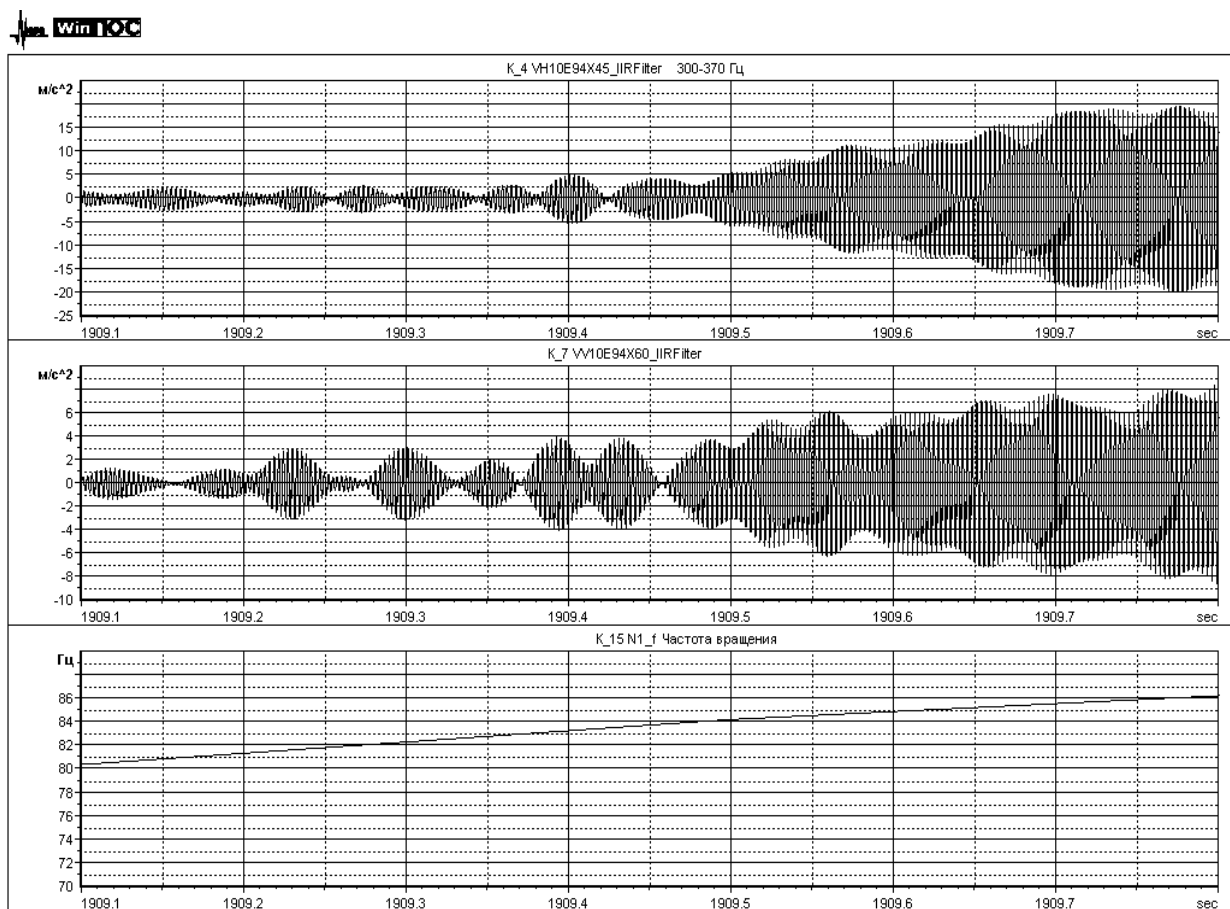


Рис. 6. Осциллограммы вибраций, отфильтрованные в диапазоне частот $f = 300-370$ Гц и изменение частоты вращения в интервале времени $t = 1909,1 - 1909,8$ сек

Заключение

Разработанная в ЦИАМ технология бесконтактной диагностики колебаний лопаток позволила провести первый этап экспериментальных исследований колебаний рабочих лопаток вентилятора в условиях обледенения. Установлено, что в процессе обледенения в рабочем диапазоне частот вращения вентилятора в спектре вибраций обнаружен высокий уровень диагностических спектральных составляющих, свидетельствующих о возникновении флаттера. Вероятной причиной возникновения таких опасных колебаний рабочих лопаток вентилятора является дросселирование вентилятора из-за нарастания льда на лопатках спрямляющего аппарата или на входных деталях вентилятора. На основе сопоставления с результатами предварительных испытаний рабочего колеса вентилятора на флаттер показано, что уровень вибрационных напряжений в лопатках, соответствующий замеренному при обледенении

уровню диагностических составляющих в спектре вибраций, близок к пределу усталости. Поэтому типовые стендовые испытания авиационных двигателей на отсутствие флаттера лопаток следует дополнить испытаниями с имитацией условий обледенения и уже по результатам этих испытаний судить об отсутствии флаттера в эксплуатационных условиях. Очевидно, что для таких испытаний необходимо модернизировать существующие системы диагностики аэроупругих процессов на основе измерения пространственно-временных и фазо-частотных параметров векторными виброакселерометрами.

Литература

1. Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. МАК, 2004г.
2. Гельмедов Ф.Ш. Методические вопросы проведения испытаний авиационных двигателей в

условиях обледенения и оценка изменения характеристик ТРДД / Ф.Ш. Гельмедов, А.В. Горячев и др. // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №7(54). – С. 133-138.

3. Kurkov A. Syn-thesis of Blade Flutter Vibratory Patterns using Stationary Transducers / A. Kurkov, J. Dicus // *ASME Publ.* – 1978. – NGT-160. – P. 121-127.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, начальник отдела Е.Д. Свердлов, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», Москва.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА В УМОВАХ ОБМЕРЗАННЯ

А.О. Хоріков, С.Ю. Данілкин, В.А. Телешев

Приведені результати експериментальних досліджень коливань лопаток вентилятора авіаційного двигуна безконтактним методом на спеціалізованому стенді при імітації обмерзання в польотних умовах. На основі зіставлення результатів спектрального аналізу вібраційних характеристик двигуна без обмерзання і в процесі обмерзання показано, що при обмерзанні знижується стійкість робочих лопаток вентилятора до флаттеру. Тому типові стендові випробування авіаційних двигунів на відсутність флаттеру лопаток вентилятора рекомендується доповнити випробуваннями з імітацією умов обмерзання. Стосовно таких випробувань слід модернізувати існуючі системи діагностики аеропружних процесів.

Ключові слова: обмерзання, флаттер, робочі лопатки, діагностика коливань, спектральний аналіз.

RESEARCH OF THE AIRCRAFT ENGINE FAN BLADES VIBRATION STATE IN THE ICING CONDITIONS

A.A. Khorikov, S.Y. Danilkin, V.A. Teleshev

Results of the aircraft engine fan blades fluctuations experimental researches by a contactless method at the specialized stand are resulted at imitation of an icing in flight conditions. On the basis of the engine vibrating characteristics spectral analysis results comparison without an icing and during an icing it is shown, that at an icing stability of the fan blades to a flutter is reduced. Therefore, standard bench testing aircraft engines for the lack flutter of the fan rotor blades recommended to supplement the tests with simulated icing conditions. With reference to such tests it is necessary to modernize existing aeroelastic processes diagnostics systems.

Key words: icing, flutter, rotor blades, vibration diagnostics, spectral analysis.

Хориков Анатолий Алексеевич – д-р техн. наук, профессор, начальник отдела, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», Москва, e-mail: khorikov@rtc.ciam.ru.

Данилкин Сергей Юрьевич – начальник сектора, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», Москва, e-mail: danilkin@rtc.ciam.ru.

Телешев Виктор Анатольевич – инженер 1-й категории, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», Москва, e-mail: danilkin@rtc.ciam.ru.

УДК 621.438

А.И. БОРОВКОВ¹, В.С. МОДЕСТОВ¹, И.Б. ВОЙНОВ¹, М.С. ГРИЦКЕВИЧ¹,
Н.О. СИМИН², В.В. КРИВОНОСОВА², В.В. ЗАВГОРОДНИЙ²

¹ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия

² ОАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКА

Рассматривается численное моделирование и исследование аэроупругих колебаний лопаток рабочего колеса четвертой ступени газовой турбины с целью выявления возможности возникновения автоколебаний и последующего флаттера. Приведены результаты моделирования тестовых задач аэроупругости, подтверждающие правомерность и корректность выбранного подхода и инструмента моделирования. В качестве инструмента для расчетов использовались современные передовые технологии численного анализа, реализованные в пакетах численного моделирования ANSYS/Mechanical и ANSYS/CFX. Выполнено исследование влияния расхода на газа на характер динамического поведения лопатки.

Ключевые слова: аэродинамика, аэроупругость, колебания, флаттер, турбина, рабочее колесо, численное моделирование.

Введение

В течении многих лет использование газовых турбин представляет большой интерес в сфере производства электроэнергии. Современные тенденции роста энергопотребления накладывают на изделия все большие требования к производительности, что ведет к разработкам все более новых вариантов исполнения элементов установки газовых турбин. При этом, особая роль отводится решению вопросов обеспечения надежности, безопасности и увеличения рабочего ресурса оборудования. Одним из основных элементов турбины является рабочее колесо, включающее в себя несколько десятков лопаток подверженных воздействию внешней переменной нагрузки в виде газодинамического давления.

Одной из возможных проблем, возникающей в лопатках ротора, является возникновение высоких вибронапряжений вследствие возникновения автоколебаний с постоянной или возрастающей амплитудой, частота которых, как правило, близка к одной из собственных частот колебаний лопатки. Однако, следует понимать, что лопатки ротора постоянно находятся под действием переменного давления, вызванного неравномерностью потока и, как следствие, совершают вынужденные колебания. Сочетание двух типов колебаний в целом могут давать сложную динамическую картину вибраций, натурное или экспериментальное исследование которых представляет существенную сложность.

Целью данной работы является проведение численного исследования вибраций лопатки ротора четвертой ступени газовой турбины при действии внешнего переменного газодинамического давления, и оценка возможности возникновения автоколебаний или разрушающего флаттера.

Основной сложностью проведения данного анализа является необходимость одновременного учета газодинамических процессов, протекающих в межлопаточном пространстве рабочего колеса и направляющего аппарата и механических колебаний непосредственно самих лопаток. Следует особо отметить, что колебания лопатки приводят к изменению геометрии межлопаточного пространства и как следствие меняют картину течения газового потока и действующее распределение газодинамического давления. Данная система является замкнутой и поэтому оба процесса должны одновременно учитываться при проведении численного расчета. В рамках данного исследования для выполнения подобных расчетов использовались пакеты численного моделирования ANSYS\ Mechanical и ANSYS/CFX.

Для решения уравнений механики жидкости и газа использовался пакет численного моделирования ANSYS CFX. В рамках данного пакета реализован метод конечных объемов на неструктурированных сетках с центрами объемов в узлах сетки. Для расчета конвективных потоков использовалась схема 2го порядка Барта-Йесперсена [1], являющейся обобщением схемы Ван Лира на неструктурирован-

ные сетки. Данная схема является схемой 2го порядка во всей расчетной области за исключением скачков уплотнения, где порядок схемы снижается до 1го. Все рассматриваемые задачи решались в нестационарной постановке со схемой второго порядка по времени. Уравнения баланса массы и уравнения баланса импульса решались совместно, при этом для подавления осцилляций давления и скорости использовался метод Рай-Чоу [2]. Уравнения баланса энергии, а также уравнения переноса турбулентных характеристик, решались отдельно от уравнений баланса импульса и уравнений баланса массы. Стоит отметить, что для всех рассматриваемых моделей турбулентности использовались автоматические пристенные функции.

Для решения уравнений механики деформированного твердого тела использовался пакет ANSYS/Mechanical. В рамках данного пакета реализован метод конечных элементов. Для всех рассматриваемых задач при аппроксимации системы уравнений (1.14) использовались 20 узловые элементы типа solid196, что обеспечивает высокую точность вычисления.

Для аппроксимации нестационарного члена уравнения использовалась линейная теория, обеспечивающая первый порядок точности.

При решении связанной задачи аэроупругости использовались оба пакета, при этом для обмена данных использовался связующий вычислительный модуль. Данный модуль позволяет передавать значения сил на поверхности тела, полученных из газодинамического расчета в механический расчет, где решается задача с приложенными статическими граничными условиями и получаются перемещения поверхности сопряжения. Данные перемещения передаются обратно в газодинамический расчет, при этом происходит перестроение сетки. Данная последовательность действий повторяется на каждом шаге по времени до тех пор, пока не будет достигнута численная сходимость.

1. Решение тестовой задачи

Одной из задач, необходимых при выполнении численного моделирования и исследования, является проверка работоспособности выбранных численных схем и алгоритмов для решения того или иного класса задач, иными словами – верификация. Верификация программного обеспечения ANSYS для численного решения задач аэродинамики и механики на сегодняшний день проведена для большого класса задач и не подвергается сомнению. Иначе дело обстоит с решением связанных задач, объединяющих возможности сразу нескольких пакетов. В данной работе таким классом задач являются задачи

аэроупругости, а пакетами для выполнения связанного анализа ANSYS/CFX и ANSYS/Mechanical.

Для верификации возможности использования данной связки пакетов рассматривались две тестовые задачи: колебания плоской панели и колебания крыла летательного аппарата. В силу ограниченности объема работы приведем описание только для задачи о колебании крыла.

Задача о флаттере крыла летательного аппарата является классической задачей о флаттере связанной с проблемами устойчивости в аэроупругости [3]. Как правило, флаттер крыла образуется на изгибно-крутильных формах колебаний, что требует пространственного подхода к решению данной проблемы.

В рамках рассматриваемой задачи исследовался профиль NACA-65A004. Данный профиль является основой для крыла AGARD 443.6, которое является канонической задачей для исследования флаттера. Крыло вытянуто под углом 45° вдоль линии соединяющей четверти хорды профиля крыла и имеет полуразмах 0,762 м и имеет сужение к концу с отношением профилей 0,66. Экспериментальное исследование производилось для жестко вмонтированного в стену крыла при нулевом угле атаки. Геометрические характеристики крыла приведены на рис. 1.

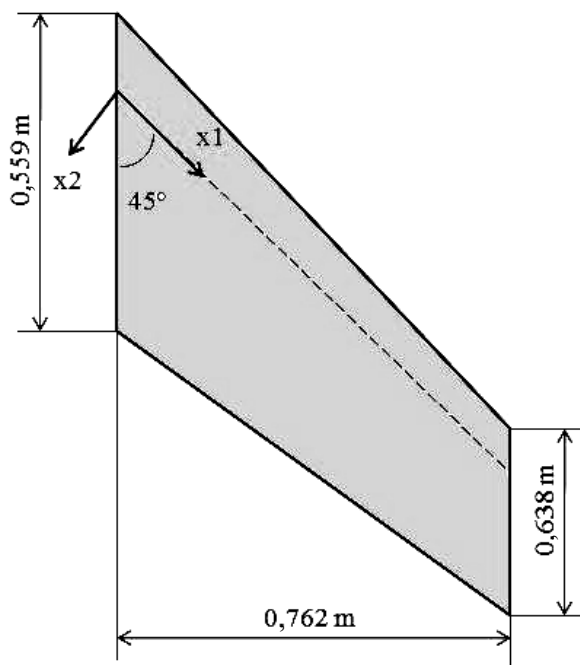


Рис. 1. Крыло AGARD 443.6

Рассматриваемое крыло выполнено из ламинированного красного дерева. Для моделирования напряженно деформируемого состояния данного крыла использовался ортотропный материал, параметры

которого брались из описания эксперимента [4]. В Таблице 1 приведены значения модуля Юнга, коэффициента Пуассона и модуля упругости на сдвиг. Следует отметить, что E_{11} взято вдоль линии соединяющей четверти хорды профилей.

Таблица 1

Физико-механические свойства материала крыла

Е, ГПа	ν	G, ГПа
$E_{11} = 3,15$	$\nu_{12} = 0,31$	$G_{12} = 0,44$
$E_{22} = 0,42$	$\nu_{13} = 0,31$	$G_{13} = 0,44$
$E_{33} = 0,42$	$\nu_{32} = 0,31$	$G_{23} = 0,44$

Для анализа динамического деформируемого поведения крыла построена 3D конечно-элементная модель. Количество степеней свободы для данной модели составляет 3690. В качестве граничных условий для данной модели рассматривался случай закрепления крыла на стене со стороны профиля с большей хордой 0,559 м. Остальные границы крыла предполагаются свободными.

Для расчета аэродинамического обтекания крыла создана геометрическая модель окружающей области и построена расчетная сетка, состоящая из 275556 ячеек (рис. 2).

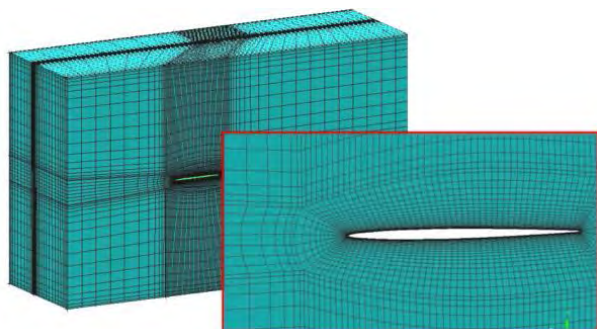


Рис. 2. Расчетная сетка для газодинамической задачи

В рамках проведения численного эксперимента рассматривались несколько значений скоростей набегающего потока: 0,7, 0,8, 1,05 и 1,12 Махов. Условия на поверхности крыла соответствуют граничным условиям стенки – без проскальзывания и протекания. При связанном аэроупругом анализе перемещения сетки поверхности крыла соответствовали перемещениям, полученным при решении задачи теории упругости, где в качестве внешнего воздействия приложены аэродинамические силы, полученные из решения задачи аэродинамики.

В качестве исследуемого параметра выбрана частота образования флаттера. На рис. 3 приведено сравнение результатов натурного эксперимента и численного расчета, полученных для выбранных значений числа Маха.

Полученное соответствие результатов позволяет говорить о применимости используемых пакетов для решения задач аэроупругости.

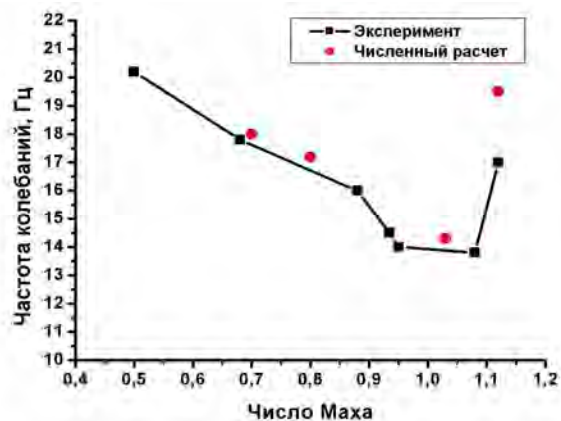


Рис. 3. Сравнение экспериментальных и расчетных частот

Для демонстрации динамического поведения крыла на рис. 4 представлен график перемещения крайней внешней точки крыла от времени.

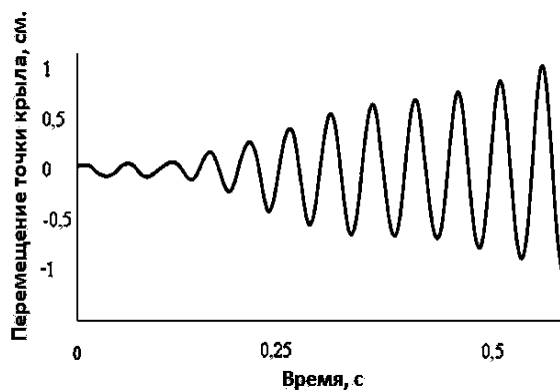


Рис. 4. Колебания крайней внешней точки крыла

Как видно, амплитуда колебаний возрастает со временем, что говорит об образовании флаттера.

2. Колебания рабочей лопатки газовой турбины

В рамках данной работы рассматривалось динамическое поведение рабочей лопатки в потоке газа при вынужденном воздействии, образующегося за счет нестационарности и неравномерности потока за сопловыми лопатками.

Расчетные исследования проводились для четвертой ступени газовой турбины включающей 44 лопатки в рабочем венце и 55 лопаток в сопловом венце. Учитывая, что в процессе работы турбины каждая лопатка находится в одинаковых аэродинамических условиях, для расчетов использовался

только один сектор периодичности для рабочего колеса и один сектор периодичности для сопловой части. Данное упрощение позволяет также снизить вычислительные ресурсы при проведении нестационарного анализа аэроупругости, сохранив при этом все физические особенности постановки задачи. На рис. 5 приведена геометрическая модель сектора для 4-й ступени турбины.



Рис. 5. Геометрическая модель сектора 4-й ступени турбины

На рис. 6 представлена расчетная область проточной части сектора ступени и поверхностная сетка на лопатках.

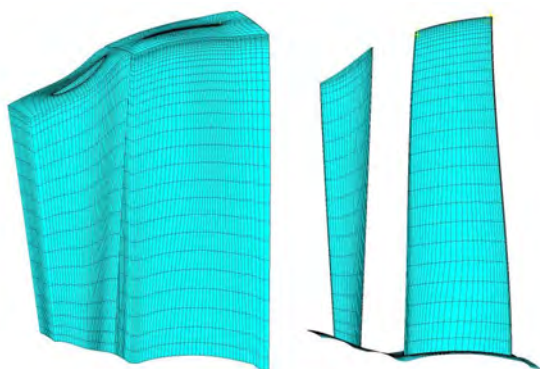


Рис. 6. Расчетная сетка для газодинамического расчета

Расчетная сетка состоит из двух частей, соответствующих сопловому и рабочему венцу турбины. Размерность расчетной сетки составляет 17820 ячеек для соплового венца турбины и 41708 ячеек для рабочего венца. Размерность полной сетки составляет 59528 ячеек. Вблизи поверхности лопатки строилась сетка О-типа со сгущением к поверхности лопатки.

Граничные условия для газодинамической части задавались следующим образом. На входе в направляющий венец турбины задавались профили

полного давления, полной температуры и углов входа, а также значения турбулентных характеристик, при этом компоненты скорости получались из решения. На выходе из рабочего венца турбины задавался профиль давления, а все остальные газодинамические переменные получались из решения. Для учета взаимодействия направляющего и рабочего венца турбины использовался интерфейс (General Grid Interface, Transient rotor-stator), на котором значения всех переменных брались с поправкой на вращение из смежной расчетной области.

В рамках настоящей работы в качестве рабочего газа используется воздух, удовлетворяющий уравнению состояния идеального газа. При моделировании рассматривался номинальный, а также увеличенный на 20 и 40% расход газа.

Для описания динамического поведения рабочей лопатки построена конечно-элементная модель рабочей лопатки (рис. 7).

Следует отметить, что конечно-элементная сетка строилась таким образом, чтобы, во-первых, иметь возможность воспроизводить все особенности напряженно-деформируемого поведения лопатки и, во-вторых, обеспечить максимальную точность при интерполяции давления из газодинамического расчета.

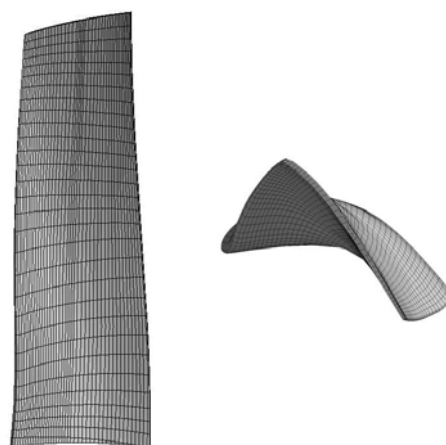


Рис. 7. Конечно-элементная модель лопатки рабочего колеса

Граничные условия для механической части имеют следующий вид.

На поверхности лопатки задавалось давление, полученное из газодинамического расчета и проинтерполированное на конечно-элементную сетку. На поверхности сопряжения лопатки и ступицы турбины поставлено условие отсутствия перемещений во всех направлениях.

Следует отметить, что для учета вращения на каждый элемент расчетной сетки была приложена инерционная нагрузка в виде центробежного ускорения.

В качестве результатов аэродинамического расчета были получены поля скоростей, давлений, температур.

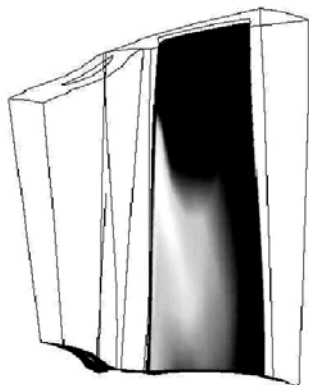


Рис. 8. Распределение давления по поверхности лопатки рабочего колеса

Распределение давления по поверхности рабочей лопатки представлено на рис. 8.

Для определения возможных форм и частот колебаний рабочей лопатки при флаттере был выполнен модальный анализ.

Как уже упоминалось, с целью упрощения задачи, рассматривалось только перо лопатки без полки и хвостовика. При определении форм колебаний перо предполагалось заземленным по поверхности сопряжения со ступицей, поверхность лопатки при этом считалась свободной.

Так как при работе лопатка находится в поле центробежных сил, то при определении частот учитывалось также преднапряженное состояние лопатки от вращения.

Таблица 2
Собственные частоты лопатки.

Мода	Частота, Гц
1	171,6
2	290,2
3	484,4
4	544,3

Для моделирования сопряженного анализа нестационарной аэроупругости использовался компьютер со следующими параметрами: Intel i7-975*4 с 12 Гб оперативной памяти. Время расчета одного оборота рабочего колеса в нестационарной постановке для выбранного одного сектора с учетом деформации лопаток составляет ~ 4 суток.

В качестве результатов моделирования графики относительных окружных перемещений во времени для нескольких характерных точек на внешней границе лопатки, как наиболее удаленных от места за-

крепления. Для оценки перемещения выбраны 3 точки: 2 на кромках и 1 в центре. Расположение выбранных контрольных точек представлены на рис. 9.

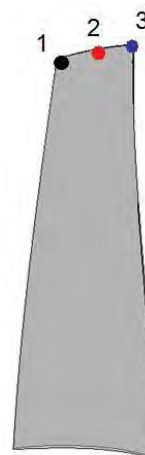


Рис. 9. Контрольные точки для оценки перемещений

Графики перемещений контрольных точек представлены на рис. 10.

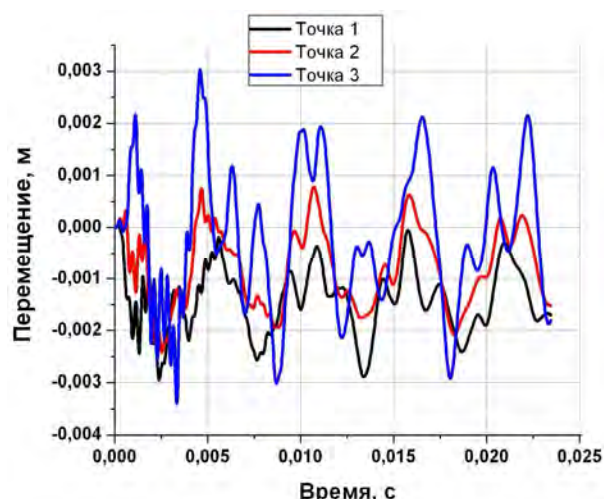


Рис. 10. Колебания лопатки при номинальном расходе

Как видно из графика, лопатка совершает квазипериодические колебания относительно некоторого деформированного состояния. При этом в колебаниях превалирует одна гармоника с максимальной амплитудой. Остальные гармоники дают меньший вклад в колебания. Максимальная амплитуда наблюдается в точке 3. Размах колебаний в этой точке составляет ~ 5 мм. Частота основной гармоники составляет ~ 160 Гц. Следует особо отметить, что первая собственная частота лопатки составляет 171,6 Гц, а, следовательно, данные колебания являются опасными с точки зрения возможного возникновения флаттера и дальнейшего разрушения конструк-

ции. Из графика также видно, что колебания всех трех точек происходит синхронно, что говорит о преимущественно изгибных колебаниях лопатки.

Для оценки влияния расхода на динамическое поведение рабочих лопаток в рамках работы рассмотрено два дополнительных случая: увеличение расхода на 20 и 40%. В качестве расчетной модели выбрана модель, используемая в предыдущем анализе.

Увеличение расхода достигается за счет увеличения на 20% полного давления на входе в сопловую часть ступени. Остальные характеристики оставлены без изменений.

В качестве результатов расчетов оценивались колебания лопатки в выбранных ранее контрольных точках. Следует сказать, что увеличение расхода на 20% принципиального изменения в характере колебаний не дало, тогда как увеличение расхода на 40% привело к увеличению частоты вынужденных колебаний и переходу от преимущественно изгибной к крутильной форме колебаний.

График перемещения в контрольных точках для выбранного расхода приведен на рис. 11.

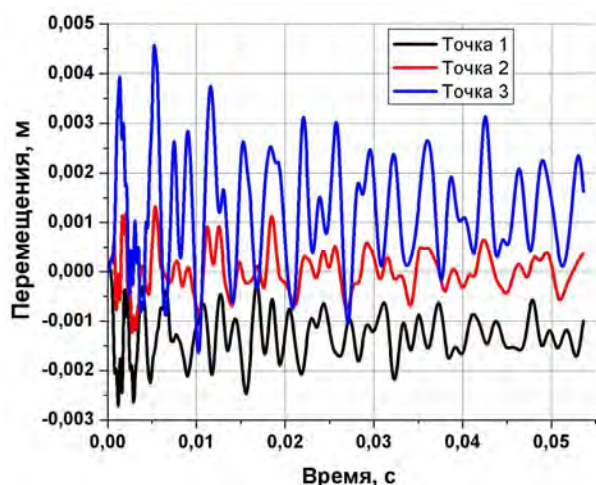


Рис. 11. Колебания лопатки для расхода, увеличенного на 40%

Частота вынужденных колебаний в данном случае составляет ~ 303 Гц.

Заключение

Проведенные расчеты показали, что за счет действующих на лопатку периодически меняющих-

ся возбуждений от потока она совершает колебания с преобладающей гармоникой по частоте близкой к первой собственной. Этот факт требует более детального проектирования рабочих лопаток и принятия мер по проведению антифлаттерных модификаций.

С целью анализа причины и исследования влияния рабочих характеристик ступени на возможность возникновения автоколебаний проведена серия расчетов для увеличенного расхода газа. Рассмотрены расходы на 20% и 40% превышающие номинальный режим.

Расчеты показали, что превышение на 20% существенно не изменило картину колебаний. Устойчивого автоколебательного режима получено не было.

Увеличение расхода на 40% привело к увеличению частоты колебаний основной гармоники. Основной частотой колебаний в данном случае оказалась частота близкая ко второй собственной частоте. При этом форма основных колебаний из изгибной перешла в крутильную. Картина колебаний в рамках рассмотренного расчетного времени 0.05 с. показала, что колебания имеют тенденцию выхода на установившийся режим колебаний. Анализ влияния нестационарного внешнего воздействия со стороны сопловых лопаток показал, что в данном режиме преобладающим является автоколебательный процесс. Влияние неравномерности потока оказалось несущественным. Данный факт может говорить о том, что с увеличением расхода существует высокая вероятность возникновения автоколебаний лопаток и образования флаттера.

Литература

1. Barth T.J. *The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes* / T.J. Barth, D.C. Jespersen // [Journal]. - [s.l.] : AIAA Paper, 1989. - 89-0366.
2. Rhie C.M. *A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation* / C.M. Rhie, W.L. Chow // [Journal]. - [s.l.] : AIAA Paper, 1982. - 82-0998.
3. Вольмир А.С. *Оболочки в потоке жидкости и газа* / А.С. Вольмир. - М.: Наука, 1979. - 230 с.
4. Beaubien R.J. *Time and frequency domain flutter solutions for the AGARD 443.6 wing* / R.J. Beaubien, F. Nitzsche, D. Feszty.

Поступила в редакцию 10.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

**ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ
ОСТАННЬОЇ СТУПЕНІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ
ПРИ ДІЇ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКУ**

***О.І. Боровков, В.С. Модестов, І.Б. Войнов, М.С. Грицкевич
М.О. Сімін, В.В. Кривоносова, В.В. Завгородній***

Розглядається чисельне моделювання та результати дослідження аеропружних коливань лопаток робочого колеса четвертої ступені газової турбіни з метою визначення можливості виникнення їх флатеру. Наведено результати моделювання тестових задач, що підтверджують правомірність і коректність обраного підходу та засобу моделювання. Як засіб для розрахунків використовувалися передові технології чисельного аналізу, які реалізовані в пакетах чисельного моделювання ANSYS / Mechanical і ANSYS / CFX. Досліджено вплив витрат газу на характер динамічної поведінки лопатки.

Ключові слова: аеродинаміка, аеропружність, коливання, флатер, турбіна, робоче колесо, чисельне моделювання.

**NUMERICAL ANALYSIS OF THE VIBRATIONAL STATE OF THE ROTOR BLADE
FOR LAST STAGE OF THE ENERGY GAS TURBINE
UNDER ACTION OF UNSTEADY GAS FLOW**

***A.I. Borovkov, V.S. Modestov, I.B. Voinov, M.S. Gritskevich
N.O. Simin, V.V. Krivonosova, V.V. Zavgorodniy***

At this paper the numerical simulation and investigation of rotor blades aeroelastic vibrations for the fourth stage of gas turbine in order to identify the possibility of fluid-induced vibrations and flutter were considered. The results of simulation for the test problems of aeroelasticity, confirming the validity and correctness of the selected approach and simulation tool are presented. For calculations of problems the cutting-edge technologies of numerical analysis, implemented into numerical simulation packages ANSYS / Mechanical and ANSYS / CFX, were used. The research of the gas flow rate effect on the dynamic behavior of the blade was carried out.

Key words: aerodynamics, aeroelasticity, vibrations, flutter, turbine, rotor wheel, numerical simulation.

Боровков Алексей Иванович – канд. техн. наук, профессор кафедры механики и процессов управления, зав. лабораторией «Вычислительная механика», проректор по перспективным проектам Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Borovkov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Модестов Виктор Сергеевич – вед. инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: modestov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Войнов Игорь Борисович – вед. инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: voinov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Грицкевич Михаил Сергеевич – инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: voinov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Симин Николай Олегович – канд. техн. наук, зам. главного конструктора газовых турбин по расчетно-экспериментальным работам, ОАО «Силовые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Simin_NO@lmz.power-m.ru.

Кривоносова Виктория Владимировна – начальник группы СКБ ГТ и ПГУ, ОАО «Силовые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Krivonosova_VV@lmz.power-m.ru.

Завгородний Валерий Владиславович – начальник группы СКБ ГТ и ПГУ, ОАО «Силовые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Zavgorodniy_VV@lmz.power-m.ru.

УДК 62-762.6:621.438:539.433

А.Е. ЗАНИН¹, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ², А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹¹ ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина² Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

О ВОЗМОЖНОСТЯХ ИЗМЕНЕНИЯ СПЕКТРА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ И ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Представлены результаты выполненных численных исследований по определению возможности отстройки от опасных резонансных колебаний рабочих колёс турбин авиационных газотурбинных двигателей за счет незначительных изменений геометрических размеров их составляющих конструктивных элементов. Сформулирована модель новой лопатки и диска свободной турбины. Предложены рекомендации по установке тензодатчиков. Результаты вычислений сравниваются с данными экспериментов. Показано, что проведена отстройка от опасной частоты колебаний и получено хорошее соответствие проведенных вычислений с результатами тензометрирования.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, турбина, рабочее колесо, лопаточный венец, циклическая симметрия, спектр собственных частот колебаний, резонансные колебания.

Введение и постановка задачи

К определяющим задачам при создании современных технических систем, в т.ч. авиационных газотурбинных двигателей (АГТД), относится выбор их оптимальной конструкции, что предполагает обеспечение выполнения заданных функций и высокой надежности в течение установленного ресурса с одновременными минимизацией стоимости при существующем масштабе производства и условием максимальной экономической эффективности в эксплуатации [1]. Для решения этой задачи в практике современного авиационного двигателестроения широкое распространение получила методика создания новых конструкций двигателей на основе прототипов [2]. При этом в процессе проектирования эффективно используется компьютерное моделирование, позволяющее существенно уменьшить экономические затраты на разработку и значительно сократить сроки создания АГТД [3].

Одним из определяющих факторов повышения ресурса новых двигателей при одновременном обеспечении их надежности является предотвращение опасных уровней вибронапряженности наиболее ответственных и высоконапряженных конструктивных элементов и узлов, к которым в первую очередь относятся рабочие колеса, что в значительной мере определяет надежность двигателя в целом [4]. Это объясняется тем, что более половины дефектов, которые выявляются при доводке двигателей, имеют вибрационное происхождение и большая их часть приходится на лопаточный аппарат рабочих колёс.

Установление закономерностей динамического состояния любого исследуемого объекта при резонансных колебаниях, как наиболее опасном режиме эксплуатации, невозможно без знания его спектра собственных частот колебаний. Поэтому целью данной работы является расчетное определение закономерностей формирования спектра собственных частот колебаний рабочих колёс турбин АГТД и возможности его варьирования за счет изменения геометрических размеров составляющих конструктивных элементов в требуемом диапазоне значений при одновременном снижении их максимальной вибронапряженности.

В статье показано, что за счет незначительных изменений геометрических размеров составляющих конструктивных элементов рабочего колеса можно эффективно предотвратить возбуждение его опасных резонансных колебаний при одновременном снижении максимальной вибронапряженности на рабочих частотах вращения.

Объекты исследования, их моделирование и основы методики расчета спектра собственных частот колебаний

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо 2-й ступени свободной турбины (СТ). В соответствии с постановкой задачи рассматривались его исходная конструкция, а также ее модификации. Учитывая требование сохранения основных геометрических размеров и конструктивных

форм прототипов, в качестве варьируемых характеристик в данном случае были приняты следующие: форма фланца диска и бандажной полки; толщина ножки и хвостовика лопатки, а также полотна диска. На рис. 1 представлены сечения исходной конструкции рассматриваемого рабочего колеса (а) и ее модифицированного состояния (б).

Известно [5], что конструктивной особенностью рабочих колес ГТД является их поворотная или циклическая симметрия. Задача по определению закономерностей колебаний такого объекта сводится к рассмотрению его отдельного периода с соответствующими граничными условиями, которые учитывают влияние соседних периодов.

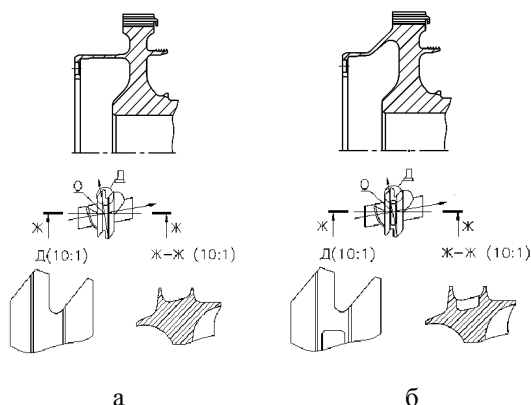


Рис. 1. Сечение рабочего колеса и бандажной полки лопатки 2-й ступени свободной турбины исходной конструкции (а) и её модификации (б)

При выборе расчетной модели периода рабочего колеса как поворотносимметричной системы необходимо учитывать существующие тенденции в развитии авиационного двигателестроения. Так, стремление к созданию равнонапряженных конструкций возможно меньшей материалоемкости, как одной из основных тенденций в развитии современного авиационного двигателестроения, обуславливает необходимость применения все более податливых дисков, вследствие чего упругие характеристики таких конструктивных элементов как диск и лопатка могут оказаться одного и того же порядка.

В этом случае необходимо рассматривать единую деформируемую систему «диск – лопаточный венец» с учетом возможного влияния вала, что позволяет более достоверно провести анализ ее спектра собственных частот колебаний и вибронпряженности при резонансных режимах эксплуатации.

В данном случае это объясняется также тем, что диск рабочего колеса СТ выполнен с валом как одно целое. Кроме того, вследствие сложности конструкции современных турбоагрегатов, при анализе динамического поведения рабочих колес необходимо учитывать влияние таких конструктивных элементов и узлов, как тонкостенные перегородки, ла-

биринтные уплотнения и другие.

Были разработаны трехмерные конечноэлементные расчетные модели исследуемых конструкций рабочего колеса как в целом, так и их периодов, которые представляют собой сектора с углом при вершине $7,05^\circ$ и включают одну лопатку венца.

На рис. 2, как пример, приведены указанные модели для исходной конструкции рабочего колеса. Отметим, что модель периода состоит из 77011 узлов и 25586 конечных элементов второго порядка.

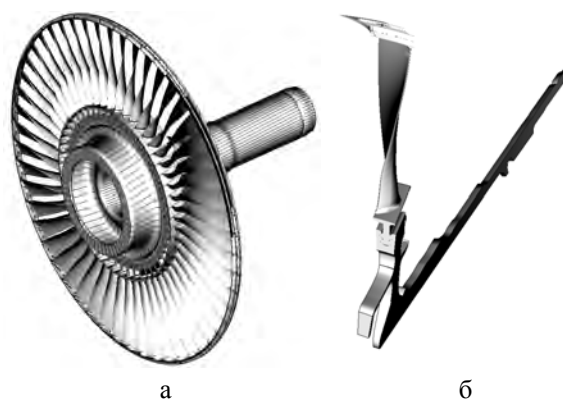


Рис. 2. Трехмерные конечноэлементные модели исходной конструкции рабочего колеса (а) и его периода (б)

Задача на свободные колебания предложенных КЭ моделей в общем случае сводится к решению матричного уравнения

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$ и $[K]$ – матрицы инерционных и упругих характеристик системы; $\{u\}$ – вектор-столбец перемещений.

Поскольку для исследуемой системы задача сводится, как отмечалось выше, к рассмотрению отдельного ее периода, то при решении уравнения (1) должны выполняться следующие граничные условия:

$$\begin{Bmatrix} u'_m \\ u'_{-m} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ u_{-m} \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где u_m , u_{-m} и u'_m , u'_{-m} – перемещения на правой и левой поверхностях периода соответственно; $\alpha = m\varphi$; $\varphi = 2\pi/N$; m – количество волн деформации (узловых диаметров) по окружности системы, удовлетворяющее условию:

$$0 \leq m \leq N/2. \quad (3)$$

Результаты и анализ вычислительных экспериментов

Для определения влияния возможных геометрических изменений исследуемого рабочего колеса турбины на формирование его спектра собственных колебаний и вибронпряженности с использованием

разработанных КЭ моделей их периодов в предположении изотропности материала был проведен комплекс вычислительных экспериментов, которые состояли из двух этапов.

Предварительно, на первом этапе, решалась статическая задача, как необходимый этап при изучении динамического поведения любого объекта исследования. Одним из определяющих моментов в этом случае является знание спектра нагрузок, которые испытывают рабочие колеса при эксплуатации двигателя. На рис. 3 приведены распределения этих нагрузок для рассматриваемых конструкций рабочих колес. Здесь же показаны распределения указанных нагрузок для 1-й ступени СТ, учитывая их возможное влияние на статическое напряженное состояние исследуемой ступени. Проведем более детальный анализ действующих нагрузок.

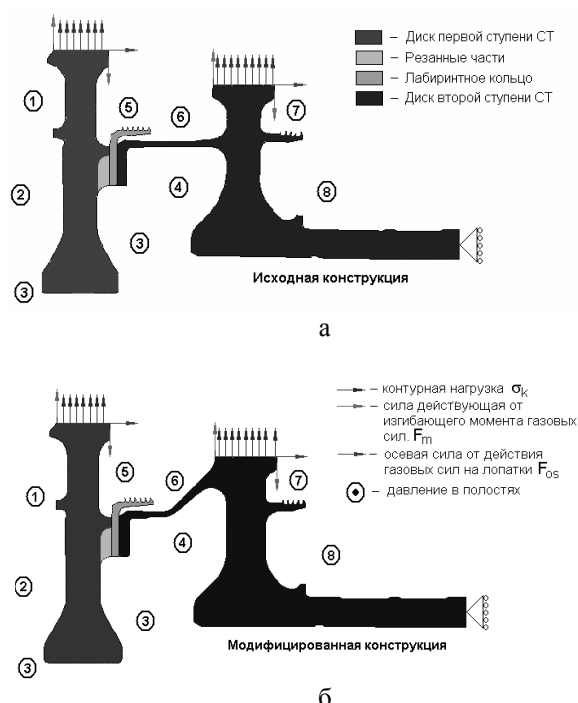


Рис. 3. Схема статического расчёта ротора исходной (а) и модифицированной (б) конструкции рабочего колеса 2-й ступени свободной турбины

При вращении ротора турбины на лопатки действуют центробежные силы. В зависимости от мощности двигателя и рабочей частоты вращения, а также размеров лопатки, амплитуда этих сил может изменяться в очень широких пределах. При этом, вследствие закрученности пера, указанные силы в общем случае обуславливают деформации растяжения, изгиба и кручения лопаток, которые и определяют их напряженное состояние. Кроме центробежных сил, на рабочие лопатки действуют значительно меньшие по амплитуде усилия от потока газа, которые направлены перпендикулярно оси лопатки, вызывая ее изгиб [6]. При определении напряженного состояния

рабочих лопаток турбин необходимо также учитывать возможное действие температуры эксплуатации.

На втором этапе решения задачи строились частотные диаграммы выбранных объектов исследования в виде зависимости собственных частот колебаний ω_m от числа оборотов n с учетом влияния действующих нагрузок и температуры, которые позволяют установить возможность возбуждения резонансных колебаний, и определялись распределения эквивалентных динамических напряжений составляющих конструктивных элементов.

Проведем анализ полученных результатов вычислительных экспериментов отдельно для каждого из рассматриваемых рабочих колес.

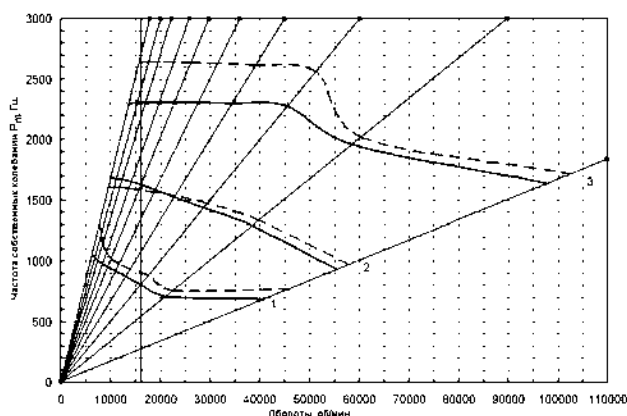


Рис. 4. Частотные диаграммы первой (1), второй (2) и третьей (3) форм колебаний исходной (сплошные линии) и модифицированной (штриховые) конструкции рабочего колеса

Расчеты характеристик статического напряженного состояния рассматриваемого рабочего колеса проводились для частот вращения ротора и распределения температур, соответствующих установившемуся взлетному режиму. Для данного режима на фланце диска в месте расположения болтового соединения из решения статической задачи были заданы осевые и радиальные перемещения как исходные данные для определения динамических характеристик исследуемого рабочего колеса.

Анализ частотных диаграмм исходной конструкции рабочего колеса, которые для первых трех форм колебаний представлены на рис. 4 сплошными линиями, показывает, что в рабочем диапазоне частот его вращения возбуждаются резонансные колебания с тремя узловыми диаметрами ($m = 3$) и частотой собственных колебаний $\omega_3 = 805,2$ Гц. Эти результаты вычислительных экспериментов хорошо согласуются с данными тензометрирования выбранной ступени СТ, в результате которых в диапазоне рабочих частот вращения ротора $n_{СТ} = 15705 \dots 16040$ об/мин было зарегистрировано возбуждение резонансных колебаний рабочего колеса с собственной частотой $\omega_3 = 804,2$ Гц. При этом, как следует из приведенных на рис. 5 рас-

четных распределений эквивалентных напряжений в элементах рабочего колеса, максимальные их значения имеют место в корневом сечении лопатки (а) и ободе диска под межпазовым выступом (в). Это соответствует данным тензометрирования, согласно которым максимальные напряжения $\sigma_{\max}$ в корневом сечении лопатки составляют $4,7 \text{ кгс/мм}^2$, а в шейке диска под межпазовым выступом - $4,5 \text{ кгс/мм}^2$.

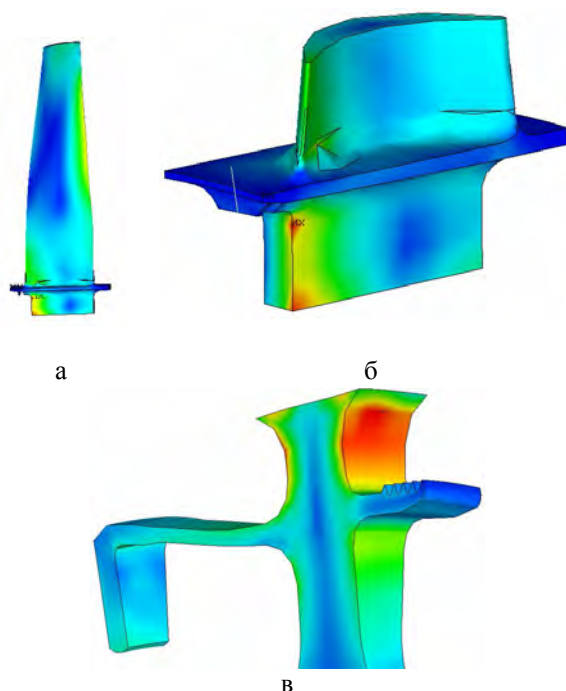


Рис. 5. Распределения относительных эквивалентных напряжений в пере лопатки (а), ножке и корневой части лопатки (б), а также диске (в) исходной конструкции рабочего колеса

Для предотвращения возбуждения резонансных колебаний в характерном для исследуемого рабочего колеса диапазоне частот вращения в его конструкцию были внесены минимально возможные конструктивные изменения, которым, как подверглись диск и лопатка. Так, была модифицирована конструкция фланца диска, увеличена толщина обода диска под межпазовым выступом и его полотна, а также ножки лопатки и выполнена выемка в бандажной полке (см. рис 1, б).

Как и для исходной конструкции исследуемого рабочего колеса, решение статической задачи и определение частотных диаграмм его выбранной модификации проводились по изложенной выше методике. Из частотных диаграмм, показанных на рис. 4 штриховыми линиями, следует, что собственные частоты колебаний при таких конструктивных изменениях рабочего колеса в диапазоне частот его вращения лежат выше частоты возбуждения резонансных колебаний.

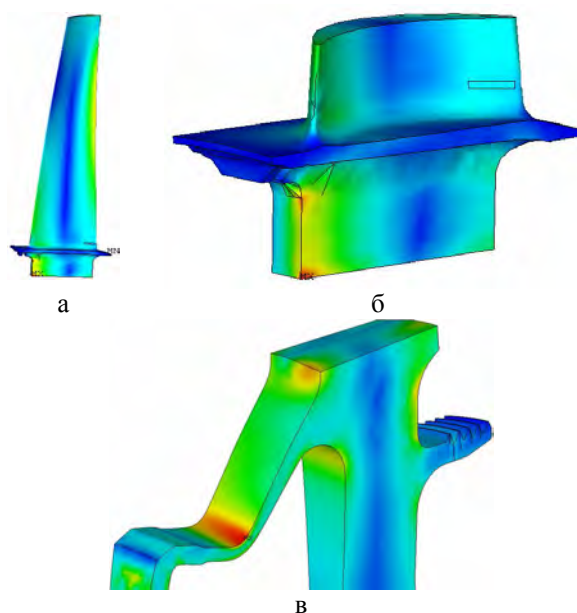


Рис. 6. Распределения относительных эквивалентных напряжений в пере лопатки (а), ножке и корневой части лопатки (б), а также диске (в) модифицированной конструкции рабочего колеса

Введенные конструктивные изменения рабочего колеса обусловили изменение не только частоты его собственных колебаний, но и распределения эквивалентных напряжений в его составляющих конструктивных элементах, которые приведены на рис. 6. Их сравнение с таковыми для исходной конструкции рабочего колеса (см. рис. 5) показывает, что имеет место существенное уменьшение максимальных вибрационных напряжений, что также согласуется с данными тензометрирования. Так, в результате тензометрирования модифицированного рабочего колеса в диапазоне частот вращения $n_{\text{СТ}}$ от 14520 об/мин до 16500 об/мин, что составляет 103% от максимально допустимой частоты вращения ротора, установлено, что возбуждаемые его колебаний не являются резонансными. При этом максимальные напряжения $\sigma_{\max}$ в корневом сечении рабочей лопатки были зарегистрированы при частоте вращения $n_{\text{СТ}} = 16000 \text{ об/мин}$ и равняются 1 кгс/мм^2 . В диске максимальные напряжения были получены в районе перехода от цилиндрической к конической части фланца и на полотне диска при частоте вращения $n_{\text{СТ}} = 16400 \text{ об/мин}$.

Заключение

1. В результате проведенных работ была сформирована модель новой лопатки и диска свободной турбины. При невозможности внесения изменений в целом в узел свободной турбины модификации подверглись только диск и лопатка. В новой модели модифицирован фланец диска, увеличена толщина диска под межпазовым выступом, увеличена толщина полотна

диска, увеличены толщина ножки лопатки и выполнена выемка в бандажной полке лопатки.

2. Предложены рекомендации по установке тензодатчиков. Проведенное тензометрирование модифицированных деталей турбины показало отсутствие резонансов в системе диск-лопатка.

В результате конструктивных доработок его лопаток и диска была осуществлена отстройка от резонансной формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и достигнуто снижение максимальных динамических напряжений с 4,7 кгс/мм² до 1 кгс/мм².

Литература

1. Кузнецов Н.Д. К вопросу об оптимальном конструировании ГТД / Н.Д. Кузнецов // Пробл. прочности. – 1973. – № 11. – С. 55-60.
2. Муравченко Ф.М. Актуальные проблемы динамики, прочности и надежности авиадвигателей /

Ф.М. Муравченко // Пробл. прочности. – 2008. – № 5. – С. 7-14.

3. Муравченко Ф.М. Об особенностях прочностной доводки современных АГТД на заданный ресурс / Ф.М. Муравченко, А.В. Шереметьев // Авиационно - космическая техника и технология. – 1999. – Вып. 9. – С. 5-9.

4. Ножницкий Ю.А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей / Ю.А. Ножницкий // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.- техн. сб. – М.: ЦИАМ, 2000. – Вып. 1. Блиски и блинги турбомашин. – С. 5-34.

5. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

6. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

Поступила в редакцию 15.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПРО МОЖЛИВОСТІ ЗМІНИ СПЕКТРА ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ І ВІБРОНАПРЯЖЕНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС ТУРБІН АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

О.Є. Занін, А.П. Зінковський, О.В. Шереметьєв

Представлено результати виконаних чисельних досліджень по визначенню можливості відстройки від небезпечних резонансних коливань робочих коліс турбін авіаційних газотурбінних двигунів за рахунок незначних змін геометричних розмірів їх складових конструктивних елементів. Сформована модель нової лопатки і диска свободної турбіни. Запропоновані рекомендації по установленню тензодатчиків. Результати обчислювань порівнюються з даними експериментів. Зображено, що проведена відстройка від небезпечної частоти коливань і одержано добре узгодження проведених обчислювань з результатами тензометрування.

Ключові слова: газотурбінний двигун, турбіна, робоче колесо, лопатковий вінець, циклічна симетрія, спектр власних частот коливань, резонансні коливання.

ABOUT POSSIBILITIES OF CHANGE OF A SPECTRUM OF EIGENFREQUENCY AND VIBRATORY STRESS ROTOR WHEEL OF TURBINES AVIATION GAS-TURBINE ENGINES

A.E. Zanin, A.P. Zinkovsky, A.V. Sheremetev

Results of the executed numerical researches by definition possibilities tuning out from dangerous resonant fluctuations of driving wheels of turbines aviation gas-turbine engines at the expense of minor alterations of the geometrical sizes of their making constructive elements are presented. Results of computing experiments are compared to data strain-gage testing. There were formed new blade and disc model of free turbine. There were offered the recommendations for the mounting of transmitters. The calculation results were compared with the experimental data. There was shown, that tuning out from dangerous vibration frequency was conduct and there was obtained a good accordance between calculations and strain-gage testing.

Key words: gas-turbine engines, the turbine, the driving wheel, blade row, cyclic symmetry, a spectrum of eigenfrequency, resonant fluctuations.

Занін Александр Евгеньевич – инженер-конструктор, ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина.

Зинковский Анатолий Павлович – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, зав. отделом колебаний в роторных системах института проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua

Шереметьев Александр Викторович – канд. техн. наук, начальник отдела прочностных расчётов и исследований, ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.

УДК 539.3:621

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, М.А. ЧУГАЙ¹, В.Н. РОМАНЕНКО¹, С.Б. КУЛИШОВ²,
А.Н. СКРИЦКИЙ²

¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

²ГП НПКГ "Зоря" – "Машипроект", Николаев, Украина

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ГТД С МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИМИ ЛОПАТКАМИ

Работа посвящена численному анализу колебаний монокристаллических лопаток, используемых в современных газотурбинных двигателях. Рассматриваются особенности локализации вибрационных напряжений в монокристаллических охлаждаемых и неохлаждаемых лопатках газотурбинных двигателей. Анализируется влияние ориентации кристаллографических осей материала и типа бандажных связей на спектр собственных частот, формы и распределение интенсивностей напряжений при колебаниях рабочих колес газовой турбины с монокристаллическими лопатками. Обобщаются результаты предыдущих исследований.

Ключевые слова: монокристаллический материал, кристаллографические оси, интенсивность напряжений, бандаж, лопатки, рабочие колеса.

Введение

Монокристаллические жаропрочные сплавы широко используются в современных газовых турбинах. Если для первой ступени обычно используются охлаждаемые лопатки с аксиальной кристаллографической ориентацией осей (КГО) [001], то для последующих ступеней выбор КГО зависит от ряда факторов: геометрии лопаток, температурных полей, условий контакта в межлопаточных связях, влияния центробежных сил и др. [1 – 3]. Предварительные исследования показывают, что наиболее приемлемыми аксиальными КГО для неохлаждаемых лопаток являются [001] и [111]. Поэтому производился комплекс численных исследований колебаний охлаждаемых лопаток с аксиальной КГО [001] и рабочих колес с неохлаждаемыми лопатками, имеющими аксиальные КГО [001] и [111]. В процессе исследований колебаний рабочих колес анализировалось также влияние натяга в контактирующих поверхностях полочных связей на спектр частот, формы колебаний и распределение относительных интенсивностей напряжений.

1. Анализ колебаний охлаждаемых лопаток

Численный анализ влияния ориентации кристаллографических осей и их отклонения от радиального направления и от направлений главных осей инерции лопатки на ее собственные частоты позволяет дать рекомендации по ограничению технологи-

ческого разброса КГО материала лопаток [2, 3].

Большое значение для охлаждаемых лопаток со сложной системой внутренних каналов имеет локализация вибрационных напряжений. Результаты исследований показывают, что наибольший уровень локализации вибрационных напряжений следует ожидать на поверхности охлаждаемых каналов, что имеет большое значение [1]. На рис.1 приведены поля интенсивностей напряжений при колебаниях монокристаллической лопатки с системой каналов в виде вихревой матрицы, что подтверждает указанное явление. Видна локализация напряжений на поверхности охлаждаемых каналов.

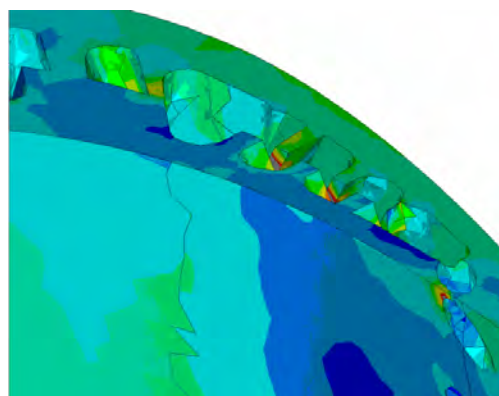


Рис. 1. Концентрация напряжений в охлаждающих каналах на пятой форме колебаний лопатки

2. Анализ колебаний рабочих колес

При колебаниях рабочего колеса с разрезной полочной связью происходит взаимное перемещение

контактирующих поверхностей полков. Условия контакта полков включают ограничения на взаимное проникновение контактирующих поверхностей. Кроме того следует учесть, что существует натяг полков, как за счет монтажного натяга, так и за счет раскрутки лопаток под действием центробежных сил.

Поэтому вначале проводится расчет статической деформации лопатки под действием центробежных сил и под действием сил на контактных поверхностях полков. Этот расчет позволяет найти силу прижатия полков (натяг) во вращающемся колесе.

Моделирование сил сопротивления за счет трения при проскальзывании полков производилось посредством введения линейных связей, действующих в плоскости скольжения полков и связывающих противоположные полки.

Жесткость этих связей была получена из соотношения равенства работы сил трения и работы деформации введенных упругих связей на взаимных перемещениях полков.

При анализе спектра частот рабочего колеса с бандажными связями в заданном диапазоне частот следует учесть, что на его формирование оказывают влияние лишь несколько первых частот единичной лопатки. Влияние материала лопаток на собственные частоты системы зависит от вида бандажной связи. Для рабочего колеса со сплошной связью переход от поликристаллического материала к монокристаллическому приводит к повышению собственных частот: для КГО [001] на 3-6% для зонтичных колебаний и на 2,5-21% для колебаний с узловыми диаметрами; для КГО [111] на 10-25% для зонтичных колебаний и на 8-38% для колебаний с узловыми диаметрами [4, 5].

На рис. 2, 3 для примера приведены формы перемещений и интенсивностей напряжений при колебаниях с пятью узловыми диаметрами рабочего колеса с лопатками из разных материалов с разными типами бандажной связи.

Анализируя результаты исследований можно отметить, что по сравнению с собственными частотами рабочего колеса со сплошной бандажной связью собственные частоты с разрезной связью существенно снижаются, но как отмечалось, повышаются при переходе к монокристаллическому материалу. Для конкретного рабочего колеса с разрезной связью соответствующие повышения частот при переходе от поликристаллического материала лопаток к монокристаллическому будут иметь значения:

- для КГО [001] на 2-2,2% для зонтичных колебаний и на 2,2-11,5% для колебаний с узловыми диаметрами;

- для КГО [111] на 16-17% для зонтичных колебаний и на 17-33% для колебаний с узловыми диаметрами.

При натяге влияние сопротивления взаимному перемещению полков на собственные частоты оказывается достаточно малым, но сказывается на распределении интенсивностей напряжений.

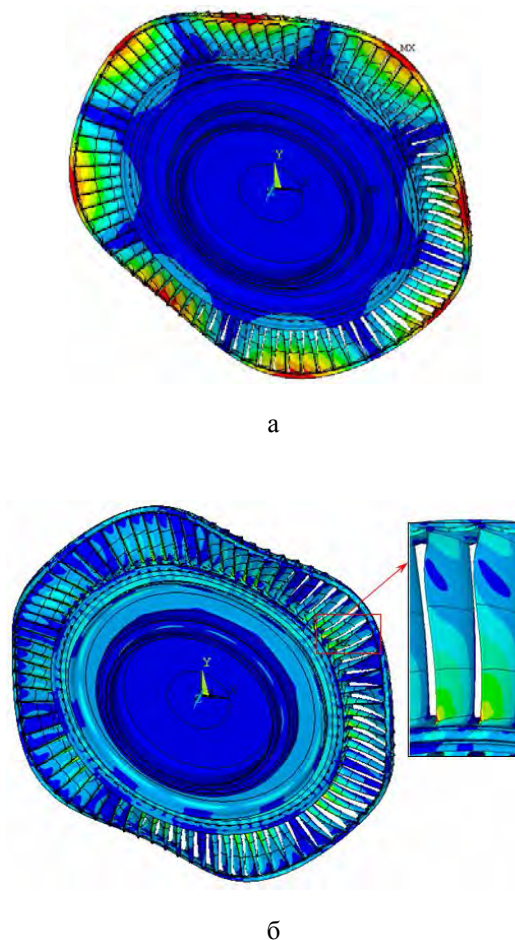


Рис. 2. Формы перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б) при колебаниях колеса с поликристаллическими лопатками со сплошной бандажной связью с 5-ю узловыми диаметрами (1465 Гц)

Анализ форм колебаний и распределения относительных интенсивностей напряжений показывает, что наибольшие изменения возникают при сопоставлении форм колебаний рабочих колес со сплошной бандажной связью (рис. 2, 3, а, б) и разрезной бандажной связью (рис. 3, в, г) за счет взаимного перемещения полков.

За счет взаимного перемещения контактирующих поверхностей полочных связей существенно уменьшаются относительные напряжения в связях и периферийных частях лопаток.

Формы колебаний лопаток становятся ближе к преимущественно крутильным. Поэтому наибольшие относительные напряжения наблюдаются как на входной, так и выходной кромках лопаток вблизи корневых сечений.

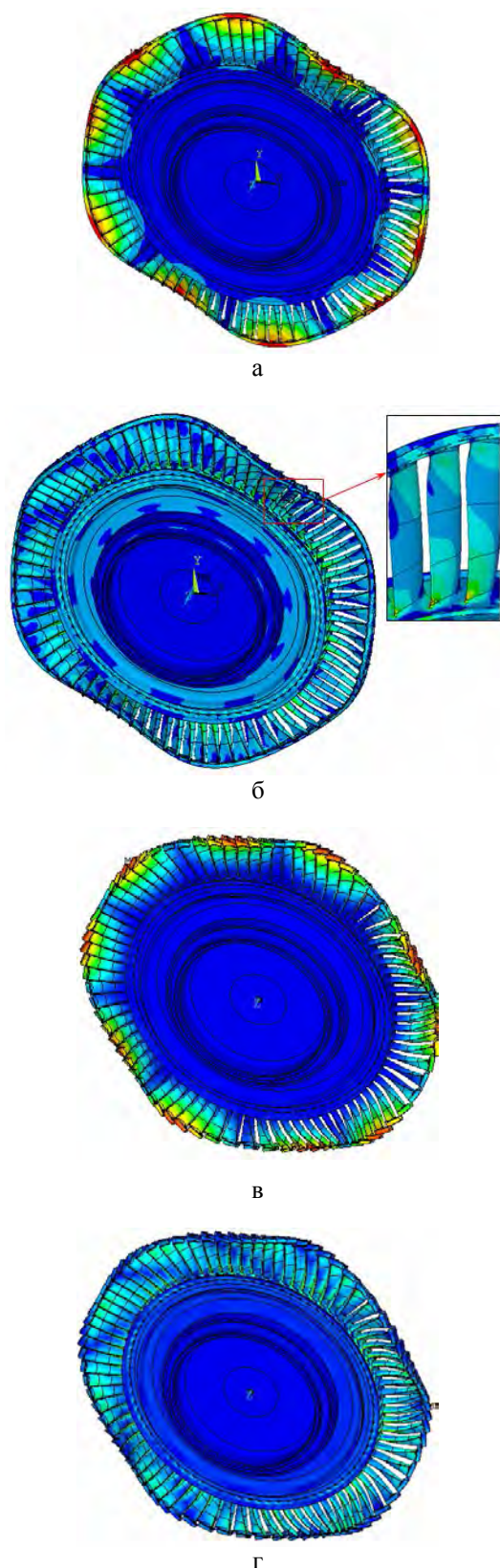


Рис. 3. Формы перемещений (а, в) и интенсивностей напряжений (б, г) при колебаниях колеса с монокристаллическими лопатками с КГО [001] с 5-ю узловыми диаметрами с частотой 1570 Гц при сплошной (а, б) и 970 Гц при разрезной (в, г) бандажной связи (проскальзывание с сопротивлением)

Заключение

Можно отметить, что изменение материала лопаток оказывает наибольшее влияние на собственные частоты колебаний с формами, при которых происходят наибольшие относительные деформации лопаток. При зонтичных колебаниях лопатки совершают преимущественно синфазные изгибные колебания. При колебаниях с узловыми диаметрами лопатки вблизи узловых линий совершают изгибно-крутильные и крутильные колебания, и доля этих лопаток растет с увеличением числа узловых диаметров. Относительные деформации лопаток и связей при этом растут, что ведет к соответствующим изменениям собственных частот колебаний системы.

За счет взаимного перемещения полочных связей собственные частоты системы снижаются, а спектр частот сгущается. Влияние сопротивления взаимному перемещению полок при заданном натяге оказывает слабое влияние на спектр собственных частот системы [1, 4]. Для рассматриваемого колеса с поликристаллическими лопатками за счет проскальзывания связей происходит снижение собственных частот зонтичных колебаний на 8-10%, а для колебаний с узловыми диаметрами на 15-60%. Для колеса с монокристаллическими лопатками с КГО [001] соответствующее снижение частот составляет 11-12% для зонтичных колебаний и на 15-63% для форм с узловыми диаметрами.

Для колеса с монокристаллическими лопатками с ориентацией КГО [111] соответствующее снижение частот составляет 5-12% для зонтичных колебаний и на 7,5-60% для форм с узловыми диаметрами.

Сгущение спектра собственных частот для систем с разрезной связью может быть использовано для отстройки системы от резонансных режимов [1].

Формы перемещений мало зависят от материала лопаток и существенно от вида бандажной связи (сплошная или разрезная). Вид связи меньше влияет на формы зонтичных колебаний и больше на формы с узловыми диаметрами, это влияние увеличивается с ростом числа узловых диаметров. Распределение относительных интенсивностей напряжений заметно меняется при переходе от сплошной связи к разрезной. При этом снижаются относительные напряжения в связях и периферийной части лопаток и увеличиваются вблизи корневых сечений.

Литература

1. Воробьев Ю.С. Анализ локализации напряжений при колебаниях лопаточного аппарата турбомашин / Ю.С. Воробьев, К.Ю. Дьяконенко, В.Н. Романенко, М.А. Чугай // Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования: Сбор-

ник научных трудов; под ред. д.ф.-м.н., проф. Ю.К. Петерни, д.т.н. Л.Б. Гецова. – СПб, 2009. – Вып. 296. – С. 282-306.

2. Придорожный Р.П. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин / Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10(26). – С. 55-59.

3. Мельникова Г.В. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток / Г.В. Мельникова, Б.Ф. Шорр // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. – № 26. – С. 140-144.

4. Воробьев Ю.С. Математическое моделирование колебаний рабочего колеса ГТД с использованием новых материалов / Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай // *Восточно-европейский журнал передовых технологий. Пробл. прочности*. – 2011. – №3/10(51). – С. 49-52.

5. Анализ колебаний лопаток турбомашин с учетом неоднородности материала / Ю.С. Воробьев, К.Ю. Дьяконенко, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий // *Надежность и долговечность машин и сооружений*. – 2008. – №30. – С. 41-47.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник Б.Ф. Зайцев, Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков.

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКОВОГО АППАРАТУ ГТД З МОНОКРИСТАЛІЧНИМИ ЛОПАТКАМИ

Ю.С. Воробйов, М.О. Чугай, В.М. Романенко, С.Б. Кулішов, О.М. Скрицький

Робота присвячена чисельному аналізу коливань монокристалічних лопаток, які використовуються в сучасних газотурбінних двигунах. Розглянуто особливості локалізації вібраційних напружень в монокристалічних охолоджуваних та неохолоджуваних лопатках газотурбінних двигунів. Аналізується вплив орієнтації кристаллографічних осей матеріалу та типу бандажних зв'язків на спектр власних частот, форм та розподіл інтенсивностей напружень при коливаннях робочих коліс газової турбіни з монокристалічними лопатками. Узагальнюються результати попередніх досліджень.

Ключові слова: монокристалічний матеріал, кристаллографічні осі, інтенсивність напружень, бандаж, лопатки, робочі колеса.

ANALYSIS OF VIBRATIONS OF GAS-TURBINE BLADING WITH ONE SINGLE-CRYSTAL BLADES

Yu.S. Vorobyov, M.A. Chugay, V.N. Romanenko, S.B. Kulishov, A.N. Skritskij

The paper is devoted to numerical analysis of vibrations of single-crystal blades, used in modern turbo-engine. Peculiarity of vibrations stress localization of one single-crystal cooled and un-cooled gas-turbine blades are considered. Influence crystallography axes orientation of material and type of shroud on the spectrum of natural frequencies, forms and distribution of stress intensities for vibrations of gas turbine wheels with single-crystal blades is analyzed. The results of the previous investigations are summarized.

Key words: single-crystal material, crystallography axes orientation, stress intensity, shroud, blade, wheels.

Воробьев Юрий Сергеевич – д-р техн. наук, проф., зав. отделом нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Чугай Марина Александровна – канд. техн. наук, научный сотрудник отдела нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Романенко Валентина Николаевна – ведущий инженер отдела нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Кулишов Сергей Борисович – начальник отдела, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@machproekt.nikolaev.ua.

Скрицкий Александр Николаевич – ведущий инженер-конструктор, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@machproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.438

М.Р. ТКАЧ, Ю.Г. ЗОЛОТОЙ, Д.В. ДОВГАНЬ, И.Ю. ЖУК

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ГТД МЕТОДОМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ

Рассматривается экспериментальное определение динамических характеристик конструктивных элементов ГТД методом стробоголографической виброметрии в реальном времени. Исключение влияния паразитных полос интерференции и восстановление формы колебаний осуществляется по данным компьютерного фотометрирования интерферограмм при сканировании стробирующим импульсом фазы механических колебаний. Предложенная методика позволяет производить оцифровку интерферограмм без привязки к нулевой полосе и определить спектр собственных частот и форм колебаний конструкции с использованием одной опорной голограммы.

Ключевые слова: *расшифровка голографических интерферограмм, лопатка ГТД, стробоголографическая виброметрия, собственные частоты и формы колебаний.*

Введение

Актуальность задачи определения динамических параметров колебаний элементов конструкций в приоритетных областях современной техники является общеизвестной [1].

Для теоретического решения этих задач эффективно используются современные расчётные методики, в основном базирующиеся на методе конечных элементов (МКЭ), и компьютерные программы ANSYS, COSMOS, NASTRAN, DYNA и др. Известно, что при создании математических моделей для расчёта колебаний элементов ГТД со сложным распределением масс, как правило, приходится прибегать к упрощениям и допущениям. При этом остро стоит вопрос адекватности моделей и достоверности полученных результатов. Исчерпывающий ответ здесь может дать только эксперимент. Достаточно часто экспериментальный метод определения спектра резонансных колебаний деталей ГТД является единственно возможным.

Кроме того, вопросы анализа конечно-элементных схем расчёта динамических параметров деталей со сложным распределением инерционных и жёсткостных характеристик ещё недостаточно полно освещены в специальной литературе. Как следствие, многие исследователи применяют комбинированный экспериментально-расчётный метод, предполагающий экспериментальное определение нескольких резонансных частот и форм колебаний в различных участках спектра. Используя полученные результаты в качестве опорных точек, варьируя тип и количество конечных элементов, изменяя форму

конечного элемента в МКЭ-расчёте, удаётся оптимизировать расчётную модель и достигнуть приемлемой погрешности результата [2].

Поэтому разработка и совершенствование методов исследования резонансных явлений в экспериментальной механике представляются важными и актуальными.

Постановка задачи. Исследование динамических параметров конструкции предполагает определение значений собственных частот в реально возбуждаемой части спектра и соответствующих им форм колебаний (т.е. дислокацию узловых линий и хотя бы качественное распределение амплитуд по исследуемой поверхности).

Наиболее точно экспериментально определять резонансные частоты и формы колебаний позволяет метод голографической интерферометрии (ГИ) [3, 4, 5]. Для изучения вибрации этот метод применяется в трёх вариантах:

- а) метод исследования колебаний в реальном времени;
- б) метод усреднения по времени;
- в) стробоголографический метод.

В варианте исследования колебаний в реальном времени объект помещается в оптическую схему голографического интерферометра и регистрируется на "опорной" голограмме в ненагруженном состоянии. Затем производится его вибронагружение с плавным изменением частоты и в реальном времени визуально фиксируется процесс возникновения резонансных колебаний. При этом с высокой точностью и достаточно оперативно определяется спектр собственных частот колебаний. Однако точному

определению форм колебаний препятствуют паразитные полосы интерференции, возникающие как следствие мокрой фотохимической обработки и сушки фотослоя. Кроме того, наблюдаемая в реальном времени картина полос интерференции при колебаниях объекта имеет очень низкий контраст [6].

В методе усреднения по времени вибрирующий объект регистрируется на голограмме при освещении непрерывным световым потоком. Такая интерферограмма свободна от паразитных полос и даёт возможность точно определить положения узлов, выделяющихся на изображении объекта в виде ярких линий. Однако оценка соотношения амплитуд в пучностях усложнена резким снижением яркости интерференционной картины с увеличением амплитуды колебаний [7]. На практике удаётся различить полосы не выше 10 порядка.

Повышения контраста полос достигают применением стробоскопического метода съёмки [8], экспонируя голограмму световыми импульсами, синхронизированными с амплитудными отклонениями вибрирующей детали. При высокой скважности стробирования яркость и контрастность интерферограммы возрастают и её можно рассматривать как двухэкспозиционную [6]. Это позволяет оценить распределение амплитуд колебаний по вибрирующей поверхности, но зачастую осложняет идентификацию нулевой полосы. На наш взгляд, максимальную информативность обеспечивает комплекс-

ное использование всех трёх методов. Однако такая постановка эксперимента является достаточно сложным, трудоёмким и дорогостоящим процессом. К примеру, для определения форм колебаний турбинной лопатки или цапфы высокооборотного подшипника в реально возбуждаемой области спектра потребуется запись 15 – 30 голограмм.

Цель работы: разработать способ обработки результатов, позволяющий определить спектр собственных частот и форм колебаний конструкции в реальном времени с использованием одной опорной голограммы.

Решить эту задачу нам удалось с помощью цифровой видеозаписи стробоинтерферограммы в реальном времени при плавном смещении момента запуска стробирующего импульса относительно фазы механических колебаний с последующей компьютерной обработкой видеофайла.

Экспериментальная установка

Голографический стенд смонтирован на массивной виброзащищённой плите. В качестве источника когерентного излучения использован He-Ne лазер ЛГН-215 с длиной волны $\lambda = 0,63$ мкм и мощностью излучения 50 мВт.

Оптическая схема голографического интерферометра и блок-схема аппаратного комплекса представлены на рис. 1.

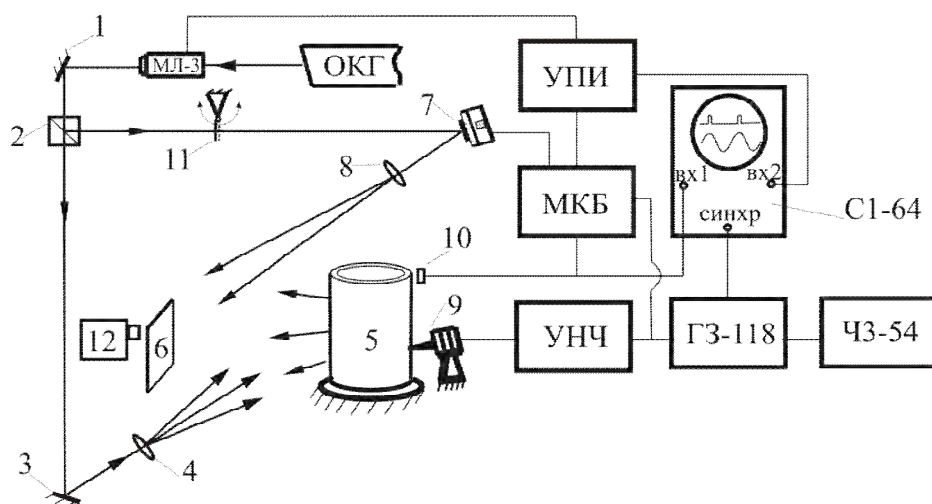


Рис. 1. Оптическая схема голографического интерферометра

и блок-схема аппаратного комплекса экспериментального стенда:

- ОКГ – He-Ne лазер ЛГН-215; МЛ-3 – электрооптический модулятор излучения;
УПИ – усилитель прямоугольных импульсов; МКБ – микроконтроллерный блок управления;
С1-64 – двулучевой осциллограф; УНЧ – усилитель низкой частоты; ГЗ-118 – звуковой генератор;
ЧЗ-54 – частотомер; 1,3 – плоские зеркала; 2 – светоделитель; 4,8 – микрообъективы;
5 – исследуемый объект; 6 – голограмма; 7 – плоское подвижное зеркало;
9 – вибропреобразователь; 10 – вибродатчик; 11 – убирающийся нейтральный светофильтр;
12 – видеокамера

Луч лазера проходит через электрооптический модулятор МЛ-3, отражается зеркалом (1) и светоделителем (2) делится на два луча. Проходящий луч после отражения зеркалом (3) и расширения микрообъективом (4) освещает объект (5). Рассеянный им свет образует предметную волну, фиксируемую голограммой (6). Луч, отражённый светоделителем, направляется зеркалом (7) на микрообъектив (8) и в области голограммы создаёт сферическую опорную волну. Зеркало (7) смонтировано на упругой ферромагнитной мембране электродинамической головки. При плавном изменении тока в катушке динамика происходит плавное смещение зеркала на 2-3 мкм в направлении нормали. Таким образом, в опорной волне по отношению к предметной возникает плавное изменяющийся фазовый сдвиг.

Запись голограммы производится в сходящихся пучках. Крепление фотопластинки позволяет после фотохимической обработки восстановить её в положении экспонирования с интерферометрической точностью.

Вибровозбуждение исследуемой конструкции осуществляется пьезокерамическим вибропреобразователем (9), на который подаётся синусоидальный сигнал звукового генератора (ЗГ), усиленный усилителем низкой частоты (УНЧ). Частота колебаний определяется с помощью электронного частотомера.

Модуляция лазерного излучения производится электрооптическим модулятором, на который подаются прямоугольные импульсы регулируемой скважности, усиленные до полуволнового напряжения усилителем прямоугольных импульсов (УПИ). Временная задержка стробирующих импульсов относительно фазы механических колебаний контролируется с помощью двулучевого осциллографа, на первый вход которого подаются импульсы с УПИ, а на второй вход – сигнал с бесконтактного вибродатчика (10) индукционного или ёмкостного типа. Попутно контролируется степень кратности частоты возбуждаемых колебаний по отношению к частоте ЗГ.

Для реализации предложенного метода оцифровки интерферограмм разработан и создан электронный блок (МКБ), состоящий из нескольких микроконтроллерных устройств.

1. Устройство формирования стробирующих импульсов позволяет получить прямоугольные импульсы длительностью от 0,5с до 10^{-6} с. Запуск устройства производится синусоидальным сигналом ЗГ. При изменении частоты задающего сигнала скважность импульсов поддерживается постоянной. Устройство может быть запрограммировано на плавное сканирование стробирующим импульсом фазы механических колебаний объекта. После усиления УПИ импульсы подаются на модулятор луча.

2. Устройство формирования плавно изменяющегося фазового сдвига в опорной волне создаёт ток в катушке динамика зеркала (6), изменяющийся по линейному закону.

3. Управляющий контроллер запускает работу первых двух устройств по заданной программе.

Методика проведения эксперимента

После установки объекта исследования в оптической схеме интерферометра регистрируется его опорная голограмма в исходном ненагруженном состоянии. С целью получения максимального контраста «живых» полос при наблюдении интерферограммы в реальном времени соотношение интенсивностей опорной и предметной волны должны быть примерно 3:1 на этапе записи голограммы и 10:1 при её восстановлении. Поэтому, при экспонировании голограммы в тракт опорного пучка вводится нейтральный светофильтр (11), который затем убирается при наблюдении интерферограмм.

Непосредственно за голограммой устанавливается видеокамера (12), позволяющая наблюдать интерферограмму на экране компьютера и производить её видеозапись.

Для определения резонансной частоты включается вибровозбуждение и плавно изменяется его частота. В момент возникновения резонанса резкое возрастание амплитуд колебаний исследуемой детали приводит к размытию паразитных полос во всех точках её поверхности за исключением тех, которые соответствуют узлам колебаний. Измерив частоту сигнала задающего генератора с помощью частотомера и проверив кратность частоты сигнала с вибродатчика по отношению к частоте генератора, с высокой точностью получим значение собственной частоты исследуемого объекта.

Для определения формы колебаний сначала включается модуляция излучения лазера и стробирующие импульсы синхронизируются с одним из двух моментов амплитудного отклонения объекта. Амплитуда колебаний подбирается такой, чтобы в местах максимальной плотности полос они уверенно разрешались матрицей видеокамеры.

Затем видеокамера включается на запись, а контроллерный блок выполняет следующие операции:

1. В опорный пучок вводится плавно изменяющийся фазовый сдвиг такой, чтобы через каждый пиксель записываемого изображения прошло 2-3 полосы. Записанный при этом видеофайл назовём тестовым файлом 1.

2. В течении 15-20 сек осуществляется плавное смещение стробирующего импульса относительно фазы механических колебаний на половину

периода. Записанное на этом видеофайле движение картины интерференции соответствует её изменению при смещении точек поверхности объекта от одного амплитудного положения до другого. Записанный файл назовём рабочим файлом. Отдельные его кадры и соответствующие им положения стробирующего импульса представлены на рис 2.

3. Повторяется операция пункта 1. Записанный при этом файл назовём тестовым файлом 2.

4. Стробирующий импульс скачком смещается относительно своего конечного положения на четверть периода и повторяется операция пункта 1. Записанный при этом файл назовём тестовым файлом 3.

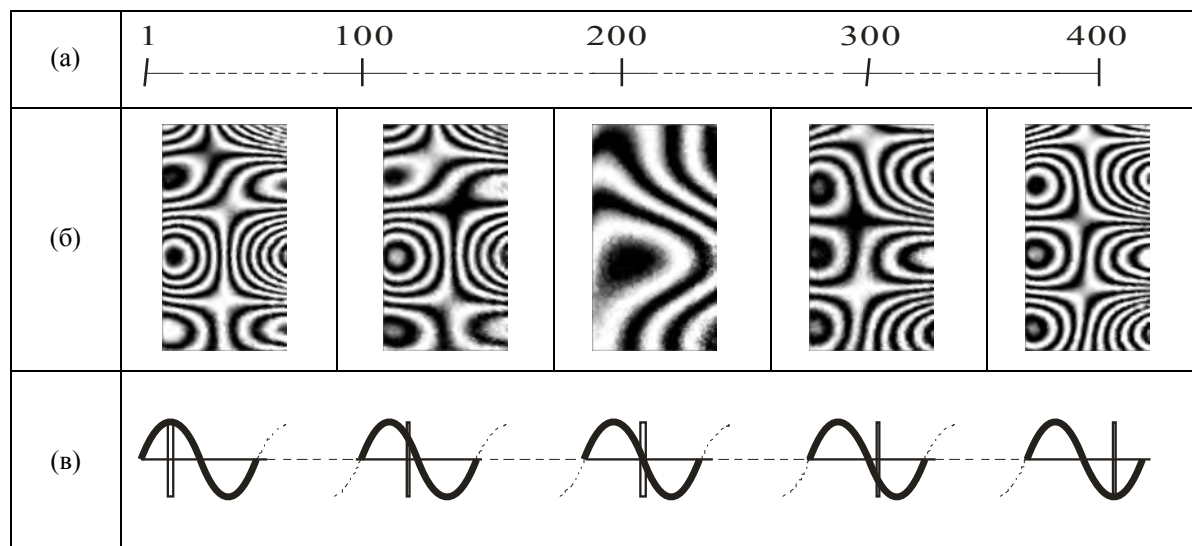


Рис. 2. Вид интерферограммы в зависимости от положения стробирующего импульса:

(а) – номер кадра; (б) – вид интерферограммы; (в) – положение стробирующего импульса

Методика и компьютерная программа оцифровки интерферограмм

Предложенный нами принцип оцифровки интерферограммы и исключения из неё неконтролируемых искажений, вносимых паразитными полосами, состоит в следующем. Записанная на первом кадре рабочего видеофайла интерферограмма соответствует первому амплитудному состоянию объекта и в каждой точке исследуемой поверхности описывается соотношением[8]:

$$\overline{K}\overline{U}_1 = (N_1 - \delta/2\pi)\lambda, \quad (1)$$

где $\overline{K}$ – вектор чувствительности интерферометра;

$\overline{U}_1$ – первое амплитудное вибро смещение в данной точке;

N_1 – порядок интерференционной полосы в первом амплитудном состоянии для данной точки, δ – неконтролируемое фазовое смещение в восстановленной опорной голограммой световой волне (паразитные полосы);

λ – длина волны излучения лазера.

На последнем кадре этого видеофайла интерферограмма соответствует второму амплитудному состоянию объекта и описывается уравнением:

$$\overline{K}\overline{U}_2 = (N_2 - \delta/2\pi)\lambda, \quad (2)$$

где $\overline{U}_2$ – амплитудное смещение;

N_2 – амплитудное смещение и порядок интерференционной полосы во втором амплитудном состоянии.

Вычитая (2) из (1), получим:

$$\overline{K}(\overline{U}_1 - \overline{U}_2) = (N_1 - N_2)\lambda. \quad (3)$$

В силу малости колебаний их можно считать линейными, поэтому $\overline{U}_1 = -\overline{U}_2 = \overline{U}$ – амплитуда малых колебаний. Тогда:

$$\overline{K}\overline{U} = (N_1 - N_2)\lambda, \quad (4)$$

Таким образом, проекция вибро смещения на направление вектора чувствительности интерферометра определяется в каждой точке поверхности исследуемой детали количеством полос $N = N_1 - N_2$, прошедших через неё за время сканирования стробирующим импульсом фазы колебаний объекта в пределах полупериода, от одного амплитудного состояния до другого.

Значение N можно определить, фотометрируя каждый пиксель интерферограммы на всех кадрах рабочего видеофайла. Типичный вид зависимости яркости пикселя от номера кадра приведен на рис. 3. Очевидно, что N будет равно количеству периодов изменения яркости на этом графике. Заметим, что в данной методике при подсчёте порядков полос нет

привязки к нулевой полосе, и оцифровка может быть произведена, если нулевая полоса вовсе отсутствует в поле зрения интерферограммы.

Тестовые файлы 1, 2, 3 используются для определения знаков порядков полос и определения размаха яркости каждого пикселя изображения. Тогда

реконструкция свободной от паразитных полос интерференционной картины сводится к вычислению нормированного к единице значения яркости I каждого пикселя изображения из соотношения [7]:

$$I = 0,5(1 + \cos(N\pi)) . \quad (5)$$

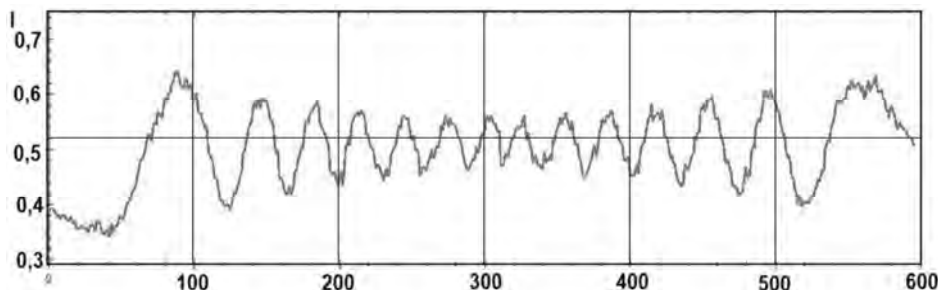


Рис. 3. Зависимость яркости одного из пикселей кинограммы от номера кадра

По кинограмме, элементы которой представлены на рис. 2, в соответствии с данной методикой произведено восстановление формы колебаний цилиндрической цапфы, вибрирующей по форме с 4-мя узловыми окружностями. Результат компьютерного восстановления формы колебаний представлен на рис. 4 (а).

Для сравнения на рис. 4 (б) приведена оптическая стробоинтерферограмма, зарегистрированная на этой же частоте (участок восстановления выделен пунктирной линией).

Очевидно хорошее соответствие картин распределения амплитуд.

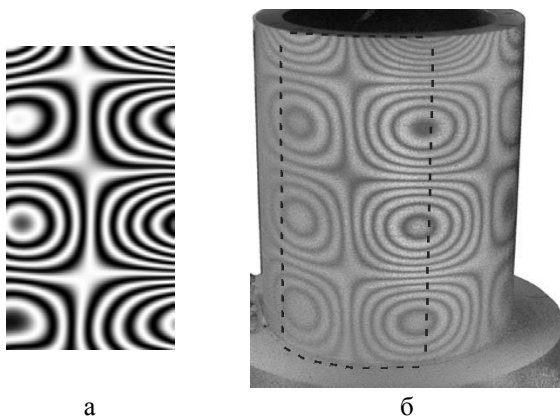


Рис. 4. Форма колебаний толстостенной цилиндрической цапфы на частоте 23912 Гц: а – восстановленная по кинограмме в реальном времени; б – полученная стробоголографическим методом

Выводы

1. Разработан метод исследования форм резонансных колебаний деталей ГТД, позволяющий определять спектр собственных частот и форм

колебаний конструкции путём видеорегистрации в реальном времени изменяющейся картины интерференции при стробированном излучении лазера.

2. Показана возможность определения всего реально возбуждаемого спектра собственных частот и форм колебаний ГТД с помощью одной голограммы лопатки в ненагруженном состоянии. При этом существенно уменьшена трудоёмкость эксперимента и количество регистрируемых голограмм.

3. Выявлена возможность исключения влияния неизбежных технологических погрешностей наблюдения в реальном времени и восстановления свободных от искажений форм колебаний элементов ГТД.

Полученные в результате реализации приведенного метода данные лежат в основе определения деформаций и напряжений в элементах ГТД без привязки к областям детали с нулевыми виброперемещениями (см. рис. 4).

Литература

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей: Под ред. д-ра техн. наук, проф. И.А. Биргера и д-ра техн. наук, проф. Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Макаева Р.Х. Определение вибрационных характеристик дисков постоянной толщины экспериментально-расчетным методом с применением голографической интерферометрии / Р.Х. Макаева, А.М. Царева, А.Х. Каримов // Голография в России и за рубежом. Наука и практика: Сб. трудов четвертой Междунар. науч.-практич. конф. – М., 2007. – С. 116-118.
3. Springer Handbook of experimental solid mechanics. – Springer. 2008 ISBN: 978-0-387-26883-5.
4. Kreis Thomas. Handbook of Holographic Interferometry. Optical and Digital Methods / Thomas

Kreis. – 2005 WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. 2005 ISBN: 3-527-40546-1.

5. Исследование вибрационных характеристик деталей и узлов двигателей методом голографической интерферометрии при их диагностике / Р.Х. Макаева, М.Г. Хабибуллин, Л.В. Горюнов, А.Х. Каримов. – Казань: Изд-во Каз. гос. техн. ун-та им. А.Н.Туполева, 1998. – 55 с.

6. Островский Ю.И. Голографические интерференционные методы измерения деформаций / Ю.И. Островский, В.П. Щепинов, В.В. Яковлев. – М.: Наука, 1988. – 248 с.

7. Вест Ч. Голографическая интерферометрия / Ч. Вест. – М.: Мир., 1982. – 504 с.

8. Экспериментальная механика: В 2-х кн.: пер с англ./: под ред. А. Кобаяси. – М.: Мир, 1990. – Кн. 1. – 616 с. – Кн. 2. – 552 с.

Поступила в редакцию 6.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев.

ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ГТД МЕТОДОМ ГОЛОГРАФІЧНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ У РЕАЛЬНОМУ ЧАСІ

М.Р. Ткач, Ю.Г. Золотий, Д.В. Довгань, І.Ю. Жук

Розглядається експериментальне визначення динамічних характеристик конструкційних елементів ГТД методом стробоголографічної віброметрії в реальному часі. Виключення впливу паразитних смуг інтерференції та відновлення форми коливань здійснюється за даними комп'ютерного фотометрування інтерферограм при скануванні стробуючим імпульсом фази механічних коливань. Запропонована методика дозволяє проводити оцифровку інтерферограм без прив'язки до нульової смуги та визначати спектр власних частот і форм коливань конструкції з використанням однієї опорної голограми.

Ключові слова: розшифровка голографічних інтерферограм, лопатка ГТД, стробоголографічна віброметрія, власні частоти та форми коливань.

STUDY OF VIBRATION FORMS OF GTE ELEMENTS BY METHODS OF HOLOGRAPHIC INTERFEROMETRY IN REAL TIME

M.R. Tkach, J.G. Zolotoi, D.V. Dovgan, I.J. Zhuk

The experimental determination of dynamic parameters of GTE elements using holographic vibrometry in real time are considered. The influence of parasitic interference fringes is excluded and recovery modes of vibration is carried out according to the computer by scanning photometry interferograms strobe pulse phase of the mechanical vibrations. The method of interferogram digitization allows without reference to the zero fringe and to determine the spectrum of natural frequencies and modes of vibration of construction using one reference hologram is presented.

Key words: decoding holographic interferograms, GTE blade, strobogolographic vibrometry, self-resonant frequency, the vibration forms.

Ткач Михаил Романович – д-р техн. наук, проф., зав. кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tkach@mksat.net.

Золотой Юрий Григорьевич – ст. преподаватель, зав. лаб. лазерных средств измерений Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: goldspekl@ukr.net.

Довгань Дмитрий Витальевич – м.н.с. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dovband@trion.mk.ua.

Жук Ирина Юрьевна – ст. преп. Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина, e-mail: goldspekl@ukr.net.

УДК 621.378:535

Р.Х. МАКАЕВА, А.Х. КАРИМОВ, А.М. ЦАРЕВА, Э.М. ФАТЫХОВА

*Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КГТУ-КАИ)***ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ**

Приведены результаты экспериментальных и численных исследований резонансных частот и форм колебаний прямоугольных консольно закреплённых пластин постоянной толщины и лопаток компрессора ГТД методами голографической интерферометрии и конечных элементов. Выявлены закономерности последовательности появления резонансных форм колебаний. Составлены систематизированные таблицы резонансных форм колебаний пластин, которые служат ориентиром при исследовании колебаний реальных лопаток. Предложен способ определения пропущенных гармоник. Результаты исследований применены при решении практических задач.

Ключевые слова: лопатки компрессора, прямоугольные пластины, колебания, резонансные частоты и формы, голографическая интерферометрия.

В процессе эксплуатации авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) работают при значительных динамических нагрузках. Наиболее вибронегативными являются лопатки и рабочие колёса. Известно, что более 50% отказов двигателей происходит из-за резонансных разрушений деталей [1]. Поэтому важной задачей является отстройка от резонанса. С этой целью определяют вибрационные характеристики – собственные частоты и формы колебаний наиболее ответственных деталей. Диагностика лопаток турбомашин по вибрационным характеристикам позволяет установить причины их разрушения в условиях эксплуатации.

Объектами исследования были выбраны рабочие лопатки 5 ступени компрессора авиационного ГТД. Материал лопатки – титановый сплав ВТ-8, длина пера $l = 110...120$ мм, ширина $b = 50...55$ мм, толщина $h = 1...2$ мм.

Реальные лопатки имеют сложную геометрию. Поэтому картины узловых линий форм резонансных колебаний также получаются достаточно сложными и выявить какие-либо классические закономерности практически трудно.

В документации, сопровождающей ГТД, обычно приводятся 5...8 гармоник колебаний лопаток. Однако достоверное подтверждение последовательности появления форм колебаний отсутствует, и не рассматриваются способы, позволяющие установить пропущенные формы колебаний.

Поэтому до исследований резонансных форм колебаний реальных лопаток появилась необходимость изучения резонансных форм колебаний геометрически правильных прототипов лопаток – прямоугольных пластин.

Проводились экспериментальные и численные исследования вибрационных характеристик прямоугольных консольно закреплённых пластин постоянной толщины методами голографической интерферометрии и конечных элементов. Для исследования были выбраны пластины толщиной $h = 1...3$ мм, шириной $b = 20, 30, 40$ и 60 мм, длиной l от 20 до 200 мм, изготовленные из стали 12Х18Н10Т, алюминиевого сплава Д16Т, титанового сплава ОТ4-1 и никельхромового сплава ХН77ТЮР (ЭИ437Б).

Экспериментальные исследования выполнялись на голографической установке, описанной в работе [2]. Для получения более полного спектра резонансных форм и частот колебаний использовались различные способы консольного крепления пластин и фиксирования резонансных частот. Голографические интерферограммы регистрировались методом усреднения по времени.

На рис. 1 приведены полученные методом голографической интерферометрии резонансные формы колебаний прямоугольной консольно закреплённой пластины. Для каждой формы даны её обозначение F_{bl} , порядковый номер появления и резонансная частота.

Так, например, в верхней строке после формы колебаний F_{10} с одной изгибной узловой линией вдоль ширины в месте закрепления (индексы $b = 1$ и $l = 0$) последовательно располагаются формы колебаний с одной, двумя, тремя и четырьмя узловыми линиями ($l = 1, 2, 3, 4$) крутильных колебаний, направленными вдоль длины пластинки, т. е. $F_{11}, F_{12}, F_{13}, F_{14}$. Аналогичная последовательность характерна для второй и последующих строк.

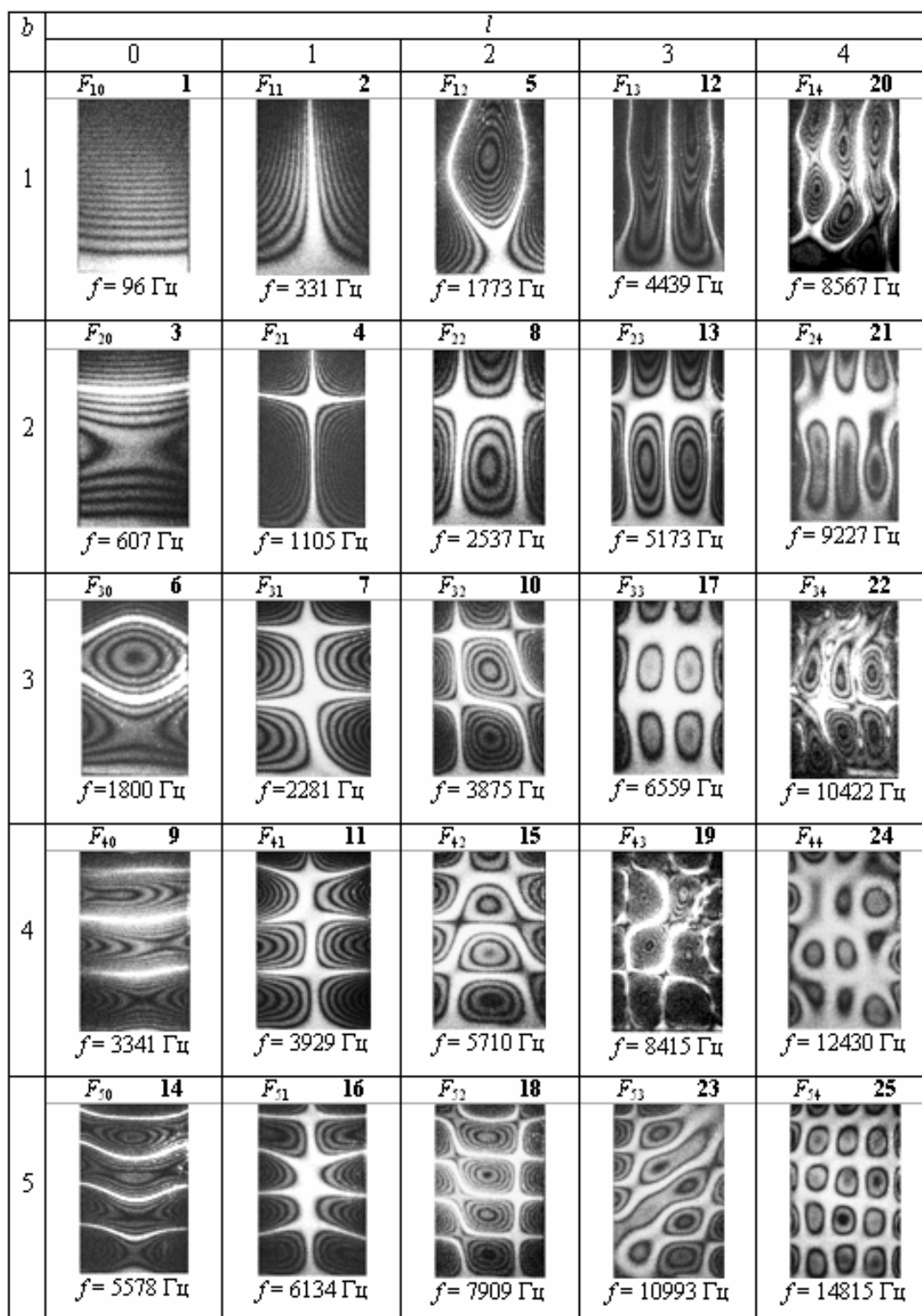


Рис. 1. Систематизированный по числам b и l спектр резонансных форм и частот колебаний прямоугольной консольно закреплённой пластины постоянной толщины размерами $l = 90 \text{ мм}$, $b = 60 \text{ мм}$, $h = 1 \text{ мм}$ из стали 12Х18Н10Т, полученный экспериментально

Установлено, что последовательность появления форм колебаний зависит от соотношения длины и ширины пластин. Формы резонансных колебаний пластин были получены также и расчётным путём с применением метода конечных элементов.

Таблицы форм резонансных колебаний прямоугольных пластин могут служить базовыми ориентирами при определении резонансных форм колебаний реальных лопаток ГТД и последовательности их появления. По данным таблицы были построены гра-

фические зависимости резонансных частот от числа узловых линий l и b . Такие графики позволяют определить резонансные частоты пропущенных гармоник.

Были проведены исследования резонансных частот и форм колебаний лопаток 5 ступени компрессора ГТД с применением метода голографической интерферометрии.

Полученные формы колебаний лопатки сведены в систематизированную таблицу (рис. 2). Как показывает сравнение, формы колебаний лопатки и

прямоугольной пластины идентичны, что позволяет точно определить форму колебаний реальной лопатки. Искривление узловых линий объясняется закруткой и переменностью сечения пера лопатки.

После сведения полученных форм колебаний лопатки в систематизированную таблицу и сравнения её с базовой таблицей для прямоугольных пластин установлено, что первоначально была пропущена резонансная форма F_{42} колебаний с четырьмя изгибными и двумя крутильными узловыми линиями.

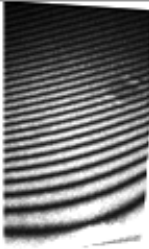
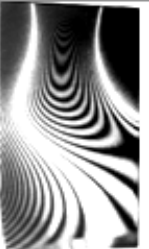
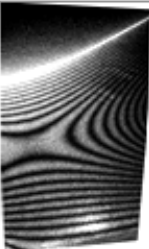
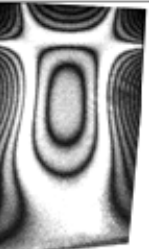
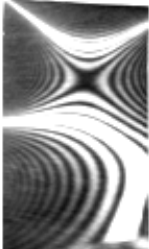
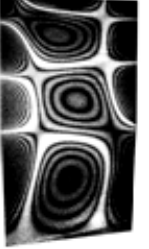
b	l			
	0	1	2	3
1	F_{10} 1  $f = 424 \text{ Гц}$	F_{11} 2  $f = 1663 \text{ Гц}$	F_{12} 6  $f = 4525 \text{ Гц}$	F_{13} 11  $f = 8744 \text{ Гц}$
	F_{20} 3  $f = 1890 \text{ Гц}$	F_{21} 4  $f = 2980 \text{ Гц}$	F_{22} 9  $f = 6750 \text{ Гц}$	F_{23} 14  $f = 12675 \text{ Гц}$
	F_{30} 5  $f = 3685 \text{ Гц}$	F_{31} 7  $f = 5370 \text{ Гц}$	F_{32} 12  $f = 9277 \text{ Гц}$	F_{33} 15  $f = 16175 \text{ Гц}$
	F_{40} 8  $f = 5771 \text{ Гц}$	F_{41} 10  $f = 6983 \text{ Гц}$	F_{42} 13  $f = 11030 \text{ Гц}$	F_{43} 16  $f = 19105 \text{ Гц}$

Рис. 2. Систематизированная таблица спектра резонансных форм колебаний лопатки компрессора 5 ступени ГТД

Построенные графические зависимости резонансных частот f от числа узловых линий l и b лопатки и их аппроксимирующие формулы позволили определить резонансную частоту пропущенной гармоники. Впоследствии эта гармоника была получена экспериментально. По результатам экспериментальных исследований определены значения частотных коэффициентов [3] для предварительного расчёта резонансных частот. Исследования резонансных форм и частот колебаний лопаток с применением голографической интерферометрии позволили решить практические задачи по выявлению причин разрушения уголков лопаток компрессора в процессе эксплуатации, по влиянию перегрева на резонансные частоты и формы колебаний лопаток турбины ГТД.

Литература

1. Диагностика авиационных двигателей / В.Н. Лозовский, Г.В. Бондал, А.О. Каксис, А.Е. Колтунов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.
2. Макаева Р.Х. Определение вибрационных характеристик деталей ГТД методом голографической интерферометрии / Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2007. – № 1. – С. 78-80.
3. Макаева Р.Х. Голографическая интерферометрия для исследования собственных форм колебаний прямоугольных консольных пластин / Р.Х. Макаева, А.М. Царева, А.Х. Каримов // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. – 2008. – № 3. – С. 49-51.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф., Ю.Г. Коноплёв, заведующий кафедрой механики Казанского (Приволжского) федерального университета.

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ ЧАСТОТ І ФОРМ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА ГТД ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ГОЛОГРАФІЧНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ

Р.Х. Макаєва, А.Х. Карімов, А.М. Царева, Е.М. Фатихова

Приведені результати експериментальних і чисельних досліджень резонансних частот і форм коливань прямокутних консольно закріплених пластин постійної товщини і лопаток компрессора ГТД методами голографічної інтерферометрії і кінцевих елементів. Виявлені закономірності послідовності появи резонансних форм коливань. Складені систематизовані таблиці резонансних форм коливань пластин, які служать орієнтиром при дослідженні коливань реальних лопаток. Запропонований спосіб визначення пропущених гармонік. Результати досліджень застосовані при вирішенні практичних завдань.

Ключові слова: лопатки компрессора, прямокутні пластини, коливання, резонансні частоти і форми, голографічна інтерферометрія.

INVESTIGATION OF RESONANCE FREQUENCIES AND OSCILLATION MODES IN GTE COMPRESSOR BLADES WITH USE OF THE HOLOGRAPHIC INTERFEROMETRY

R.Kh. Makayeva, A.Kh. Karimov, A.M. Tzareva, E.M. Fatihova

The results of experimental and numerical investigations of resonance variation frequencies and modes for rectangular cantilever plates of constant thickness and GTE compressor blades are presents. The investigations are carried out using the methods of holographic interferometry and finite elements. The table of resonance oscillation modes may serve as reference in determining resonance variation frequencies and modes of real blades. The results of investigations were applied at decision of practical problems.

Key words: compressor blades, rectangular plates, vibration, resonance frequencies and oscillation modes, holographic interferometry.

Макаєва Розалія Хабибулловна – д-р техн. наук, доцент, професор кафедри технічної фізики, Казанський державний технічний університет ім. А.Н. Туполева, Казань, Російська Федерація, e-mail: Roskh2001@mail.ru.

Каримов Альберт Хамзович – д-р техн. наук, проф., професор кафедри технічної фізики, Казанський державний технічний університет ім. А.Н. Туполева, Казань, Російська Федерація, e-mail: Roskh2001@mail.ru.

Царева Альбіна Маратовна – канд. техн. наук, старший преподаватель кафедри технічної фізики, Казанський державний технічний університет ім. А.Н. Туполева, Казань, Російська Федерація, e-mail: albinatzareva@mail.ru.

Фатихова Ельмира Мансуровна – соискатель кафедри технічної фізики, Казанський державний технічний університет ім. А.Н. Туполева, Казань, Російська Федерація, e-mail: 709617@mail.ru.

УДК 624.07:534.1

Е.В. МАРЦЕНЮК, А.И. ГАРКУША, В.С. ЧИГРИН

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

ВЛИЯНИЕ ДЕФЕКТА ТИПА «ЗАБОИНА» НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

Разработка методов, позволяющих с высокой достоверностью диагностировать как усталостное повреждение деталей ГТД, так и степень деградации механических свойств материала от температурно-силового воздействия в процессе эксплуатации является актуальной задачей. В представленной работе приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований влияния повреждений типа «забоина» на частоту собственных колебаний лопатки. Рассмотрены частотные характеристики лопатки компрессора с различными повреждениями. Разработана твердотельная модель лопатки. В ходе сравнения результатов аналитического определения частотных характеристик с экспериментальными данными была проведена отладка модели. Отмечено, что существует определенная величина повреждений, при которой просматривается достаточно хорошее отклонение «ведущих» частот собственных колебаний рассматриваемых форм от частот колебаний эталонной лопатки.

Ключевые слова: частота собственных колебаний, частотная характеристика, забоина, лопатка, дефект, твердотельная модель.

Введение

Среди актуальных проблем в авиационной технике, требующих первоочередного научно-технического обеспечения, следует отметить необходимость дальнейшего совершенствования методов и средств диагностирования технического состояния систем и элементов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) как во время эксплуатации, так и при проведении технического обслуживания и восстановления.

В настоящее время эксплуатация ГТД ведется, как правило, до момента выработки им межремонтного ресурса с обязательным съемом двигателей с эксплуатации и направлением их на ремонтные предприятия для дефектации и ремонта.

Известно, что большинство отказов элементов машин вызвано их недостаточной усталостной прочностью. В связи с этим резко возрастает необходимость в способах диагностики технического состояния деталей ГТД, позволяющих с высокой достоверностью диагностировать как усталостное повреждение деталей ГТД, так и степень деградации механических характеристик материала деталей от температурно-силового воздействия в процессе эксплуатации.

Таким образом, помимо традиционных задач дефектоскопического контроля появилась необходимость в создании новых универсальных методов диагностики повреждений элементов ГТД.

Экспериментальное определение частотных характеристик рабочей лопатки компрессора

Испытания проводились на вибростенде, в состав которого входят генератор звуковых частот, усилитель, блок подмагничивания, измерительный преобразователь вибрации для регистрации уровней вибраций испытываемого образца, устройство регистрации и обработки вибросигналов (ЭВМ и специальная программа регистрации и обработки). Схема вибростенда при формировании полигармонического сигнала приведена на рис. 1.

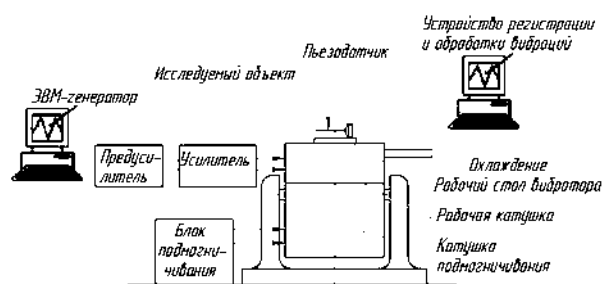


Рис. 1. Схема вибростенда с выработкой управляющих сигналов ЭВМ

При испытаниях с полигармоническим возбуждением в качестве генератора использовалась специально разработанная программа ЭВМ, формирующая переменный сигнал с несколькими заданными частотами и амплитудами, который после

усиления в предусилителе и усилителе поступает на рабочую катушку электровибродинамика ВЭД-200.

Объектом исследования была выбрана рабочая лопатка сверхзвуковой ступени компрессора.

В ходе эксперимента частоты собственных колебаний исследуемого объекта фиксировались по возникающему резонансу. Наличие резонансных явлений определялось по увеличению шума. Для более точного определения частот собственных колебаний в выделенном диапазоне был использован виброшуп. С помощью виброшупа проверялись узловые линии на пера лопатки и области с максимальной амплитудой колебаний.

Создание и верификация конечно-элементной модели

Создание твердотельной модели осуществлялось по результатам измерения координат точек профиля в характерных сечениях. По окончании построения геометрической модели исследуемой лопатки был проведен контрольный обмер детали, и внесена коррекция в эскизы профиля. Лопатка и ее твердотельная модель представлены на рис. 2.

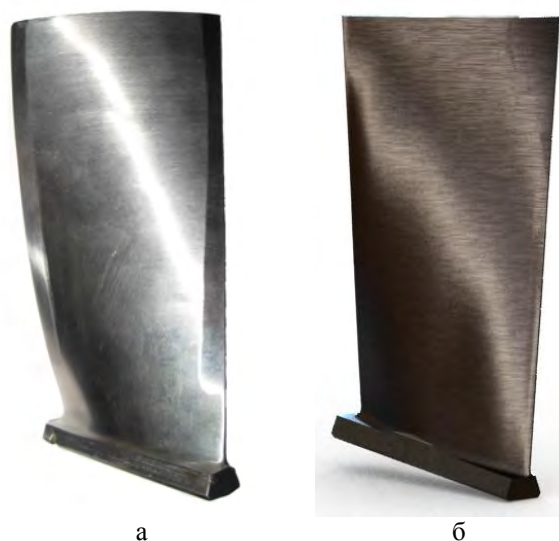


Рис. 2. Исследуемая лопатка:
а – фотография; б – твердотельная модель

Сетка расчетной модели создана на базе параболического твердотельного тетраэдрального элемента, имеющего параболическое поле перемещений в ограничиваемой им области и, соответственно, линейное распределение деформаций.

В ходе сравнения результатов аналитического определения частотных характеристик с экспериментальными данными была проведена отладка модели. Отладка проводилась в несколько этапов и заключалась в коррекции толщин отдельных участков профиля, места положения хвостовика, коррек-

ции поверхности перехода от пера лопатки к хвостовику.

Анализ полученных результатов показал, что на модели лопатки получено достаточно хорошее совпадение как по формам колебаний, так и по соответствующим частотам, что позволяет использовать модель для формирования диагностических признаков при оценке состояния лопатки. В табл. 1 приведено сравнение частот нескольких форм для исследуемой лопатки.

Таблица 1

Сравнение значений частот,
экспериментальных и расчетных

Частота собственных колебаний эксперимен- тальная, Гц	Частота собственных колебаний расчетная, Гц	Относительная погрешность, %
154,14	148,57	3,6
769,05	799,38	3,9
3689,58	3725,2	0,96
5678,82	5619,3	1,1

Некоторые расчетные частоты имеют отклонения от эксперимента более 4 %, что объясняется тем, что при установке лопатки на испытательном стенде условия ее закрепления не в полной мере совпали с условиями закрепления при моделировании. Тем не менее, закономерности отклонений частот от повреждений, выявленные моделированием, сохраняют свои тенденции.

Исследование частотных характеристик лопатки с дефектом

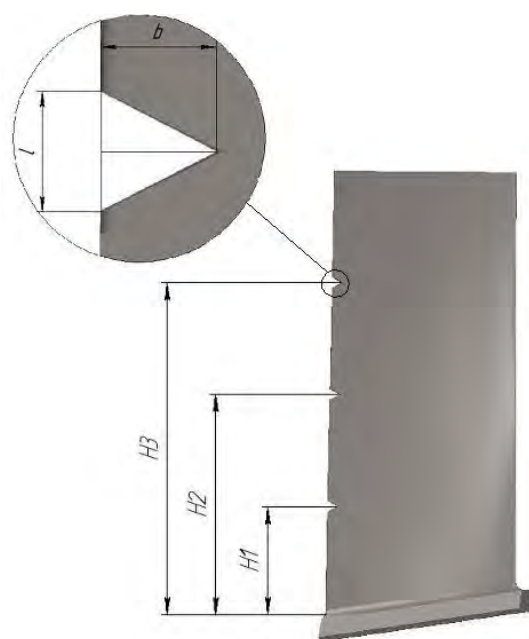


Рис. 3. Размеры и расположение дефекта

В качестве дефекта рассматривался одиночный дефект типа «забоина» глубиной b и шириной l (рис. 3), который располагался на входной кромке лопатки. Глубина и ширина забоины приняты одинаковыми, а их величина задавалась в пределах от 0,5 до 4 мм с шагом в 0,5 мм. Положение забоины по высоте лопатки также варьировалось.

Граничные условия, условия закрепления и сама расчетная модель с сеткой конечных элементов (рис. 4) строились аналогично модели эталонной (бездефектной) лопатки.

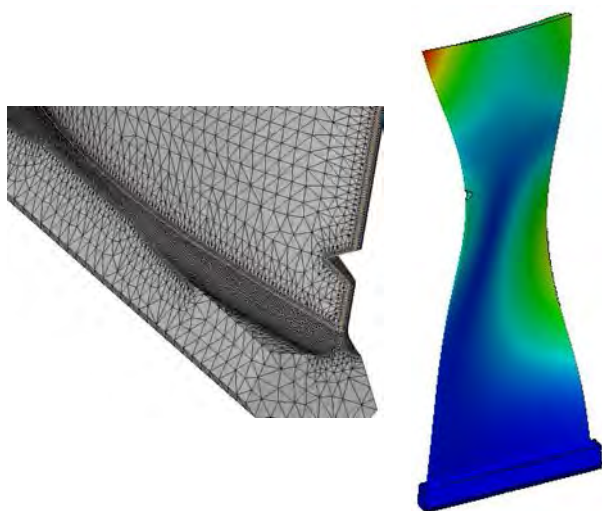


Рис. 4. Фрагмент сетки конечных элементов и 6-я форма собственных колебаний лопатки

В качестве диагностического признака была выбрана абсолютная разница частот собственных колебаний Δf эталонной и дефектной лопаток.

В результате анализа полученных данных, было выбрано несколько форм, которые лучше остальных откликаются на данный тип дефекта, а именно, 4, 6, 8, 10 формы колебаний. Для повышения точности определения места возникновения дефекта наблюдение велось одновременно за всеми обозначенными выше формами (таблица 2).

«Ведущая» форма, по которой определяется место расположения дефекта, обозначена знаком «(+)».

Так о наличии дефекта в корневой области исследуемой лопатки говорит падение частоты собственных колебаний 4-й формы, при этом, чем ближе дефект находится к хвостовику, тем интенсивнее происходит падение частоты. При удалении дефекта от хвостовика лопатки отклонение частоты 4-й формы колебаний сводится к нулю. В то же время, если отклонения частоты собственных колебаний лопатки по 4-й форме лежат в пределах от -5 до -15 Гц, то отклонения по 10-й форме должны находиться в

пределах от 0 до 5 Гц, а частота, соответствующая 6-й форме, не должна измениться более чем на -5 Гц. Другое сочетание отклонений частот выбранных форм, также характеризующее корневую область (но при большем отдалении дефекта от хвостовика) – когда по 4-й форме отклонение лежит в пределах от 0 до -5 Гц, а 10-я форма перекрывает диапазон от 5 до 15 Гц. Изменение 8-й формы в обоих случаях незначительное (от -3 до 3 Гц) либо вообще не наблюдается.

Таблица 2

Матрица знаков

Область дефекта	Диапазон отклонений	Формы колебаний			
		4	6	8	10
корневая	$(-5 \geq \Delta f \geq -15)$	(+)	-	-	-
	$0 > \Delta f > -5$	+	+	+	-
	$0 < \Delta f \leq 5$	-	-	+	+
	$5 < \Delta f \leq 15$	-	-	-	(+)
средняя	$(-5 \geq \Delta f \geq -15)$	-	-	(+)	-
	$0 > \Delta f > -5$	+	+	-	-
	$0 < \Delta f \leq 5$	+	-	-	-
	$5 < \Delta f \leq 15$	-	-	-	-
периферийная	$(-5 \geq \Delta f \geq -15)$	-	(+)	-	(+)
	$0 > \Delta f > -5$	-	+	+	-
	$0 < \Delta f \leq 5$	+	-	-	+
	$5 < \Delta f \leq 15$	-	-	-	-

Для выявления дефекта в средней области профиля наблюдения следует вести за 4-й, 6-й и 8-й формами. При этом определяющей является 8-я форма собственных колебаний. Если отклонения по ней составляют $-5 \div -15$ Гц, в 4-й форме частота ушла незначительно ($-3 \div 3$ Гц), а в 6-й изменилась не больше, чем на -5 Гц, то можно говорить о положении дефекта на среднем участке входной кромки лопатки.

Если же обнаружилось, что ярко выраженной является 6-я форма (отклонение находится в диапазоне от -5 до -15 Гц), то дефект находится в области между средним сечением и периферией. Для подтверждения такого диагноза следует обратить внимание на 4-ю и 10-ю формы частот собственных колебаний: значения отклонений по ним не должны превышать 5 Гц.

Если же в ходе проверки «ведущей» оказывается 10-я форма с уходом частоты на $-5 \div -15$ Гц, а также наблюдается незначительный уход (до -5 Гц)

по 6-й и 8-й формам, то можно утверждать, что забоина находится в периферийной части входной кромки.

После определения «ведущих» форм собственных колебаний исследуемой лопадки, которые выявлялись при фиксированном значении дефекта, был проведен более детальный частотный анализ с размером забоины от 0,5 до 4 мм с шагом в 0,5 мм. Результаты расчетов по каждой форме удобно представлять в виде поверхностей (рис. 5), которые показывают величину отклонений частот собственных колебаний дефектной лопадки в зависимости от глубины и положения забоины.

Процесс оценки состояния лопадки и определения величины и расположения повреждения относится к задачам распознавания образов. Определение величины и расположения забоин на пере лопадки с заданной вероятностью по увеличению или уменьшению собственных частот определенных форм колебаний может быть получено при использовании метода условных вероятностей Байеса или элементов нечеткой логики. Для этого при определении собственных частот лопаток перед сборкой узла двигателя информация по частотам должна заноситься в паспорт каждой лопадки.

Современные методы регистрации и обработки вибропараметров позволяют с достаточной

точностью определять сравнительно небольшие отклонения частот (использованные при испытаниях и обработке компьютерные программы при определенной настройке позволили определять частоты с абсолютной погрешностью 1 Гц). Исследования показали, что вместо абсолютных значений отклонений частот и абсолютных геометрических размеров забоин в дальнейшем целесообразно использовать отношения отклонений частот колебаний к их паспортным значениям. Аналогично размеры забоин целесообразно оценивать относительно характерного размера лопадки, например, относительно длины ее пера по передней или задней кромке.

Закключение

Анализ полученных данных показал, что выявление дефекта типа «забоина» для исследуемой лопадки можно произвести в случае, когда его размеры достигли $2,5 \div 3$ мм. При такой величине просматривается достаточно хорошее отклонение «ведущих» частот собственных колебаний обозначенных ранее форм от эталонной лопадки.

Также, для уменьшения относительной погрешности и вероятности дачи ложных показаний следует перейти к безразмерным параметрам виброакустических сигналов и размеров повреждений.

■ -15--13 ■ -13--11 ■ -11--9 ■ -9--7 ■ -7--5 ■ -5--3 ■ -3--1 ■ -1-1 ■ 1-3 ■ 3-5 ■ 5-7 ■ 7-9 ■ 9-10

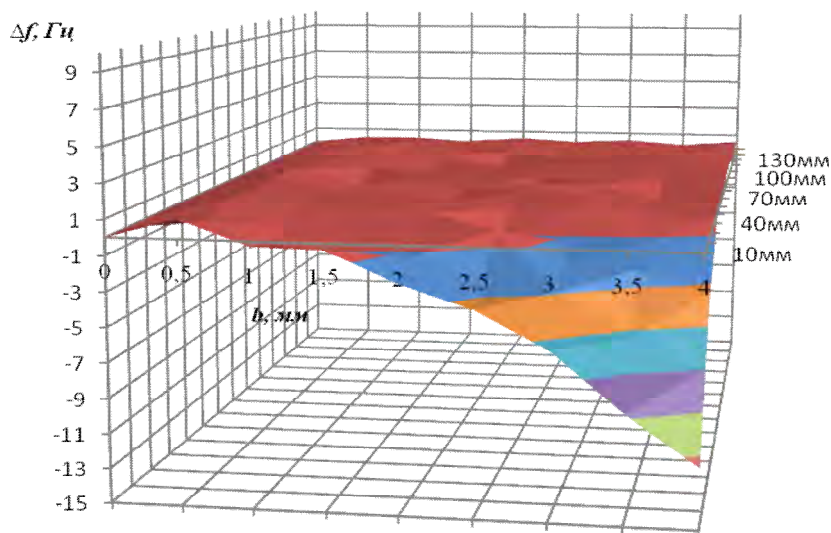


Рис. 5. Влияние забоины на 4 форму собственных колебаний лопадки

Литература

1. Багерман А.З. Формирование диагностических признаков неисправности проточной части однокомпрессорного ГТД / А.З. Багерман, И.П. Леонова, В.Н. Шитков // Газотурбинные технологии. – 2011. – Вып. 4. – С. 24-26.

2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 596 с.

3. Грицин А.В. Исследование и нормирование допустимых забоин на рабочих лопатках компрессора на примере двигателя НК-12 / А.В. Грицин, Е.П. Кочеров, А.П. Ремпель, В.А.Самойлов // Вестн. СГАУ. – 2009. – Вып. 9(13). – Ч.3. – С. 221-229.

4. Ившин И.В. Диагностика рабочих лопаток турбины ГТД новым виброакустическим способом / И.В. Ившин // Изв. вузов Авиац. техника. – 2009. – № 4. – С. 60-63.

5. Каишковский В.В. Методика прогнозирования прочностных свойств крыла самолета / В.В. Каишковский // Изв. вузов Авиац. техника. – 2009. – №4. – С. 15-17.

6. Крюков С.В. Вибродиагностика технического состояния деталей ГТД на основе исследования их собственных форм колебаний: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.07.05 / Крюков Сергей Вячеславович. – Рыбинск: РГАТА, 2008. – 16 с.

7. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния / А.Л. Михайлов. – Рыбинск: РГАТА, 2005. – 216 с.

8. Чигрин В.С. К вопросу об оценке влияния эксплуатационных повреждений рабочих лопаток компрессоров авиационных ГТД на частоты их собственных колебаний / В.С. Чигрин, Ан.В. Чигрин, Ал.В. Чигрин // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / под. ред. В.С. Кривцова. – Х.: ХАИ, 1998. – Вып. 5. – С. 310-312.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры А.В. Амбражевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВПЛИВ ДЕФЕКТУ ТИПУ «ЗАБОЇНА» НА ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА

Є.В. Марценюк, О.І. Гаркуша, В.С. Чигрин

Розробка методів, що дозволяють з високою достовірністю діагностувати як втомне пошкодження деталей ГТД, так і ступінь деградації механічних властивостей матеріалу від температурно-силового впливу в процесі експлуатації є актуальним завданням. У представленій роботі наведені результати експериментальних і розрахункових досліджень впливу пошкоджень типу «забоїна» на частоту власних коливань лопатки. Розглянуто частотні характеристики лопатки компресора з різними ушкодженнями. Розроблена твердотільна модель лопатки. У ході порівняння результатів аналітичного визначення частотних характеристик з експериментальними даними було проведено відлагодження моделі. Відзначено, що існує певний розмір ушкоджень, при якому спостерігається досить гарне відхилення «повідних» частот власних коливань розглянутих форм від частот коливань еталонної лопатки.

Ключові слова: частота власних коливань, частотна характеристика, забоїна, лопатка, дефект, твердотільна модель.

THE INFLUENCE OF DEFECT, SUCH AS "NICK" ON FREQUENCY CHARACTERISTICS OF COMPRESSOR'S WORKING BLADES

E.V. Martsenyuk, A.I. Garkusha, V.S. Chigrin

Development of methods to diagnose fatigue damage of GTE parts and the degradation rate of the mechanical properties because of temperature-force influence during maintenance with high reliability is an actual problem. In this paper the results of experimental and theoretical studies of the damages influence, such as "Nick", on the blade's eigenfrequencies are presented. The frequency characteristics of compressor blade were considered with various damages. Solid model of the blade was designed. While comparing the results of analytical determination of the frequency characteristics with the experimental data debugging of the model was performed. It was noted that there is definite value of damages, which can be clearly seen in rejection of "leading" eigenfrequencies of the reference blade considered forms.

Key words: eigenfrequencies, frequency characteristic, nick, blade, defect, solid model.

Марценюк Евгений Викторович – асс. кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ev_martsen@mail.ru.

Гаркуша Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: algar@vk.kharkov.ua.

Чигрин Валентин Семенович – канд. техн. наук, доцент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: chigrin_vs@rambler.ru.

УДК 539.3

С.В. ФИЛИПКОВСКИЙ

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

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ ПРИ ЗАДАННОЙ ВИБРАЦИИ ОСНОВАНИЯ

Получена модель колебаний ротора на двух опорах с шарикоподшипниками. Учтены гироскопические моменты диска, нелинейные упругие свойства и демпфирование шарикоподшипников. Для анализа полученной системы применены численные итерационные методы. Исследованы амплитудно-частотные характеристики ротора и области неустойчивости периодических режимов при одновременном действии дисбаланса диска и кинематическом возбуждении заданной вибрацией опор. Вблизи резонанса поперечных колебаний ротор имеет мягкую характеристику, а вблизи резонанса продольных колебаний – жёсткую характеристику.

Ключевые слова: ротор, шарикоподшипники, демпфирование, дисбаланс, кинематическое возбуждение колебаний, амплитудно-частотная характеристика.

Введение

Многие важные агрегаты самолётов находятся в зоне интенсивных вибраций. Например, система жизнеобеспечения транспортного самолёта содержит блок кондиционирования воздуха, основным агрегатом которого является турбохолодильник. Как правило, блоку передаётся вибрация планера, возбуждаемая двигателями. Для определения опасных режимов турбохолодильника и проектирования виброизоляции блока необходимо исследовать колебания ротора, вызываемые совместным действием дисбаланса и вибрации корпуса, в котором установлены подшипники. Вибрация корпуса осуществляется одновременно в продольном и поперечном направлениях относительно оси вращения ротора. Расстояние между опорами ротора одного порядка с его поперечными размерами, поэтому будем полагать, что жёсткость ротора велика по сравнению с жёсткостью шарикоподшипников, в которых он вращается.

Поперечные колебания валов с дисками в линейной постановке с учётом гироскопических моментов, внешнего и внутреннего трения исследованы Ф.М. Диментбергом [1]. Нестационарные линейные поперечные колебания с учётом гироскопических моментов дисков и распределённой массы вала исследованы в работе [2]. К. Пьерр и С. Шоу разработали метод нелинейных нормальных форм для исследования колебаний системы с нелинейным упругим элементом [3]. Собственные частоты линейных колебаний жесткого ротора на упругих радиально-упорных шарикоподшипниках исследованы Л.З. Новиковым [4]. Он получил формулы для нели-

нейных радиальных и осевых сил шарикоподшипников. Демпфирование, обусловленное смазкой шарикоподшипников, рассмотрено в [5,6], обычно его определяют на основе экспериментов и описывают моделью вязкого трения. Свободные нелинейные колебания роторов на шарикоподшипниках исследованы в статьях [7,8].

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний ротора с диском на шарикоподшипниках, возбуждаемых заданным движением опор.

1. Уравнения движения системы

Расчетная модель ротора показана на рис. 1. Начало координат располагаем в сечении опоры А. Длина вала – l , расстояние от опоры А до диска – l_1 . Перемещения сечений вала по направлениям координатных осей обозначим u_x , u_y , u_z . Определим перемещения вала [3]:

$$\begin{aligned} u_x(\xi, t) &= x_1(t) \frac{\xi}{l} + x_2(t) \frac{1-\xi}{l}, \\ u_y(\xi, t) &= y_1(t) \frac{\xi}{l} + y_2(t) \frac{1-\xi}{l}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $x_\mu(t)$, $y_\mu(t)$ – обобщённые координаты перемещения цапф;

μ – номера опор;

ξ – координата сечения по оси z . Поскольку перемещения $x_\mu(t)$ и $y_\mu(t)$ малы по сравнению с длиной вала и деформацию вала вдоль оси z , не учитывая, то колебания ротора вдоль оси вращения можно описать одной обобщённой координатой

$$u_z(\xi, t) = z(t). \quad (2)$$

Компоненты упругих реакций подшипника вдоль осей x, y, z получены в работе [4]; они имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} P_{x\mu} &= K \sum_{v=1}^N [x_{\mu} \cos \alpha \cos \beta_v + y_{\mu} \cos \alpha \sin \beta_v + \\ &\quad + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \cos \beta_v, \\ P_{y\mu} &= K \sum_{v=1}^N [x_{\mu} \cos \alpha \cos \beta_v + y_{\mu} \cos \alpha \sin \beta_v + \\ &\quad + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \sin \beta_v, \\ P_{z\mu} &= K \sum_{v=1}^N [x_{\mu} \cos \alpha \cos \beta_v + y_{\mu} \cos \alpha \sin \beta_v + \\ &\quad + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \sin \alpha, \\ K &= \frac{3Q}{2N} z_0^{-3/2} \sin^{-5/2} \alpha, \end{aligned} \quad (3)$$

где x_{μ}, y_{μ}, z – смещения центра внутреннего кольца относительно центра наружного кольца; μ – номер обобщенной координаты цапфы; углы α и β_v показаны на рис. 2; v и N – номер и количество шариков; Q – сила предварительного осевого натяга, z_0 – осевое смещение внутреннего кольца относительно внешнего кольца от действия силы Q .

Величину z_0 определяем из геометрических соотношений в зонах контакта

$$z_0 = (2R_K + w_1 + w_2 - d_B) \sin \alpha,$$

где R_K – радиусы канавок качения в кольцах подшипника, w_1 и w_2 – сближения внутреннего и внешнего колец с шариком по направлению линии контакта, вызванное предварительным осевым поджатием; d_B – диаметр шарика. Сближения вычисляем по формуле Герца [9]:

$$w_i = b_i P_K^{3/2}, i = 1, 2,$$

где b_1 и b_2 – коэффициенты формулы Герца;

P_K – сила сжатия, действующая по направлению линии контакта

$$P_K = Q / (N \sin \alpha).$$

Угол α определяется из уравнения

$$(2R_K + w_1 + w_2 - d_B) \cos \alpha = R_1 + 2R_K - R_2,$$

где R_1 и R_2 – радиусы внутреннего и внешнего колец, измеренные от оси подшипника до середин канавок качения.

Коэффициенты формулы Герца определены выражением

$$b = \frac{3}{2} F_1 \sqrt[3]{(K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}) k^2 (\Theta_1 + \Theta_2)^2 / (3E_1)},$$

где F_1, E_1 – эллиптические интегралы первого и второго рода;

$K_{11}, K_{12}, K_{21}, K_{22}$ – кривизны главных нормальных сечений контактирующих поверхностей;

k – корень трансцендентного уравнения

$$(F_1 - E_1) / (F_1 - E_1 / k^2) = (K_{11} - K_{21}) / (K_{12} - K_{22}),$$

Величины Θ_1 и Θ_2 зависят от свойств материалов контактирующих тел, они определяются так:

$$\Theta_i = (1 - \sigma_i^2) / (\pi E_i), i = 1, 2,$$

где σ_i – коэффициент Пуассона,

E_i – модуль упругости.

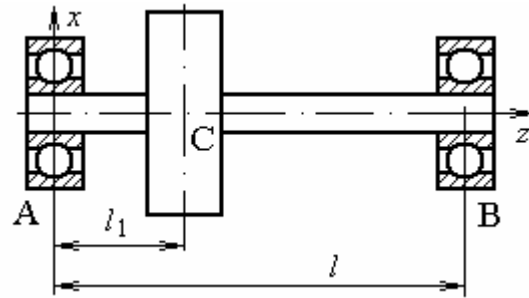


Рис. 1. Эскиз ротора

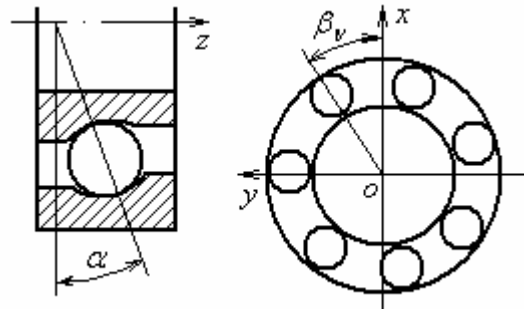


Рис. 2. Эскиз шарикоподшипника

Выражения (3) можно представить в виде степенных рядов по обобщенным координатам цапф, ограничившись третьим порядком малости по $x_{\mu}/z_0, y_{\mu}/z_0, z/z_0$:

$$\begin{aligned} P_{x\mu} &= c_r x_{\mu} + \\ &\quad + \frac{c_r x_{\mu} z}{2z_0} - \frac{c_r x_{\mu}^3}{32z_0^2 \tan^2 \alpha} - \frac{c_r x_{\mu} y_{\mu}^2}{32z_0^2 \tan^2 \alpha} - \frac{c_r x_{\mu} z^2}{8z_0^2}, \\ P_{y\mu} &= c_r y_{\mu} + \\ &\quad + \frac{c_r y_{\mu} z}{2z_0} - \frac{c_r y_{\mu}^3}{32z_0^2 \tan^2 \alpha} - \frac{c_r y_{\mu} x_{\mu}^2}{32z_0^2 \tan^2 \alpha} - \frac{c_r y_{\mu} z_{\mu}^2}{8z_0^2}, \\ P_{z\mu} &= \frac{c_a 2z_0}{3} + c_a z + \\ &\quad + \frac{c_r x_{\mu}^2}{4z_0} + \frac{c_r y_{\mu}^2}{4z_0} + \frac{c_a z^2}{4z_0} - \frac{c_r z x_{\mu}^2}{8z_0^2} - \frac{c_r z y_{\mu}^2}{8z_0^2} - \frac{c_a z^3}{24z_0^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $c_r = \frac{3}{4} N K z_0^{1/2} \sin^{1/2} \alpha \cos^2 \alpha, c_a = 2c_r \tan^2 \alpha$.

Из соотношений (4) следует, что перемещение опорного сечения вала по любому направлению вызывает реакцию подшипника по всем трём координатным направлениям.

Для составления уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. Используем выражения (1), (2) и (4) для записи кинетической и потенциальной энергий. Для описания демпфирования введём функцию Рэлея Φ

$$\Phi = \frac{C}{2} (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}^2), \quad (5)$$

где C – коэффициент демпфирования. В результате получим уравнения движения ротора в следующем виде:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [G]\{\dot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} + [\bar{K}]\{U^2\} + [\tilde{K}]\{UU_\lambda\} + [\tilde{K}]\{U^3\} + [\tilde{K}]\{U_\mu^2 U_\nu\} = \{F(t)\}, \quad (6)$$

где $[K]$, $[\bar{K}]$, $[\tilde{K}]$ и $[\tilde{K}]$ – матрицы жёсткости; $[G]$ – гироскопическая матрица; $[C]$ – матрица демпфирования; $[M]$ – матрица масс; $\{U\} = [x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2 \ z]^T$ – вектор перемещений; $\{F(t)\}$ – вектор возмущающих воздействий, t – время.

Матрица $[\tilde{K}]$ имеет размер 12×5 , остальные матрицы имеют размер 5×5 . Компоненты матриц записываются следующими формулами:

$$\begin{aligned} K_{1,1} &= K_{2,2} = K_{3,3} = K_{4,4} = c_r, \\ K_{5,5} &= 2c_a, \\ \bar{K}_{5,1} &= \bar{K}_{5,2} = \bar{K}_{5,3} = \bar{K}_{5,4} = c_r / (4z_0), \\ \bar{K}_{5,5} &= c_a / (2z_0), \\ \bar{K}_{1,1} &= \bar{K}_{2,2} = \bar{K}_{3,3} = \bar{K}_{4,4} = c_r / (2z_0), \\ \bar{K}_{1,1} &= \bar{K}_{2,2} = \bar{K}_{3,3} = \bar{K}_{4,4} = -c_r / (32z_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha), \\ \bar{K}_{5,5} &= -c_a / (12z_0^2), \\ \bar{K}_{1,1} &= \bar{K}_{2,2} = \bar{K}_{3,3} = \bar{K}_{4,4} = -c_r / (32z_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha), \\ \bar{K}_{5,5} &= \bar{K}_{5,6} = \bar{K}_{5,7} = \bar{K}_{5,8} = \bar{K}_{1,9} = \\ &= \bar{K}_{2,10} = \bar{K}_{3,11} = \bar{K}_{4,12} = -c_a / (8z_0^2), \\ G_{1,2} &= G_{2,3} = G_{4,1} = G_{3,4} = \frac{2\rho I \Omega}{1} + \frac{I_0 \Omega}{I^2}, \\ G_{2,1} &= G_{3,1} = G_{4,3} = G_{1,4} = -G_{1,2}, \\ M_{1,1} &= M_{2,2} = \frac{\rho S l}{3} + \frac{\rho I}{1} + \frac{I_1^2}{I^2} m_0 + \frac{I_1}{I^2}, \\ M_{1,3} &= M_{2,4} = M_{3,1} = M_{4,2} = \\ &= \frac{\rho S l}{3} - \frac{\rho I}{1} + \frac{I_1}{1} \left(1 - \frac{I_1}{1}\right) m_0 - \frac{I_1}{I^2}, \end{aligned}$$

$$M_{3,3} = M_{4,4} = \frac{\rho S l}{3} + \frac{\rho I}{1} + \left(1 - \frac{I_1^2}{I^2}\right) m_0 + \frac{I_1}{I^2},$$

$$M_{5,5} = \rho S l + m_0,$$

где Ω – угловая скорость ротора.

Остальные компоненты матриц равны нулю. Вектор нелинейных произведений перемещений второй степени имеет вид

$$\{UU_\lambda\} = [x_1 z \ y_1 z \ x_2 z \ y_2 z \ 0]^T$$

Компоненты вектора нелинейных произведений третьей степени $\{U_\mu^2 U_\nu\}$ записаны в следующем порядке $x_1 y_1^2, y_1 x_1^2, x_2 y_2^2, y_2 x_2^2, z x_1^2, z y_1^2, z x_2^2, z y_2^2, x_1 z^2, y_1 z^2, x_2 z^2, y_2 z^2$.

Колебания возбуждаются вибрацией опор, кроме того, на ротор действует сила дисбаланса диска

$$J = 2m_0 \Omega^2 e,$$

где e – эксцентриситет диска. Полагаем, что составляющая вибрации, перпендикулярная к оси вращения направлена вдоль оси y . Амплитуды виброускорений по направлениям координатных осей обозначим, соответственно, a_y и a_z . Вектор правой части имеет вид

$$\{F\} = \{F_d\} + \{F_v\},$$

$$\{F_d\} = [J \cos \Omega t \ J \sin \Omega t \ J \cos \Omega t \ J \sin \Omega t \ 0]^T,$$

$$\{F_v\} = [0 \ a_y \sin \omega t \ 0 \ a_y \sin \omega t \ a_z \sin \omega t]^T.$$

Умножив (6) на $[M]^{-1}$, перепишем уравнения движения в следующем виде:

$$\{\ddot{U}\} + [G_1]\{\dot{U}\} + [C_1]\{\dot{U}\} + [K_1]\{U\} + [\bar{K}_1]\{U^2\} + [\tilde{K}_1]\{UU_\lambda\} + [\tilde{K}_1]\{U^3\} + [\tilde{K}_1]\{U_\mu^2 U_\nu\} = \{F_1(t)\}. \quad (7)$$

2. Численный анализ вынужденных периодических колебаний

Уравнение (7) можно записать так:

$$\{\ddot{U}\} = f(\{U\}, \{\dot{U}\}, t), \quad (8)$$

где f – 5-мерная вектор-функция. Обозначив $\{V\} = \{\dot{U}\}$, перепишем (8) в виде системы дифференциальных уравнений первого порядка

$$\{\dot{Y}\} = \varphi(\{Y\}, t), \quad (9)$$

где φ – 10-мерная вектор-функция,

$\{Y\} = \{\{U\} \ \{V\}\}^T$. Условие периодичности решений уравнения (9) записывается так:

$$\{Y(0)\} = \{Y(T)\}, \quad (10)$$

где T – период. Если ввести в рассмотрение векторы $\{Y\}_0 = \{Y(0)\}$ и $\{Y\}_T = \{Y(T)\}$, определяющие состояние системы (9) в моменты времени $t = 0$ и $t = T$, то задачу Коши (9) с краевыми условиями (10) можно свести к решению неявного уравнения

$$\{Y(\{Y\}_0)\}_T = \{Y\}_0. \quad (11)$$

Решая задачу (11) численными методами [10] получаем амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) системы.

На рис. 3 представлена АЧХ колебаний ротора на двух подшипниках 46305 ГОСТ 831-75. Параметры вала таковы: диаметр $d=0,025$ м, $E=2 \cdot 10^9$ Н/м², $\rho=8 \cdot 10^3$ кг/м³, $l=0,5$ м, $\Omega=6000$ об/мин, $a_y=a_z=10$ м/с². На валу посередине закреплен диск с инерционными параметрами $m_0=10$ кг, $I_1=0,1$ кг·м², $I_0=0,2$ кг·м², величина дисбаланса $m_0 \cdot e=10^{-6}$ кг·м. Коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования был принят 100 Н·с/м. По оси абсцисс отложена относительная частота $\bar{f} = \omega/\omega_1$, где ω_1 – резонансная частота линейных поперечных колебаний ротора. По оси ординат отложена относительная амплитуда $\bar{A} = A/z_0$, где A – амплитуда на периоде, z_0 – определённый выше предварительный осевой натяг подшипников. Линии 1 и 2 на всех АЧХ соответствуют перемещениям поперёк и вдоль оси вращения ротора. Жёсткость шарикоподшипников в направлении оси вращения меньше, чем в радиальном направлении, поэтому при первой резонансной частоте преобладают продольные, а при второй – поперечные колебания ротора. Вблизи резонансных частот наблюдаются области неустойчивости периодических режимов, которые показаны штриховой линией.

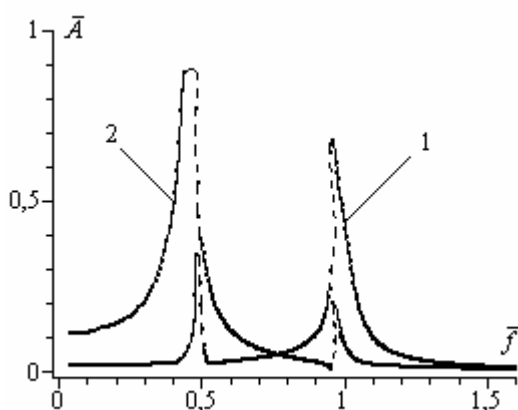


Рис. 3. АЧХ ротора на шарикоподшипниках

На рис. 4 и рис. 5 представлены части АЧХ вблизи резонансных частот. Устойчивые режимы показаны сплошной линией, а неустойчивые – штриховой линией. Вблизи резонанса поперечных колебаний ротор имеет мягкую характеристику, а

вблизи резонанса продольных колебаний – жёсткую характеристику.

Заключение

Рассматривая АЧХ колеблющегося ротора можно сделать вывод, что вблизи резонансных частот колебаний имеются области неустойчивости. В этих областях есть по две ветви устойчивых колебаний с разными амплитудами.

Канавки качения шарикоподшипников имеют двойную кривизну. Кривизна главного нормального сечения, в котором лежит ось вращения, постоянна. Кривизна второго главного нормального сечения переменная. При увеличении амплитуды колебаний в радиальном направлении шарики перемещаются в область большей кривизны контактирующей поверхности, то есть в зону меньшей жёсткости зоны контакта и частоты уменьшаются. При увеличении амплитуды колебаний в осевом направлении шарики перемещаются в область меньшей кривизны контактирующей поверхности, то есть в зону большей жёсткости зоны контакта и частоты увеличиваются.

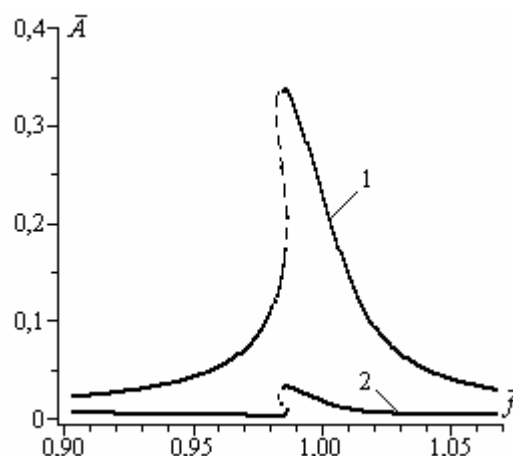


Рис. 4. Область неустойчивости поперечных колебаний

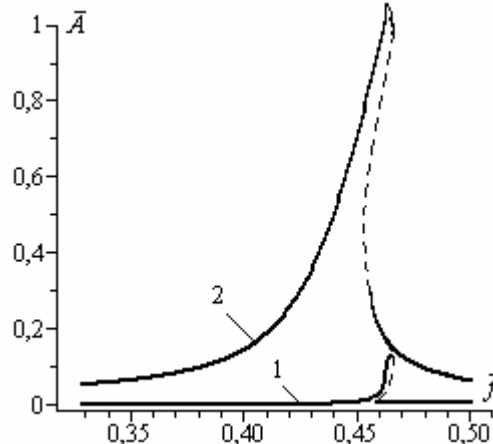


Рис. 5. Область неустойчивости продольных колебаний

Полученные результаты хорошо согласуются с исследованиями свободных колебаний этого ротора, выполненного методом нелинейных нормальных форм в работе [8].

Вследствие нелинейной связи между радиальной и осевой жёсткостью шарикоподшипника роторы двигателей и агрегатов самолётов совершают связанные поперечно-продольные колебания. Величины амплитуд имеют одинаковый порядок.

Литература

1. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Диментберг. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 248 с.
2. Филипповский С.В. Расчет динамического напряженно-деформированного состояния ротора при кратковременных поперечных нагрузках / С.В. Филипповский // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1991. – № 1. – С. 66-70.
3. Legrand M. Nonlinear Normal Modes of a Rotating Shaft Based on the Invariant Manifold Method / M. Legrand, D. Jiang, C.E. Pierr, S.W. Shaw // Int. J. of Rotating Machinery. – 2004. – Vol. 10, № 4. – P. 319-335.
4. Новиков Л.З. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников / Л.З. Новиков //

Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 84-91.

5. Бальмонт В.Б. О колебаниях момента сопротивления вращению шарикоподшипника / В.Б. Бальмонт, Б.О. Дубовецкий, А.М. Авдеев, Г.В. Селезнёв // Машиноведение. – 1988. – № 3. – С. 73-81.

6. Позняк Э.Л. Маятниковые колебания несимметричного жесткого ротора в подшипниках с зазорами / Э.Л. Позняк, Т.Н. Гладышева, В.Б. Ковалев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 4. – С. 33-40.

7. Филипповский С.В. Нелинейные нормальные формы колебаний ротора на подшипниках качения / С.В. Филипповский // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 160-165.

8. Филипповский С.В. Нелинейные нормальные формы связанных поперечно-продольных колебаний ротора на подшипниках качения / С.В. Филипповский, К.В. Аврамов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2010. – Вып. 46. – С. 38-46.

9. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел. Избр. Тр., Т. 1 / А.Н. Динник. – К.: Изд-во АН УССР, 1952. – С. 15-114.

10. Аврамов К.В. Нелинейная динамика упругих систем. Т.1. Модели, методы, явления / К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин. – М.–Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2010. – 704 с.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой теоретической механики О.К. Морачковский, Национальный технический университет “ХПИ”, Харьков.

НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ РОТОРА НА ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ ПРИ ЗАДАНІЙ ВІБРАЦІЇ ОСНОВИ

С.В. Філіпповський

Отримано модель коливань ротора на двох опорах із шарикопідшипниками. Враховано гіроскопічні моменти диска, нелінійні пружні властивості й демпфірування шарикопідшипників. Для аналізу отриманої системи застосовані чисельні ітераційні методи. Досліджено амплітудно-частотні характеристики ротора й області нестійкості періодичних режимів при одночасній дії дисбалансу диска й кінематичному порушенні заданою вібрацією опор. Поблизу резонансу поперечних коливань ротор має м'яку характеристику, а поблизу резонансу поздовжніх коливань - жорстку характеристику.

Ключові слова: ротор, шарикопідшипники, демпфірування, дисбаланс, кінематичне порушення коливань, амплітудно-частотна характеристика.

NON-LINEAR OSCILLATIONS OF THE ROTOR ON BALL BEARINGS AT THE GIVEN VIBRATION OF THE BASIS

S.V. Filipkovsky

The model of rotor oscillations on two nonlinear ball bearings is obtained. Gyroscopic moments of a disk, nonlinear elasticity and a damping of ball-bearings are taken into account. Numerical iterative methods are applied for the analysis of the obtained system. Amplitude-frequency characteristics of a rotor and the instability regions of periodic duties are investigated at simultaneous act of the disk unbalance and the kinematic excitation by the given vibration of support. Near to a resonance of lateral oscillations the rotor has a drooping characteristic, and near to a resonance of longitudinal oscillations - a flat characteristic.

Key words: rotor, ball-bearings, damping, unbalance, the kinematic excitation of oscillations, amplitude-frequency characteristic.

Филипповский Сергей Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, svfil@ipmach.kharkov.ua.

УДК 62-755

А.Н. ГОРБЕНКО

Керченский государственный морской технологический университет

ОБЩАЯ СТРУКТУРА УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН С АВТОБАЛАНСИРОМ ПАССИВНОГО ТИПА

В работе рассматривается проблема нелинейной устойчивости многомассового автобалансирующего устройства пассивного типа, установленного на произвольную роторную машину. Предложена классификация обобщенных координат, на основе чего получена общая математическая модель движения механической системы. Получена обобщенная система уравнений возмущенного движения. Показана возможность сокращения числа уравнений и независимых переменных для исследования устойчивости автобалансировки. Выполнен анализ структуры обобщенной системы уравнений движения. Рассмотрены особенности некоторых частных случаев.

Ключевые слова: роторная машина, ротор, автобалансировка, пассивный автобалансир, уравнения движения, устойчивость.

1. Постановка проблемы.

Анализ существующих исследований.

Цель работы

Среди способов снижения вибрации роторных машин (РМ) находят применение автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа (см. например [1-8] и др.). При определенных условиях они автоматически уравнивают ротор, устраняя силы от дисбалансов и снижая вибрацию машины в процессе ее работы. Подобные устройства относятся к существенно нелинейным многомассовым механическим системам (МС) с нетривиальными свойствами, что вызывает трудности их исследования.

Большинство существующих к настоящему времени работ данного направления отличаются фрагментарностью, носят индивидуальный несистемный характер, уравнения движения составляются лишь для конкретной РМ с АБУ и далее выполняется их анализ. Отсутствие единого обобщенного подхода к анализу устойчивости автобалансировки роторных машин произвольного вида ограничивает возможности выявления их общих свойств и закономерностей. Отметим, однако, что элементы системного подхода к исследованию РМ различных видов имеются в работах [1, 2, 7].

В связи со сказанным, существует актуальная потребность разработки обобщенных подходов и методов аналитического исследования динамики (прежде всего устойчивости) МС рассматриваемого типа. Очевидно, что при этом необходимо глубокое изучение специфических особенностей всего класса МС РМ с АБУ (а не их частных вариантов), выявление общих структурных свойств уравнений движе-

ния (невозмущенного и возмущенного), а также их использование при анализе.

Целью работы является получение и анализ структуры обобщенных уравнений динамики и устойчивости роторных машин широкого класса, оснащенных многомассовым автобалансиром пассивного типа.

2. Класс рассматриваемых механических систем

В работе рассматриваются механические системы, состоящие из обобщенной роторной машины (ОРМ) с пассивным многомассовым автобалансиром, прикрепленным к одной из точек оси вала ротора (рис. 1).

Под термином «обобщенная роторная машина» (или подсистема РМ, подсистема ротора) будем далее в общем случае понимать машину, состоящую из вращающегося многодискового ротора (или нескольких роторов, связанных между собой), который посредством произвольного количества опор (подшипников) соединен с произвольным числом тел (корпус и пр.), связанных друг с другом и имеющих некоторые степени свободы колебательного движения. На рис. 1 подсистема ОРМ показана в условном виде. Ротор в общем случае статически и динамически неуравновешен. Центр масс (ЦМ) ротора не обязательно находится в плоскости АБУ. Таким образом, рассматриваются многомассовые РМ весьма общего состава и конструкции.

К одной из точек вала ротора (точка А) прикреплен автобалансир пассивного типа, состоящий из n компенсирующих грузов (КГ), в качестве кото-

рых могут быть тела качения (шары, ролики и др.), маятники и т.п. Число КГ произвольное, но не менее двух ($n \geq 2$). Плоскость АБУ перпендикулярна оси вала в точке крепления. КГ имеют возможность перемещения в плоскости АБУ (не препятствуя друг другу) относительно оси ротора по окружности радиуса R с центром в точке A крепления к валу. Будем полагать также, что АБУ совершает плоскопараллельное движение. Отметим, однако, что данное допущение не является условием, существенно ограничивающим спектр рассматриваемых МС. По меньшей мере при малых массах КГ в сравнении с ротором (что как правило имеет место) слагаемые, отражающие влияние угловых поворотов плоскости АБУ, имеют высокий порядок малости и в уравнениях движения отбрасываются даже если ротор совершает пространственное движение.

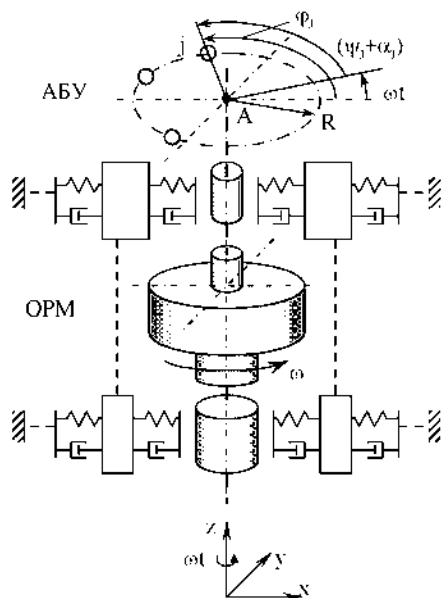


Рис. 1. Схема механической системы «обобщенная роторная машина – автобаланси́р»

В целом механическую систему ОРМ с АБУ можно рассматривать как совокупность связанных между собой двух подсистем: подсистемы ОРМ и подсистемы КГ в АБУ (или просто подсистемы АБУ). Отметим, что при этом подсистема АБУ, в отличие от ОРМ, рассматривается не в обобщенном, а в конкретном виде с однозначно определенным набором обобщенных координат. В процессе движения МС подсистемы ОРМ и АБУ взаимодействуют друг с другом только через точку крепления A .

3. Уравнения движения и особенности их структуры в общем случае

Для однозначного описания движения МС ОРМ с АБУ необходимо выбрать набор независимых обобщенных координат (ОК). Выбор ОК ро-

торной машины зависит от ее конструкции и особенностей движения. Поэтому количество и вектор ОК ОРМ здесь не конкретизируется, а рассматривается в общем виде. Однако, следует учесть особую роль точки A на оси ротора, в которой расположен автобаланси́р, поскольку именно через нее происходит взаимодействие ОРМ с подсистемой АБУ. Поэтому будем полагать, что в выбранном наборе независимых ОК ОРМ присутствуют координаты точки A . В этом случае упрощается запись уравнений движения МС. Отметим, однако, что это условие не является необходимым, поскольку в противном случае координаты точки A могут быть легко выражены через независимые ОК ОРМ.

Текущее положение элементов ОРМ будем описывать, используя декартову систему координат xuz , ось z которой совпадает с осью ротора в неподвижном состоянии. Текущее положение отдельного КГ АБУ характеризуется угловой координатой φ_j , отсчитываемой в плоскости АБУ от некоторого положения, фиксированного по отношению к ротору (см. рис. 1).

Введем следующую систему классификации независимых ОК МС:

$$1) \quad \{q\} = \begin{Bmatrix} \{q_r\} \\ \{q_a\} \end{Bmatrix} = q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n_r \quad - \text{группа}$$

обобщенных координат ОРМ, в которой в свою очередь будем различать две подгруппы:

– $\{q_r\} = q_{ir}, \quad i_r = 1, 2, \dots, n_b$ – ОК ОРМ, не связанные непосредственно с КГ АБУ;

– $\{q_a\} = \begin{Bmatrix} x_A \\ y_A \end{Bmatrix} = q_{ia}, \quad i_a = 1, 2$ – ОК точки A

крепления АБУ к валу ротора, характеризующие её поперечные отклонения (рисунок 1);

2) $\{\varphi\} = \varphi_j, \quad j = 1, 2, \dots, n$ – группа обобщенных координат КГ в АБУ.

Общее количество ОК МС равно $n_s = (n_r + n)$, где n – число КГ в АБУ; $n_r = (n_b + 2)$ – число ОК ОРМ, в том числе две координаты точки A .

Полный вектор обобщенных координат МС может рассматриваться как совокупность подвекторов ОК подсистемы ОРМ и подсистемы КГ:

$$\{v\} = \left(\{q\}^T \quad \{\varphi\}^T \right)^T = \left(\{q_r\}^T \quad \{q_a\}^T \quad \{\varphi\}^T \right)^T. \quad (1)$$

Для получения обобщенных уравнений движения МС рассматриваемого класса воспользуемся формализмом уравнений Лагранжа второго рода.

Кинетическая энергия всей МС в общем виде равна сумме энергий её подсистем:

$$T(\{v\}) = T_R(\{\dot{q}\}, \{q\}, t) + T_{ABU}(\{\dot{q}_a\}, \{\dot{\varphi}\}, \{\varphi\}), \quad (2)$$

где $T_R(\{\dot{q}\}, \{q\}, t)$ – кинетическая энергия подсистемы ОРМ, зависящая от ОК ОРМ и их скоростей, а также времени t , поскольку ротор неуравновешен;

$T_{ABU}(\{\dot{q}_a\}, \{\dot{\phi}\}, \{\phi\})$ – кинетическая энергия подсистемы АБУ.

Здесь и далее точка над символом, а также штрих, означают производную по времени.

При этом важно, что кинетическая энергия подсистемы АБУ может быть записана в виде конкретного выражения через ОК:

$$T_{ABU}(\{\dot{q}_a\}, \{\dot{\phi}\}, \{\phi\}) = \frac{1}{2} m \sum_{j=1}^n (\dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2) = \frac{m}{2} \sum_{j=1}^n \left[(\dot{x}_A - R\dot{\phi}_j \sin \phi_j)^2 + (\dot{y}_A + R\dot{\phi}_j \cos \phi_j)^2 \right], \quad (3)$$

где m – масса одного КГ; x_j, y_j – текущие абсолютные координаты j -го КГ.

Уравнения движения МС в форме уравнений Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{v}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial v_i} = F_i, \quad i = 1 \dots n_s, \quad n_s = (n_r + n), \quad (4)$$

где F_i – обобщенная сила, соответствующая i -й ОК.

Используя принятую выше классификацию ОК и (1) – (4), выпишем уравнения Лагранжа отдельно по координатам подсистем МС:

– по координатам ОРМ $\{q_r\}$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_R}{\partial \dot{q}_{ir}} \right) - \frac{\partial T_R}{\partial q_{ir}} = F_{ir}(\{q\}, \{\dot{q}\}), \quad i_r = 1 \dots n_b, \quad (5)$$

где F_{ir} – обобщенные силы по i_r -й ОК ОРМ;

– по координатам $\{q_a\}$ точки А на роторе ОРМ:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_R}{\partial \dot{q}_{ia}} \right) - \frac{\partial T_R}{\partial q_{ia}} + f_{ia} = F_{ia}(\{q\}, \{\dot{q}\}), \quad i_a = 1, 2, \quad (6)$$

где $f_{ia} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{ABU}}{\partial \dot{q}_{ia}} \right)$;

F_{ia} – обобщенные силы по i_a -й ОК ОРМ;

– по координатам АБУ $\{\phi\}$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{ABU}}{\partial \dot{\phi}_j} \right) - \frac{\partial T_{ABU}}{\partial \phi_j} = F_j(\phi_j), \quad j = 1 \dots n, \quad (7)$$

где F_j – обобщенная сила по j -й ОК КГ.

Зависимость (3) позволяет далее получить для величин f_{ia} , входящих в уравнения ОРМ (6), их выражения непосредственно через ОК:

$$f_1 = f_{xA} = nm\ddot{x}_A + mR \sum_{j=1}^n (\cos \phi_j)''', \quad i_a = 1; \quad (8)$$

$$f_2 = f_{yA} = nm\ddot{y}_A + mR \sum_{j=1}^n (\sin \phi_j)''', \quad i_a = 2.$$

Кроме того, уравнения движения КГ по коор-

динатам ϕ_j в (7) также можно выразить непосредственно через ОК:

$$mR(R\ddot{\phi}_j - \ddot{x}_A \sin \phi_j + \ddot{y}_A \cos \phi_j) = F_j, \quad j = 1 \dots n, \quad (9)$$

где $F_j = -\beta_\phi R^2(\dot{\phi}_j - \omega)$ – обобщенная сила (момент) вязкого сопротивления движению КГ в АБУ; β_ϕ – коэффициент демпфирования КГ в АБУ, кг·с⁻¹.

Как известно уравнения Лагранжа могут быть преобразованы к форме системы дифференциальных уравнений второго порядка. Тогда на основе (5)-(9) система уравнений движения МС ОРМ с АБУ для общего случая может быть приведена к виду:

$$[M_\Sigma] \{\ddot{q}\} + [H] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} + \left\{ \begin{matrix} 0 \\ f_a \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} \{d_{rc}\} \\ \{d_{ac}\} \end{matrix} \right\} \cos \omega t + \left\{ \begin{matrix} \{d_{rs}\} \\ \{d_{as}\} \end{matrix} \right\} \sin \omega t; \quad (10)$$

$$\ddot{\phi}_j + h_\phi (\dot{\phi}_j - \omega) -$$

$$-\frac{1}{R} \ddot{x}_A \sin \phi_j + \frac{1}{R} \ddot{y}_A \cos \phi_j = 0, \quad j = 1 \dots n,$$

где

$$\{q\} = \left\{ \begin{matrix} \{q_r\} \\ \{q_a\} \end{matrix} \right\}; \quad [M_\Sigma] = \begin{bmatrix} [M_r] & [M_{ra}] \\ [M_{ar}] & [M_{a\Sigma}] \end{bmatrix};$$

$$[H] = \begin{bmatrix} [H_r] & [H_{ra}] \\ [H_{ar}] & [H_a] \end{bmatrix}; \quad [K] = \begin{bmatrix} [K_r] & [K_{ra}] \\ [K_{ar}] & [K_a] \end{bmatrix};$$

$$[M_{a\Sigma}] = [M_a] + nm[E]; \quad \{f_a\} = \left\{ \begin{matrix} mR \sum_{j=1}^n (\cos \phi_j)''' \\ mR \sum_{j=1}^n (\sin \phi_j)''' \end{matrix} \right\};$$

$$h_\phi = \frac{\beta_\phi}{m}; \quad [E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

$[M_\Sigma]$, $[H]$, $[K]$ – квадратные матрицы инерции, демпфирования (и/или гироскопичности) и жесткости РМ размером (n_b, n_r) , где $n_r = n_b + 2$;

$\{d_{rc}\}, \{d_{rs}\}, \{d_{ac}\}, \{d_{as}\}$ – векторы статического и динамического дисбалансов ротора ОРМ.

Обобщенная система уравнений (10) представлена с использованием блочно-матричной формы записи как наиболее удобной и наглядной при изучении МС с многими степенями свободы. Дадим некоторые пояснения к ней.

Квадратные матрицы $[M_\Sigma]$, $[H]$, $[K]$ в соответствии с логикой принятой классификации ОК разбиты на соответствующие блоки (подматрицы) и считаются постоянными. При этом подматрицы имеют следующие размеры:

– подматрицы $[M_r]$, $[H_r]$, $[K_r]$ – квадратные размером (n_b, n_b) ;

– подматрицы $[M_{a\Sigma}], [H_a], [K_a]$ – квадратные размером $(2, 2)$;

– подматрицы $[M_{ra}], [H_{ra}], [K_{ra}]$ – прямоугольные размером $(n_b, 2)$;

– подматрицы $[M_{ar}], [H_{ar}], [K_{ar}]$ – прямоугольные размером $(2, n_b)$.

Отметим, что если в первой группе уравнений системы (10) положить $=0$, то получатся уравнения движения собственно роторной машины (без АБУ).

Таким образом, полученная в общем виде система уравнений (10) описывает движение МС произвольной РМ с автобалансиром пассивного типа. В структуре этих уравнений достаточно четко выделяются группы уравнений двух подсистем МС: первые n_r уравнений движения ОРМ (записанные в матричной форме) и последние n уравнений движения КГ в АБУ. Связь между подсистемами осуществляется посредством величин $\{f_a\}$, $nm[E]$, $\ddot{x}_A, \ddot{y}_A$ и носит несимметричный инерционный характер.

Важно отметить, что независимо от устройства и сложности конкретной РМ, уравнения движения КГ АБУ и их связь с подсистемой РМ всегда имеют одинаковый вид (инвариантны по отношению к подсистеме РМ). Данное обстоятельство создает основу для разработки единого общего подхода к изучению динамики АБУ, установленного на произвольную роторную машину, и выявлению фундаментальных закономерностей. Эта возможность является следствием принятой выше системы классификации ОК МС, благодаря чему удается кинетическую энергию подсистемы АБУ выразить явным образом через конкретные ОК.

4. Уравнения возмущенного движения

Полученные выше обобщенные уравнения не возмущенного движения МС (10) при некоторых дополнительных условиях допускают частный случай решения, соответствующий режиму идеальной автобалансировки системы. В этом случае КГ неподвижны относительно ротора, вращаясь абсолютно синхронно с ним с частотой ω , а колебания точки А отсутствуют. При этом движение МС описывается выражениями:

$$\{q_r\} = \{\tilde{q}_r(t)\}; \quad \{q_a\} = \{\tilde{q}_a(t)\} = \begin{Bmatrix} \tilde{x}_A(t) \\ \tilde{y}_A(t) \end{Bmatrix} \equiv 0; \quad (11)$$

$$\varphi_j = \tilde{\varphi}_j(t) = \omega t + \alpha_j, \quad \alpha_j = \text{const}, \quad j = 1, \dots, n.$$

Здесь выражение для $\{\tilde{q}_r(t)\}$, а также суммарные характеристики расположения КГ в АБУ $\sum_{j=1}^n \cos \alpha_j, \sum_{j=1}^n \sin \alpha_j$, определяются на основе (10) с

учетом (11) (см. [7]).

Дадим вариации обобщенным координатам:

$$\{q_r\} = \{\tilde{q}_r\} + \{\delta q_r\};$$

$$\{q_a\} = \{\tilde{q}_a(t)\} + \{\delta q_a\} = \{\delta q_a\} = \begin{Bmatrix} \delta x_A \\ \delta y_A \end{Bmatrix}; \quad (12)$$

$$\varphi_j = \tilde{\varphi}_j + \psi_j = \omega t + \alpha_j + \psi_j, \quad j = 1 \dots n,$$

где $\{\delta q_r\}$, $\{\delta q_a\}$ и $\delta \varphi_j = \psi_j$ – вариации ОК МС.

Далее подставляем (12) в систему (10) с учетом (11) и после преобразований линеаризируем.

В результате получаем обобщенные уравнения возмущенного движения МС, определяющие устойчивость автобалансировки, [7]:

$$[M_\Sigma] \{\delta \ddot{q}\} + [H] \{\delta \dot{q}\} + [K] \{\delta q\} + mR \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{\ddot{f}_a\} \end{Bmatrix} = \{0\};$$

$$\ddot{\psi}_j + h_\varphi \dot{\psi}_j - \frac{1}{R} \delta \ddot{x}_A \sin(\omega t + \alpha_j) +$$

$$+ \frac{1}{R} \delta \ddot{y}_A \cos(\omega t + \alpha_j) = 0, \quad j = 1 \dots n,$$

где

$$\{\delta q\} = \begin{Bmatrix} \{\delta q_r\} \\ \{\delta q_a\} \end{Bmatrix}; \quad \{f_a\} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin(\omega t + \alpha_j) \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos(\omega t + \alpha_j) \end{Bmatrix}.$$

5. Уравнения возмущенного движения с суммарными координатами АБУ

Анализ системы уравнений (13) в общем случае затрудняется неопределенностью количества уравнений и неизвестных в ней, которое зависит от числа КГ n . Однако существует возможность перейти от системы (13) к эквивалентной системе дифференциальных уравнений минимально возможной размерности независимо от параметра n [2, 3, 5, 7].

Введем новые суммарные обобщенные координаты, представляющие собой смещение общего центра масс всех КГ АБУ от его положения при идеальной (синхронной) автобалансировке. Эти суммарные ОК АБУ в проекциях на координатные оси, вращающиеся вместе с ротором, имеют вид:

$$\{\psi\} = \begin{Bmatrix} \psi_s \\ \psi_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin \alpha_j \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos \alpha_j \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

а в проекциях на неподвижные координатные оси:

$$\{f_a\} = \begin{Bmatrix} f_{as} \\ f_{ac} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin(\omega t + \alpha_j) \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos(\omega t + \alpha_j) \end{Bmatrix}. \quad (15)$$

Связь между ними

$$\{f_a\} = [T] \{\psi\} \text{ или } \{\psi\} = [T]^{-1} \{f_a\}, \quad (16)$$

где

$$[T(t)] = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix};$$

$$[T]^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \omega t & \sin \omega t \\ -\sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix}.$$

Суммарные ОК в виде (14) или в виде (15) уже фактически присутствуют в уравнениях движения ОРМ в (13). Далее уравнение для j -го КГ в (13) умножаем на $\sin \alpha_j$ и суммируем по всем КГ $j=1,2,\dots,n$. То же самое проделываем с $\cos \alpha_j$. В результате получаем два уравнения движения общего центра масс всех КГ. Причем эти уравнения зависят от суммарных ОК ψ_s , ψ_c и не зависят от координат φ_j отдельных КГ.

Используя введенные суммарные ОК АБУ $\{\psi\}$ в форме (14), обобщенная система (13) уравнений возмущенного движения МС для анализа устойчивости автобалансировки по первому приближению может быть преобразована к виду [7]:

$$\begin{cases} [M_\Sigma] \{\ddot{\delta q}\} + [H] \{\dot{\delta q}\} + [K] \{\delta q\} + mR \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{\ddot{f}_a\} \end{Bmatrix} = \{0\}; \\ \{\ddot{\psi}\} + h_\varphi \{\dot{\psi}\} + \frac{1}{2R} [d_c] [T]^{-1} \{\ddot{q}_a\} = \{0\}, \end{cases} \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} \{f_a\} &= [T] \{\psi\}; \\ \{\ddot{f}_a\} &= [T] \left(\{\ddot{\psi}\} + 2\omega [E_c] \{\dot{\psi}\} - \omega^2 \{\psi\} \right); \\ [d_c] &= 2 \sum_{j=1}^n \begin{bmatrix} \sin^2 \alpha_j & -\sin \alpha_j \cos \alpha_j \\ -\sin \alpha_j \cos \alpha_j & \cos^2 \alpha_j \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} (n - D_c) & -D_s \\ -D_s & (n + D_c) \end{bmatrix}; \\ D_c &= \sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j; \quad D_s = \sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j; \quad [E_c] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Эти же уравнения могут быть выписаны и через суммарные ОК АБУ $\{f_a\}$ в форме (15), для чего следует выполнить замену переменных (16).

Тогда обобщенная система уравнений возмущенного движения МС примет вид:

$$\begin{aligned} [M_\Sigma] \{\ddot{\delta q}\} + [H] \{\dot{\delta q}\} + [K] \{\delta q\} + mR \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{\ddot{f}_a\} \end{Bmatrix} &= \{0\}; \\ \{\ddot{f}_a\} + [H_\varphi] \{\dot{f}_a\} - [K_\varphi] \{f_a\} + \\ + \frac{1}{2R} [T] [d_c] [T]^{-1} \{\ddot{q}_a\} &= \{0\}, \end{aligned} \quad (18)$$

где

$$[H_\varphi] = \begin{bmatrix} h_\varphi & 2\omega \\ -2\omega & h_\varphi \end{bmatrix}; \quad [K_\varphi] = \begin{bmatrix} \omega^2 & -h_\varphi \omega \\ h_\varphi \omega & \omega^2 \end{bmatrix}.$$

Отметим, что матрица $[d_c]$, входящая в (17) и (18), характеризует общее геометрическое расположение всех КГ в АБУ в режиме идеальной автобалансировки. Она имеет физический смысл суммарного тензора инерции автобалансира относительно поперечных осей вращающегося ротора.

Полученные системы линейных уравнений движения МС в форме (17) или в форме (18) являются замкнутыми и, в отличие от (13), содержат минимально возможное число уравнений и независимых ОК, равное $(n_r + 2)$, причем независимо от числа КГ n . Соответственно анализ устойчивости автобалансировки можно выполнять по части ОК МС (а не по всем), что расширяет его возможности.

Структурно система уравнений возмущенного движения (17) (или (18)) разделяется на уравнения движения подсистемы ОРМ и подсистемы АБУ. Взаимосвязь между подсистемами в целом носит несимметричный инерционный характер. Причем подсистема ОРМ влияет на движения КГ только через силы инерции движения точки А крепления автобалансира (ускорения $\{\ddot{q}_a\}$). Кроме того, особенностью системы (17) является отсутствие восстанавливающей силы в подсистеме КГ АБУ.

В общем случае система уравнений возмущенного движения в форме (17) или (18) содержит периодические коэффициенты. Частота изменения этих коэффициентов в системе (17) равна ω , а в системе (18) – 2ω . Периодические коэффициенты входят во внедиагональные подматрицы связей между подсистемами МС, причем в форме матриц $[T]$ перехода к вращающейся системе координат. Будучи линейными, полученные уравнения движения допускают принципиальную возможность перехода к уравнениям с постоянными коэффициентами. В случае если роторная машина обладает осесимметричными свойствами, то это осуществляется путем перехода к вращающейся системе координат.

Обратим внимание также на следующую особенность уравнений движения в форме (18). В случае, если геометрическая матрица $[d_c]$ пропорциональна единичной матрице, система (18) принимает вид уравнений с постоянными коэффициентами, причем без трудоемкого перехода к вращающейся системе координат и для любой ОРМ. Такой частный случай расположения КГ в АБУ вполне возможен, более того по меньшей мере для простейшего ротора с автобалансиром он является самым неблагоприятным с точки зрения устойчивости [2, 4, 6].

Таким образом, исследование устойчивости в таком частном (особом) случае, с одной стороны, упрощается, а с другой стороны, вполне достаточно с практической точки зрения. Подобный подход в частности в работе [8] позволил впервые получить точное аналитическое решение для границы устойчивости автобалансировки простейшего ротора с многомассовым автобалансиром.

Заключение

Таким образом, в работе получены обобщенные уравнения движения роторных машин с многомассовым автобалансиром, выявлены особенности их структуры и показаны возможности повышения эффективности исследования устойчивости автобалансировки. Результаты получены на основе единого общего подхода и применимы для роторных машин весьма широкого класса.

Литература

1. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы / В.П. Нестеренко. – Томск: Изд-во Томского ун-та, 1985. – 84 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригу-

вальними вантажами / Г.Б. Філімоніхін. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.

3. Філімоніхін Г.Б. Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор – масивний корпус – автобалансир / Г.Б. Філімоніхін, В.В. Гончаров // Зб. наук. праць КНТУ, 2009, Вип. 22. – С. 357-363.
4. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков / А.Н. Горбенко // Проблемы прочности – 2003. – № 3 (363). – С. 120-129.
5. Горбенко А.Н. О формах собственных колебаний механической системы «ротор – автобалансир» / А.Н. Горбенко // Вибрации в технике и технологиях – 2007. – №2 (47). – С. 43-47.
6. Горбенко А.Н. Изменение границы устойчивости автобалансировки ротора шарами в процессе эксплуатации / А.Н. Горбенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №8 (55). – С. 156-159.
7. Горбенко А.Н. Основы общего подхода к анализу устойчивости роторных машин с пассивным автобалансиром / А.Н. Горбенко; Керченский гос. морской технол. ун-т. – Керчь, 2008. – 52с. – Рус. – (Деп. в ГНТБ Украины 07.07.2008, №108 – Ук2008).
8. Горбенко А.Н. Аналитическая оценка эксплуатационной устойчивости автобалансировки ротора на основе точного решения частной задачи / А.Н. Горбенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 109-114.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры А.А. Кислый, Керченский государственный морской технологический университет, Керчь, Украина.

ЗАГАЛЬНА СТРУКТУРА РІВНЯНЬ РУХУ РОТОРНИХ МАШИН З АВТОБАЛАНСИРОМ ПАСИВНОГО ТИПА

О.М. Горбенко

У роботі розглядається проблема нелінійної стійкості багатомасового автобалансируючого пристрою пасивного типу, встановленого на довільну роторну машину. Запропонована класифікація узагальнених координат, на основі чого отримана загальна математична модель руху механічної системи. Отримана узагальнена система рівнянь збудженого руху. Показана можливість скорочення числа рівнянь і незалежних змінних для дослідження стійкості автобалансування. Виконаний аналіз структури узагальненої системи рівнянь руху. Розглянуті особливості деяких окремих випадків.

Ключові слова: роторна машина, ротор, автобалансування, автобалансир, рівняння руху, стійкість.

THE GENERAL STRUCTURE OF THE MOVEMENT EQUATIONS OF ROTOR MACHINES WITH THE AUTOBALANCER OF PASSIVE TYPE

A.N. Gorbenko

The problem of nonlinear stability of the multimass autobalancing device of the passive type installed on rotor machines car is considered in the article. Classification of the generalized coordinates of mechanical system is offered and the general mathematical model of its movement is received. The generalized system of the equations of the perturbed movement is received. Possibility of cutting-down of number of the equations and independent variables for stability researching of autobalancing is shown. The analysis of structure of the generalized system of the equations of movement is made. Features of some special cases are considered.

Key words: rotor machine, rotor, autobalancing, the passive autobalancer, the movement equations, stability.

Горбенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченского государственного морского технологического университета, Керчь, Украина, e-mail: gan@kerch.net., www.gorbenko-a-n.narod.ru.

УДК 669.293.782.018.44

Ю.Б. НАЗАРЕНКО

Федеральное Государственное унитарное предприятие «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

ПЛОСКИЕ КОЛЕБАНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА АНИЗОТРОПНО УПРУГИХ ОПОРАХ

Рассматриваются плоские колебания вращающихся роторов на анизотропных упругих опорах. При вращении роторов на анизотропно упругих опорах возникают гармонические нагрузки, которые действуют на вал и на диски роторов с частотой, равной удвоенной частоте вращения ротора, и возбуждают колебания роторов. В результате рассмотрения уравнений динамического равновесия вращающегося ротора на анизотропно упругих опорах при реализации им плоских колебаний разработана методика определения критических частот вращения ротора, основанная на создании эквивалентной модели, позволяющей простым путем с применением метода конечных элементов (МКЭ) получать искомые результаты при определении собственных частот колебаний ротора.

Ключевые слова: ротор, вал, роликовый подшипник, критическая частота вращения ротора, плоские колебания, собственная частота колебаний, анизотропно упругие опоры, дисбаланс ротора, гармонические нагрузки, регулярная прецессия, синхронная прецессия.

Введение

Динамические расчеты вращающихся роторов ограничиваются, как правило, рассмотрением регулярной прецессии. При синхронной прецессии изогнутая ось вала вращается с частотой вращения ротора и не совершает физических колебаний. Возникновение в этом случае физических колебаний ротора невозможно, так как центробежные силы будут этому препятствовать.

В работе [1, 2] рассматривалась возможность возникновения плоских колебаний при создании ударных нагрузок на опоре.

В данной работе рассматривается возможность возникновения плоских колебаний во вращающихся роторах на анизотропно упругих опорах. Это возможно при появлении в системе возмущающей силы, действующей синхронно с колебаниями.

Плоские колебания приводят к возникновению новой критической частоты, которая не определяется традиционными методами расчета [3, 4].

1. Кинематика движения ротора на анизотропно упругих опорах

Рассмотрим кинематику движения ротора на анизотропно упругой опоре и критику ротора по первой изгибаемой форме колебаний.

Для оценки траектории движения ротора на анизотропной опоре «В» и влияния анизотропии на изгиб вала рассмотрим вал с одним диском (рис. 1).

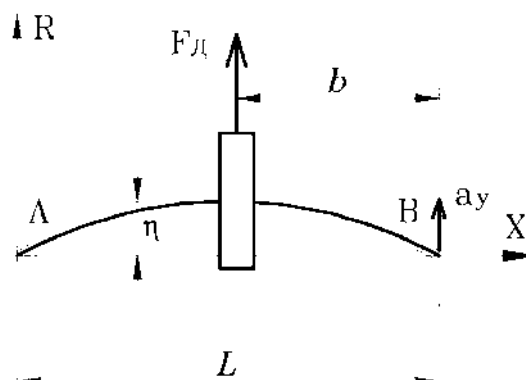


Рис. 1. Расчетная схема приложения силы к диску и на опоре

При действии на диск центробежной силы F_d при его дисбалансе на опоре В будет действовать сила равная $F_B = F_d * (L - b) / L$.

На изотропной опоре перемещения ротора, на опоре составит

$$R_O = \frac{M * \eta * \omega^2 (L - b)}{C_O * L}, \quad (1)$$

где M – масса диска;

η – смещение центра масс диска относительно его оси вращения;

ω – круговая частота вращения ротора;

C_O – жесткость изотропной опоры.

В случае анизотропных опор при различных жесткостях опор в направлении X и Y ротор на опоре будет совершать эллиптическое движение (рис. 2).

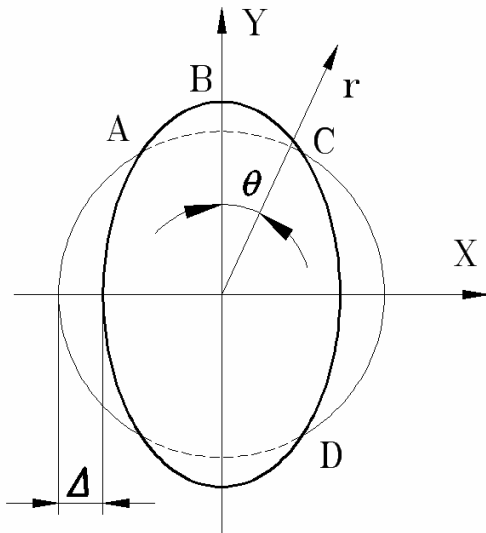


Рис. 2. Кинематика движения ротора на анизотропно упругой опоре

Уравнение перемещения оси вала ротора в цилиндрических координатах на анизотропно упругой опоре от центробежной силы опишем тригонометрической функцией

$$R = R_0 + \Delta \cdot \cos(2\omega t), \quad (2)$$

где Δ – амплитуда (максимальное значение) отклонения траектории вращения вала от круговой формы на опоре; t – время движения.

При отклонении траектории движения ротора от кругового движения на опоре будет возникать дополнительная реакция

$$F = \Delta F \cdot \cos(2\omega t) \quad (3)$$

и дополнительное линейное ускорение $a = \Delta F/m$ (где m – масса ротора, приходящаяся на анизотропную опору).

Амплитуду отклонения траектории вращения от круговой формы определим как перемещение от действия дополнительного ускорения при вращении ротора от т. А до т. В (начало координат смещаем в т. А)

$$\Delta = \int_0^{T/8} (\Delta F/m) \cdot \cos 2(\omega t - \pi/4) \cdot t \cdot dt =$$

$$(\Delta F/m) \cdot (1/2\omega)^2 \cdot [(-2\omega \cdot t) \cdot \sin 2(\omega t - \pi/4) + \cos 2(\omega t - \pi/4)] = \frac{(\Delta F/m)}{(2\omega)^2}. \quad (4)$$

На первом этапе принимаем амплитуду изменения дополнительной силы без учета радиального перемещения вала ротора на опоре

$$\Delta F = \frac{F_B \cdot (C_X - C_Y)}{(C_X + C_Y)}, \quad (5)$$

где C_X и C_Y – жесткости опоры в направлении осей X и Y .

Подставляя (5) в (4), получим амплитуду отклонения траектории вращения вала от круговой формы на опоре и уточненное значение амплитуды отклонения дополнительной силы

$$\Delta F = \frac{F_B \cdot (C_X - C_Y)^2}{8 \cdot \omega^2 \cdot m \cdot (C_Y + C_X)}. \quad (6)$$

При этом при перемещении ротора от т. А до т. С на опоре будет действовать сила и ускорение, направленные в ту же сторону, что и прогиб вала.

Это ускорение приведет к уменьшению центробежной силы, вызывающей прогиб вала. Вал в этом случае будет уменьшать свой прогиб.

При перемещении ротора от т. С до т. D дополнительная сила на опоре будет действовать навстречу центробежной силе от неуравновешенной массы диска и в этом случае будет происходить увеличение прогиба вала.

Кроме этого, дополнительная сила, возникающая из-за разности жесткостей в ортогональных направлениях, будет возбуждать вынужденные колебания ротора с удвоенной частотой его вращения.

2. Плоские колебания вращающегося ротора на анизотропных опорах

Для определения условия потери устойчивости ротора на критической частоте при возмущающей силе, действующей с удвоенной частотой вращения ротора, рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при невращающемся роторе (рис. 3).

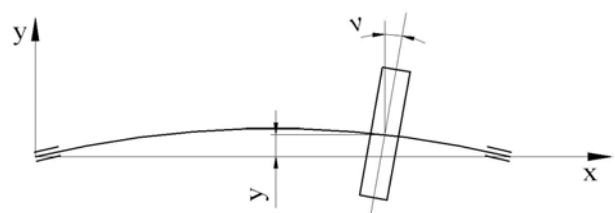


Рис. 3. Расчетная схема ротора с одним диском

$$m \ddot{y} + \alpha y - \delta \dot{v} = 0$$

$$J_c \ddot{v} - \gamma y + \beta v = 0, \quad (7)$$

где α и γ – поперечная сила и момент от единичного прогиба вала вместе установки диска;

δ и β – поперечная сила и момент от единичного углового смещения диска;

m и J_c – масса и осевой момент инерции диска;

y и v – поперечное перемещение и угол поворота диска.

Подставляя решение уравнений (7) в виде $y=y_0 \cos 2pt$ и $v=v_0 \cos 2pt$, получим

$$\begin{aligned} -4mp^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ -4J_c p^2 v_0 - \eta y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (8)$$

где y_0 и v_0 – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний; p – частота колебаний.

Для вращающегося диска в системе координат, связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой ω), в уравнение (8) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + m\omega^2 y + \alpha y - \delta v &= 0; \\ J_c \ddot{v} - (J_p \lambda - J_c \omega) v \lambda - \gamma y + \beta v &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где J_p – полярный момент инерции; λ – частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротор совершает два движения: круговое вращение и гармоническое колебание.

Принимая для тонких дисков $J_c = J_p/2$ и рассматривая прецессию как синхронную при изменяющихся значениях поперечных и угловых перемещений в соответствии с фазой колебаний, получим значение гироскопического момента

$$M = (J_p \lambda - J_c \omega) v \lambda = -J_c v \omega^2. \quad (10)$$

Подставляя решение уравнений (9) в виде $y=y_0 \cos 2\omega t$ и $v=v_0 \cos 2\omega t$ и после упрощений (10), получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора

$$\begin{aligned} -5m\omega^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ -3J_c \omega^2 v_0 - \eta y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (11)$$

где y_0 и v_0 – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (11), при возбуждении колебаний дисков ротора силой, вызванной анизотропией опоры, с частотой колебаний равной удвоенной частотой его вращения, критическую частоту вращения ротора можно рассчитать как собственную частоту неподвижного ротора при увеличении осевого момента инерции дисков в три раза и увеличения их массы в пять раз.

Произведем расчет критической частоты вращения вала с одним диском при его удалении от анизотропно-упругой опоры на расстояние $b=L/4$.

Принимаем вал с изгибной жесткостью $EJ=1,66 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ при его длине $L=1000 \text{ мм}$ и погонной массе $5,3 \text{ кг/м}$. Диск с массой $30,6 \text{ кг}$ и осевым моментом инерции $0,48 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Критическая частота вращения ротора составит $46,2 \text{ Гц}$, а собственная частота плоских колебаний – $92,4 \text{ Гц}$ (рис. 4). При этом критическая частота ротора на изотропных опорах составляет $107,9 \text{ Гц}$.

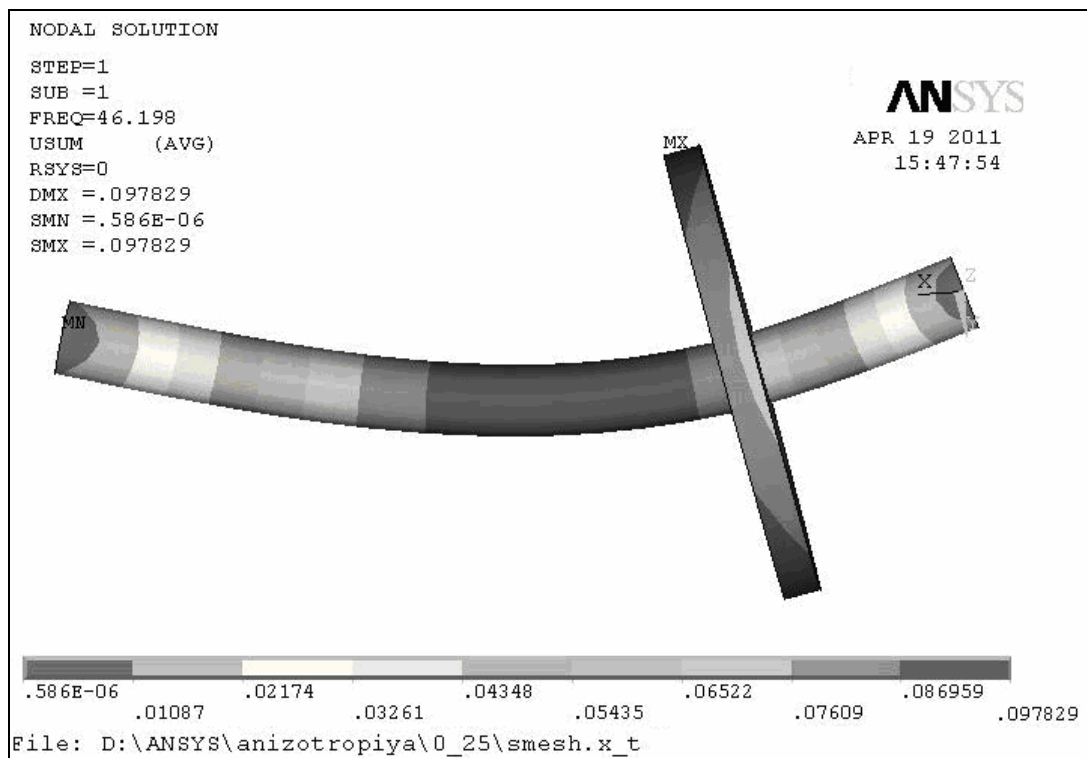


Рис. 4. Критическая частота вала с одним диском при его удалении от анизотропной опоры на расстоянии $b = L/4$

Заключение

Как видно из проведенных исследований наличие анизотропии опор приводит к возникновению возбуждающей силы с удвоенной частотой вращения ротора, которая даже в отсутствии резонанса возбуждает вынужденные колебания ротора с удвоенной частотой его вращения.

Данное явление неоднократно наблюдалось и фиксировалось методами вибродиагностики в спектре частот на корпусах работающих двигателей.

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом

взаимодействии роторов двухвальных турбореактивных двигателей / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Двигатель (ЦИАМ). – 2010. – №3. – С. 32-34.

2. Назаренко Ю.Б. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Вестник двигателестроения. – 2010. – №2. – С. 146-149.

3. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов / Д.В. Хронин. – М.: Машиностроение, 1970. – 411 с.

4. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Поступила в редакцию 25.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Е. Колотников, Генеральный конструктор ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

ПЛОСКІ КОЛИВАННЯ РОТОРІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ НА АНІЗОТРОПНИХ ПРУЖНИХ ОПОРАХ ПРИ ЇХ ОБЕРТАННІ

Ю.Б. Назаренко

Розглядаються плоскі коливання роторів на анізотропно-пружних опорах при їх обертанні. При обертанні роторів на анізотропно-пружних опорах виникають гармонічні навантаження, які, діючи на вал та на диски роторів з частотою, яка дорівнює подвійній частоті обертання ротора, збуджують коливання останнього. В результаті розгляду рівнянь динамічної рівноваги ротора на анізотропно-пружних опорах при реалізації ним плоских коливань розроблена методика визначення критичних частот обертання ротора, яка основана на створенні еквівалентної моделі, дозволяючої простим шляхом із застосуванням методу кінцевих елементів (МКЕ) одержати шукані результати при визначенні власних коливань ротора.

Ключові слова: ротор, вал, роликівий підшипник, критична частота обертання ротора, плоскі коливання, власна частота коливань, анізотропно-пружні опори, дисбаланс ротора, гармонічні навантаження, регулярна прецесія, синхронна прецесія.

THE PLANAR VIBRATIONS OF THE ROTATING GAS TURBINE ENGINE ROTORS ON THE ANISOTROPIC ELASTIC SUPPORT BEARINGS

Yu.B. Nazarenko

In this article the analysis of the planar vibrations of the rotating rotors on the anisotropic elastic support bearings is presented. During the rotor rotation on the anisotropic elastic support bearings the harmonic loads are brought about; these harmonic loads influence the shaft and the rotor discs with a frequency equal to a duplicated frequency of the rotor rotation and excite the rotor oscillations. The analysis of the equation of the dynamic balance of the rotating rotor on the anisotropic elastic support bearings in the process of rotor's planar vibrations gave the opportunity to create a method of estimating the value of critical revolution frequency of the rotors, based on elaboration of the equivalent model, which provides a means of rotor's self-resonant frequency calculation with a simple procedure using Finite element analysis (FEA).

Key words: rotor, bearing shaft, roller bearing, critical revolution frequency of the rotor, planar vibrations, self-resonant frequency, anisotropic elastic support bearings, rotor imbalance, harmonic loads, regular precession, synchronous precession.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, ведущий конструктор ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

А.Г. КОСТЮК¹, В.Ф. ШАТОХИН², С.Д. ЦИММЕРМАН²¹Московский энергетический институт, Россия²ОАО «Калужский турбинный завод», Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ МНОГООПОРНОГО РОТОРА С ОБКАТОМ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ

Приведен алгоритм и результаты численного моделирования движения неуравновешенного ротора с контактом со статором (задеванием о статор или обкатом по статору) после внезапной разбалансировки ротора. Предполагается, что жёсткость и демпфирование в опорах разные в горизонтальном и вертикальном направлении колебаний и зависят от скорости вращения ротора, на которой произошла разбалансировка ротора. Кроме этого, в месте контакта ротора со статором учитывается демпфирование, связанное с деформацией (перемещением) статора, которое может быть обеспечено специальными демпферными устройствами. Показано, что достаточное демпфирование в опорах ротора и в статоре, приводит к постепенному погашению явления обката, переходу к движению ротора по установившейся траектории (последнее зависит от многих факторов и, в том числе, от уровня разбалансировки ротора). Причиной развития асинхронного обката и значительных радиальных сил в точке контакта, как установлено, являются неконсервативные силы, возникающие в процессе контакта. По виду они идентичны силам в масляной плёнке подшипников скольжения и аэродинамическим силам рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбины, вызывающим потерю устойчивости движения ротора.

Ключевые слова: многоопорный ротор, обкат ротора по статору, асинхронный обкат, внезапная разбалансировка ротора, жёсткость и демпфирование в опорах, в месте контакта ротора со статором.

В ряде работ [1 – 4, 7, 11 – 13] рассматривается явление обката неуравновешенного ротора по статору, как процесс, появление и развитие которого в короткий промежуток времени может привести к разрушительным последствиям для турбоагрегата (ТА). При этом наиболее опасной формой обката является асинхронный обкат, который характеризуется изменением направления и величины угловой скорости прецессионного движения ротора и чрезвычайным возрастанием радиальных сил давления на статор.

Опыт эксплуатации турбин показывает, что, в лучшем случае, после такого рода обката приходится перелопачивать несколько ступеней и заменять уплотнения на новые. В более худшем случае это приводит к вытяжке мощных болтов, стягивающих верхний и нижний корпуса турбины, а расточка корпуса турбины приобретает яйцеобразную форму с натирами на поверхности корпуса и ротора.

В работах [1-4, 7, 11-13] исследованы особенности явления обката, качественное влияние различных факторов на развитие самого процесса [13], но схематизация ротора в виде одномассовой модели ограничивает возможность учёта особенностей конструкции конкретного ротора, вращающегося, например, в подшипниках скольжения, переменной

жёсткости уплотнений, корпуса (статора) в месте контакта.

В данной работе авторы переходят к более сложной схематизации ротора на опорах с учётом параметров статора в месте контакта, так как характер нестационарных (переходных) колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки с периодическим или постоянным контактом со статором зависит от динамических характеристик системы ротор-опоры-статор.

1. Постановка задачи

В алгоритме численного исследования процесса нестационарных колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки приняты следующие основные положения:

– ротор опирается на подшипники скольжения (опоры) и взаимодействует со статором через паровую или газовую среду в проточной части и уплотнительных устройствах, а также в месте контакта со статором, если перемещения ротора превышают величину зазора между ротором и статором; жёсткость элементов статора в районе опор заметно выше жёсткости масляной плёнки опорных подшипников скольжения;

– система ротор-опоры-статор до задевания ротора о статор, например в уплотнениях, является линейной;

– внезапная разбалансировка ротора происходит в одном сечении j ;

– касание вращающегося ротора со статором происходит в одном сечении j (одной точке по длине ротора); одновременный контакт в нескольких точках по длине ротора здесь не рассматривается;

– до задевания ротора о статор в точке j учитывается величина зазора между ротором и статором, определяющая момент контакта, а после задевания – параметры статора (жесткость, демпфирование), трение в месте контакта. Жесткость статора в месте контакта представляется либо в форме зависимости «сила-деформация» $R = f(w)$ (рис. 1, б, в), либо в форме обобщенной характеристики-гистерезисной петли, когда учитываются не только деформация статора, но и направление скорости деформации статора.

Тогда $R = f(\bar{w}, \dot{\bar{w}})$, и характеристика статора представляется в виде петли гистерезиса (рис. 1, а). Здесь R не зависит от величины $\dot{\bar{w}}$, а зависит лишь от изменения направления $\dot{\bar{w}}$. При этом под «деформированием» статора следует понимать, в том числе, и перемещения статора на податливых или демпферных устройствах.

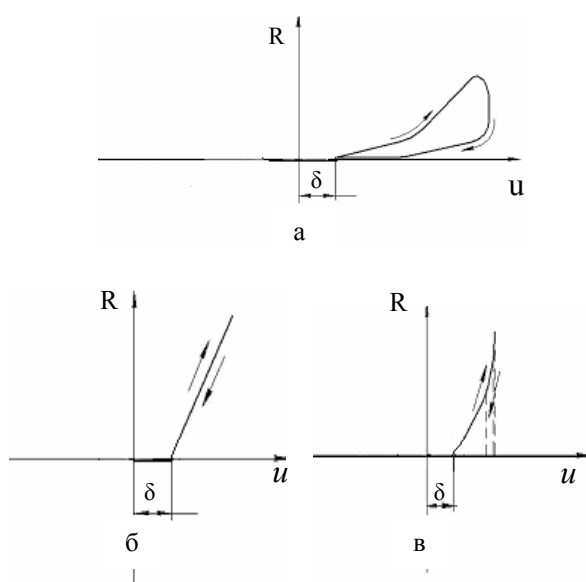


Рис. 1. Характеристика жесткости статора

Система уравнений движения многоопорного ротора в пределах сохранения линейных характеристик связей (опор, аэродинамических сил взаимодействия ротора со статором) имеет вид:

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C] \cdot \bar{w} = \bar{q}, \quad (1)$$

где: $\bar{w}$ – вектор смещений (скоростей $\dot{\bar{w}}$ и ускорений $\ddot{\bar{w}}$) в сечениях ротора; $[M]$, $[B]$, $[C]$ – глобальные матрицы инерции, демпфирования, жесткости системы ротор-опоры-статор; $\bar{q}$ – вектор внешних сил, вызванных внезапной разбалансировкой в точке j ; в этом случае только две компоненты в векторе $\bar{q}$ будут отличны от нуля. Если в результате какого либо воздействия ротор коснется статора, то система уравнений (1) становится нелинейной в соответствии с нелинейностью характеристик статора (рис. 1) как связи, сохраняющейся в процессе всего времени контакта.

2. Колебания неуравновешенного ротора в пределах зазора

Ротор представлен в виде стержня переменного сечения с распределенной в пределах каждого участка массой $v = \rho \cdot F$ (F – площадь поперечного сечения участка ротора с постоянным диаметром; ρ – плотность материала); EI – изгибная жесткость (E – модуль упругости материала участка ротора; I – момент инерции поперечного сечения).

Пусть n – число таких участков (число конечных элементов).

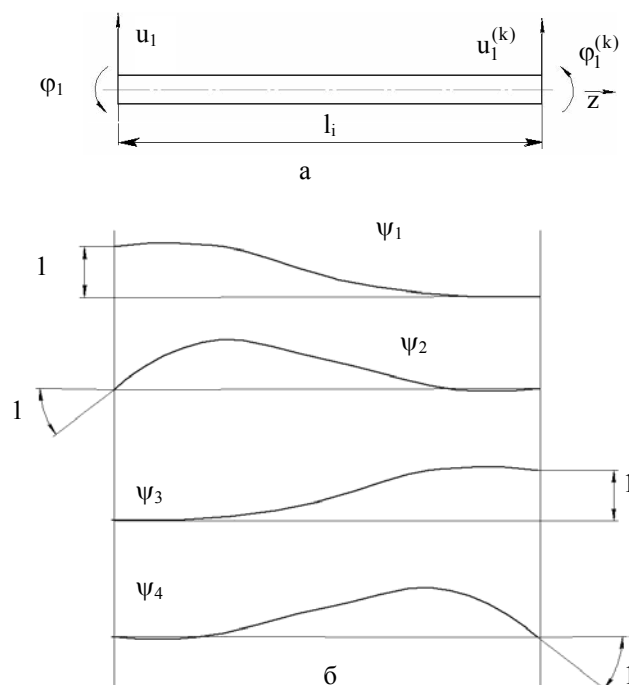


Рис. 2. Горизонтальная плоскость колебаний: а – составляющие (u_1, l) вектора смещений в узлах к.э.; б – изменение значений функций Эрмита в пределах к.э.

Для цилиндрического конечного элемента (к.э.) представляющего собой стержень длиной l_i ,

линейной плотностью ν форму прогиба w_1, w_2 в плоскости (1 и 2) можно представить в виде (2) [8]:

$$\bar{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} - \text{вектор смещений,} \quad (2)$$

где:

$$w_1 = u_1 \cdot \psi_1 + \phi_1 \cdot \psi_2 + u_1^{(k)} \cdot \psi_3 + \phi_1^{(k)} \cdot \psi_4;$$

$$w_2 = u_2 \cdot \psi_1 + \phi_2 \cdot \psi_2 + u_2^{(k)} \cdot \psi_3 + \phi_2^{(k)} \cdot \psi_4;$$

$$\psi_1 = 1 - 3 \cdot \xi^2 + 2 \cdot \xi^3;$$

$$\psi_2 = l \left(\xi - 2 \cdot \xi^2 + \xi^3 \right);$$

$$\psi_3 = 3 \cdot \xi^2 - 2 \cdot \xi^3;$$

$$\psi_4 = l \left(-\xi^2 + \xi^3 \right);$$

$\xi = z/l$ – относительная координата по длине к. э.; ψ_i – координатные функции в виде функций Эрмита.

Координатные функции ψ_i удовлетворяют условиям непрерывности смещения u , угла поворота $du/dz = u'$ на стыке двух смежных к. э.. Поэтому упругая линия и её наклон для стержня будут непрерывны по всей длине стержня.

По физическому смыслу эти функции есть упругие линии конечного элемента при единичных деформациях на его концах и заделке противоположного конца [8, 18]. В качестве узлов (рис. 2, а) выбраны концевые сечения (в начале и в конце) конечного элемента. $u_1, \phi_1, u_1^{(k)}, \phi_1^{(k)}$ – параметры (смещения – u , углы поворота ϕ) в узлах элемента для плоскости 1. Положительные направления этих величин в плоскости 1 и 2 показаны на рис. 2, а и рис. 3; индекс (1) внизу указывает на параметры в плоскости 1 колебаний, индекс (2) – в плоскости 2 (1, 2 – соответственно, горизонтальная и вертикальная плоскость колебаний).

На основании зависимостей для потенциальной и кинетической энергии стержневого к. э. и выражений (2) матрицы жёсткости $[C]_{(i)}$ и инерции $[M]_{(i)}$ для i -го к. э. ротора будут иметь вид (3, 4).

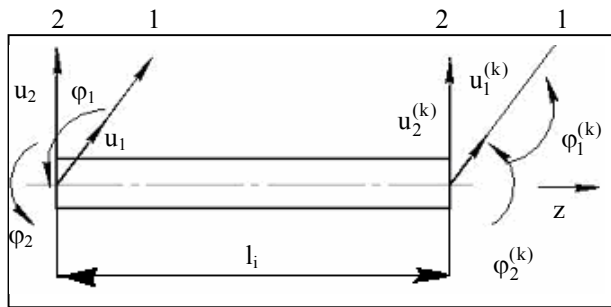


Рис. 3. Составляющие вектора смещений $\bar{w}$ к. э. при колебаниях в двух плоскостях

$$[C]_{(i)} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[M]_{(i)} = \frac{\nu l}{420} \times \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ 13l & 3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

При переходе от одного к. э. ко всей конструкции ротора как ступенчатого стержня необходимо исключить повторяющиеся параметры (u, ϕ) в узлах соседних к. э., так как параметры в конце i -го к. э. совпадают с параметрами в начале $(i+1)$ -го к. э. Выполнив ряд преобразований, аналогичных изложенным в [8], можно получить глобальную матрицу инерции $[M]$ ротора и матрицу жёсткости C_w ротора в виде ленточных кодиагональных матриц. Составляющими матрицы жёсткости и глобальной матрицы инерции ротора являются, соответственно, матрицы (3), (4).

Вектора смещений $(\bar{u}, \bar{\phi})$ и силовых факторов $(\bar{Q}, \bar{m})$ в узлах конечных элементов (сечениях ротора) будут иметь вид (9):

$$\bar{w}_i = \begin{bmatrix} u_1 \\ \phi_1 \\ u_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix}_i; \quad \bar{Q}_i = \begin{bmatrix} Q_1 \\ m_1 \\ Q_2 \\ m_2 \end{bmatrix}_i, \quad (5)$$

где; Q_1, Q_2 – поперечные силы; m_1, m_2 – изгибающие моменты в узле i -го к. э. для плоскостей 1 и 2 колебаний; узлом i -го к. э. считается его левая граница.

Взаимодействие многоопорного ротора (валопровода) с подшипниками скольжения и аэродинамическим потоком (паровым, газовым) определяется квазиупругими и квазивязкими силами. В общем случае эти силы зависят от смещений и скоростей смещений в узлах соответствующих к. э. по длине

ротора, связанных с точками приложения соответствующих сил. Подробная характеристика сил в масляной плёнке подшипников скольжения и сил аэродинамического потока дана в [8-10]. Здесь приводятся основные зависимости, необходимые для формирования глобальных матриц жёсткости [C] и демпфирования [B].

Жёсткость и демпфирование в масляной плёнке подшипников скольжения разные в горизонтальной и вертикальной плоскости колебаний и зависят от скорости вращения ротора, при которой произошла внезапная разбалансировка. Основные составляющие реакции масляной плёнки опорного подшипника скольжения имеют вид:

$$-\bar{q}_{j_1}^{(M)} = K_{j_1}^{(M)} \bar{u}_{j_1} + B_{j_1}^{(M)} \dot{\bar{u}}_{j_1}, \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}_{j_1} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} \begin{bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \end{bmatrix}_{j_1},$$

где j_1 – текущий номер сечения ротора, совпадающий с номером к. э., связанного с подшипником скольжения; $K_{j_1}^{(M)}, B_{j_1}^{(M)}, \bar{u}_{j_1}, \dot{\bar{u}}_{j_1}$ – матрицы коэффициентов жёсткости, коэффициентов демпфирования масляной плёнки опорного подшипника и вектора линейных смещений, скоростей ротора в сечении j_1 . Коэффициенты жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения определяются по методикам, ссылки на которые приведены в [8, 15, 16]. В матрицу жёсткости $K^{(M)}$ опор ротора войдут, таким образом, параметры жёсткости масляной плёнки каждой опоры.

Силы аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях (индексы t, y) турбины классифицируются следующим образом:

- *венцовые* силы – на венцах рабочих лопаток;
- *лабиринтные* силы – в надбандажных, диафрагменных и концевых уплотнениях.

В общем случае, силы аэродинамического потока пропорциональны смещениям (u) оси вала и углу наклона (φ) оси вала к оси расточки уплотнения:

$$-\bar{q}_{j_2} = K_{j_2}^{(t)} \bar{u}_{j_2} + K_{j_2}^{(y)} \bar{\varphi}_{j_2}, \quad (7)$$

$$-\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}_{j_2} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_2}^{(t)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}_{j_2} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_2}^{(y)} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}_{j_2},$$

где j_2 – текущий номер сечения ротора, в котором приложены венцовые силы или силы в уплотнениях (лабиринтные силы); $\bar{u}_{j_2}, \bar{\varphi}_{j_2}$ – вектора линейных и угловых смещений ротора в сечении j_2 . Коэффициенты жёсткости, входящие в матрицы $K^{(t)}, K^{(y)}$,

определяются по методикам [8 – 10]. Каждая из матриц $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(y)}$ формируется отдельно.

При формировании глобальной матрицы жёсткости [C] системы ротор-опоры-уплотнения в соответствующих сечениях, где приложены неконсервативные силы аэродинамического потока, силы масляной плёнки подшипников скольжения, матрицы жёсткости суммируются:

$$[C] = C_w + (K^{(M)}) + (K^{(t)}) + (K^{(y)}), \quad (8)$$

где C_w – матрица жесткости ротора; $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(y)}$ – матрицы жёсткости опор (индекс m), аэродинамического потока (индексы t, y); $()$ – означает, что суммирование происходит только по совпадающим сечениям (узлам) к. э. ротора и точек приложения сил со стороны подшипников, аэродинамического потока.

Глобальная матрица демпфирования [B]

включает в себя демпфирование $B^{(M)}$ в опорных подшипниках скольжения ротора и заполняется в местах соответствующих к. э., связанных с опорами ротора.

Возбуждающие силы. Если представить вектор небаланса при внезапной разбалансировке в сечении j $\bar{e} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix}$ в виде составляющих e_1, e_2 на оси подвижной системы координат [8, 14, 15], а m_j – масса конечного элемента, то две компоненты вектора $\bar{q}$ будут иметь вид:

$$\bar{q} = m_j \cdot \omega^2 \begin{bmatrix} e_1 & -e_2 \\ e_2 & e_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\omega t) \\ \sin(\omega t) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

ω – угловая скорость вращения ротора в момент внезапной разбалансировки; $e_1 \neq 0; e_2 = 0$ соответствует разбалансировке в горизонтальной плоскости, $e_1 = 0, e_2 \neq 0$ – разбалансировке в вертикальной плоскости.

Порядок глобальных матриц системы уравнений (1) $n \times 4$.

В пределах движения ротора в зазоре (до контакта со статором или после разрыва контакта) интегрируется система уравнений движения (1) при нулевых начальных условиях в момент времени $t = 0$.

3. Колебания неуравновешенного ротора при задевании о статор

Результаты исследований [6, 15] показывают, что наиболее опасным случаем внезапной разбалансировки ротора, при прочих равных условиях, является разбалансировка в зоне пучности колебаний ротора. Поэтому из анализа конструкции предвари-

тельно оценивается место возможной разбалансировки ротора, а из спектра частот и форм собственных колебаний (или линий динамического прогиба при вынужденных колебаниях от соответствующей неуравновешенности) ротора выбирается положение пучностей прогиба ротора.

Формы собственных колебаний, линии динамического прогиба могут быть определены, например, по методикам, разработанным в [14 – 16].

При контакте ротора со статором в некотором сечении j возникает их силовое взаимодействие: появляется нормальная сила реакции N со стороны статора и сила реакции T , приложенная к ротору по касательной навстречу относительного смещения ротора и статора в точке контакта.

Принимаем модель взаимодействия ротора со статором в виде:

$$N = K_{\text{ст}}(u - \delta), \quad (10)$$

$$T = fN, \quad (11)$$

где $u = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}$ – радиальное смещение ротора в месте контакта;

f – коэффициент трения скольжения в месте контакта;

δ – зазор между ротором и статором в месте контакта;

$K_{\text{ст}}$ – жёсткость статора (в общем случае зависит от деформации и от направления скорости деформации статора, рис. 1, а).

В системе уравнений (1), описывающих движение ротора в зазоре, в случае контакта со статором в сечении j изменятся лишь уравнения для j -го конечного элемента, начало которого совпадает с j -м сечением ротора.

В уравнениях для j -го конечного элемента появятся члены, учитывающие параметры статора в месте контакта:

$$\begin{aligned} K_{\text{ст}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 - K_{\text{ст}} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = \\ = a_{11} \cdot u_1 + a_{12} \cdot u_2; \\ K_{\text{ст}} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 + K_{\text{ст}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = \\ = a_{21} \cdot u_1 + a_{22} \cdot u_2, \end{aligned} \quad (12)$$

$K_{\text{ст}}$ - определяется на каждом шаге интегрирования уравнений движения в соответствии с рис. 1, как отношение силы к величине деформации $(u - \delta)$ статора. Матрица жёсткости конечного элемента, соответствующего сечению j ротора, должна быть дополнена матрицей жёсткости статора. При колебаниях ротора в плоскостях 1 и 2 матрица жёсткости статора в месте контакта будет иметь вид:

$$K_J^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где

$$a_{11} = a_{22} = K_{\text{ст}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right);$$

$$a_{12} = -a_{21} = -K_{\text{ст}} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right).$$

В процессе контакта ротора со статором глобальная матрица жёсткости (8) системы ротор-опоры-уплотнения изменится, и для системы ротор-опоры-статор будет иметь вид:

$$[C_k] = [C] + (K_J^{(k)}), \quad (14)$$

где $K_J^{(k)}$ – матрица жёсткости статора непосредственно в месте контакта, элементы которой меняются в процессе контакта в соответствии с изменением деформации статора (рис. 1).

Таким образом, система уравнений движения (15) ротора с контактом со статором будет отличаться от системы уравнений (1) движения ротора без контакта со статором (движение в зазоре) матрицей жёсткости. Уравнение движения ротора с контактом со статором будет иметь вид:

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C_k] \cdot \bar{w} = \bar{q}, \quad (15)$$

где $[C_k]$ – глобальная матрица жёсткости, в j -м элементе которой встроена матрица $K_J^{(k)}$, учитывающая параметры статора в месте контакта с ротором.

При этом в момент движения ротора внутри зазора δ (в начальный момент разбалансировки или после разрыва контакта со статором вплоть до следующего входа в контакт) решается система уравнений (1), а после входа в контакт со статором, вплоть до следующего разрыва контакта ротора со статором, решается система уравнений движения (15). В соответствующие моменты входа или выхода из контакта формируются начальные условия для решения уравнений движения (1) или (15), соответственно.

При этом реализованы, как и в [13], линейная или нелинейная, в соответствии с рис. 1, характеристики жёсткости статора.

Связанность колебаний ротора в двух плоскостях 1 и 2, таким образом, определяется наличием перекрёстных членов в матрицах жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения (6), аэродинамических сил (7) и сил в процессе контакта со статором (12).

Причиной развития явления обката, особенно наиболее опасной его формы – асинхронного обката и связанного с ним значительного возрастания ради-

альных сил в точке контакта, как видно из (12), являются силы, возникающие в процессе контакта. По виду они идентичны силам в масляной плёнке подшипников скольжения и аэродинамическим силам рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбины, вызывающим потерю устойчивости движения ротора.

Анализ результатов нестационарных колебаний, полученных в [3] и [12, 13], показывает, что развитие явления обката, если для него сложились соответствующие условия (величина коэффициента трения скольжения f , величина разбалансировки $\bar{e}$, зазор между ротором и относительно жёстким элементом статора, незначительные потери (демпфирование) в опорах и в месте контакта со статором, достаточная величина жёсткости статора), происходит в короткий промежуток времени t . Существующие системы отключения нагрузки (например, отключение генератора от сети) имеют более значительные временные интервалы. Поэтому далее рассматривается (в соответствии с изложенным в [12, 13]) задача нестационарных колебаний ротора, когда генератор от сети не отключён и, следовательно, $\omega = \text{const}$ в процессе контактов ротора со статором. Принципиальной разницы в результатах интегрирования уравнений движения ротора без отключения генератора от сети и с отключением на начальном интервале времени развития нестационарных (переходных) колебаний не будет. Разница будет лишь в результатах на значительных промежутках времени исследования процесса обката, до которых, как показывают результаты [3, 7, 12, 13], конструкция не сохранит свою целостность из-за значительных радиальных сил, возникающих в месте контакта в случае развития асинхронного обката. Короче говоря, отключение генератора от сети при развитии асинхронного обката случится, когда уже будет пройдена точка «невозврата» с точки зрения целостности турбоагрегата как конструкции.

Для интегрирования систем уравнений (1, 15) движения ротора без контакта и с контактом со статором выполняется стандартная (аналогично [12-14]) процедура сведения уравнений (1, 15) к системам уравнений первого порядка и решения полученных уравнений с использованием специальных методов [17] для задач Коши. Порядок матриц систем уравнений первого порядка будет $n \times 8$.

Все расчёты по численному моделированию переходных колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки выполнены с помощью разработанного комплекса программ для ПК. Алгоритм расчёта позволяет исследовать влияние различных факторов на явление обката и реакцию ротора на уровень возможной разбалансировки ротора. Ниже представлены некоторые

результаты, показывающие возможности разработанного алгоритма.

4. Результаты исследований

Для исследования движения ротора при различных значениях веса оторвавшегося груза на рабочей скорости вращения ω приняты данные, аналогичные [12, 13]: $g=981 \text{ см/с}^2$ – ускорение свободного падения; $G = 500 \text{ кгс}$ – вес ротора; $\omega=314 \text{ рад/с}$ – скорость вращения ротора при внезапной разбалансировке; $\delta=0,25 \text{ см}$ – зазор между ротором и статором; $f=0,15$ – коэффициент трения скольжения между ротором и статором; ϵ_d – допустимый уровень разбалансировки (определяется особенностями конструкции ротора с учётом результатов численного исследования переходных колебаний). Основные геометрические, жёсткостные и инерционные характеристики участков ротора, параметры неконсервативных сил в подшипниках и аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях турбины, необходимые для составления глобальных матриц системы ротор-опоры-статор, определяются аналогично используемым при рабочем проектировании программам [14 – 16] для ПК динамики роторов. Некоторые значения параметров приведены на рис. 4 – 8.

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-деформация» представлена на рис. 4. Наклон участка 1 (рис. 4) менялся в процессе вариантных расчётов. Малые сопротивления движению ротора со стороны усов уплотнений, установленных с зазором $\delta_0 < \delta$, пружин обойм уплотнений учитывались в вариантных расчётах, но они не оказывают существенного влияния на движение ротора и не могут вызвать обкат ротора по статору.

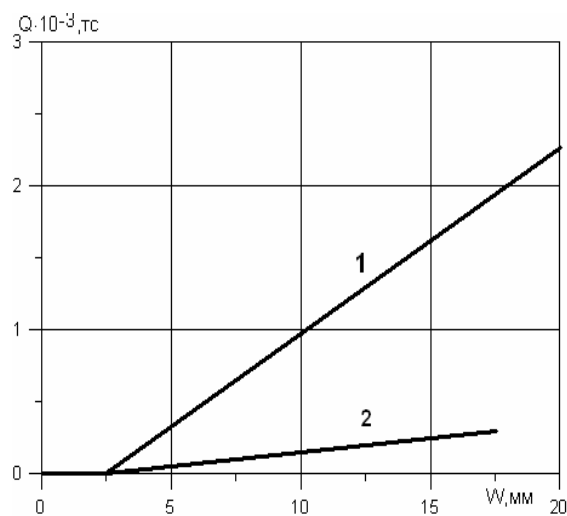


Рис. 4. Жёсткостная характеристика статора в месте контакта:

- 1 – нагрузочная часть петли гистерезиса;
- 2 – разгрузочная часть

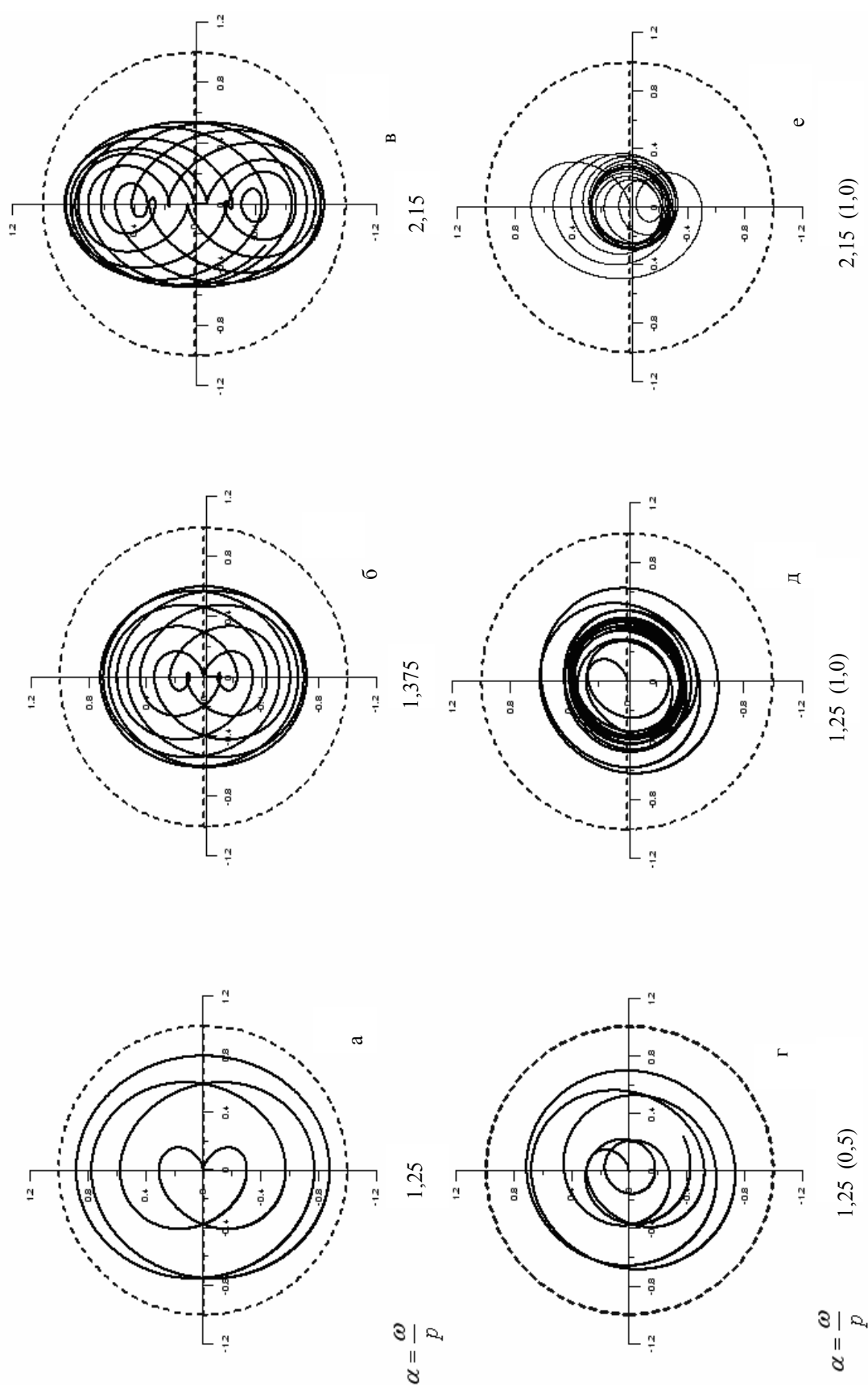


Рис. 5. Движение геометрического центра неуравновешенного ротора в зазоре (без контакта со статором) после внезапной разбалансировки в горизонтальной плоскости в зависимости от соотношения частот ($\alpha = \omega/p$) при отсутствии демпфирования (рис. 5, а – 5, в) и с демпфированием (рис. 5, г – 5, е); p – собственная частота колебаний ротора на равножестких опорах; $\omega = 314$ рад/с – частота внезапной разбалансировки ротора; (1,0), (0,5) – означает, соответственно, полное демпфирование и демпфирование в 2 раза меньше по величине

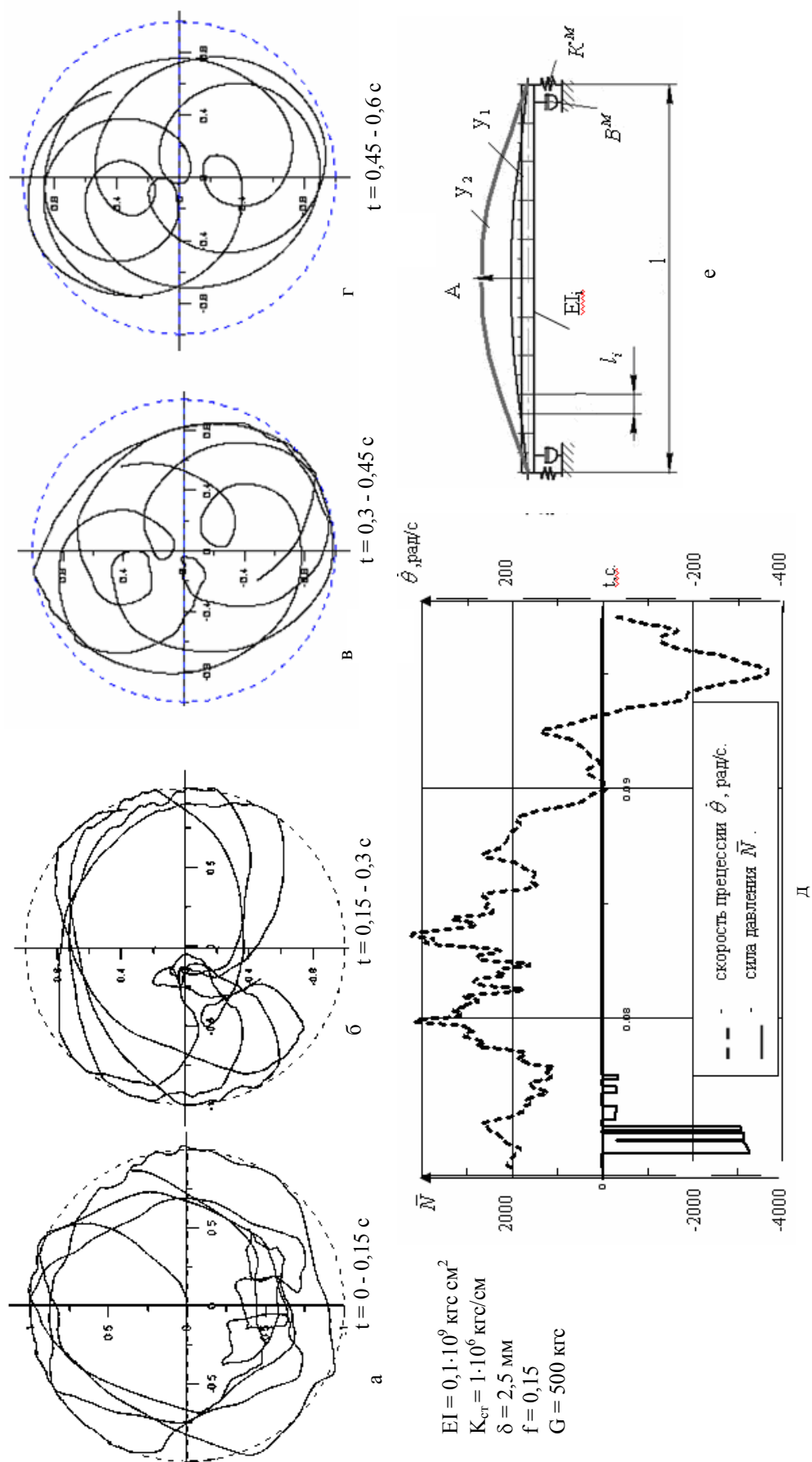


Рис. 6. Переход от движения с контактом ротора со статором к движению в зазоре без контакта при демпфировании в опорах и статоре. Развитие процесса переходных колебаний (а-г) т. А ротора от времени при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G); д – изменение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ и относительной силы давления на статор в течение $t=0,07-0,1$ с; е – динамический прогиб (y_1 , y_2) ротора в момент максимальной силы давления; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора; G – вес пролёта ротора

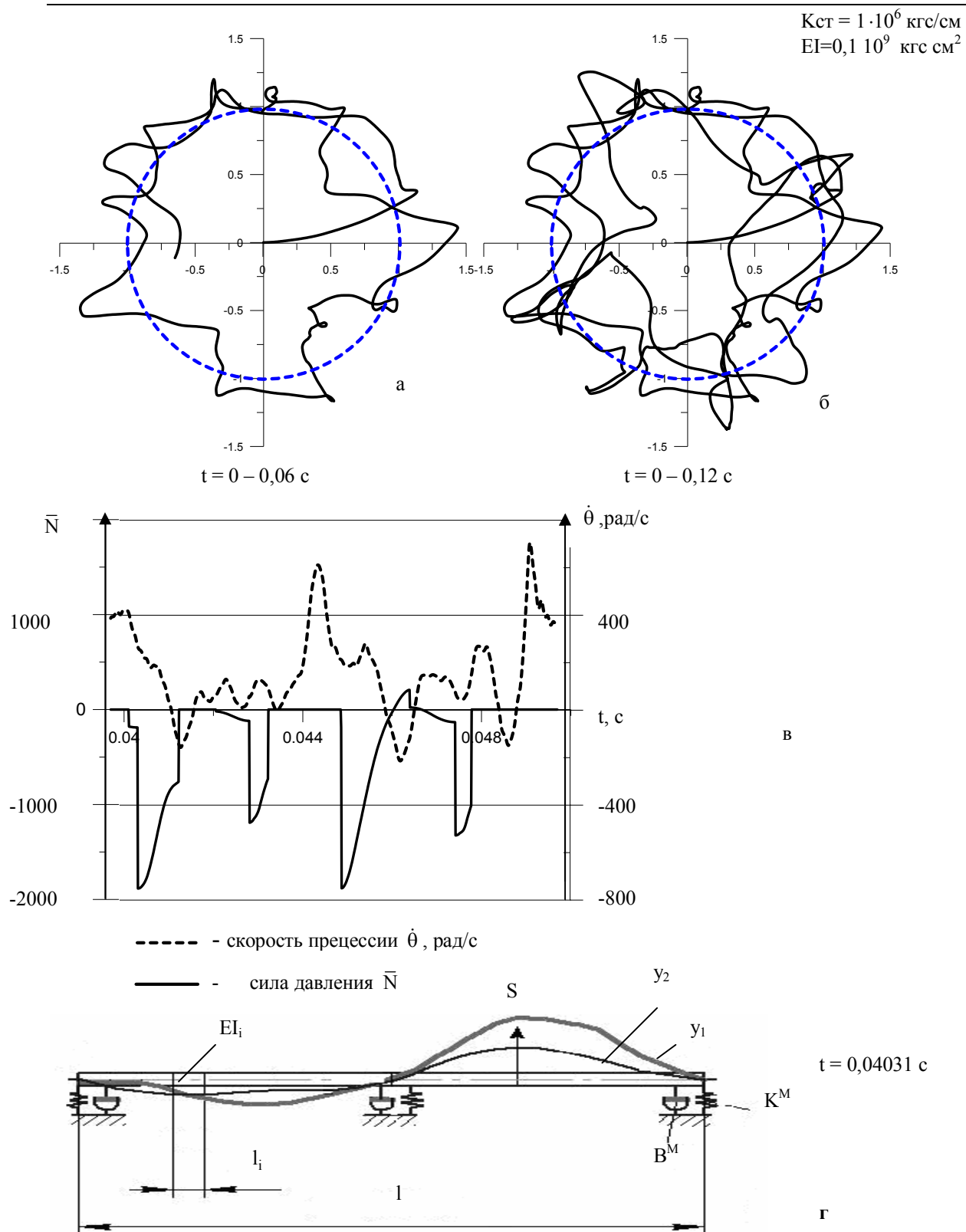


Рис. 7. Движение (а, б) с периодическим контактом ротора со статором при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G на 1 м) во втором пролёте (т. S) 3-х опорного ротора; в – изменение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ и относительной силы $\bar{N}$ давления на статор в течение $t=0,04-0,05 \text{ c}$; г – динамический прогиб (y_1, y_2) ротора; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора

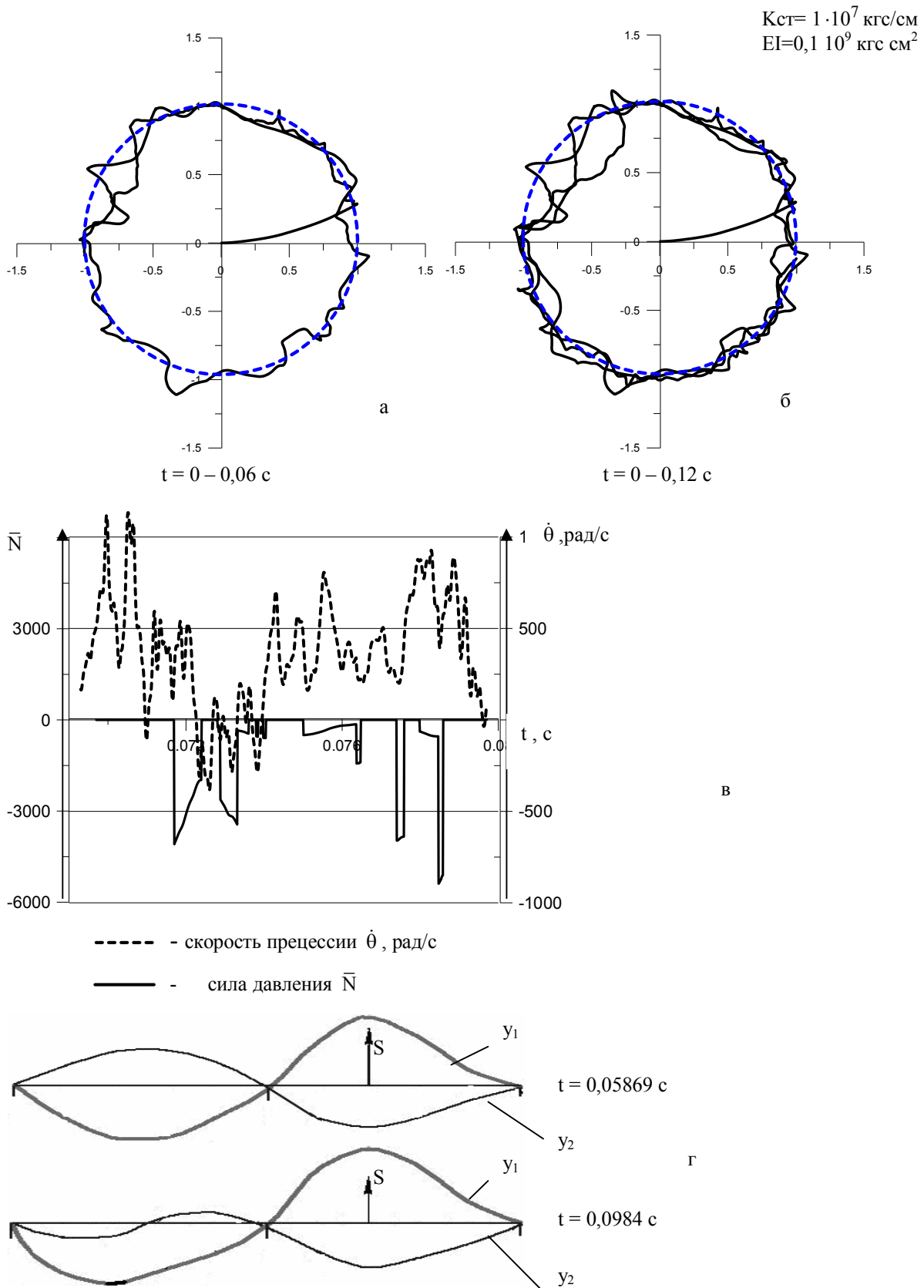


Рис. 8. Движение (а, б) с периодическим контактом ротора со статором при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G) во втором пролёте (т. S) 3-х опорного ротора; в - изменение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ и относительной силы $\bar{N}$ давления на статор в течение $t=0,065-0,08 \text{ c}$; г - изменение динамического прогиба (y_1, y_2) ротора; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора

На рис. 6 – 8 траектории переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки, для условной ориентировки положения ротора относительно жёсткого элемента статора, указывается штриховой линией окружность радиусом δ в относительных единицах (радиус окружности равен 1).

Перемещения ротора u также определяются в относительных (по отношению к зазору δ) единицах. Обозначения осей координат на всех рисунках траекторий движения геометрического центра ротора одинаковые: u_1 – горизонтальная ось; u_2 – вертикальная ось.

На рис. 5 для одномассовой модели, рассмотренной в [12, 13], приведены результаты расчёта установившихся траекторий движения геометрического центра ротора после внезапной разбалансировки при отсутствии или наличии демпфирования в системе. Ротор вращается в равножёстких опорах. При переходных колебаниях ротор не касается корпуса (движение внутри зазора). Траектории (рис. 5, а-в) установившихся колебаний получены при отсутствии демпфирования и, как показано, имеют разное количество «петель». Полученные траектории являются результатом наложения двух движений: колебаний с собственной частотой p и колебаний с частотой ω вращения неуравновешенного ротора. Характер траекторий и количество петель на траектории зависят от соотношения $\alpha = \omega/p$. Экспериментально траектории с петлями наблюдались исследованиями [2]. На рис. 5, г показан процесс разрушения установившейся траектории, приведенной на рис. 5, а, если демпфирование составляет половину от полного демпфирования (0,5). При демпфировании, равном полному демпфированию (1,0), колебания с собственной частотой относительно быстро затухают и далее сохраняются лишь вынужденные колебания с частотой ω (рис. 5, д, е). Пример показателен, так как подобные траектории движения с петлями наблюдались (рис. 6) для более сложной модели ротора с демпфированием $B^{(M)}$ в опорах.

Для удобства сравнительной оценки реакции на внезапную разбалансировку различных в конструктивном исполнении систем ротор-опоры-статор на рис. 6 – 8 указывается не величина эксцентриситета $|\bar{e}|$ в единицах длины, а эквивалентная масса m_j' оторвавшегося груза на радиусе 1 м. Величина m_j' определяется из равенства сил

$$m_j \cdot \omega^2 \cdot \bar{e}_j = m_j' \cdot \omega^2 \cdot R,$$

где $R = 1$ м.

Дополнительно (с той же целью) указывается величина m_j' в % к весу пролёта ротора, в пределах

которого произошла внезапная разбалансировка.

Пример перехода в контакт сечения А ротора и влияние демпфирования в подшипниках на изменение траектории движения центра сечения ротора после внезапной разбалансировки показан на рис. 6. Величина разбалансировки 0,2125 кгс на радиусе 1 м (0,0425% G) приводит к незначительным деформациям статора, а следовательно и влияние демпфирования в статоре на процесс переходных колебаний ротора невелико. С течением времени траектория движения с контактом сменяется движением внутри зазора с явно выраженными петлями. Скорость прецессии $\dot{\theta}$ (рис. 6, д) меняет знак в некоторые моменты времени, но в конце промежутка времени t устанавливается прямая прецессия. Линии динамического прогиба (y_1 , y_2) в плоскостях колебаний 1 и 2, построенные для момента времени $t=0,2$ с, соответствуют первой форме колебаний ротора на двух опорах.

На рис. 7, 8 (а, б) показаны траектории движения точки S второго пролёта трёхопорного ротора для двух случаев жёсткости статора $K_{ст}$ (10^6 , 10^7 кгс/см), отличающихся на порядок. Результаты показывают, что при контакте с более жёстким статором скорость прецессии $\dot{\theta}$ и относительная (по отношению к весу второго пролёта ротора) сила нормального давления $\bar{N}$ ротора на статор больше почти в 2 раза (рис. 7, в, 8, в). Для примера показано, что после повторных контактов (ударов) о статор линии динамического прогиба ротора (рис. 7, г, 8, г) в разные моменты времени могут заметно отличаться.

Выводы

1. В зависимости от параметров системы ротор-опоры-статор существует некоторый допустимый уровень ε_d внезапной разбалансировки.

Критерием оценки ε_d могут быть следующие факторы:

- амплитуды переходных колебаний не превышают величины зазора и контакт ротора со статором отсутствует. Это наиболее безопасный, с рассматриваемых позиций, случай развития аварийной ситуации, заканчивающийся, в определённой степени, ухудшением вибрационного состояния турбоагрегата;

- периодические контакты с проскальзыванием ротора при контакте со статором, приводящие к уменьшению скорости вращения ω ротора (если генератор от сети отключён), уменьшению амплитуд колебаний и полному разрыву контакта за счёт демпфирования в системе. Такие случаи наблюдались при нарушении инструкций как при эксплуатации, так и при стендовых испытаниях турбоагрегатов. В результате контактов ротора со статором приходилось частично ремонтировать облопачива-

ние и уплотнения из-за их повреждений. Поэтому второй критерий уже несёт в себе определённую угрозу развития аварии;

– переход к развитию асинхронного обката, вызываемого постоянным взаимодействием ротора со статором. Если демпфирование в системе и в статоре недостаточное, то асинхронный обкат характеризуется нарастающими в течение долей секунды силами давления на статор, опасными с точки зрения целостности установки турбоагрегата. Внезапная разбалансировка вблизи резонанса или при переходе ротора через резонанс значительно снижает величину ϵ_d . По данным [12] нижняя граница (без учёта демпфирования в системе) развития асинхронного обката составляет отрыв массы (0,02-0,12)% от веса G ротора на радиусе 1 м в зависимости от отстройки скорости ω вращения ротора от резонанса в момент внезапной разбалансировки.

2. Наибольший интерес для роторов на нескольких опорах представляет не только определение величины ϵ_d , после которой возможен контакт ротора с жёстким элементом статора (или асинхронный обкат), но и изменение характера динамического прогиба пролётов ротора во времени, позволяющее оценить опасность контакта в других точках по длине ротора.

3. За развитие асинхронной формы обката ответственны неконсервативные силы, возникающие в процессе контакта ротора со статором. Величина их зависит от жёсткости статора, коэффициента трения скольжения в месте контакта, уровня разбалансировки, определяющего соотношение δ/u (зазора и перемещений ротора в месте контакта).

4. При значениях разбалансировки, превышающих допустимый уровень ϵ_d , развиваются колебания ротора с обратной прецессией с периодическим или постоянным контактом со статором, стремящиеся к некоторому предельному циклу. Демпфирование лишь ограничивает амплитуды предельного цикла.

Литература

1. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору / В.И. Олимпиев // *Машиноведение*. – 1976. – №1. – С. 52-56.
2. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором / Л.Я. Банах // *Машиноведение*. – 1965. – №1. – С. 70-77.
3. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансике / Э.Л. Позняк // *Машиноведение*. – 1987. – №5. – С. 66-74.
4. Денисов Г.Г. Об обкате ротора по жёсткому подшипнику / Г.Г. Денисов, Ю.И. Неймарк, Ю.В. Цветков // *Механика твёрдого тела*. – 1973. – №6. – С. 4-13.
5. Загреддинов И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загреддинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // *Теплоэнергетика*. – 2004. – №5. – С. 5-15.
6. Щегляев А.В. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора / А.В. Щегляев, А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 1969. – №8. – С. 5-10.
7. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2007. – №6. – С. 25-31.
8. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов 3-е изд / А.Г. Костюк. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.
9. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин / А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 1972. – №11. – С. 29-33.
10. Костюк А.Г. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, Н.М. Иванов // *Теплоэнергетика*. – 1974. – №3. – С. 15-19.
11. Шатохин В.Ф. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 8 (44). – С. 95-102.
12. Костюк А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Вестник двигателестроения*. – 2009. – № 3. – С. 113-121.
13. Шатохин В.Ф. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С. 87-96.
14. Шатохин В.Ф. Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2008. – № 8. – С. 14-20.
15. Шатохин В.Ф. Расчётное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте: дис. ... канд. техн. наук / Шатохин Виктор Фёдорович. – М., МЭИ, 1972. – 167 с.
16. Куменко А.И. Исследование вынужденных колебаний систем турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО): дис. ... д-ра техн. наук / Куменко А.И. – М.: МЭИ, 1978. – 284 с.
17. Бартьев О.В. Фортран для профессионалов. Математическая библиотека IMSL. ч. 3 / О.В. Бартьев. – М.-ДИАЛОГ-МИФИ, 2001. – 368 с.
18. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.

19. Поллман Е. Гидродинамически возбуждаемые вибрации в турбинах высокого давления (процессия в потоке пара) / Е. Pollman, Н. Schwerdtieger,

Н. Tertuehlen // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины и установки. – 1978. – № 2. – С. 28-40.

Поступила в редакцию 21.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Л. Лукашенко, Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, Калуга.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ ПІСЛЯ РАПТОВОЇ РОЗБАЛАНСИРОВКИ БАГАТООПОРНОГО РОТОРА З ОБКАТОМ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ

А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман

Приведений алгоритм і результати чисельного моделювання руху неврівноваженого ротора з контактом із статором (зачіпанням об статор або обкатом по статору) після раптової розбалансировки ротора. Передбачається, що жорсткість і демпфування в опорах різні в горизонтальному і вертикальному напрямі коливань і є частотно-залежними величинами (залежать від швидкості обертання ротора, на якій відбулася розбалансировка ротора). Окрім цього, в місці контакту ротора із статором враховується демпфування, пов'язане з деформацією (переміщенням) статора, яке може бути забезпечене спеціальними демпферними пристроями. Показано, що достатнє демпфування в опорах ротора і в статорі приводить до поступового погашення явища обкату, переходу до руху ротора по сталій траєкторії (останнє залежить від багатьох чинників і, зокрема, від рівня розбалансировки ротора). Причиною розвитку асинхронного обкату і значних радіальних сил в точці контакту, як встановлено, є неконсервативні сили, що виникають в процесі контакту. За типом вони ідентичні силам в масляній плівці підшипників ковзання і аеродинамічним силам робочого потоку в проточній частині і ущільненнях турбіни, що викликає втрату стійкості руху ротора.

Ключові слова: багатоопорний ротор, обкат ротора по статору, асинхронний обкат, раптова розбалансировка ротора, жорсткість і демпфування в опорах, в місці контакту ротора із статором.

NUMERICAL SIMULATION OF TRANSIENT OSCILLATIONS AFTER ABRUPT MULTI-BEARING ROTOR DISBALANCE WITH THE UNBALANCED ROTOR MOVING OVER THE STATOR

A.G. Kostyuk, V.F. Shatokhin, S.D. Zimmerman

Given in the study are the algorithm and the results of the numerical simulation of the unbalanced rotor contact with the stator (brushing against the stator or movement over the latter) after the abrupt rotor disbalance. Rigidity and damping in bearings are expected to vary in horizontal and vertical directions of oscillations, and are frequency-dependent magnitudes (they depend on the rotor speed at the moment of its disbalance). Besides, taken into consideration is damping in the rotor-stator contact place, related to the stator deformation (displacement), that can be ensured by means of special damping devices. It is shown that sufficient damping in the stator and rotor bearings results in the gradual abnormal movement damping and the rotor motion transition in the steady-state trajectory (the second depends on many factors, including the rotor disbalance rate). As it's been found, development of asynchronous abnormal movement and significant radial forces in the contact place results from non-conservative forces originating during the contact process. These forces are identical in type to those in the sliding bearing oil film and to aerodynamic forces of operating flow in the turbine flow path and packings, which generate the rotor movement instability.

Key words: multi-bearing rotor, abnormal rotor movement over stator, asynchronous abnormal movement, abrupt rotor disbalance, rigidity and damping in bearings, in rotor-stator contact place.

Костюк Аскольд Глебович – д-р техн. наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института, Москва, Россия, e-mail: kostjukag@yandex.ru.

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 621.455.32

М.Ю. ТИТОВ, А.В. ЛОЯН, Т.А. МАКСИМЕНКО

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

РАСЧЕТ МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ С АНОДНЫМ СЛОЕМ МАЛОЙ МОЩНОСТИ С УЧЕТОМ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ

В работе представлены результаты численного расчета магнитной системы двигателя с анодным слоем мощностью до 100 Вт с учетом тепловыделений при его работе. Дано описание численной модели для расчета теплового состояния двигателя и приведены результаты расчета. На базе полученных профилей распределения температур в зависимости от количества подводимой тепловой мощности проведен расчет магнитной системы двигателя. Определен диапазон мощностей, при котором не происходит существенного размагничивания элементов магнитной системы и нарушения профиля магнитного поля в канале двигателя. Численные расчеты проводились в программном пакете ANSYS.

Ключевые слова: двигатель с анодным слоем, тепловое состояние, магнитная система, размагничивание.

Введение

В данное время большое количество научно-исследовательских центров занимаются исследованием и разработкой Холловских двигателей (ХД) мощностью до 100 Вт, как наиболее перспективным кандидатом для использования в качестве двигательной установки на микроспутниках [1]. В Харьковском авиационном институте разработан один из типов ХД – стационарный плазменный двигатель СПД-20 показывающий достаточно высокие удельные характеристики [2]. В 2010 г. была начата разработка другого типа ХД – двигателя с анодным слоем (ДАС) с потребляемой мощностью до 100 Вт. Интерес к ДАС обусловлен рядом параметров, согласно которым ДАС может быть более эффективным, чем СПД [3].

Критическим аспектом, определяющим характеристики ХД, является магнитная система (МС). В работе [4] были проведены исследования магнитной системы, направленные на получение требуемого магнитного поля в канале двигателя. Поскольку в результате работы двигатель подвержен воздействию тепловых нагрузок, то остается открытым вопрос о влиянии нагрева двигателя на распределение магнитного поля.

1. Постановка задачи и цели

Целью данной работы является расчет и анализ работы магнитной системы ДАС при тепловых нагрузках. Поскольку известно, что магнитные свойства ферромагнетиков зависят от температуры, то первоначально необходимо провести расчет теплового состояния двигателя и получить картину рас-

пределения температур по его конструкции, а затем решать магнитную задачу. Немаловажным является проверка адекватности данных, полученных в результате решения тепловой задачи.

2. Расчет теплового состояния двигателя

2.1. Численная модель

Для расчета теплового состояния двигателя была разработана конечно-элементная модель (КЭМ) повторяющая геометрию лабораторной модели ДАС.

Поскольку конструкция двигателя является осесимметричной, то для экономии машинного времени на расчет было принято решение использовать двухмерную модель.

На рис. 1 представлен общий вид КЭМ ДАС.

Модель включает в себя все керамические и металлические детали двигателя. На границе расчетной области расположена «стенка», ограничивающая расчетную область.

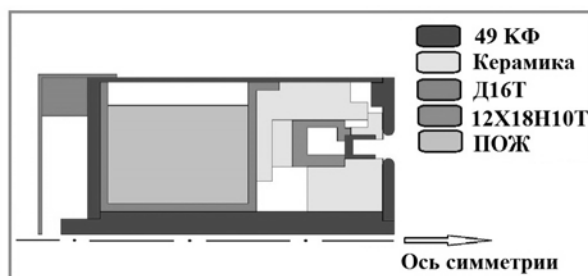


Рис. 1. Общий вид модели для расчета теплового состояния двигателя

В идеальном случае контакт между деталями двигателя происходит по всей поверхности. Поэтому

му для приближения к более реальным условиям между контактируемыми поверхностями были введены граничные области, теплопроводность которых определялась по следующей формуле:

$$\lambda = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2} \cdot k_s, \quad (1)$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициенты теплопроводности двух контактирующих деталей;

$k_s = 0,05$ – коэффициент определяющий, что контакт поверхностей происходит только по 5 % всей площади [5].

Ширина граничных областей в данном случае равно сумме шероховатостей контактирующих поверхностей.

Свойства материалов описываются через теплопроводность и коэффициент черноты поверхности (табл. 1) [6]. Принято, что свойства материалов постоянны во всем диапазоне температур.

Таблица 1

Свойства материалов

Свойство Материал	Коэффициент теплопроводности Вт/(м·град)	Степень черноты
49КФ	28	0,5
Ст. 10880	69	0,4
Д16Т	130	-
12Х18Н10Т	20	0,3
АБН	10	0,8
Al ₂ O ₃	130	0,8

Модель была разбита плоскими осесимметричными четырехузловыми конечными элементами. Дискрета разбиения определялась пробными численными экспериментами (рис. 2). Уменьшение КЭ ниже 0,05 мм не приводит к увеличению точности расчета.

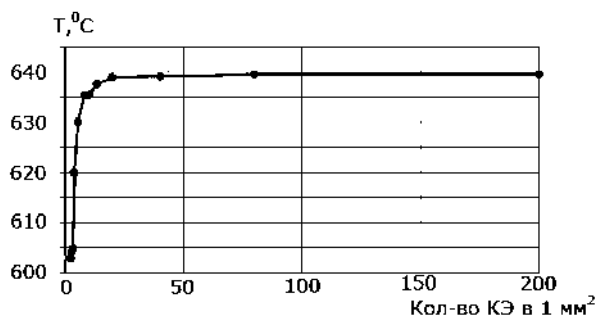


Рис. 2. Зависимость рассчитанной температуры от размера КЭ

За начальные условия для расчёта принята начальная температура всех элементов двигателя 20 °С. Стенка, имеет постоянную температуру 20 °С и коэффициент черноты поверхности 1, что соответствует условиям вакуумной камеры.

Нагрузка осуществляется следующим образом:

1) принимается, что 70 % потребляемой электрической мощности тепловые потери (т.к. современный уровень к.п.д. маломощных ХД составляет 20...40 %).

2) при этом принимается, что мощность тепловыделения в катушке двигателя при токе 3А и напряжении 2 В составляет 3 Вт;

3) суммарные тепловые потоки в РК распределены следующим образом: на поверхности 1 и 2 (рис. 3) задано по 40 % от всей выделяемой тепловой мощности, на группы поверхностей 3 и 4 – по 10 %.

Между различными поверхностями двигателя, а также между наружной поверхностью и условной «стенкой» задан теплообмен излучением. В расчётах конвективный теплообмен не учитывается.

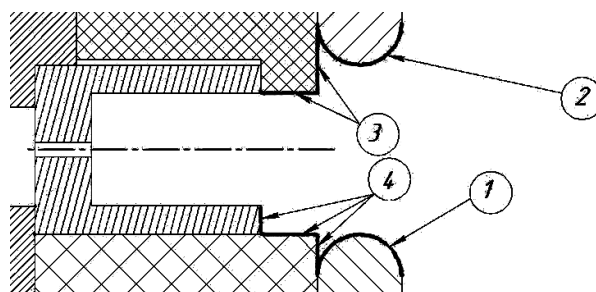


Рис. 3. Схема задания тепловых потоков на стенки разрядной камеры двигателя

2.2. Расчет распределения температур по конструкции двигателя

Расчеты проводились при подведении тепловой мощности в РК двигателя в диапазоне от 50 до 285 Вт. Тепловыделение в катушке принято постоянным – 3 Вт. Пример результата расчета – картина температурного поля представлены на рис. 4.

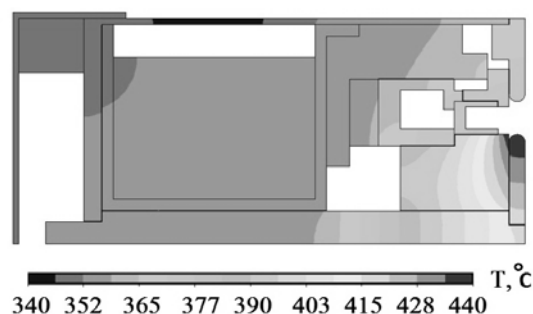


Рис. 4. Распределение температур по конструкции двигателя при 50 Вт тепловой мощности

2.3. Верификация численных результатов

Для верификации данных полученных с помощью численной модели теплового состояния ДАС был проведен натурный эксперимент по получению

информации о тепловом состоянии двигателя при его работе.

Измерение температур проводилось с помощью хромель-копелевых термопар в трех местах двигателя (рис. 5).

На рис. 6 показано изменение температуры во время работы двигателя на режиме $U_D = 115$ В, $N_D = 58$ Вт, $M_a = 0,41$ мг/с, $M_k = 0,8$ мг/с, $I_K = 3$ А.

В табл. 2 приведены данные о тепловом состоянии двигателя полученные в результате численного расчета и натурального эксперимента.

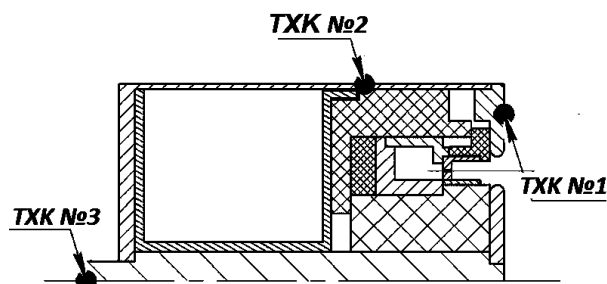


Рис. 5. Схема крепления термопар к двигателю

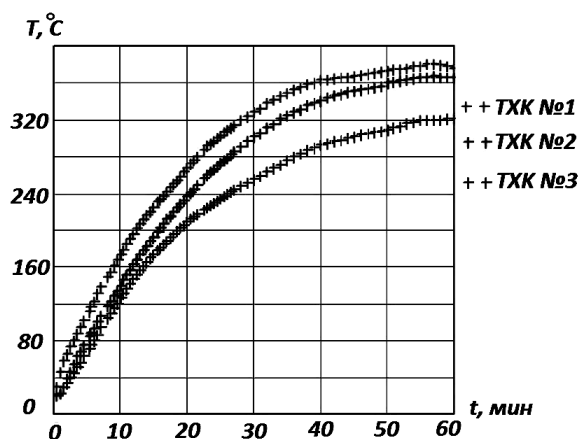


Рис. 6. Изменение температуры в точках крепления термопар

Таблица 2

Сравнение результатов численного моделирования теплового состояния и натурного эксперимента

Режим $U_D = 115$ В, $N_D = 58$ Вт, $M_a = 0,41$ мг/с, $M_k = 0,82$ мг/с, $I_K = 3$ А			
	ТХК №2, °С	ТХК №3, °С	ТХК №1, °С
Эксперимент	365	320	385
Ansys	360	353	370
δ , %	0,3	10,3	4,1
Режим $U_D = 120$ В, $N_D = 90$ Вт, $M_a = 0,5$ мг/с, $M_k = 0,82$ мг/с, $I_K = 3$ А			
Эксперимент	424	381	459
Ansys	413	408	436
δ , %	2,6	7,1	5,3

Как видно по табл. 2, расчет температуры с помощью данной численной модели позволяет получить достаточно близкие к экспериментальным данным. Разность между численными и экспериментальными данными составляет не более 11 %.

3. Расчет МС с учетом теплового состояния двигателя

Расчет магнитной системы с учетом теплового состояния двигателя проводился при заранее рассчитанном распределении температуры по элементам в зависимости от подводимой мощности.

Подробное описание численной модели (задание материалов, нагрузки и т.д.) представлено в статье [4]. Однако есть свои особенности.

Геометрическая модель магнитной системы была разбита на зоны, для которых предварительно уже определена температура.

В пределах зоны температура принята постоянной.

Размеры зоны выбирались такими, чтобы разница между максимальным и минимальным значением температуры в пределах одной зоны составляла не более 2 °С.

Значение индукции насыщения при разной температуре определялось согласно зависимости на рисунке 7 [6]. А кривая намагничивания определялась следующей зависимостью:

$$B(H)_{T_i} = \frac{B_{\text{сатур}}_{T_i}}{B_{\text{сатур}}_{T=20^\circ\text{C}}} \cdot B(H)_{T=20^\circ\text{C}}, \quad (2)$$

где $B_{\text{сатур}}_{T_i}$ — индукция насыщения для данной температуры;

$B_{\text{сатур}}_{T=20^\circ\text{C}}$ — индукция насыщения при $T=20^\circ\text{C}$;

$B(H)_{T=20^\circ\text{C}}$ — кривая намагничивания при $T=20^\circ\text{C}$ (рис. 8).

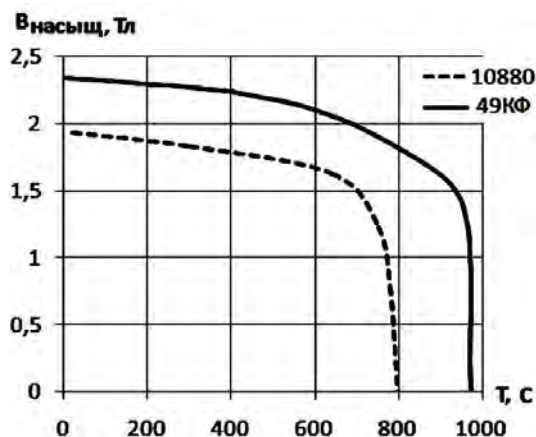


Рис. 7. Зависимость индукции насыщения материалов ст. 10880 и 49КФ от температуры

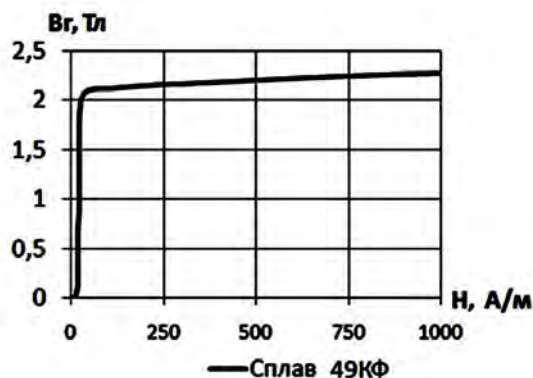
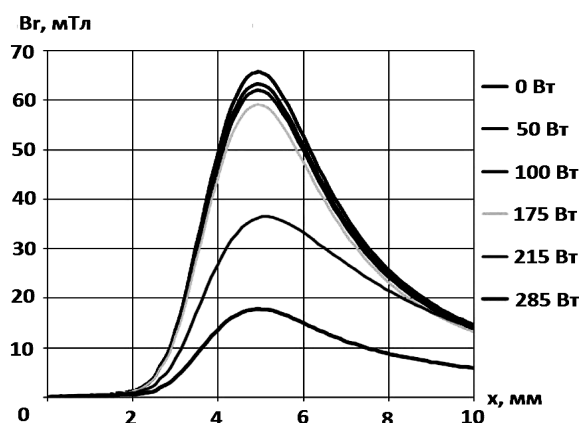


Рис. 8. Кривая намагничивания для сплава 49КФ

Зависимость радиальной составляющей магнитной индукции B_r вдоль средней линии канала двигателя от количества выделяемой тепловой мощности в двигателе представлена на рис. 9.

Рис. 9. Зависимость B_r на средней линии РК от количества тепловой мощности

На рис. 10 – 11 представлены картины распределения и силовых линий магнитного поля по элементам двигателя в двух крайних случаях – при отсутствии тепловыделений в двигателе (в предстартовом состоянии) и при тепловой мощности 285 Вт.

По полученным данным видно, что магнитная система при тепловой мощности до 200 Вт работает эффективно – уменьшение B_r не более чем на 15 %, изменений в профиле МП в РК не замечено. При больших тепловых мощностях (более 200 Вт) температура внутреннего полюсного наконечника превышает точку Кюри – как результат падение B_r более чем на 85% и нарушение профиля магнитного поля в РК двигателя.

Поскольку лабораторная модель ДАС рассчитана на электрическую мощность не более 100 Вт и при условии, что мощность тепловыделений в конструкции составляет 70 Вт, уменьшение B_r будет не более 5%.

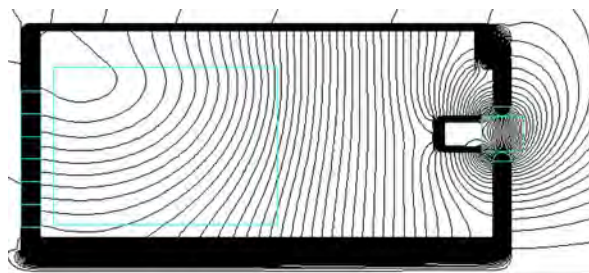


Рис. 10. Профиль силовых линии МП по двигателю в предстартовом состоянии

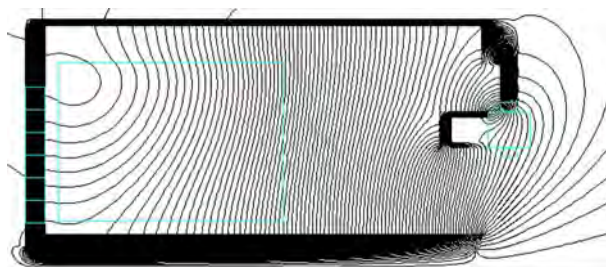


Рис. 11. Профиль силовых линии МП при 285 Вт тепловой мощности

Выводы и перспективы дальнейших работ

Разработана численная модель и проведены расчеты распределения температурного поля по конструкции двигателя в зависимости от количества выделяемой тепловой мощности. Проведена верификация численных данных. Разность расчетных и экспериментальных данных не превысила 11 %.

По полученному распределению температур была рассчитана МС с учетом теплового состояния двигателя. При тепловыделениях до 200 Вт уменьшение B_r в разрядном канале двигателя составляет не более 15% и может быть компенсировано увеличением тока через катушку. При этом заметного изменения конфигурации магнитного поля замечено не было. При тепловыделениях > 200 Вт происходит резкое снижение B_r в канале двигателя и искажение профиля силовых линий.

В дальнейшем необходимо провести исследование влияния теплового состояния двигателя на изменение конфигурации магнитного поля двигателя, и, как следствие, на его рабочие характеристики: тягу, фокусировку струи, к.п.д.

Литература

1. Максименко Т.А. Холловский двигатель малой мощности для систем коррекции орбиты малых мини и микроспутников / Т.А. Максименко, А.В. Лоян, Н.Н. Кошелев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 9(25). – С. 140–144.

2. Loya A.V. Performance investigation of SPT-20M Low Power Hall Thruster / A.V. Loya, T.A. Maksymenko // 30th Int. Electric Propulsion Conference. – Florence, Italy, 16–20 Sept. 2007. – IEPC 2007–100.

3. Zakharenko L. Study of Low Power TAL Characteristics / L. Zakharenko, G. Chislov, A. Semenko // 27-th International Electric Propulsion Conference. – Pasadena, USA, 2001. – IEPC-01-041.

4. Титов М.Ю. Численное моделирование магнитной системы Холловского двигателя мощностью

до 100 Вт. / М.Ю. Титов, А.В. Лоян, В.А. Подгорный, В.А. Федотенко // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 73-78.

5. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача: учеб. для авиац. вузов. / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.

6. Преображенский А.А. Магнитные материалы / А.А. Преображенский. – М.: Выс. шк., 1965. – 234 с.

Поступила в редакцию 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры № 402 А. И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского, «ХАИ», Харьков, Украина.

РОЗРАХУНОК МАГНІТНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА З АНОДНИМ ШАРОМ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ З УРАХУВАННЯМ ТЕПЛООВОГО СТАНУ

М.Ю. Титов, А.В. Лоян, Т.О. Максименко

У роботі представлені результати чисельного розрахунку магнітної системи двигуна з анодним шаром потужністю до 100 Вт з урахуванням тепловиділень при його роботі. Дано опис чисельної моделі для розрахунку теплового стану двигуна і приведені результати розрахунку. На базі отриманих профілів розподілу температур залежно від кількості підводимої теплової потужності проведено розрахунок магнітної системи двигуна. Визначено діапазон потужностей, при якому не відбувається істотного розмагнічування елементів магнітної системи і порушення профілю магнітного поля в каналі двигуна. Чисельні розрахунки проводилися в програмному пакеті ANSYS.

Ключові слова: двигун з анодним шаром, тепловий стан, магнітна система, розмагнічування.

COMPUTATION OF MAGNETIC SYSTEM OF LOW-POWER ANODE LAYER THRUSTER TAKING INTO ACCOUNT THERMAL CONDITIONS

M. Yu. Titov, A. V. Loya, T. A. Maksymenko

There are results of the magnet system numerical computation of the Anode Layer Thruster with power up to 100 watts, taking into account heat generation while its work. The description of the numerical model for computation of thermal condition of the thruster is given and the results of the computation are shown. On the basis of the obtained profiles of temperature distribution depending on the amount of heat the computation of the magnetic system is made. The range of powers at which there is no significant demagnetization of the magnetic elements of the system and disturbance of the magnetic field profile in the channel of the thruster. Numerical computations were carried out in the software package ANSYS.

Key words: thruster with anode layer, thermal state, the magnetic system, demagnetization.

Титов Максим Юрьевич – инженер кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: m.y.titov@mail.ru.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

Максименко Тарас Александрович – научный сотрудник кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: taras@d4.khai.edu.

УДК 621.7.09

С.М. БЕЛОБОРОДОВ¹², И.В. ШИБАНОВ¹³¹ Пермский государственный технический университет, Россия² ОАО НПО «Искра», Пермь, Россия³ ОАО «Пермский моторный завод», Пермь, Россия

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН С НЕСОВПАДАЮЩИМИ РАБОЧИМИ И БАЛАНСИРОВОЧНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Приведен анализ причин возникновения дисбалансов роторов компрессоров и турбин авиационных газотурбинных двигателей и промышленных ГТУ. Дисбаланс, основной причиной которого является эксцентриситет балансирующей оси относительно оси вращения ротора, может превышать допустимые значения на порядки. Предложены методы балансировки, один из которых заключается в предварительном измерении биений вала в плоскостях коррекции относительно посадочных поверхностей под подшипники с последующей балансировкой с помощью снятия металла и установкой имитационных грузиков заданной массы, а другой основан на методе расчета взаимного эксцентриситета осей.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, имитационный метод, турбина, уровень вибрации.

Введение

При испытаниях авиационных двигателей и газотурбинных установок с осевыми роторами турбокомпрессора часто наблюдается повышенный уровень вибрации опор, что влечет съем двигателя с испытаний и его переборку. В процессе эксплуатации также можно наблюдать повышенный уровень вибрации, отрицательно влияющей на ресурс изделия. Одной из основных причин явления вибрации является монтажный дисбаланс (рис.1), обусловленный эксцентриситетом балансирующей оси 1 относительно оси 2 вращения ротора.

При этом увеличение дисбалансов роторов может достигать недопустимых значений на порядки (1): где n – кратность превышения допустимого дисбаланса; M_i – масса части вала, ротора, дисбаланс которой обусловлен эксцентриситетом ее центра массы; ΔD – биение рабочей поверхности относительно балансирующей; $D_{\text{доп}}$ – допустимый дисбаланс в плоскости коррекции. Например, ротор массой 200 кг после балансировки имеет остаточный дисбаланс не

более 50 гмм, измеренный на каждой опоре. После монтажа ротора с эксцентриситетом 10 мкм дисбаланс в каждой плоскости коррекции составит 1000 гмм, т.е. появляется превышение дисбаланса в 20 раз

$$n = \frac{M_i \Delta D}{2D_{\text{доп}}} \quad (1)$$

Решать данную проблему можно с помощью метода искусственного введения дисбаланса имитационными грузиками заданной массы. Тогда при переходе на другие опорные поверхности у ротора возникает дисбаланс, который устраняется снятием имитационных грузиков.

Результаты исследований

Распределение дисбаланса вдоль валопровода, состоящего из нескольких роторов, следует определять через значения модальных дисбалансов всего валопровода в целом; на практике, однако, каждый ротор уравнивают независимо от других роторов [1, 2].

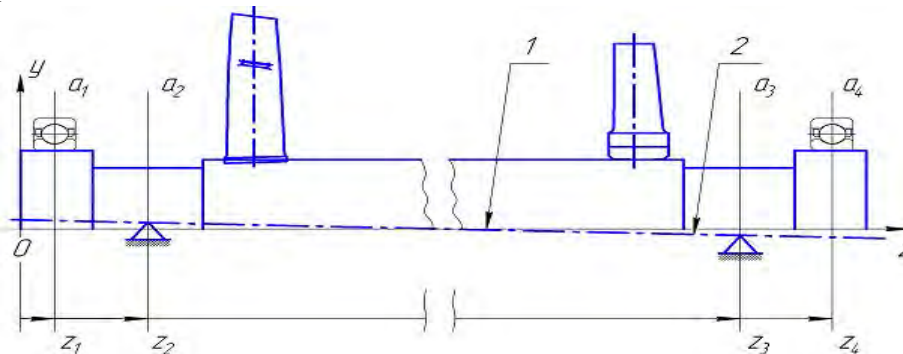


Рис. 1. Положение осей ротора: 1 - балансирующая ось, 2 – рабочая ось

Реализация метода (рис. 2) заключается в предварительном измерении радиального биения поверхностей вала 1 в плоскостях коррекции А, Б относительно посадочных поверхностей И, К под подшипники для определения эксцентриситета посадочной поверхности П, предназначенной для ус-

тановки рабочих колес ротора. При балансировке вала (рис. 3) на поверхностях Е, Ж используются имитационные грузики 6 и снятие металла в зонах 5. После установки (рис. 4) рабочих колес 4, балансировка производится с установкой грузиков в месте 7, а металл снимается в зонах 8.

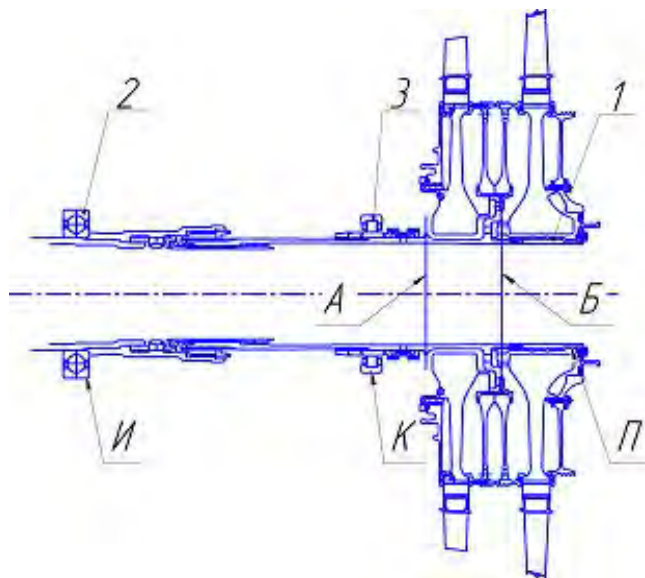


Рис. 2. Схема измерения биений

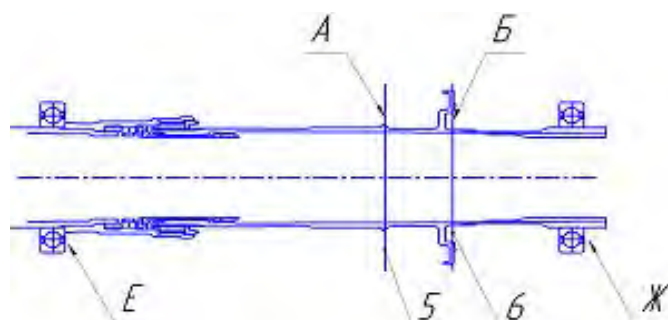


Рис. 3. Балансировка вала с использованием грузиков и снятием металла

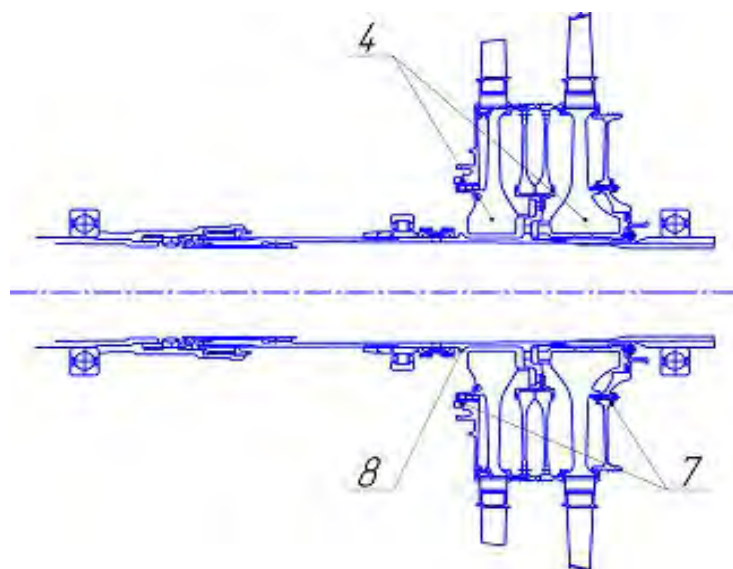


Рис. 4. Балансировка с рабочими колесами

По окончании балансировки грузики снимают, что обеспечивает устранение приобретенного дисбаланса при переходе на рабочие поверхности подшипников.

$$X_{a1} = \frac{Z_{a1} - Z_{a1}}{Z_{a4} - Z_{a1}}(x_{a4} - x_{a1}) + x_{a1} - \frac{Z_{a1} - Z_{a2}}{Z_{a3} - Z_{a2}}(x_{a3} - x_{a2}) + x_{a2}, \quad (2)$$

$$Y_{a1} = \frac{Z_{a1} - Z_{a1}}{Z_{a4} - Z_{a1}}(y_{a4} - y_{a1}) + y_{a1} - \frac{Z_{a1} - Z_{a2}}{Z_{a3} - Z_{a2}}(y_{a3} - y_{a2}) + y_{a2}, \quad (3)$$

$$\varphi = \arctg \frac{Y_{a1}}{X_{a1}}, \quad (4)$$

$$e = \sqrt{X_{a1}^2 + Y_{a1}^2}. \quad (5)$$

Еще одним из способов уменьшения дисбалансов, опасных влияющих на вибрацию опор, является метод расчета взаимного эксцентриситета осей. Положение осей определяется измерением радиального биения балансировочных (a_2 , a_3) и рабочих (a_1 , a_4) поверхностей (рис. 1), так как оси проходят через центры масс средних сечений этих поверхностей. Показания биений позволяют описать форму каждого измеренного сечения. При эксцентриситете в каком-либо измеренном сечении, например в сечении a_1 , ограниченном линией А (рис. 5), можно выделить окружность В, которая при вращении не имеет эксцентриситета.

Центры масс фигур А и В находятся соответственно в точках В и Г. Задавшись системой координат xOy с центром О в точке Г, можно определить координаты центра массы сечения a_1 (x_{a1} , y_{a1}). Используя найденные координаты центра масс измеренных сечений, можно расчетным путем определить проекции эксцентриситета осей ротора на оси координат x , y в любом его сечении по уравнениям (2) и (3), где $Z_{a1} \dots Z_{a4}$ – расстояние от торца ротора до соответствующего сечения [3].

Абсолютную величину эксцентриситета осей e и направление φ можно определить по известным зависимостям (4), (5).

Зависимости (2) – (5) позволяют определить значение и направление эксцентриситета осей в любом сечении ротора [3].

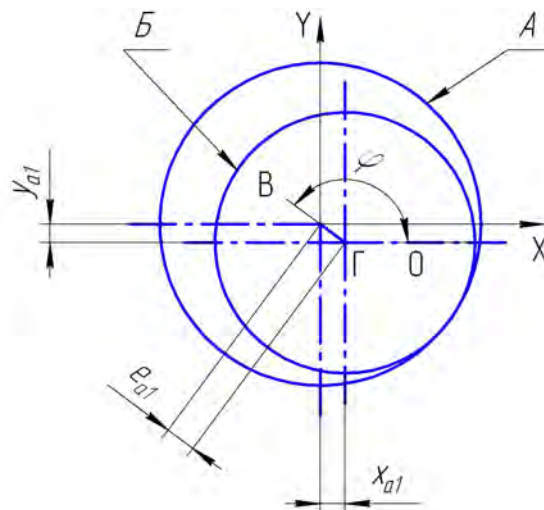


Рис. 5. Определение центра измеренного сечения ротора:

А – контур измеренного сечения,
Б – часть сечения, не имеющая эксцентриситета,
В – центр контура А, Г – центр контура Б,
О – центр системы координат xOy ,
 e – эксцентриситет центра контура А,
 X_{a1} , Y_{a1} – проекции эксцентриситета e на оси

X и Y соответственно

Выводы

Результаты, полученные при проверке данных зависимостей, показали, что характер изменения эксцентриситета осей по длине ротора (без учета направления) идентичен характеру изменения расстояния между скрещивающимися прямыми.

Таким образом, измерения и приведенные выше зависимости позволяют описать положение оси балансировки относительно рабочей оси вращения ротора.

Предлагаемые методы, безусловно, не сводят дисбалансы и вибрации к нулю, но создают условия для многократного снижения монтажных дисбалансов, вызванных погрешностями определения эксцентриситета и взвешиванием имитационных грузиков.

Литература

1. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины; введ. 01.01.1975 – М.: Изд. стандартов, 1974. – 45 с.
2. ГОСТ 31320-2006. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов – Взамен ГОСТ ИСО 11342-95; введ. 01.07.2008. – М.: Стандартинформ, 2008. – 33 с.
3. Белобородов С.М. Расчетно-имитационный метод балансировки роторов / С.М. Белобородов, А.Ю. Ковалев // Технология машиностроения. – 2010. – № 8. – С. 45-48.

Поступила в редакцию 7.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. технологии машиностроения В.Ф. Макаров, Пермский государственный технический университет, Пермь, Российская Федерация.

БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ КОМПРЕСОРІВ І ТУРБІН З НЕСПІВПАДАЮЧИМИ РОБОЧИМИ І БАЛАНСИРОВОЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ

С.М. Белобородов, І.В. Шибанов

Приведений аналіз причин виникнення дисбалансів роторів компресорів і турбін авіаційних газотурбінних двигунів і промислових ГТУ. Дисбаланс, основною причиною якого є ексцентриситет осі балансування щодо осі обертання ротора, може перевищувати допустимі значення на порядки. Запропоновані методи балансування, один з яких полягає в попередньому вимірюванні биття валу в площинах корекції щодо посадочних поверхонь під підшипники з подальшим балансуванням за допомогою зняття металу і установкою імітаційних важків заданої маси, а інший заснований на методі розрахунку взаємного ексцентриситету осей.

Ключові слова: балансування, дисбаланс, ротор, імітаційний метод, турбіна, рівень вібрації.

BALANCING OF ROTORS OF COMPRESSORS AND TURBINES WITH INCOINCIDENT WORKING AND BALANCING SURFACES

S.M. Beloborodov, I.V. Shibarov

The analysis of the reasons of occurrence of a disbalance of rotors of compressors and turbines aviation engines and industrial GTU is resulted. The disbalance which principal cause is eccentricity a balancing axis concerning an axis of rotation of a rotor, can exceed admissible values on usages. The balancing methods one of which consist in preliminary measurement warp a shaft in planes of correction concerning landing surfaces under bearings with the subsequent balancing by means of removal of metal and installation imitating mass the set weight are offered, and another is based on a method of calculation mutual centering error axes.

Key words: balancing, disbalance, rotor, imitating method, turbine, vibration level.

Белобородов Сергей Михайлович – канд. техн. наук, докторант кафедры Технологии машиностроения Пермского государственного технического университета, руководитель группы, ОАО НПО «Искра», Пермь, Российская Федерация e-mail: beloborodoff2011@yandex.ru.

Шибанов Илья Валерьевич – аспирант кафедры Технологии машиностроения Пермского государственного технического университета, начальник бюро, ОАО «Пермский моторный завод», Пермь, Российская Федерация e-mail: ilvash@mail.ru.

УДК 539.3

З.Г. ЕРШОВА, В.И. ЕРШОВ

Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П. А. Соловьева»

ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ ИНТЕГРИРОВАНИЯ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАНЕЛИ

Исследуются низкочастотные колебания тонкой цилиндрической панели, прямолинейный край которой предполагается свободным или слабо закрепленным, в результате чего формы потери устойчивости локализуются в окрестности прямолинейного края. Рассматриваются случаи, в которых граничные условия на одном из криволинейных краев взяты из группы заделки. При этом в окрестности этого края возникает краевой эффект. Для получения асимптотической формулы для параметра частоты колебаний цилиндрической панели выполнено исключение интегралов краевого эффекта из граничных условий на криволинейных краях. Проведено сравнение асимптотических результатов с численными результатами, полученными методом прогонки и методом конечных элементов.

Ключевые слова: цилиндрическая панель, низкочастотные колебания, асимптотическое интегрирование, интегралы краевого эффекта.

Введение

Расчетной схемой многих элементов современных механизмов и машин является оболочка. Оболочечные конструкции, применяемые в машиностроении, ракетостроении и т.д. чаще всего находятся под воздействием динамических нагрузок, поэтому актуальными являются расчеты, заключающиеся в определении частот и форм собственных колебаний и оболочек.

В настоящей работе рассмотрены свободные низкочастотные колебания тонкой цилиндрической панели, описываемые уточненными уравнениями, в которых учитываются моментные слагаемые. Обсуждаются случаи, когда граничные условия на криволинейных краях взяты из группы заделки, где прогибы равны нулю, поэтому для получения параметра частоты необходимо осуществить исключение интегралов краевого эффекта из этих граничных условий.

Проведено сравнение асимптотических результатов с численными результатами, полученные методом прогонки и методом конечных элементов.

В статье [2] была решена краевая задача для уточненных уравнений колебаний цилиндрической панели для случаев шарнирного закрепления криволинейных краев [1], которые допускают разделение переменных x и $y = \frac{\varphi}{\varepsilon}$. Параметр частоты колебаний λ разыскивался в виде

$$\lambda = \lambda_0 + \varepsilon^2 \lambda_2 + \lambda_R. \quad (1)$$

В настоящей работе рассмотрены различные

варианты граничных условий на криволинейных краях цилиндрической панели, для которые переменные не разделяются.

В этих случаях в выражении

$$\lambda_2 = I_1 + I_2 + I_3 \Big|_{\substack{x=0 \\ x=-1}}, \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} I_1 &= -\frac{1}{2p^{3/2}l} \iint_G \partial^{-4} f(w_0^0, \lambda_0) w_0^0 dx dy; \\ I_2 &= \frac{1}{2p^{3/2}l} \int_{-1}^0 \left(w_0^0 \partial_y^3 w_2^0 - \partial_y w_0^0 \partial_y^2 w_2^0 + \right. \\ &\quad \left. + \partial_y^2 w_0^0 \partial_y w_2^0 - \partial_y^3 w_0^0 w_2^0 + \partial_y^{-1} w_0^0 \partial_x^4 \partial_y^{-4} w_2^0 + \right. \\ &\quad \left. + \partial_x \partial_y^{-2} w_0^0 \partial_x^3 \partial_y^{-3} w_2^0 - \partial_x^3 \partial_y^{-3} w_0^0 \partial_x \partial_y^{-2} w_2^0 - \right. \\ &\quad \left. - \partial_x^4 \partial_y^{-4} w_0^0 \partial_y^{-1} w_2^0 \right) \Big|_{y=0} dx; \\ I_3 &= \frac{1}{2p^{3/2}l} \int_{-\infty}^0 \left(-\partial_y^{-1} w_0^0 \partial_x^3 \partial_y^{-3} w_2^0 - \right. \\ &\quad \left. - \partial_x \partial_y^{-2} w_0^0 \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_2^0 + \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_0^0 \partial_x \partial_y^{-2} w_2^0 + \right. \\ &\quad \left. + \partial_x^3 \partial_y^{-3} w_0^0 \partial_y^{-1} w_2^0 \right) dy, \end{aligned} \quad (3)$$

слагаемое $I_3 \neq 0$.

Займемся вычислением этой величины на краю $x = 0$. Формула содержит величины

$$\partial_z^n w \equiv \frac{\partial^n w}{\partial z^n}, \quad (n = 0, 1, 2, 3),$$

которые находятся в результате исключения интегралов краевого эффекта (см. [3]).

Рассмотрим, например, жестко закрепленный край $x = 0$.

В соответствии с табл. 1 и 2, полученными в работе [2], граничные условия могут быть записаны в виде:

$$\begin{aligned} \varepsilon^4 (-\partial_x \partial_y^{-2} w_2^0 + (2+\nu) \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0) + \\ + \varepsilon^2 v (r_1^{-1} w_1^k + r_2^{-2} w_2^k) = 0; \\ \varepsilon^3 (\partial_y^{-1} w_2^0 + v \partial_x^2 \partial_y^{-3} w_0^0) + \\ + \varepsilon^3 v (r_1^{-2} \partial_y w_1^k + r_2^{-1} \partial_y w_2^k) = 0; \\ \varepsilon^2 w_2^0 + w_1^k + w_2^k = 0; \\ \varepsilon (\partial_y^1 w_2^0 + \partial_y^{-1} w_0^0) + \\ + \varepsilon^{-1} (r_1 \partial_y w_1^k + r_2 \partial_y w_2^k) = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где r_j задаются формулами:

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{1+i}{\sqrt{2}}, \\ r_2 &= \frac{1-i}{\sqrt{2}}. \end{aligned}$$

Таблица 1

Основные интегралы

f	Основные интегралы
u	$-\varepsilon^2 \partial_x \partial_y^{-2} w^0 + \varepsilon^4 (2+\nu) \partial_x^3 \partial_y^{-4} w^0$
v	$\varepsilon \partial_y^{-1} w^0 + \varepsilon^3 v \partial_x^2 \partial_y^{-3} w^0$
γ_1	$\partial_x w^0$
T_1	$-\varepsilon^2 \partial_x^2 \partial_y^{-2} w^0 + \varepsilon^4 2 \partial_x^4 \partial_y^{-4} w^0$
S	$\varepsilon^3 \partial_x^3 \partial_y^{-3} w^0 - \varepsilon^5 2 \partial_x^5 \partial_y^{-5} w^0$
M_1	$\varepsilon^6 v \partial_y^2 w^0 + \varepsilon^8 (\partial_x^2 w^0 + \nu w^0)$
Q_{1*}	$-\varepsilon^6 (2-\nu) \partial_x \partial_y^2 w^0 - \varepsilon^8 (\partial_x^3 w^0 + (2-\nu) \partial_x w^0)$

Таблица 2

Интегралы краевого эффекта

f	Интегралы краевого эффекта
u	$-\varepsilon^2 v \partial_\xi^3 w^k$
v	$-\varepsilon^2 (2+\nu) \partial_\xi^2 \partial_y w^k$
T_1	$\varepsilon^2 \partial_\xi^2 \partial_y^2 w^k$
S	$-\varepsilon \partial_\xi^3 \partial_y w^k$
M_1	$\varepsilon^4 \partial_\xi^2 w^k$
Q_{1*}	$-\varepsilon^2 \partial_\xi^3 w^k$

Из этой системы ясно, что интегралы краевого эффекта w_1^k и w_2^k имеют порядок ε^2 . Второе и четвертое уравнения (4) интегрируем по y от $-\infty$ до y . После этого исключение величин w_1^k и w_2^k дает

$$\partial_y^2 w_2^0 = -v \partial_x^2 \partial_y^{-4} w_0^0, \quad (5)$$

$$\partial_x \partial_y^{-2} w_2^0 = (2+\nu) \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0 + v^2 \sqrt{2} \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_0^0.$$

Интегрируя теперь два раза по y эти соотношения, получаем искомые выражения, приведенные в первой строке табл. 3. Величины $\partial_x^2 w_2^0$ и $\partial_x^3 w_2^0$ нам не понадобятся, ибо стоящие при них множители в I_3 обращаются в ноль.

Поступая точно так же, получаем выражения $\partial_x^n w_2^0$ и для других граничных условий. Эти величины собраны в табл. 3.

В силу формулы (1) представим величину λ_2 в виде:

$$\begin{aligned} \lambda_2 &= \lambda_2^0 + \lambda_2^k, \\ \lambda_2^0 &= I_1 + I_2, \\ \lambda_2^k &= I_3(0) - I_3(-1), \end{aligned} \quad (6)$$

где величина λ_2^0 определяется формулой

$$\begin{aligned} I_1 + I_2 &= \frac{a_{20} (v b_{20} + b_{-4,-2} - (1-\nu) b_{11})}{p l_2} + \\ &+ \frac{(a_{20} + a_{11}) \partial^{-1} Y_0 \partial^{-6} Y_0}{p l^2} - \frac{3 b_{-1,3} + b_{-5,-1}}{2 p}. \end{aligned} \quad (7)$$

Величина λ_2^k зависит как от интегралов краевого эффекта в окрестности криволинейных краев, так и от первого приближения полубезмоментных интегралов. Как следует из табл. 3, для граничных условий 0110, 0100, 1001, 1000 на криволинейных краях будет $I_3 = 0$. Для остальных вариантов граничных условий на криволинейных краях величина $\lambda_2^k \neq 0$.

Для края $x = 0$ величины $I_3(0)$ приведены в табл. 4, в которой значения производных $X(n)$ следует брать при $\xi = 0$.

Для вычисления $I_3(-1)$ можно использовать табл. 4, причем у всех слагаемых, содержащих $\sqrt{2}$, следует изменить знак. Если же на обоих криволинейных краях заданы одинаковые граничные условия, то $I_3(-1) = -I_3(0)$ и вклад от краевого эффекта удваивается.

В табл. 4 и в формуле (7) входят величины b_{kn} , α , a_{11} , a_{02} , а также функция X и ее производные, вычисляемые при $\xi = 0$ и $\xi = -1$. Значения величин b_{kn} для различных вариантов граничных условий на прямолинейном краю, полученные в [2], приведены в табл. 4.

В табл. 5 для различных групп закрепления криволинейных краев представлены значения остальных величин. Первой указывается группа при $\xi = 0$, а второй — при $\xi = -1$.

Таблица 3

Граничные условия для различных групп закрепления

1. Группа заделки ($w_0^0 = \partial_x w_0^0 = 0$).		0110	$w_2^0 = 0$
1111	$w_2^0 = -v \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_0^0$ $\partial_x w_2^0 = (2+v) \partial_x^3 \partial_y^{-2} w_0^0 + v^2 \sqrt{2} \partial_x^2 w_0^0$	0100	$\partial_x^2 w_2^0 = 0$
1110	$w_2^0 = -v \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_0^0$ $\partial_x w_2^0 = (2+v) \partial_x^3 \partial_y^{-2} w_0^0 + \frac{v^2}{\sqrt{2}} \partial_x^2 w_0^0$	0011	$w_2^0 = \frac{1}{\sqrt{2}} (\partial_x w_0^0 - \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0)$ $\partial_x^2 w_2^0 = \frac{1}{\sqrt{2}} (\partial_x^3 w_0^0 - \partial_x \partial_y^4 w_0^0)$
1101	$w_2^0 = -v \partial_x^2 \partial_y^{-2} w_0^0$	0010	$w_2^0 = -\sqrt{2} \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0$ $\partial_x^2 w_2^0 = 0$
1100	$\partial_x w_2^0 = (2+v) \partial_x^3 \partial_y^{-2} w_0^0$	3. Группа слабого закрепления	
1011	$w_2^0 = \frac{1}{\sqrt{2}} \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0$ $\partial_x w_2^0 = 2 \partial_x^3 \partial_y^{-2} w_0^0$	1001	$\partial_x w_2^0 = 0$
1010	$w_2^0 = \sqrt{2} \partial_x^3 \partial_y^{-4} w_0^0$ $\partial_x w_2^0 = 2 \partial_x^3 \partial_y^{-2} w_0^0$	1000	$\partial_x^3 w_2^0 = 0$
2. Группа шарнирной опоры ($w_0^0 = \partial_x^2 w_0^0 = 0$).		4. Группа свободного края ($\partial_x^2 w_0^0 = \partial_x^3 w_0^0 = 0$).	
0111	$w_2^0 = 0$	0001	$\partial_x^2 w_2^0 = 2 \partial_x^4 \partial_y^{-2} w_0^0 - \frac{\partial_x \partial_y^4 w_0^0}{\sqrt{2}}$ $\partial_x^3 w_2^0 = 2 \partial_x^5 \partial_y^{-2} w_0^0 - (2-v) \partial_x \partial_y^6 w_0^0$
0101	$\partial_x^2 w_2^0 = -\sqrt{2} \partial_x \partial_y^4 w_0^0$	0000	$\partial_x^2 w_2^0 = 2 \partial_x^4 \partial_y^{-2} w_0^0 - v \partial_y^6 w_0^0$ $\partial_x^3 w_2^0 = 2 \partial_x^5 \partial_y^{-2} w_0^0 - (2-v) \partial_x \partial_y^6 w_0^0$

Таблица 4

Значения величин b_{kn} для различных вариантов граничных условий на прямолинейном краю

Гр. условия	0000	0001	0100	0101	0010	1000
λ_0	0,112	0,222	0,222	0,418	0,809	0,809
$b_{-3,-5}$	-0,067	-0,185	-0,185	-0,459	-0,861	-0,861
$b_{-3,-3}$	0,054	0,125	0,185	0,402	0,638	0,809
$b_{-2,-4}$	-0,054	-0,125	-0,185	-0,402	-0,638	-0,809
$b_{-2,-2}$	-0,112	0,222	0,222	0,418	0,809	0,809
$b_{-1,-5}$	0,197	0,513	0,185	0,408	1,5322	0,809
$b_{-1,-3}$	-0,112	-0,222	-0,222	-0,418	-0,809	-0,809
$b_{0,-6}$	-0,054	0,357	-0,185	0,085	-0,085	-0,809
$b_{1,1}$	0,568	0,343	0,838	0,524	0,861	1,479
$b_{2,-2}$	-0,041	-0,086	-0,086	0,182	0,447	0,447
$b_{2,0}$	0,069	-0,343	0,032	-0,524	-0,861	-0,585
$b_{3,-1}$	-0,069	-0,140	-0,032	0,036	0,861	0,585
$b_{4,-2}$	0,069	0,140	0,032	-0,036	-0,309	-0,585

В качестве примера ограничимся рассмотрением случая, когда край $\varphi = 0$ свободен, а на криволинейных краях заданы граничные условия из группы жесткой заделки. Рассмотрим оболочку с

параметрами $l = 1$, $\nu = 0,3$ и при трех значениях толщины $h_* = h/R = 0,01; 0,002; 0,001$. Результаты сравнения величин Ω_0 , $\Omega^{(a)}$ и $\Omega^{(мкз)}$ помещены в табл. 6.

Таблица 5 Заделка – заделка

Значения некоторых величин
для различных групп закрепления

1111	$\frac{v^2(X'')^2}{l\alpha^4\sqrt{2}}b_{-2,-2} + \frac{(1+v)X''X'''}{l\alpha^5}b_{-2,-4}$
1110	$\frac{v^2(X'')^2}{l\alpha^4\sqrt{2}}b_{-2,-2} + \frac{(1+v)X''X'''}{l\alpha^5}b_{-2,-4}$
1101 1100	$\frac{(1+v)X''X'''}{l\alpha^5}b_{-2,-4}$
1011	$\frac{(X''')^2}{2l\alpha^6\sqrt{2}}b_{-3,-5} + \frac{X''X'''}{l\alpha^5}b_{-2,-4}$
1010	$\frac{(X''')^2}{l\alpha^6\sqrt{2}}b_{-3,-5} + \frac{X''X'''}{l\alpha^5}b_{-2,-4}$
0111 0101	$\frac{(X')^2}{l\alpha^2\sqrt{2}}b_{-2,2}$
0010	$\frac{(X''')^2}{l\alpha^6\sqrt{2}}b_{-3,-5}$
0011	$\frac{1}{2l\sqrt{2}}\left(\frac{(X')^2}{\alpha^2}b_{-2,2} + \frac{2X'X'''}{\alpha^4}b_{-1,-3} - \frac{(X''')^2}{\alpha^6}b_{-3,-5}\right)$
0001	$\frac{XX'}{l\alpha}\left(\frac{2-v}{2}b_{-1,3} - b_{-1,-5} - b_{-2,-4}\right) + \frac{(X')^2}{2l\alpha^2\sqrt{2}}b_{-2,2}$
0000	$\frac{XX'}{l\alpha}\left(\frac{2-v}{2}b_{-1,3} - b_{-1,-5} - b_{-2,-4} + \frac{v}{2}b_{-2,4}\right)$

$$(X_0 = X'_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0)$$

$$\alpha = 4,73004, a_{11} = 12,3026, a_{02} = -a_{11},$$

$$X''_0 = 44,746, X'''_0 = 207,949, X''_{-1} = X''_0, X'''_{-1} = -X'''_0.$$

Шарнир – заделка

$$(X_0 = X''_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0)$$

$$\alpha = 3,92660, a_{11} = 11,5125, a_{02} = -a_{11},$$

$$X'_0 = -5,71007, X''_0 = 83,2639,$$

$$X'_{-1} = 30,8364, X'''_{-1} = -127,176.$$

Слабое закрепление – заделка

$$(X'_0 = X''_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0)$$

$$\alpha = 2,36502, a_{11} = 3,07566, a_{02} = -a_{11},$$

$$X_0 = 1,588, X''_0 = -6,799,$$

$$X'_{-1} = 11,186, X'''_{-1} = -25,993.$$

Свободный край – заделка

$$(X''_0 = X'''_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0)$$

$$\alpha = 1,87510, a_{11} = 4,64779, a_{02} = 0,85825$$

$$X_0 = 2, X'_0 = 2,753, X''_{-1} = 7,032, X'''_{-1} = -9,68.$$

Шарнир – шарнир

$$(X_0 = X''_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0);$$

$$\alpha = \pi, a_{11} = \pi^2, a_{02} = -a_{11}$$

$$X'_0 = -\pi\sqrt{2}, X''_0 = \pi^3\sqrt{2},$$

$$X'_{-1} = \pi\sqrt{2}, X'''_{-1} = -\pi^3\sqrt{2}.$$

Слабое закрепление – шарнир

$$(X'_0 = X''_0 = X_{-1} = X'_{-1} = 0);$$

$$\alpha = \pi, a_{11} = \pi^2, a_{02} = -a_{11}$$

$$X_0 = \sqrt{2}, X''_0 = -\pi^2\sqrt{2}/4,$$

$$X'_{-1} = \pi/\sqrt{2}, X'''_{-1} = -\pi^3\sqrt{2}/8.$$

Таблица 6

Результаты сравнения величин Ω_0 , $\Omega^{(a)}$ и $\Omega^{(мкэ)}$

Гр. усл.	1111	1110	1101	1100	1011	1010
$h_* = 0,01$						
Ω_0	0,123	0,123	0,123	0,123	0,123	0,123
$\Omega^{(a)}$	0,133	0,132	0,132	0,132	0,130	0,125
$\Omega^{(T)}$	0,146	0,143	0,104	0,090	0,139	0,136
$h_* = 0,002$						
Ω_0	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055
$\Omega^{(a)}$	0,057	0,057	0,057	0,057	0,056	0,055
$\Omega^{(T)}$	0,056	0,054	0,047	0,045	0,058	0,053
$h_* = 0,001$						
Ω_0	0,039	0,039	0,039	0,039	0,039	0,039
$\Omega^{(a)}$	0,040	0,040	0,039	0,039	0,039	0,039
$\Omega^{(T)}$	0,038	0,037	0,035	0,035	0,038	0,035

Здесь Ω_0 – значение Ω в нулевом приближении. Значения $\Omega^{(a)}$ и $\Omega^{(мкэ)}$ здесь согласуются хуже, чем в случае шарнирно опертых криволинейных краев.

Основная причина этого заключается, по-видимому, в том, что в методе конечных элементов краевой эффект плохо аппроксимируется при разбиении длины оболочки на 24 части.

Заключение

Для получения асимптотической формулы для параметра частоты колебаний цилиндрической панели выполнено исключение интегралов краевого эффекта из граничных условий на криволинейных

краях. Проведено сравнение асимптотических результатов с численными результатами, полученными методом прогонки и методом конечных элементов.

Литература

1. Гольденвейзер А.Л. Свободные колебания тонких упругих оболочек / А.Л. Гольденвейзер, В.Б. Лидский, П.Е. Товстик. – М.: Наука, 1979. – 383 с.
2. Ершова З.Г. Интегрирование уточненных уравнений колебаний цилиндрической панели / З.Г. Ершова, В.И. Ершов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 2 (25) – С. 114-119.
3. Товстик П.Е. Устойчивость тонких оболочек / П.Е. Товстик. – М.: Наука. Физматлит., 1995. – 320 с.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Шатульский, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия.

ОКРЕМІ ВИПАДКИ ІНТЕГРАЦІЇ РІВНЯНЬ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРОВОЇ ПАНЕЛІ

З.Г. Ершова, В.І. Ершов

Досліджуються низькочастотні коливання тонкої циліндрової панелі, прямолінійний край якої передбачається вільним або слабо закріпленим, внаслідок чого форми втрати стійкості локалізуються в межах прямолінійного краю. Розглядаються випадки, в яких граничні умови на одному з криволінійних країв узяті з групи закладення. При цьому в межах цього краю виникає крайовий ефект. Для отримання асимптотичної формули для параметра частоти коливань циліндрової панелі виконано виключення інтегралів крайового ефекту з граничних умов на криволінійних краях. Проведено порівняння асимптотичних результатів з чисельними результатами, отриманими методом прогону і методом кінцевих елементів.

Ключові слова: циліндрова панель, низькочастотні коливання, асимптотична інтеграція, інтеграли крайового ефекту.

PARTICULAR CASE OF INTEGRATION OF EQUATION FOR CYLINDRICAL PANEL'S FLUCTUATION

Z.G. Ershova, V.I. Ershov

The article presents the investigation of low frequency fluctuations of slim cylindrical panel, with rectilinear border which is supposed free or faintly fastening. As a result forms of steadiness' losses localize near the rectilinear border. Cases with border's conditions for one from curvilinear borders was taken from stopping up group were considered in the article. Border effect in this location take place. Excluding of border effect's integral from the border's conditions on the curvilinear borders for the purpose of receiving asymptotical equation for parameter of frequency fluctuations of cylindrical panel was made. Comparison of asymptotical results and numerical results by run-through method and ultimate elements method is given.

Key words: cylindrical panel, low frequency fluctuations, asymptotical integration, border effect, border's conditions.

Ершова Зинаида Георгиевна – канд. физ.-мат. наук, доцент, доцент кафедры технической механики Тутаевского филиала ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева», Тутаев, Россия, e-mail: evi-52@mail.ru.

Ершов Виктор Иванович – канд. физ.-мат. наук, доцент, директор Тутаевского филиала ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П. А. Соловьева», Тутаев, Россия, e-mail: evi-52@mail.ru.

УДК 629.7.054

В.Н. МЕЛЬНИК, В.В. КАРАЧУН

Национальный технический университет Украины “КПИ”, Киев, Украина

ЦИКЛИЧЕСКИ ДЕФОРМИРУЕМОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОБОЛОЧЕК В АКУСТИЧЕСКОМ ПОЛЕ

Циклически деформируемое напряженное состояние оболочечных фрагментов двигателей летательных аппаратов является не только наиболее часто встречаемым явлением, но и наименее изученным с точки зрения упругого взаимодействия материала с акустическим воздействием. Рассматривается трехмерная задача, дающая перспективы глубокого изучения природы явления. Определяются координатные функции оболочки с учетом особенностей эксплуатационной картины и граничных условий. Решается третья краевая задача упруго-деформированного состояния оболочки, когда ее свойства очерчиваются импедансной структурой. Вводятся корректирующие функции для обеспечения соответствия граничным условиям.

Ключевые слова: оболочка, координатные функции, циклическое нагружение, акустическое излучение

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Авиационные двигатели в режиме эксплуатационного использования летательных аппаратов подвергаются интенсивному воздействию мощного акустического излучения. Частота звуковых воздействий достигает 10 кГц, а уровень нагружения превышает 150 дБ. Вполне понятно, что элементная база в этом случае определенным образом реагирует на аэродинамический шум. Природа этой реакции представляется генерируемым в материале упругими перемещениями, которые несут, в общем случае, пространственный характер.

В своей совокупности упруго-напряженное состояние поверхности может привести к возникновению особенностей резонансного типа с последующим появлением необратимых деформаций и трещин. Поэтому, изучение закономерностей упругих перемещений фрагментов поверхности двигателей представляется актуальным, особенно с учетом натурных реалий в виде еще и кинематических и вибрационных нагружений. Наиболее сложными, с точки зрения аналитического описания явлений, представляются оболочечные поверхности, особенности динамики которых при циклическом нагружении требуют глубокого изучения.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Влияние акустических полей на плоские [1, 2] и оболочечные конструкции [3, 4] очерчено, как уже отмечалось, выявлением характера нелинейных колебаний с последующим их влиянием на динамику отдельных узлов [5, 6].

Особый интерес представляет изучение этой проблемы с учетом имеющегося носителя кинетического момента [7, 8]. Как оказалось, в этом случае имеют место гироскопические реакции, степень влияния которых может существенно изменить динамику конструкции [9, 10].

Наиболее опасной, с точки зрения появления колебаний, является плоскость шпангоута, особенно в случае нулевой гауссовой кривизны поверхности. Поэтому именно этому аспекту уделено много внимания. Вместе с тем, упругие перемещения поверхности вдоль параллели и в направлении протяженности оболочки требуют не меньшего внимания, особенно при наличии в своем составе быстровращающихся маховиков.

Постановка задачи данного исследования. Рассматривается наиболее сложное взаимодействие акустического излучения с оболочечными фрагментами – циклическое нагружение. Такие условия имеют место, например, у самолетов тактической палубной авиации (ТПА), стратегической бомбардировочной авиации (СБА) и др. Ставится задача определения координатных функций оболочки на основе метода Бубнова – Галеркина с использованием корректирующих функций Кравчука.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Принимаем, что поверхность оболочки нагружена произвольным внешним динамическим воздействием (распределенным, или сосредоточенным – в точке, по линии, по площади и т.п.).

Считаем также, что на краях поплавок ($z=0, z=1$) заданы некоторые граничные условия – кинематические, геометрические или силовые.

Излагаемый метод предусматривает выполнение двух этапов:

– вначале проводится процедура разделения переменных в уравнениях движения при помощи метода Фурье;

– затем используется метод Бубнова-Галеркина.

Поскольку рассматриваются замкнутые оболочки вращения, то в окружном направлении (вдоль параллели) следует ожидать периодичности силовых и кинематических полей, то есть они должны определенным образом зависеть от периодических функций типа $\cos k\varphi$, $\sin k\varphi$ ($k = 0, 1, \dots$). В свою очередь, внешнее динамическое нагружение по трем направлениям может быть и непериодическим по координате φ . Но нагрузки

$$q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi), \quad i = \overline{1, 3}$$

всегда можно, во всяком случае формально, представить в виде рядов Фурье по координате φ .

Поэтому считаем, что

$$\begin{aligned} q_i^* &= q_i^*(t, z, \varphi) = \\ &= \sum_{k=0}^{\infty} [q_{i,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + q_{i,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \\ &i = \overline{1, 3}. \end{aligned} \quad (1)$$

В соответствии с этим и структура координатных функций будет иметь вид:

$$\begin{aligned} U_z &= U_z(t, z, \varphi); \\ U_\varphi &= U_\varphi(t, z, \varphi); \\ W &= W(t, z, \varphi). \end{aligned} \quad (2)$$

Вначале представим их следующим образом:

$$U_z = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{z,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + U_{z,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi]; \quad (3)$$

$$U_\varphi = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{\varphi,k}^{(1)}(t, z) \sin k\varphi + U_{\varphi,k}^{(2)}(t, z) \cos k\varphi]; \quad (4)$$

$$W = \sum_{k=0}^{\infty} [W_k^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + W_k^{(2)}(t, z) \sin k\varphi]. \quad (5)$$

Соотношения (1), (3 – 5) подставим в дифференциальные уравнения

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} + \frac{1+\nu}{2R} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z \partial \varphi} - \frac{\nu h}{R} \frac{\partial W}{\partial z} = \\ = -\frac{(1-\nu^2)\ell^2}{Eh^2} q_1 + \frac{(1-\nu^2)\ell^2 \rho \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial \varphi^2} - \frac{1-\nu}{2} \frac{R}{\ell} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z^2} + \\ + \frac{1+\nu}{2} \frac{R}{\ell} \frac{\partial^2 U_z}{\partial z \partial \varphi} - \frac{\partial W}{\partial \varphi} = \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} = -(1-\nu^2) \frac{R^2}{Eh^2} q_2 + \frac{\rho \omega_0^2 R^2}{E} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial t^2}; \\ - \frac{\partial^4 W}{\partial z^4} - 2 \frac{\ell}{R^2} \frac{\partial^4 W}{\partial z^2 \partial \varphi^2} - \frac{\ell^4}{R^4} \frac{\partial^4 W}{\partial \varphi^4} - \\ - \frac{\ell^4}{R^4} \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial \varphi^3} - (1-\nu) \frac{\ell^2}{R^2} \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial z^2 \partial \varphi} + \\ + 12\nu \frac{\ell^3}{Rh^2} \frac{\partial U_z}{\partial z} + 12\nu \frac{\ell^3}{Rh^2} \frac{\ell^4}{R^2 h^2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} = \\ - \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{\ell^4}{h^2} q_3 + 12(1-\nu^2) \frac{\ell^4}{h^2} \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

и проведем процедуру разделения переменных методом Фурье для каждого из деформированного состояний.

Группируем слагаемые, содержащие $\cos k\varphi$ и $\sin k\varphi$ и получаем:

$$\begin{aligned} \text{продольные перемещения} - \\ \frac{\partial^2 U_{z,k}^{(1)}}{\partial z^2} + \\ + k \frac{1}{2} (1+\nu) \frac{\ell}{R} \frac{\partial U_{\varphi,k}^{(1)}}{\partial z} - \nu \frac{h}{R} \frac{\partial W_k^{(1)}}{\partial z} = \\ = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{\ell^2}{h^2} q_{1,k}^{(1)}(t, z) + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2 \ell^2}{E} \frac{\partial^2 U_{z,k}^{(1)}}{\partial t^2}, \\ k = 0, 1, 2, 3, \dots; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U_{z,k}^{(2)}}{\partial z^2} - k \frac{1}{2} (1+\nu) \frac{\ell}{R} \frac{\partial U_{\varphi,k}^{(2)}}{\partial z} - \nu \frac{h}{R} \frac{\partial W_k^{(2)}}{\partial z} = \\ = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{\ell^2}{h^2} q_{1,k}^{(2)}(t, z) + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2 \ell^2}{E} \frac{\partial^2 U_{z,k}^{(2)}}{\partial t^2}, \\ k = 0, 1, 2, 3, \dots; \end{aligned} \quad (10)$$

окружные перемещения –

$$\begin{aligned} -\frac{1}{2} (1-\nu) \left(\frac{R}{\ell} \right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,k}^{(1)}}{\partial z^2} - k^2 U_{\varphi,k}^{(1)} - \\ - k \frac{1}{2} (1+\nu) \left(\frac{R}{\ell} \right) \frac{\partial U_{z,k}^{(1)}}{\partial z} = \\ = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{R^2}{h^2} q_{2,k}^{(1)}(z, t) + \\ + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2}{E} R^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,k}^{(1)}}{\partial t^2}, \\ k = 0, 1, 2, 3, \dots; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{2}(1-\nu)\left(\frac{R}{l}\right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi k}^{(2)}}{\partial z^2} - k^2 U_{\varphi, k}^{(2)} + \\
& + k \frac{1}{2}(1+\nu)\left(\frac{R}{l}\right) \frac{\partial U_{z, k}^{(2)}}{\partial z} = \\
& = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{R^2}{h^2} q_{2, k}^{(2)}(z, t) + \\
& + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2}{E} R^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi, k}^{(2)}}{\partial t^2}, \\
& k = 0, 1, 2, 3, \dots;
\end{aligned}$$

радиальные перемещения –

$$\begin{aligned}
& -\frac{\partial^4 W_k^{(1)}}{\partial z^4} + k^2 2 \left(\frac{l}{R}\right)^2 \frac{\partial^2 W_k^{(1)}}{\partial z^2} - \\
& - k^4 \left(\frac{l}{R}\right)^4 W_k^{(1)} + k^3 \left(\frac{l}{R}\right)^4 U_{\varphi, k}^{(1)} - \\
& - k(1-\nu) \left(\frac{l}{R}\right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi k}^{(1)}}{\partial z^2} + \\
& + 12\nu \frac{l^3}{R h^2} \frac{\partial U_{z, k}^{(1)}}{\partial z} + 12k \frac{l^4}{R^2 h^2} U_{\varphi, k}^{(1)} = \\
& = \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{l^4}{h^2} q_{3, k}^{(1)}(z, t) + \\
& + 12(1-\nu^2) \left(\frac{l}{h}\right)^4 \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W_k^{(1)}}{\partial t^2}, \\
& k = 0, 1, 2, 3, \dots; \quad (13)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\partial^4 W_k^{(2)}}{\partial z^4} + k^2 2 \left(\frac{l}{R}\right)^2 \frac{\partial^2 W_k^{(2)}}{\partial z^2} - k^4 \left(\frac{l}{R}\right)^4 W_k^{(2)} - \\
& - k^3 \left(\frac{l}{R}\right)^4 U_{\varphi, k}^{(2)} + k(1-\nu) \left(\frac{l}{R}\right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi, k}^{(2)}}{\partial z^2} + \\
& + 12\nu \frac{l^3}{R h^2} \frac{\partial U_{z, k}^{(2)}}{\partial z} - 12k \frac{l^4}{R^2 h^2} U_{\varphi, k}^{(2)} = \\
& = \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{l^4}{h^2} q_{3, k}^{(2)} + \\
& + 12(1-\nu^2) \left(\frac{l}{h}\right)^4 \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W_k^{(2)}}{\partial t^2}, \\
& k = 0, 1, 2, 3, \dots; \quad (14)
\end{aligned}$$

Обращает внимание тот факт, что при циклическом нагружении уравнения продольных перемещений содержат слагаемое с коэффициентом “ k ” в первой степени, уравнения для окружных перемещений – два слагаемых с параметром “ k ”, в одном случае это “ k^2 ”, в другом “ k ” в первой степени. Наконец, в уравнениях радиального перемещения

поверхности присутствуют пять слагаемых с параметром “ k ”: k , k^2 , k^3 , k^4 .

С увеличением числа циклов, как следует из уравнений движения, на продольное перемещение U_z все большее влияние оказывают окружные перемещения U_φ . Причем это влияние возрастает по линейному закону.

В то же время, на величину окружных перемещений U_φ , в свою очередь, линейно влияют продольные перемещения U_z . Увеличение свободного члена U_φ растет по параболическому закону. Очевидно, что в этом случае наблюдается стремительное увеличение парциальной частоты.

Наиболее заметно влияние увеличения числа циклов на радиальные перемещения W .

Это кубическая зависимость от окружных перемещений U_φ . Кроме того, в четвертой степени растет парциальная частота радиальных перемещений. Пояснение этому факту состоит в значительно меньшей жесткости оболочки в плоскости шпангоута по сравнению с двумя другими направлениями.

Метод Бубнова-Галеркина для интегрирования уравнений. Корректирующие функции Кравчука.

Реализация метода состоит в следующем. Отыскиваемые функции $U_{z, k}^{(s)}$, $U_{\varphi, k}^{(s)}$, $W_k^{(s)}$ аппроксимируются в самом общем виде, т.е.

$$\begin{aligned}
U_{z, k}^{(s)} &= \sum_{j=0}^{\infty} A_{z, j}^{(sk)}(t) U_{z, j}^{(sk)}(z); \\
U_{\varphi, k}^{(s)} &= \sum_{j=0}^{\infty} B_{\varphi, j}^{(sk)}(t) U_{\varphi, j}^{(sk)}(z); \\
W_k^{(s)} &= \sum_{j=0}^{\infty} C_j^{(sk)}(t) W_j^{(sk)}(z), \quad (15)
\end{aligned}$$

где $s = 1, 2$;

$k = 0, 1, 2, \dots$;

а $\{U_{z, j}^{(sk)}(z)\}$, $\{U_{\varphi, j}^{(sk)}(z)\}$, $\{W_j^{(sk)}(z)\}$ – множество координатных функций в направлении протяженности подвеса, т.е. координаты z , полные и независимые в интервале $[0, 1]$.

Использование метода предполагает удовлетворение аппроксимаций кинематическим и силовым граничным условиям, т.е. при $z = 0$ и $z = 1$. С этой целью необходимо ввести корректирующие функции Кравчука. Для решаемой задачи речь идет о функциях вида

$$z^m (1-z)^n, \quad (16)$$

где m, n – целые числа.

Новые аппроксимации будут очерчены выражениями:

$$U_{z,k}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} A_{z,j}^{(sk)}(t) U_{z,j}^{*(sk)}(z); \quad (17)$$

$$U_{\varphi,k}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} B_{\varphi,j}^{(sk)}(t) U_{\varphi,j}^{*(sk)}(z); \quad (18)$$

$$W_k^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} C_j^{(sk)}(t) W_j^{*(sk)}(z), \quad (19)$$

где

$$U_{z,j}^{*(sk)}(z) = z^{m_1} (1-z)^{n_1} U_{z,j}^{(sk)}(z);$$

$$U_{\varphi,j}^{*(sk)}(z) = z^{m_2} (1-z)^{n_2} U_{\varphi,j}^{(sk)}(z);$$

$$W_j^{*(sk)}(z) = z^{m_3} (1-z)^{n_3} W_j^{(sk)}(z). \quad (20)$$

Таким образом, при *циклическом нагружении* ($2 \leq k$), координатные функции строятся в виде:

$$U_z = \sum_{k=0}^{\infty} \left[a_k^{(1)}(t) z^2 (1-z)^2 \cos k\varphi \cos z + a_k^{(2)}(t) z^2 (1-z)^2 \sin k\varphi \sin z \right]; \quad (21)$$

$$U_{\varphi} = \sum_{k=0}^{\infty} \left[b_k^{(1)}(t) z^2 (1-z)^2 \sin k\varphi \cos z + b_k^{(2)}(t) z^2 (1-z)^2 \cos k\varphi \sin z \right]; \quad (22)$$

$$W = \sum_{k=0}^{\infty} \left[c_k^{(1)}(t) z^4 (1-z)^4 \cos k\varphi \cos z + c_k^{(2)}(t) z^4 (1-z)^4 \sin k\varphi \sin z \right], \quad (23)$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Построенная аналитическая структура упруго-напряженного состояния оболочки в акустических полях создает условия для уточнения таких параметров как partialis частоты поверхности в трех направлениях — вдоль протяженности, по линии параллели, в плоскости шпангоута. Не представляется труда также на основе метода Фурье составить

вековое уравнение, установить динамические особенности поверхности в акустическом поле. Наконец, как частное, возможно изучение осесимметричного и осесимметричного упругого состояния.

Перспективным представляется использование полученных результатов для решения целого ряда задач, в том числе, задач улучшения технических характеристик аппарата в целом.

Литература

1. Karachun V.V. *Vibration of Porons Plates under the Action of Acoustic* / V.V. Karachun // *SOVIET APPLIED MECHANICS*. — 1987. — Vol. 22. — № 3. — P. 236-238.
2. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле: пер. с англ.* / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. — М.: Машиностроение, 1985. — 472 с.
3. Mel'nick V.N. *Some aspects of the gyroscopic stabilization in acoustic fields* / V.N. Mel'nick, V.V. Karachun // *Int. Appl. Mech.* — 2002/ - Vol. 38, № 1. — P. 74-80.
4. Ляшнев Л.М. *Отражение звука тонкими пластинами и оболочками* / Л.М. Ляшнев. — М.: Изд-во АН СССР, 1955. — 73 с.
5. Буйвол В.Н. *Колебания и устойчивость деформируемых систем в жидкости* / В.Н. Буйвол; Ин-т механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины. — К.: Наук. думка, 1975. — 187 с.
6. Гринченко В.Т. *Гармонические колебания и волны в упругих телах: монография* / В.Т. Гринченко, В.В. Мелешко. — К.: Наук. думка, 1981. — 183 с.
7. Карачун В.В. *Волновые задачи поплавок-ового гироскопа* / В.В. Карачун, Я.Ф. Каюк, В.Н. Мельник; Нац. техн. ун-т Украины «КПИ». — К.: «Корнейчук», 2007. — 227 с.: ил., табл. — Библиогр.: с. 217-228.
8. *Рухомі міражі: монографія* / В.В. Карачун, В.М. Мельник; Нац. техн. ун-т України «КПІ». — К.: «Корнійчук», 2009. — 136 с.: ил., табл. — Бібліогр. с.: 135-136.
9. Мельник В.М. *Двовимірна задача пружної деформації поверхні оболонки внаслідок дифракції зовнішніх звукових хвиль на щілині* / В.М. Мельник, В.В. Карачун // *Вісник ЖДТУ. Технічні науки*. — 2009. — № 4(51). — С. 57-62.
10. Мельник В.М. *Дифракционные эффекты на оболочках* / В.М. Мельник // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. — 2008. — № 1(48). — С. 24-30.

Поступила в редакцию 2.03.2011

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

ЦИКЛІЧНО ДЕФОРМОВАНИЙ НАПРУЖЕНИЙ СТАН ОБОЛОНОК В АКУСТИЧНОМУ ПОЛІ

В.М. Мельник, В.В. Карачун

Циклічно деформований напружений стан оболонкових фрагментів двигунів літальних апаратів постає не тільки найбільш часто зустрічаємим явищем, але і найменше вивченим з точки зору пружної взаємодії з акустичним впливом. Розглядається тривимірна задача, яка надає перспективи глибокого вивчення явища. Визначаються координатні функції оболонки з урахуванням особливостей експлуатаційної картини і граничних умов. Розв'язується третя крайова задача пружно-деформованого стану оболонки, коли її властивості окреслюються імпедансною структурою. Вводяться коректуючі функції для забезпечення відповідності граничним умовам.

Ключові слова: оболонка, координатні функції, циклічне навантаження, акустичне випромінювання.

CYCLIC STRESS STATE DEFORMABLE SHELLS IN THE ACOUSTIC FIELD

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

The cyclic deformed tense state of оболоночных fragments of engines of aircrafts is not only most the often met phenomenon but also most studied from point of the resilient co-operating of material with acoustic influence. A three-dimensional task, giving the prospects of deep study of nature of the phenomenon, is examined. The coordinate functions of shell are determined taking into account the features of operating picture and scope terms. The third regional task of the resiliently-tense state of shell decides, when its properties are outlined a impedance structure. Correctings functions are entered for providing of accordance scope terms.

Key words: envelope, coordinate functions, cyclic loading, acoustic emission.

Мельник Виктория Николаевна – д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры биотехники и инженерии Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: karachun1@gala.net.

Карачун Владимир Владимирович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой биотехники и инженерии Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: karachun1@gala.net.

УДК 629.7.054

О.Я. КОВАЛЕЦ

*Национальный технический университет Украины “КПИ”, Киев, Украина***ОСЕНЕСИММЕТРИЧНОЕ АКУСТИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ ОБОЛОЧЕК**

Авиационные двигатели, многие фрагменты конструкции которых могут рассматриваться как оболочки вращения, в натурных условиях подвергаются, как правило, осенесимметричному акустическому нагружению. Такое упруго-напряженное состояние материала элементов двигателя летательного аппарата может привести к появлению необратимых деформаций. В работе рассматривается трехмерная задача. Определяются координатные функции оболочки при заданных граничных условиях. Полученные результаты создают необходимые предпосылки для количественного и качественного анализа состояния при осенесимметричном нагружении.

Ключевые слова: осенесимметричное нагружение, акустическое поле, оболочка, координатные функции.

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. В эксплуатационных условиях двигатели летательных аппаратов различного класса – управляемые, беспилотные, дистанционно управляемые, тактическая палубная авиация и т.д. – подвергаются воздействию мощного акустического излучения. Это звуковые поля высокой интенсивности – 140-150 дБ и выше. В этом случае под действием силового воздействия со стороны проникающего излучения возникают упругие перемещения поверхности в трех направлениях – осевом (по протяженности), окружном (по параллели) и поперечном (в плоскости шпангоута), что, в свою очередь, может привести к появлению деформаций и трещин. Наиболее восприимчивыми к звуковому нагружению являются упругие перемещения поверхности в плоскости шпангоута.

Рассмотрим особенности динамики таких поверхностей при осенесимметричном режиме нагружения, что достаточно полно соответствует эксплуатационному функционированию аппаратов.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. В отечественной и зарубежной литературе достаточно полно отражены достижения науки в борьбе с шумом низкой и средней интенсивности (не выше 130 дБ) [1]. Изучение же свойств конструкций при воздействии акустических полей высокой интенсивности (160...180 дБ) проанализировано в немногих работах [2]. Вопросы акустической устойчивости некоторых типов бортовой аппаратуры и их комплектующих освещены в работах проф. В. С. Дидковского [3] и проф. В. В. Карачуна, проф. В. Н. Мельник [4, 5, 6].

Доказано, что силовое акустическое нагружение приводит к качественно новому состоянию многих конструкций, бортовой электронной аппаратуры и приборов командно-измерительных комплексов. Некоторые из них находятся в состоянии знакопеременных обратимых деформаций, другие испытывают напряжения, превышающие допустимые значения, третьи – вообще не могут функционировать в номинальном режиме. Колебания механических систем приводят к нарушению целостности материала при наступлении локальных особенностей.

Таким образом, для уяснения природы появления этих особенностей необходимо установить закономерности возмущенного движения элементов двигателей путем аналитического описания координатных функций.

Постановка задачи данного исследования. Широкое использование оболочечных элементов в конструкциях авиационных двигателей явилось побудительной причиной глубокого и всестороннего изучения динамических свойств таких конструкций.

Решение таких задач предусматривает анализ многих факторов. В работе ставится задача нахождения координатных функций оболочки. Полученные результаты есть одна из граней рассматриваемой многоплановой проблемы.

Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

Обратимся к наиболее общему случаю – когда поверхность оболочки нагружена произвольным внешним динамическим воздействием (распределенным, или сосредоточенным – в точке, по линии, по площади и т.п.). Считаем также, что на края

оболочки ($z=0, z=1$) заданы некоторые граничные условия – кинематические, геометрические или силовые.

Метод приближенного интегрирования уравнений оболочки предусматривает выполнение двух этапов:

– вначале проводим процедуру разделения переменных в уравнениях движения при помощи метода Фурье;

– затем используем метод Бубнова-Галеркина.

Поскольку рассматриваются замкнутые оболочки вращения, то в окружном направлении (вдоль параллели) следует ожидать периодичности силовых, кинематических полей, то есть они должны определенным образом зависеть от периодических функций типа $\cos k\varphi$, $\sin k\varphi$ ($k = 0, 1, \dots$). В свою очередь, внешнее динамическое нагружение по трем направлениям может быть и непериодическим по координате φ . Но нагрузки

$$q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi), \quad i = \overline{1, 3}$$

всегда можно, во всяком случае формально, представить в виде рядов Фурье по координате φ .

Поэтому считаем, что

$$q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} [q_{i,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + q_{i,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \quad i = \overline{1, 3} \quad (1)$$

В соответствии с этим и структура координатных функций будет иметь вид:

$$U_z = U_z(t, z, \varphi); \quad U_\varphi = U_\varphi(t, z, \varphi); \\ W = W(t, z, \varphi). \quad (2)$$

Вначале представим их следующим образом:

$$U_z = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{z,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + U_{z,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \quad (3)$$

$$U_\varphi = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{\varphi,k}^{(1)}(t, z) \sin k\varphi + U_{\varphi,k}^{(2)}(t, z) \cos k\varphi], \quad (4)$$

$$W_k = \sum_{k=0}^{\infty} [W_k^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + W_k^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \quad (5)$$

Проведем процедуру разделения переменных методом Фурье для каждого из деформированного состояний.

Получаем для продольных колебаний:

$$\frac{\partial^2 U_{z,1}^{(1)}}{\partial z^2} + \frac{1}{2}(1+\nu) \frac{\ell}{R} \frac{\partial U_{\varphi,1}^{(1)}}{\partial z} - \nu \frac{h}{R} \frac{\partial W_1^{(1)}}{\partial z} = \\ = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{l^2}{h^2} q_{1,1}^{(1)}(t, z) + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2 l^2}{E} \frac{\partial^2 U_{z,1}^{(1)}}{\partial t^2}; \quad (6) \\ \frac{\partial^2 U_{z,1}^{(2)}}{\partial z^2} - \frac{1}{2}(1+\nu) \frac{1}{R} \frac{\partial U_{\varphi,1}^{(2)}}{\partial z} - \nu \frac{h}{R} \frac{\partial W_1^{(2)}}{\partial z} =$$

$$= -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{l^2}{h^2} q_{1,1}^{(2)}(t, z) + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2 l^2}{E} \frac{\partial^2 U_{z,1}^{(2)}}{\partial t^2}; \quad (7)$$

Для окружных перемещений:

$$-\frac{1}{2}(1-\nu) \left(\frac{R}{l} \right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(1)}}{\partial z^2} - U_{\varphi,1}^{(1)} - \frac{1}{2}(1+\nu) \left(\frac{R}{l} \right) \frac{\partial U_{z,1}^{(1)}}{\partial z} + \\ + W_1^{(1)} = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{R^2}{h^2} q_{2,1}^{(1)}(z, t) + \\ + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2}{E} R^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(1)}}{\partial t^2}; \quad (8)$$

$$-\frac{1}{2}(1-\nu) \left(\frac{R}{l} \right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(2)}}{\partial z^2} - U_{\varphi,1}^{(2)} + \frac{1}{2}(1+\nu) \left(\frac{R}{l} \right) \times \\ \times \frac{\partial U_{z,k}^{(2)}}{\partial z} - W_1^{(2)} = \\ = -\frac{1-\nu^2}{E} \frac{R^2}{h^2} q_{2,1}^{(2)}(z, t) + (1-\nu^2) \frac{\rho \omega_0^2}{E} R^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(2)}}{\partial t^2}; \quad (9)$$

Для радиальных перемещений:

$$\frac{\partial^4 W_1^{(1)}}{\partial z^4} + 2 \left(\frac{l}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 W_1^{(1)}}{\partial z^2} - \left(\frac{l}{R} \right)^4 W_1^{(1)} + \\ + \left(\frac{l}{R} \right)^4 U_{\varphi,1}^{(1)} - (1-\nu) \left(\frac{l}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(1)}}{\partial z^2} + \\ + 12\nu \frac{l^3}{R h^2} \frac{\partial U_{z,1}^{(1)}}{\partial z} + 12 \frac{l^4}{R^2 h^2} U_{\varphi,1}^{(1)} = \\ = \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{\ell^4}{h^2} q_{3,1}^{(1)}(z, t) + \\ + 12(1-\nu^2) \left(\frac{l}{h} \right)^4 \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W_1^{(1)}}{\partial t^2}; \quad (10)$$

$$\frac{\partial^4 W_1^{(2)}}{\partial z^4} + 2 \left(\frac{l}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 W_1^{(2)}}{\partial z^2} - \left(\frac{l}{R} \right)^4 W_1^{(2)} - \\ - \left(\frac{l}{R} \right)^4 U_{\varphi,1}^{(2)} + (1-\nu) \left(\frac{l}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 U_{\varphi,1}^{(2)}}{\partial z^2} + \\ + 12\nu \frac{l^3}{R h^2} \frac{\partial U_{z,1}^{(2)}}{\partial z} - 12 \frac{l^4}{R^2 h^2} U_{\varphi,1}^{(2)} = \\ = \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{\ell^4}{h^2} q_{3,1}^{(2)} + 12(1-\nu^2) \left(\frac{l}{h} \right)^4 \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W_1^{(2)}}{\partial t^2}. \quad (11)$$

Для вычисления координатных функций оболочки можно воспользоваться формулами Крамера. Системы уравнений в общем виде имеют вид:

$$\begin{cases} \left(a_{22}^{(1)} - \omega^2 a_{z1}^{(1)} \right) a_1^{(1)} + a_{23}^{(1)} b_1^{(1)} + a_{24}^{(1)} c_1^{(1)} = Q_z^{(1)}(t); \\ b_{\varphi 3}^{(1)} a_1^{(1)} + \left(-b_{\varphi 2}^{(1)} - \omega^2 b_{\varphi 1}^{(1)} \right) b_1^{(1)} + b_{\varphi 4}^{(1)} c_1^{(1)} = Q_\varphi^{(1)}(t); \\ c_{w4}^{(1)} a_1^{(1)} + c_{w3}^{(1)} b_1^{(1)} + \left(c_{w2}^{(1)} - \omega^2 c_{w1}^{(1)} \right) c_1^{(1)} = Q_w^{(1)}(t); \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} \left(a_{z2}^{(2)} - \omega^2 a_{z1}^{(2)} \right) a_1^{(2)} + a_{z3}^{(2)} b_1^{(2)} + a_{z4}^{(2)} c_1^{(2)} = Q_z^{(2)}(t); \\ b_{\varphi3}^{(2)} a_1^{(2)} + \left(b_{\varphi2}^{(2)} - \omega^2 b_{\varphi1}^{(2)} \right) b_1^{(2)} + b_{\varphi4}^{(2)} c_1^{(2)} = Q_\varphi^{(2)}(t); \\ c_{w4}^{(2)} a_1^{(2)} + c_{w3}^{(2)} b_1^{(2)} + \left(c_{w2}^{(2)} - \omega^2 c_{w1}^{(2)} \right) c_1^{(2)} = Q_w^{(2)}(t). \end{cases} \quad (13)$$

Установим закономерности упругого перемещения оболочки элемента авиационного двигателя.

Запишем дифференциальные уравнения поверхности цилиндрической оболочки:

$$\frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} + \frac{1+\nu}{2R} \frac{\ell}{R} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z \partial \varphi} - \frac{\nu h}{R} \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{(1-\nu^2)\ell^2}{Eh^2} q_1(t, z) + \frac{(1-\nu^2)\ell^2 \rho \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2}; \quad (14)$$

$$\frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial \varphi^2} - \frac{1-\nu}{2} \frac{R}{\ell} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{R}{\ell} \frac{\partial^2 U_z}{\partial z \partial \varphi} - \frac{\partial W}{\partial \varphi} = -\left(1-\nu^2\right) \frac{R^2}{Eh^2} q_2(t, z) + \frac{\rho \omega_0^2 R^2}{E} \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial t^2}; \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial^4 W}{\partial z^4} - 2\frac{\ell}{R^2} \frac{\partial^4 W}{\partial z^2 \partial \varphi^2} - \frac{\ell^4}{R^4} \frac{\partial^4 W}{\partial \varphi^4} - \frac{\ell^4}{R^4} \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial \varphi^3} - \\ & - (1-\nu) \frac{\ell^2}{R^2} \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial z^2 \partial \varphi} + 12(\nu+\mu) \frac{\ell^3}{Rh^2} \frac{\partial U_z}{\partial z} + \\ & + 12\nu \frac{\ell^3}{Rh^2} \frac{\ell^4}{R^2 h^2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} = \frac{12(1-\nu^2)}{E} \frac{\ell^4}{h^2} q_3(t, z) + \\ & + 12(1-\nu^2) \frac{\ell^4}{h^2} \frac{\rho h \omega_0^2}{E} \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (16)$$

Далее подставляем соотношения (1) и (3 – 5) в дифференциальные уравнения оболочки (14 – 16) проводим процедуру разделения переменных, группируем, в соответствии с методом Фурье.

Очевидно, что координатные функции оболочки ки следует искать в виде:

$$\begin{aligned} U_z(t, z) &= U_{z,1}^{(1)}(t, z) \cos \varphi + U_{z,1}^{(2)}(t, z) \sin \varphi; \\ U_\varphi(t, z) &= U_{\varphi,1}^{(1)}(t, z) \sin \varphi + U_{\varphi,1}^{(2)}(t, z) \cos \varphi; \\ W(t, z) &= W_1^{(1)}(t, z) \cos \varphi + W_1^{(2)}(t, z) \sin \varphi. \end{aligned} \quad (17)$$

При возмущающих воздействиях

$$\begin{aligned} q_{11}(t, z, \varphi) &= q_{11}^{(1)}(t, z, \varphi) \cos \varphi + q_{11}^{(2)}(t, z, \varphi) \sin \varphi = \\ &= \frac{1}{2} P_{10} \left[(1+B+A) \exp i(\omega_1 t + k_{01} z \sin \varepsilon_1 \sin \varepsilon_2) \cos \varphi + \right. \\ & \left. + (1+B-A) \exp i(\omega_1 t + k_{01} z \sin \varepsilon_1 \sin \varepsilon_2) \sin \varphi \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{21}(t, z, \varphi) &= q_{21}^{(1)}(t, z, \varphi) \sin \varphi + q_{21}^{(2)}(t, z, \varphi) \cos \varphi = \\ &= \frac{1}{2} P_{10} \left[(1+B+A) \exp i(\omega_1 t + k_{01} R \sin \varphi \sin \varepsilon_1 \times \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left. \times \cos \varphi) \sin \varphi + (1+B-A) \times \right. \\ & \left. \times \exp i(\omega_1 t + k_{01} R \sin \varphi \sin \varepsilon_1 \cos \varepsilon_2) \cos \varphi \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{31}(t, z, \varphi) &= q_{31}^{(1)}(t, z, \varphi) \cos \varphi + q_{31}^{(2)}(t, z, \varphi) \sin \varphi = \\ &= \frac{1}{2} P_{10} \left[(1+B+A) \exp i(\omega_1 t - k_{01} R \cos \varphi \cos \varepsilon_1) \cos \varphi + \right. \\ & \left. + (1+B-A) \exp i(\omega_1 t + k_{01} R \cos \varphi \cos \varepsilon_1) \sin \varphi \right] \end{aligned} \quad (18)$$

и осенесимметричном деформированном состоянии ($k=1$) координатные функции строятся следующим образом:

$$\begin{aligned} U_z(t, z, \varphi) &= a_1^{(1)} \exp i \omega_1 t z^2 (1-z)^2 \cos \varphi \cos z + \\ &+ a_1^{(2)} \exp i \omega_1 t z^2 (1-z)^2 \sin \varphi \sin z = \\ &= z^2 (1-z)^2 \exp i \omega_1 t \times \\ &\times \left(a_1^{(1)} \cos \varphi \cos z + a_1^{(2)} \sin \varphi \sin z \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U_\varphi(t, z, \varphi) &= b_1^{(1)} \exp i \omega_1 t z^2 (1-z)^2 \sin \varphi \cos z + \\ &+ b_1^{(2)} \exp i \omega_1 t z^2 (1-z)^2 \cos \varphi \sin z = \\ &= z^2 (1-z)^2 \exp i \omega_1 t \times \\ &\times \left(b_1^{(1)} \sin \varphi \cos z + b_1^{(2)} \cos \varphi \sin z \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W(t, z, \varphi) &= c_1^{(1)} \exp i \omega_1 t z^4 (1-z)^4 \cos \varphi \cos z + \\ &+ c_1^{(2)} \exp i \omega_1 t z^4 (1-z)^4 \sin \varphi \sin z = \\ &= z^4 (1-z)^4 \exp i \omega_1 t \times \\ &\times \left(c_1^{(1)} \cos \varphi \cos z + c_1^{(2)} \sin \varphi \sin z \right). \end{aligned}$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Проведенные исследования дают возможность глубже понять природу упругого взаимодействия поверхности оболочечной формы с акустическим излучением высокой интенсивности. Определить величину координатных функций оболочки. Перспективными, с точки зрения практических разработок, следует признать очерчивание условий возникновения локальных особенностей резонансного типа, приводящих, в свою очередь, к появлению деформаций.

Полученные результаты создают необходимые предпосылки для количественного и качественного анализа упруго-напряженного состояния при осенесимметричном нагружении.

Литература

1. Ляшнев Л.М. Отражение звука тонкими пластинами и оболочками / Л.М. Ляшнев. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 73 с.

2. Белый Н.Г. Исследование акустической выносливости натурных панелей тонкостенных оболочек / Н.Г. Белый // Акустическая выносливость: Тр. ЦАГИ. – Вып. 1222. – М.: Изд-во ЦАГИ, 1970.

3. Голованев Ю.М. Исследование работоспособности приборов в условиях интенсивного акустического воздействия / Ю.М. Голованев, М.А. Павловский, В.С. Дидковский // Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения: Тез. докл. III Всесоюз. семинара. – К., 1981. – С. 204-208.

4. Карачун В.В. Многомерные задачи нестационарной упругости подвеса поплавкового гироскопа / В. В. Карачун, В. Г. Лозовик, Е. Р. Потапова, В. Н. Мельник; Нац. техн. ун-т «КПИ». – К.: “Корнейчук”, 2000. – 128 с.

5. Mel'nick V.N. Determining Gyroscopic Integrator Errors to Diffraction of Sound Waves / V.N. Mel'nick, V.V. Karachun // INTERNATIONAL APPLIED MECHANICS. – 2004. – Vol. 40. – № 3. – P. 328-336.

6. Koshljakov V.N. The some aspects of flight safety in condition penetrate acoustic radiation / V.N. Koshljakov, V.V. Karachun, V.N. Mel'nik, V.G. Saverchenko, V.Kh. Balanin // The World Congress “Aviation in the XXI-st Century”, September 14-16, 2003, Kyiv, Ukraine. – P. 2.37 – 2.40.

Поступила в редакцию 17.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Карачун, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

ОСЕНЕСИМЕТРИЧНЕ АКУСТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ОБОЛОНОК

О.Я. Ковалець

Авіаційні двигуни, багато фрагментів конструкції яких можуть розглядатися як оболонки обертання, в натурних умовах піддаються, як правило, осенесиметричному акустичному навантаженню. Такий пружно-напружений стан матеріалу елементів двигуна літального апарату може привести до появи деформацій. В роботі розглядається тривимірна задача. Визначаються координатні функції оболонки за заданих граничних умов. Отримані результати створюють необхідні передумови для кількісного і якісного аналізу стану при осенесиметричному навантаженні.

Ключові слова: осенесиметричне навантаження, акустичне поле, оболонка, координатні функції.

NONAXISYMMETRIC ACOUSTIC LADENING OF SHELLS

O.Ya. Kovalets

Aviation engines, many fragments of construction of which can be examined as shells of rotation, in model terms undergo, as a rule, nonaxisymmetric to the acoustic lading. Such resiliently-tense state of material of elements of engine of aircraft can result in appearance of irreversible deformations. A three-dimensional task is in-process examined. The coordinate functions of shell are determined at the set border terms. The got results create necessary pre-conditions for the quantitative and high-quality analysis of the state at a nonaxisymmetric lading.

Key words: nonaxisymmetric lading, acoustic field, shell, coordinate functions.

Ковалець Ольга Яковлевна – ассистент кафедры биотехники и инженерии Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: karachun1@gala.net.

УДК 531.133.1

Е.А. ИГУМЕНЦЕВ, Е.А. ПРОКОПЕНКО

Украинская инженерно-педагогическая академия, Украина

МОМЕНТ ИМПУЛЬСА ЗАРЯЖЕННОГО ГИРОСКОПА

В работе рассмотрены свободное вращение и установившаяся прецессия гироскопа, широко применяемого в летательных аппаратах, под действием силы тяжести. Сила тяжести, стремящаяся опрокинуть гироскоп, фактически не вызывает, а лишь поддерживает результирующую прецессию. Для симметричного гироскопа, когда не действует внешний момент, частота вращения вдоль оси симметрии постоянна. В этом случае вектор момента импульса и ось симметрии не совпадают, в отличие от идеального шара. Установлено, что гироскоп в виде неидеального шара с малым значением эксцентриситета обладает всеми динамическими свойствами симметричного гироскопа и «почти» всеми свойствами идеального шара.

Ключевые слова: гироскоп, нутация, идеальная и неидеальная сфера, момент импульса, вектор, проекция, частота.

Необычное на первый взгляд поведение известной игрушки – детского волчка (гироскопа) объясняется законом изменения момента импульса под действием внешних сил. Согласно этому закону, скорость изменения момента импульса $\vec{L}$ (называемого иначе угловым моментом) любого тела относительно некоторой точки равна суммарному моменту $\vec{N}$ действующих на тело внешних сил [1]:

$$d\vec{L}/dt = \vec{N}. \quad (1)$$

Когда волчок вращается вокруг собственной оси, вектор момента импульса $\vec{L}$ тоже направлен вдоль этой оси. Направление $\vec{L}$ связано с направлением вращения волчка правилом правого винта. Будем указывать направление оси волчка в пространстве (от точки опоры к центру масс) с помощью единичного вектора $\vec{p}_0$ (рис.1). Пусть I_0 — момент инерции волчка относительно оси симметрии (например, для однородного диска или цилиндра $I_0 = mR^2/2$, где m – масса, R – радиус), а ω_0 – угловая скорость вращения вокруг собственной оси (положительная при вращении против часовой стрелки). Тогда вектор момента импульса волчка можно представить в виде $\vec{L} = I_0\omega_0\vec{p}_0$.

Наклоненный к вертикали волчок прецессирует, т.е. помимо вращения вокруг собственной оси поворачивается еще и вокруг вертикальной оси. При быстром собственном вращении эта прецессия (поворот вокруг вертикальной оси) происходит настолько медленно, что с хорошей точностью можно пренебречь той составляющей момента импульса, которая обусловлена прецессией вокруг вертикали. Иными словами, приближенно можно считать, что

вектор полного момента импульса $\vec{L}$ и в этом случае направлен вдоль оси волчка: $\vec{L} \cong \vec{L}_0 = I_0\omega_0\vec{p}_0$. Именно такой быстро вращающийся вокруг собственной оси волчок и называют гироскопом. В приближенной теории гироскопа, основанной на законе изменения момента импульса (1), как раз и предполагается, что вектор $\vec{L}$ равен $\vec{L}_0$ и все время направлен вдоль собственной оси волчка. Поэтому описываемое уравнением (1) поведение вектора $\vec{L}$ говорит и о том, как ведет себя в пространстве ось гироскопа.

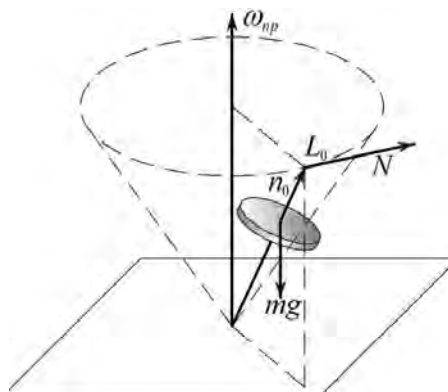


Рис. 1. Установившаяся (регулярная) прецессия гироскопа под действием силы тяжести

В случае тела, имеющего неподвижную точку (у детского волчка это точка опоры о горизонтальную плоскость), уравнение (1) удобно применять именно к этой точке. Будем называть эту точку полюсом. При выборе полюса в точке опоры момент силы реакции, действующей на волчок как раз в этой точке, обращается в нуль. В правой части урав-

нения (1) остается только момент $\bar{N}$ силы тяжести $m\bar{g}$, который в каждый момент времени перпендикулярен вектору $\bar{L}$. Поэтому сила тяжести может изменить только направление $\bar{L}$, но не его длину, т.е. вызвать поворот вектора $\bar{L}$, а вместе с ним и поворот оси волчка вокруг вертикали, как это показано на рис. 1.

Пусть ϵ – расстояние от точки опоры до центра тяжести. Тогда момент силы тяжести можно записать как векторное произведение вектора $\bar{n}_0\epsilon$ проведенного из точки опоры вдоль оси волчка в центр тяжести, на силу $m\bar{g}$: $\bar{N} = \bar{n}_0\epsilon \times m\bar{g}$. Вектор $\bar{N}$ лежит в горизонтальной плоскости и направлен перпендикулярно вектору $\bar{n}_0$, т.е. перпендикулярно оси волчка. Движение конца оси гироскопа происходит в направлении момента $\bar{N}$ силы тяжести, а не в направлении самой силы тяжести $m\bar{g}$. Этим и объясняется «необычное» поведение гироскопа. Согласно уравнению (1), за каждый малый промежуток времени dt вектор момента импульса $\bar{L}$ получает под действием силы тяжести приращение $d\bar{L} = \bar{N}dt$, направленное вдоль $\bar{N}$, т.е. лежащее в горизонтальной плоскости перпендикулярно оси волчка. Отсюда следует, что вектор $\bar{L}$ и вместе с ним ось волчка равномерно поворачиваются (совершают прецессию) вокруг вертикали, проходящей через точку опоры.

Угловую скорость $\bar{\omega}_{пр}$ этой прецессии можно найти, подставив $\bar{L} \equiv \bar{L}_0 = I_0\omega_0\bar{n}_0$ в левую часть уравнения (1) и $\bar{N} = \bar{n}_0\epsilon \times m\bar{g}$ — в правую часть. Пренебрегая трением, угловую скорость собственного вращения ω_0 будем считать постоянной [2] и вынесем за знак производной. В результате уравнение (1) принимает вид:

$$I_0\omega_0 \frac{d\bar{n}_0}{dt} = \bar{n}_0\epsilon \times m\bar{g}, \text{ или} \\ \frac{d\bar{n}_0}{dt} = \bar{\omega}_{пр}\bar{n}_0, \quad \bar{\omega}_{пр} = -\frac{\epsilon m}{I_0\omega_0} \bar{g}. \quad (2)$$

Вектор угловой скорости прецессии $\bar{\omega}_{пр}$ при $\omega_0 > 0$ (т.е. при вращении гироскопа против часовой стрелки) направлен противоположно вектору $\bar{g}$, т.е. прецессия происходит тоже против часовой стрелки. Как следует из уравнения (2), величина угловой скорости прецессии обратно пропорциональна угловой скорости собственного вращения ω_0 и прямо пропорциональна расстоянию ϵ от точки опоры до центра тяжести. Она не зависит от угла наклона оси волчка к вертикали.

Описываемое уравнением (2) поведение оси гироскопа называют регулярной прецессией. Это

вынужденная прецессия, так как она происходит под действием момента силы тяжести. Все точки волчка, лежащие на его оси, равномерно движутся по круговым траекториям, центры которых лежат на вертикали, проходящей через точку опоры волчка.

Установлено [1], что регулярная прецессия, угловая скорость которой рассчитана выше на основе приближенной теории гироскопа, в действительности является одним из возможных точных решений динамического уравнения (1).

Однако вынужденная регулярная прецессия волчка – это не единственно возможное точное решение уравнения (1), когда в правой его части стоит момент силы тяжести. Регулярная прецессия будет происходить только при строго определенных начальных условиях: чтобы получить такое движение, нужно не только раскрутить волчок вокруг собственной оси, но и сообщить этой оси вращение вокруг вертикали с нужной угловой скоростью, а именно, угловой скоростью $\omega_{пр}$, с которой должна происходить дальнейшая прецессия волчка. В определенном смысле можно сказать, что сила тяжести, стремящаяся опрокинуть волчок, фактически не вызывает, а лишь поддерживает регулярную прецессию [1].

Кроме того, установлено [2, 3], что волчок будет устойчив в том случае, когда его ось расположена горизонтально.

Уравнение (1) справедливо для инерциальной системы отсчета. Инерциальные коэффициенты удобнее всего определяются по отношению к координатным осям, покоящимся во вращающемся теле, с которым связана неинерциальная система отсчета (мы рассматриваем вопрос о том, являются ли оси покоящимися или нет).

Известно [3], как преобразовать вектор из инерциальной системы отсчета (ин) во вращающуюся систему отсчета:

$$\left(\frac{d\bar{L}}{dt}\right)_{ин} = \frac{d\bar{L}}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{L}, \quad (3)$$

где $\bar{\omega}$ – угловая скорость вращающейся системы отсчета. Все другие величины в правой части (3) относятся к вращающейся системе отсчета. Поэтому (1) принимает вид:

$$\frac{d\bar{L}}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{L} = \bar{N}, \quad (4)$$

где $\bar{L}$ относится к вращающейся системе отсчета.

Предположим, что оси координат во вращающейся системе отсчета расположены вдоль главных осей ξ, η, ζ .

Принимая во внимание [2], мы можем написать для проекций на ось o , вместо (4),

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\bar{L}}{dt}\right)_{\xi} + (\bar{\omega} \times \bar{L})_{\xi} &= dL_{\xi}/dt + \omega_{\eta}L_{\zeta} - \omega_{\zeta}L_{\eta} = \\ &= I_{\xi} \cdot d\omega_{\xi}/dt + \omega_{\eta}I_{\zeta}\omega_{\zeta} - \omega_{\zeta}I_{\eta}\omega_{\eta} = N_{\xi} \end{aligned} \quad (5)$$

или, преобразуя (5), мы можем также написать уравнения для компонентов вдоль осей ξ , η , ζ . Здесь I_ξ , I_η , I_ζ — моменты инерции относительно этих осей.

$$\left. \begin{aligned} I_\xi \cdot d\omega_\xi / dt + (I_\eta - I_\zeta) \omega_\eta \omega_\zeta &= N_\xi \text{ (а)} \\ I_\eta \cdot d\omega_\eta / dt - (I_\xi - I_\zeta) \omega_\xi \omega_\zeta &= N_\eta \text{ (б)} \\ I_\rho \cdot d\omega_\zeta / dt + (I_\xi - I_\eta) \omega_\xi \omega_\eta &= N_\zeta \text{ (в)} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Эти уравнения известны под названием уравнений Эйлера. Они являются исходными уравнениями для решения задач на вращение твердых тел. При использовании уравнений Эйлера главные оси ξ , η , ζ связаны с телом.

Для однородного шара, у которого $I_\xi = I_\eta = I_\zeta$, уравнения Эйлера принимают простой вид: $I_\xi \dot{\omega}_\xi = N_\xi$; $I_\eta \dot{\omega}_\eta = N_\eta$; $I_\zeta \dot{\omega}_\zeta = N_\zeta$. При свободном движении $N = 0$ и из последних уравнений следует, что $\omega_i = \text{const}$, где ω_i — угловая скорость однородного (идеального) шара. Это и является характерным отличительным признаком свободно вращающегося шара. Угол ω_i между векторами ω и одинаковыми проекциями $\omega_\xi = \omega_\eta = \omega_\zeta$ зафиксирован, с косинусом угла ω_i , равным $\cos \psi_i = 1/\sqrt{3}$ (рис. 2).

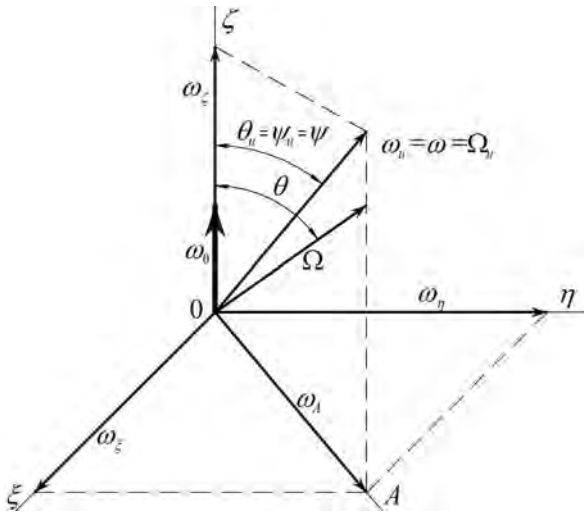


Рис. 2. Проекция угловых скоростей идеального шара и симметричного волчка

Проекции, выраженные через ω , равны

$$\omega_\xi = \omega_\eta = \omega_\zeta = \omega / \sqrt{3}.$$

Проекция частоты ω на ось А, лежащую в плоскости оОз под углом $\pi/4$ к осям о и з, равна $\omega_A = \sqrt{2}\omega/\sqrt{3}$ с косинусом угла между ω_A и ω , равным

$$\cos(\pi/2 - \psi_i) = \sin \psi_i = \sqrt{2}/\sqrt{3}.$$

Если координатные оси проведены таким образом, что проекции частот вращения не равны между собой и

$$\cos \psi_i \neq 1/\sqrt{3},$$

то

$$\omega_A = \omega_i \sin \psi_i; \quad \omega_\rho = \omega_i \cos \psi_i.$$

Для симметричного волчка ($I_\xi = I_\eta \neq I_\zeta$) из (6) следует, что при свободном вращении волчка, когда не действует внешний момент вращения $N_i = 0$, ω_ζ (и только ω_ζ) постоянна. Система уравнений (6) приобретает вид

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_\xi + \omega_\zeta \omega_\eta \cdot (I_0 - I) / I &= 0 \\ \dot{\omega}_\eta + \omega_\zeta \omega_\xi \cdot (I_0 - I) / I &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Здесь обозначено $I_\xi = I_\eta = I$; $I_\zeta = I_0$.

Рассмотрим вытянутое вдоль оси симметрии тело, когда $I > I_0$. Обозначим частоту вращения тела вокруг оси симметрии

$$\omega_0 \equiv \omega_\zeta \cdot (I - I_0) / I, \quad (8)$$

а уравнение (7) перепишем в другом виде

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_\xi + \omega_0 \omega_\eta &= 0 \\ \dot{\omega}_\eta + \omega_0 \omega_\xi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Решение уравнений (9) имеет вид

$$\omega_\xi = \omega_A \cos \omega_0 t, \quad \omega_\eta = -\omega_A \sin \omega_0 t, \quad (10)$$

где ω_A (рис. 2) постоянная амплитуда колебаний, являющаяся компонентой угловой скорости $\omega_A = \sqrt{\omega_\eta^2 + \omega_\xi^2}$, ортогональной к оси симметрии волчка (ось ζ). Компонента ω_A вращается с постоянной угловой скоростью ω_0 в противоположном (отрицательном) направлении относительно подвижных осей ξ и η .

Подвижные оси координат вместе с телом вращаются с частотой ω_ζ вокруг оси ζ . Следовательно, компонента ω_A вращается в положительном направлении вокруг оси ζ с частотой, равной $\Omega_\zeta = \omega_\zeta - \omega_0$. Компонента ω_ζ угловой скорости вдоль оси симметрии ζ волчка постоянна. Поэтому вектор ω равномерно вращается с угловой скоростью ω_0 относительно оси волчка. Другими словами, волчок, вращающийся относительно своей геометрической оси ж с угловой скоростью ω_ζ в пространстве, в котором не действуют силы, будет раскачиваться из стороны в сторону с частотой ω_0 (см. рис. 2)

Направим вектор частоты вращения симметричного волчка вдоль вектора ω_i идеального шара. При условии $\cos \psi = 1/\sqrt{3}$ и $\omega = \omega_i$ углы равны $\psi = \psi_i$. Равны между собой и проекции частот ω и ω_i на оси ζ и А (рис. 2).

Однако, проекции на оси ξ и η уже не равны. Для шара они постоянны $\omega_\xi = \omega_\eta = \omega/\sqrt{3}$, а для волчка — переменны и определяются соотношениями (10). Здесь, как и для идеального шара, при условии

$$\cos \psi = 1/\sqrt{3} :$$

$$\omega_A = \sin \psi = \Omega \sin \theta ;$$

$$\omega_\zeta = \omega \cos \psi .$$

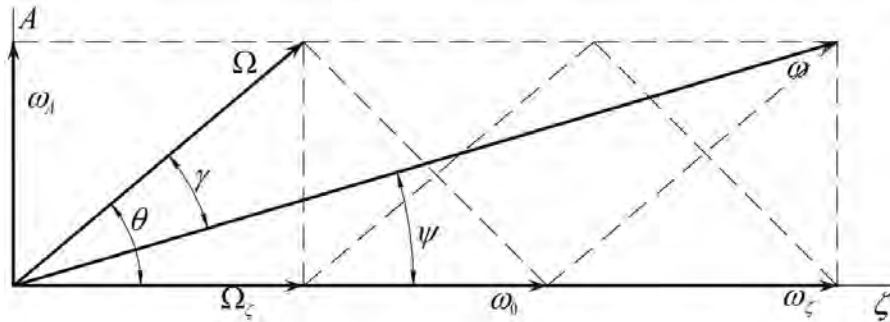


Рис. 3. Разложение вектора мгновенной угловой скорости ω на сумму двух составляющих векторов $\bar{\omega}_0$ и $\bar{\Omega}$ и сумму взаимортогональных компонент $\bar{\omega}_A$ и $\bar{\omega}_\zeta$

Итак, с учетом соотношения (8), получим выражение для соответствующей угловой скорости $\omega_{ж}$ в виде

$$\omega_\zeta = \Omega_\zeta + \omega_\zeta [(I - I_0)/I] . \quad (11)$$

Из (11) следует, что

$$\Omega_\zeta = \Omega \cos \theta = \omega_\zeta (I/I_0) \quad (\text{рис. 3}),$$

а отношения (11) и (8) принимают следующий вид

$$\left. \begin{aligned} \omega_\zeta &= (I/I_0) \Omega_\zeta \\ \omega_0 &= (I/I_0 - 1) \Omega_\zeta \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Учитывая, что $\omega_A = \Omega \sin \theta$ является проекцией вектора $\bar{\omega}$, из теоремы Пифагора (рис. 3) получим

$$\omega^2 = \Omega^2 \left\{ 1 + \left[(I/I_0)^2 - 1 \right] \cos^2 \theta \right\} . \quad (13)$$

С учетом (12) выражение для частоты вращения компоненты угловой скорости ω_A в положительном направлении вокруг оси ζ примет вид:

$$\Omega_\zeta = (\omega_\zeta - \omega_0) = \Omega \cos \theta . \quad (14)$$

Таким образом, проекция частоты вращения ω на ось ζ состоит из двух частот: частоты вращения тела вокруг оси симметрии и частоты вращения проекции ω_A ортогональной оси

$$\omega_\zeta = \Omega_\zeta + \omega_0 . \quad (15)$$

Рассмотрим вытянутое вдоль оси тело (т.е. тело с моментами инерции $I > I_0$).

Проведем из конца вектора $\bar{\omega}_\zeta$ отрезок $(\omega_\zeta - C)$, параллельный отрезку $(\Omega - \omega_0)$ (рис. 3), затем соединим точку C с концом вектора $\bar{\Omega}_\zeta$.

Несложно доказать, что отрезок $(\Omega_\zeta - C)$ параллелен вектору $\bar{\Omega}$, а следовательно, отрезок $(\omega_\zeta - \omega_0)$ равен вектору $\bar{\Omega}_\zeta$.

Для нахождения угла (γ) между векторами $\bar{\Omega}$ и $\bar{\omega}$ необходимо применить теорему косинусов (рис. 3):

$$\omega_0^2 = \omega^2 + \Omega^2 + 2\Omega\omega \cos \gamma . \quad (16)$$

Здесь $\omega_0 = \omega_\zeta - \Omega_\zeta$ из (15). Вычисляя $\cos \gamma$ из уравнения (16) с учетом (12) и (13), получим:

$$\cos \gamma = \frac{1 + (I/I_0 - 1) \cos^2 \theta}{\sqrt{1 + [(I/I_0)^2 - 1] \cos^2 \theta}} . \quad (17)$$

Для идеального шара $I/I_0 = 1$, $\cos \gamma = 1$, векторы $\bar{\omega}$ и $\bar{\Omega}$ совпадают, а углы θ и ψ равны между собой (рис. 2).

Под неидеальным шаром понимаем такой шар, у которого центр жесткости (геометрический центр) образует идеальный шар, где моменты инерции относительно любых осей, проходящих через центр жесткости, равны $I_\xi = I_\eta = I_\zeta = I_0$. Центр тяжести не совпадает с центром жесткости и имеет незначительный эксцентриситет ε . Если ось ζ провести через центр жесткости и центр тяжести, то моменты инерции относительно осей ζ , ξ , η будут равны $I_\zeta = I_0$; $I_\xi = I_\eta = I_0 + m\varepsilon^2$, отношение I/I_0 , входящее в (17), равно $I/I_0 = 1 + 5\varepsilon^2/(2R^2)$, где R — радиус шара.

При малом значении ϵ , когда $\cos \theta = 1/\sqrt{3}$, угол γ мал, вектора $\vec{\omega}$ и $\vec{\Omega}$ «почти» совпадают, а $\cos \gamma = 1 - \left[5\epsilon^2 / (2R^2) \right]^2$.

Для этого случая $\gamma \approx \sqrt{2} \cdot 5\epsilon^2 / (6R^2)$.

Аналогично и для любых значений ϵ в интервале $0 < \theta < \pi/2$ при малом ϵ вектора $\vec{\omega}$ и $\vec{\Omega}$ «почти» совпадают, а угол γ мал.

Таким образом, волчок в виде неидеального шара с малым значением ϵ обладает всеми динамическими свойствами гироскопа и «почти» всеми свойствами идеального шара.

Литература

1. Бутиков Е.И. Динамика вращения твердого тела / Е.И. Бутиков. – СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского государственного университета, 2007. – 22 с.
2. Киттель Ч. Механика / Ч. Киттель, У. Найт, М. Рудерман. – М.: Наука, 1971. – Том 1. – 479 с.
3. Трофимова Т.И. Курс физики / Т.И. Трофимова. – М.: Изд-во «Академия», 2008. – 560 с.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Научно-технический центр магнетизма технических объектов технических объектов НАН Украины, Харьков.

МОМЕНТ ІМПУЛЬСУ ГІРОСКОПУ, ЩО МАЄ ЗАРЯД

Є.О. Ігуменцев, О.О. Прокопенко

У роботі розглянуто вільне обертання і стала прецесія гіроскопа, широко вживаного в літальних апаратах, під впливом сили тяжіння. Сила тяжіння, яка прагне перевернути гіроскоп, фактично не викликає, а лише підтримує результуючу прецесію. Для симетричного гіроскопу, коли не діє зовнішній момент, частота обертання уздовж осі симетрії постійна. В цьому випадку вектор моменту імпульсу і вісь симетрії не збігаються, на відміну від ідеальної кулі. Встановлено, що гіроскоп у виді ідеальної кулі з малим значенням ексцентриситету володіє усіма динамічними властивостями симетричного гіроскопу і практично усіма властивостями ідеальної кулі.

Ключові слова: гіроскоп, нутація, ідеальна та неідеальна куля, момент імпульсу, вектор, проекція, частота.

MOMENT OF IMPULSE OF THE CHARGED GYROSCOPE

E.A. Igumentsev, E.A. Prokopenko

This article is about a free rotation and set precession of gyroscope, widely used in aircrafts, under the action of gravity. The gravity, trying to tip gyroscope over, in fact does not cause, but only supports a resulting precession. For a symmetric gyroscope, when an external moment does not operate, frequency of rotation along the axis of symmetry is permanent. In this case vector of moment of impulse and axis of symmetry do not coincide. It is proven, that gyroscope in the shape of not ideal ball with a small excentrisitent has all the dynamical properties of the symmetrical gyroscope and “almost” all the properties of the ideal ball.

Key words: gyroscope, nutation, ideal and non-perfect sphere, moment of impulse, vector, projection, frequency.

Игуменцев Евгений Александрович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой систем управления технологических процессов и объектов Украинской инженерно-педагогической академии, Харьков, Украина.

Прокопенко Елена Александровна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры систем управления технологических процессов и объектов Украинской инженерно-педагогической академии, Харьков, Украина.

УДК 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО, Н.И. РАДЧЕНКО, С.А. ОХОТИН, В.Е. КАЗАНЦЕВА*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***ЭКОЛОГОЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ
ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ НА СУДАХ**

Проанализировано возможность получения пресной воды в результате конденсации водяных паров из влажного воздуха в процессе его охлаждения в поверхностном теплообменнике на входе наддувочного турбокомпрессора судового дизеля. Для охлаждения воздуха применена теплоиспользующая холодильная машина, утилизирующая теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха. Рассчитаны количество получаемого конденсата и снижение температуры воздуха на входе турбокомпрессора при температуре и влажности наружного воздуха, меняющихся в течение рейса, а также достигаемое при этом сокращение потребления дизелем топлива.

Ключевые слова: утилизация теплоты, охлаждение воздуха, конденсация водяного пара, теплоиспользующая холодильная машина, дизель.

**Анализ проблемы и постановка
цели исследования**

На судах пресную воду получают обычно в испарительных установках вакуумного типа, используя теплоту горячей воды системы высокотемпературного охлаждения главного двигателя или же водяной пар от утилизационного либо вспомогательного котла путем сжигания в нем органического топлива. На привод вакуумнасосов расходуется электрическая энергия, вырабатываемая в свою очередь за счет использования опять-таки органического топлива. Сжигание топлива на эти цели сопровождается дополнительным загрязнением атмосферы, вызванным выбросами CO_2 , CO , NO_x и других газов.

В качестве главных двигателей на судах применяются, как правило, малооборотные дизели (МОД). Топливная эффективность МОД существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) и снижается с ее повышением. Так, с увеличением температуры воздуха на входе ТК МОД на 10°C удельный расход топлива b_e возрастает на $0,5...0,7\%$ [1, 2]. При этом возрастает температура уходящих газов после турбины ТК и наддувочного воздуха, а следовательно, и потери теплоты с газами и охлаждающей наддувочный воздух водой. В работах [3 – 5] показана целесообразность повышения топливной эффективности МОД путем охлаждения воздуха на входе ТК холодильными машинами, использующими теплоту уходящих газов и охлаждающей наддувочный воздух воды. Подаваемый на вход ТК судовых МОД воздух отличается повышенной влажностью, поэтому в процессе его охлаждения в поверхностном ох-

ладителе происходит конденсация водяных паров из влажного воздуха. В зависимости от расхода воздуха количество влаги, отводимой в воздухоохладителе на входе ТК, может быть весьма значительным и покрывать потребности судна в пресной воде после ее дополнительной обработки. Таким образом, в перспективе при наличии развитой системы утилизации теплоты вторичных энергоресурсов главного двигателя и охлаждении воздуха на входе ТК МОД станет возможным отказаться от традиционных опреснительных установок, а пресную воду получать как побочный продукт в процессе охлаждения воздуха в поверхностном охладителе на входе ТК. При этом теплоту горячей воды системы высокотемпературного охлаждения главного двигателя, расходующую на работу опреснительных установок, можно использовать как в самих теплоиспользующих холодильных машинах, так и в когенерационных установках других типов.

Цель работы – исследование возможности получения пресной воды в процессе охлаждения воздуха на входе ТК судового МОД теплоиспользующей холодильной машиной.

Результаты исследования

В качестве холодильной машины рассмотрена теплоиспользующая эжекторная машина (ТЭХМ) как конструктивно наиболее простая и надежная в эксплуатации, в которой функцию компрессора выполняет эжектор. Применение в ТЭХМ низкипящих рабочих тел (НРТ) позволяет охлаждать воздух на входе ТК МОД до сравнительно низких температур $15...20^\circ\text{C}$ с получением на выходе воздуха

практически в состоянии насыщения (при максимальном влаговывпадении) и избегать вакуума в испарителе НРТ-воздухоохладителя (И-ВО).

О конструктивных особенностях интегрирования ТЭХМ в существующую систему утилизации теплоты уходящих газов судового МОД можно судить по рис. 1. При этом теплота уходящих газов используется сначала для получения водяного пара в утилизационном котле (УК), а пар, остающийся после покрытия потребностей в нем судовых потребителей, расходуется на обеспечение работы ТЭХМ. На рис. 1 контур УК показан упрощенно. И-ВО с каплеотделителем (КО) представляют собой опрес-

нительную установку открытого типа, которая хорошо вписывается в проходные сечения ТК МОД между фильтром-глушителем и компрессором ТК.

ТЭХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара – в камере смешения и диффузоре).

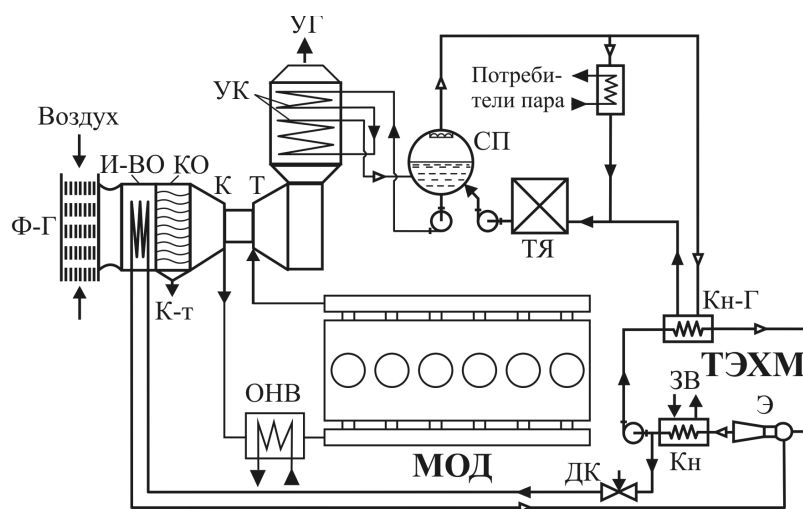


Рис. 1. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК судового МОД с утилизацией теплоты уходящих газов и получением конденсата из влажного воздуха:

Ф-Г – фильтр-глушитель; К – компрессор наддувочного турбокомпрессора; Т – турбина турбокомпрессора; УК – утилизационный котел пароводяной; СП – сепаратор пара; ТЯ – теплый ящик; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; И-ВО – испаритель НРТ-воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; ТТЭ – термотрансформатор эжекторный; Э – эжектор; Кн-Г – конденсатор водяного пара-генератор пара НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; УГ – уходящие газы; 3В – забортная вода

Помимо теплоты уходящих газов в ТЭХМ могут использоваться и другие источники сбросной теплоты, в частности, наддувочный воздух и охлаждающая двигатель вода.

Поскольку в течение рейса меняются температура $t_{нв}$ и влажность $\phi_{нв}$ наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО) и на входе охладителя воздуха, то снижение температуры воздуха в охладителе Δt_b на входе ТК и количество получаемого при этом конденсата, а также сокращение потребления топлива МОД за счет снижения температуры воздуха на входе ТК следует определять с учетом изменения $t_{нв}$ и $\phi_{нв}$ для судна на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем 8S50ME-C7.1-ТII корпорации MAN [6] (номинальные мощность $N_n =$

12640 кВт и число оборотов $n_n = 127$ об/мин, эксплуатационные $N_s = 10580$ кВт и $n_s = 120$ об/мин) и рейсовая линия Одесса–Йокогама–Одесса.

Значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ наружного воздуха в течение рейса брались по данным метеоцентра и по ним рассчитывалось его влагосодержание d (рис. 2).

Холодопроизводительность ТЭХМ Q_0 определяют исходя из располагаемой теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха Q_r как $Q_0 = \zeta Q_r$, где ζ – тепловой коэффициент ТЭХМ, $\zeta = 0,30 \dots 0,35$.

Из теплового баланса охладителя воздуха ТЭХМ $Q_0 = G_b \cdot c_b (t_{b1} - t_{b2}) \xi$ определяют снижение температуры воздуха $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$ и температуру охлажденного воздуха t_{b2} на входе ТК при текущих в течение рейса температуре наружного воздуха $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ (соответственно t_{b1} и ϕ_{b1}).

Коэффициент влаговываждения ξ – отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из охладителя), отведенной от влажного воздуха в охладителе, т. е. холодопроизводительности ТЭХМ Q_0 , к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = Q_0 / [G_v \cdot c_v (t_{b1} - t_{b2})]$. Чем больше ξ , тем больше теплоты необходимо отвести от влажного воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

Расход воздуха G_v через ТК рассчитывали с помощью программы корпорации MAN [6]. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладагент R142b. Температура кипения R142b в испарителе $t_0 = 5^\circ\text{C}$, а конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$.

С учетом минимальной разности температур между охлажденным воздухом и кипящим R142b, $t_{b2} - t_0 = 10^\circ\text{C}$, глубина охлаждения воздуха в И-ВО ограничивается температурой $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$.

Наряду с подачей на вход ТК воздуха из МО рассмотрен также вариант подачи наружного воздуха отдельным воздухопроводом [1, 2]. Во втором случае в результате нагрева в воздухопроводе температура наружного воздуха повышается на 5°C , а относительная влажность снижается примерно на 20 % (рис. 3), а с ней сокращаются и затраты холода на конденсацию водяных паров из влажного воздуха в процессе его охлаждения. Благодаря этому температуру воздуха можно уменьшить на большую величину по сравнению с забором воздуха из МО.

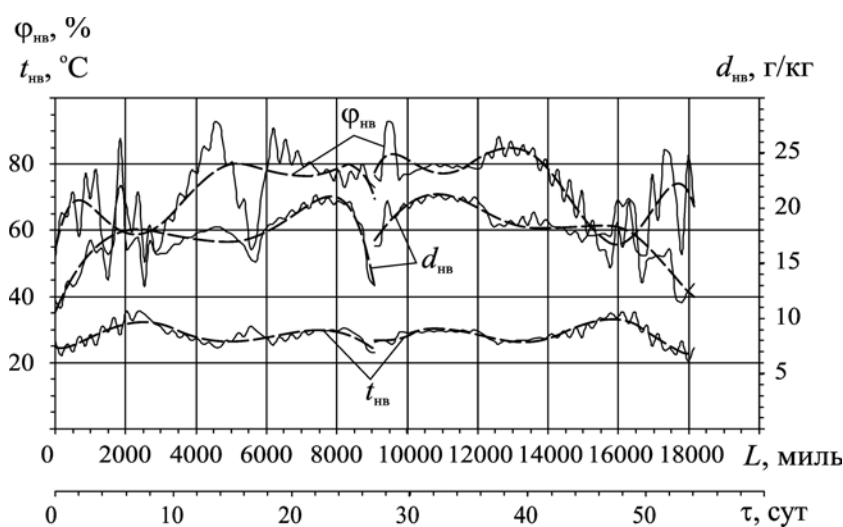


Рис. 2. Изменение температуры $t_{\text{нв}}$, относительной влажности $\varphi_{\text{нв}}$ и влагосодержания $d_{\text{нв}}$ наружного воздуха в течение рейса Одесса–Йокогама–Одесса (1.07.2009...24.08.2009)

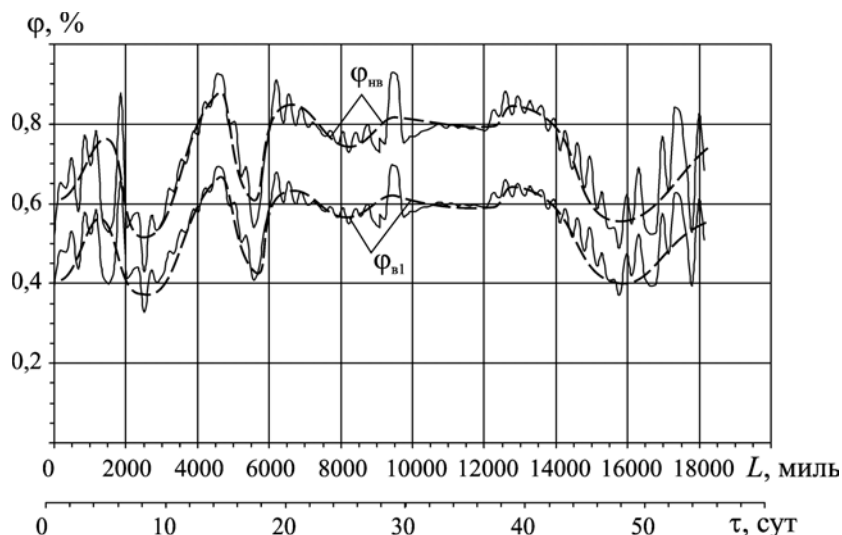


Рис. 3. Изменение относительной влажности наружного воздуха $\varphi_{\text{нв}}$ и воздуха на входе в охладитель $\varphi_{\text{в1}}$, подаваемого в него отдельным воздухопроводом

Значения снижения температуры воздуха Δt_v и уменьшения его влагосодержания Δd в процессе

охлаждения в охладителе ТЭХМ на входе ТК, а также коэффициента влаговываждения ξ при подаче

воздуха отдельным воздухопроводом и из МО и меняющейся в течение рейса температуре наружного воздуха $t_{нв}$ приведены на рис. 4.

Сравнение параметров процессов охлаждения воздуха при разных способах его подвода к охладителю показывает, что при подаче воздуха из МО величина снижения его температуры меньше, чем в случае его подвода отдельным воздухопроводом ($\Delta t_b'' < \Delta t_b'$ на рис. 4, а), тогда как уменьшение влагосодержания воздуха, наоборот, больше в первом варианте: $\Delta d'' > \Delta d'$ (рис. 4, б). Соответственно и процесс охлаждения влажного воздуха в первом случае

проходит с большим коэффициентом влаговываждения: $\xi'' > \xi'$ (рис. 4, б), а значит и большими затратами холода (холодопроизводительности Q_0) на снижение температуры воздуха на величину Δt_b . Если при подводе к ТК МОД наружного воздуха отдельным воздухопроводом имеет место избыток располагаемого холода по сравнению с его величиной, требуемой для охлаждения воздуха на входе ТК до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, то в случае забора воздуха из МО, наоборот, даже некоторый его дефицит. В результате температура воздуха на выходе из воздухоохладителя $t_{в2}$ оказывается выше 15°C (рис. 5, а).

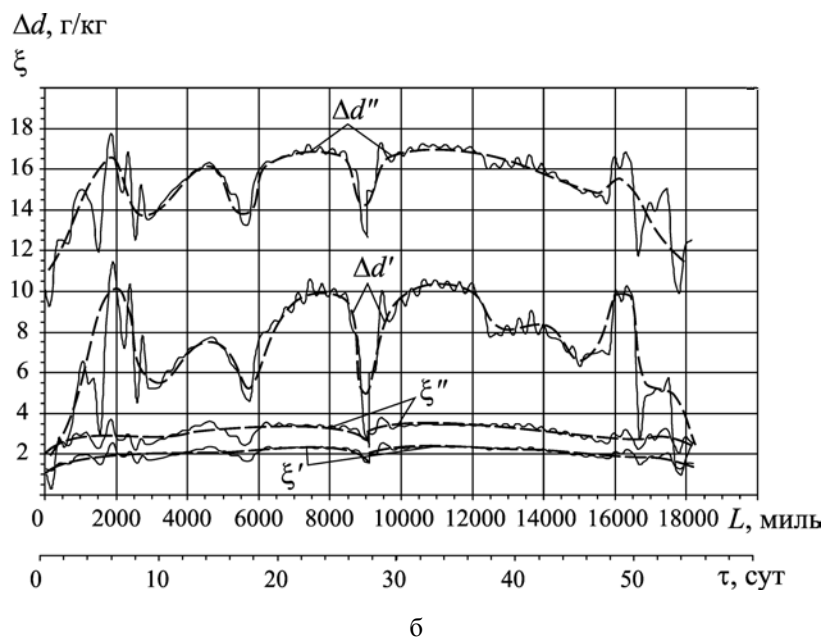
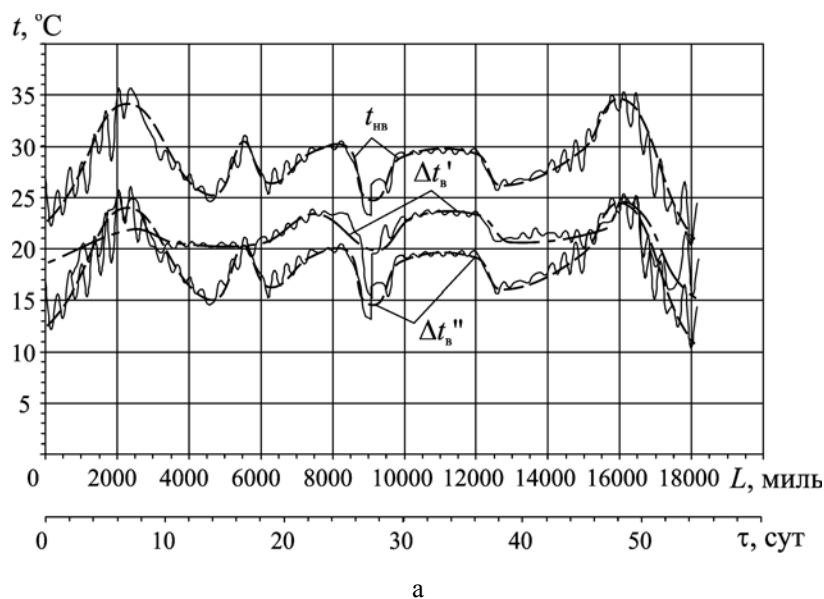


Рис. 4. Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$ и снижение температуры воздуха Δt_b в охладителе на входе ТК (а), изменение коэффициента влаговываждения ξ и уменьшение влагосодержания воздуха Δd (б): $\Delta t_b'$, $\Delta d'$ и ξ' — подача наружного воздуха воздухопроводом; $\Delta t_b''$, $\Delta d''$ и ξ'' — воздух из МО

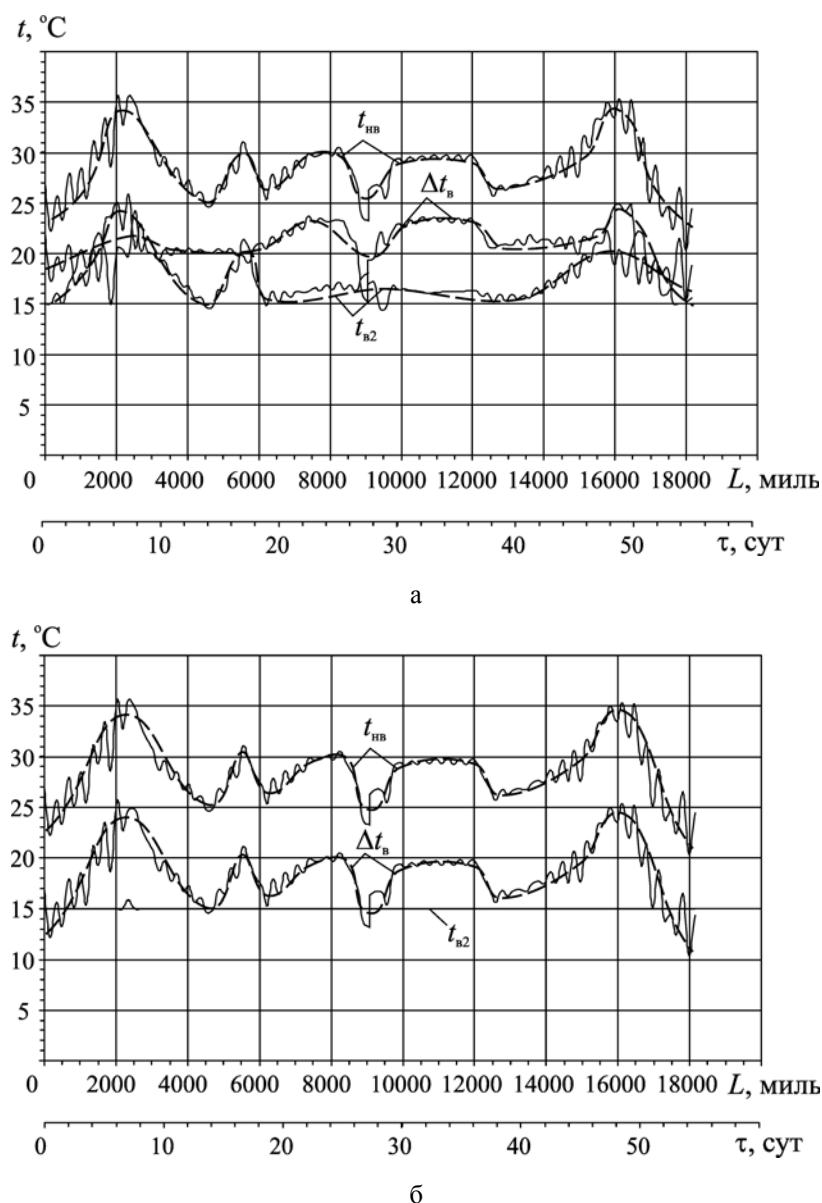
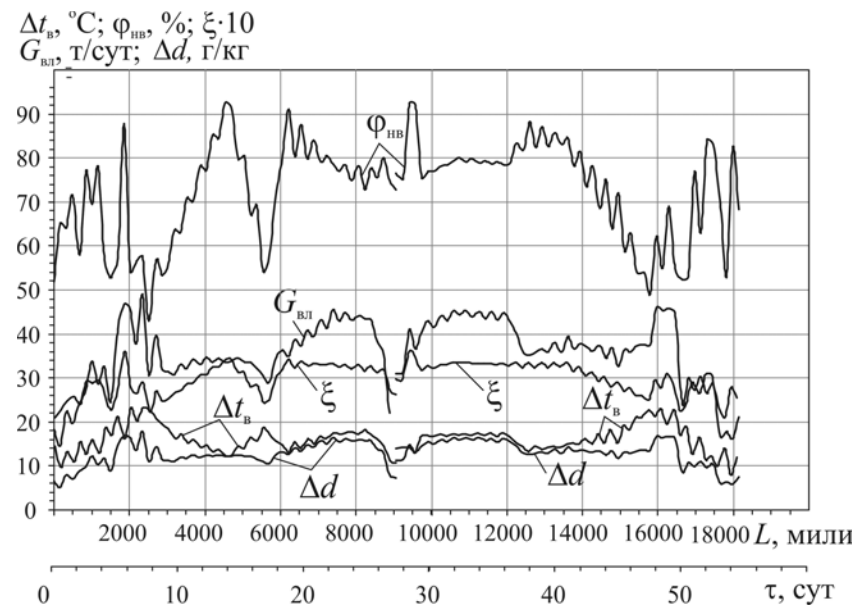


Рис. 5. Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$, снижение температуры воздуха Δt_v в охладителе на входе ТК и температура воздуха на выходе из охладителя $t_{в2}$ в течение рейса: а – воздух из МО; б – воздух из воздуховода

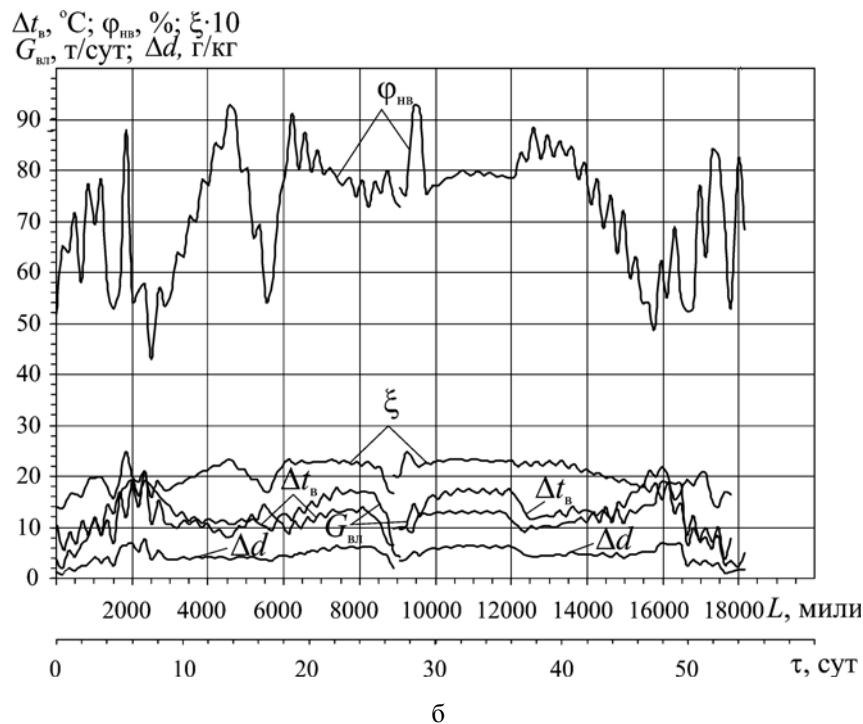
Результаты расчетов показывают, что суточный расход влаги $G_{вл}$, отводимой в процессе охлаждения воздуха в охладителе на входе ТК на большей части рейса Одесса–Йокогама–Одесса, составляет 30...40 т/сут при заборе воздуха из МО (рис. 6, а).

Гораздо меньшее количество отводимого конденсата (около 10 т/сут, рис. 6, б) при подаче в охладитель наружного воздуха отдельным воздухопроводом обусловлено более низкими его исходной температурой (примерно на 5 °C) и коэффициентом влаговыпадения ξ' процесса охлаждения (рис. 4,а) по сравнению с подачей воздуха из МО.

Расчет экономии топлива ΔB_e в зависимости от снижения температуры воздуха на входе ТК МОД производили с помощью фирменной программы для МОД корпорации MAN [6] в зависимости от температуры воздуха $t_{в2}$ на входе ТК, согласно результатам вычислений по которой снижение температуры воздуха на входе ТК МОД на величину $\Delta t_v = 10$ °C приводит к сокращению удельного расхода топлива b_e на 1,2 г/(кВт·ч). Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e , сокращение расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07.2009...24.08.2009) приведены на рис. 7.



а



б

Рис. 6. Изменение относительной влажности $\varphi_{\text{нв}}$ и коэффициента влаговываждения ξ наружного воздуха, уменьшение влагосодержания Δd и суточный расход влаги $G_{\text{вл}}$, отводимой в процессе охлаждения воздуха в охладителе на входе ТК в течение рейса: а – воздух из МО; б – воздух из воздуховода

Из рис. 7 видно, что практически на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет

$$\Delta b_e = 2,0 \dots 2,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

относительная экономия потребления топлива

$$\overline{\Delta B_e} = 1,3 \%,$$

а абсолютная экономия потребления топлива за рейс

для МОД мощностью 10 МВт составляет

$$\Delta B_e = 26 \dots 28 \text{ т.}$$

При этом несколько большие величины соответствуют подаче наружного воздуха на вход ТК отдельным воздухопроводом, а меньшие – подаче воздуха из МО с более высокой температурой и влажностью.

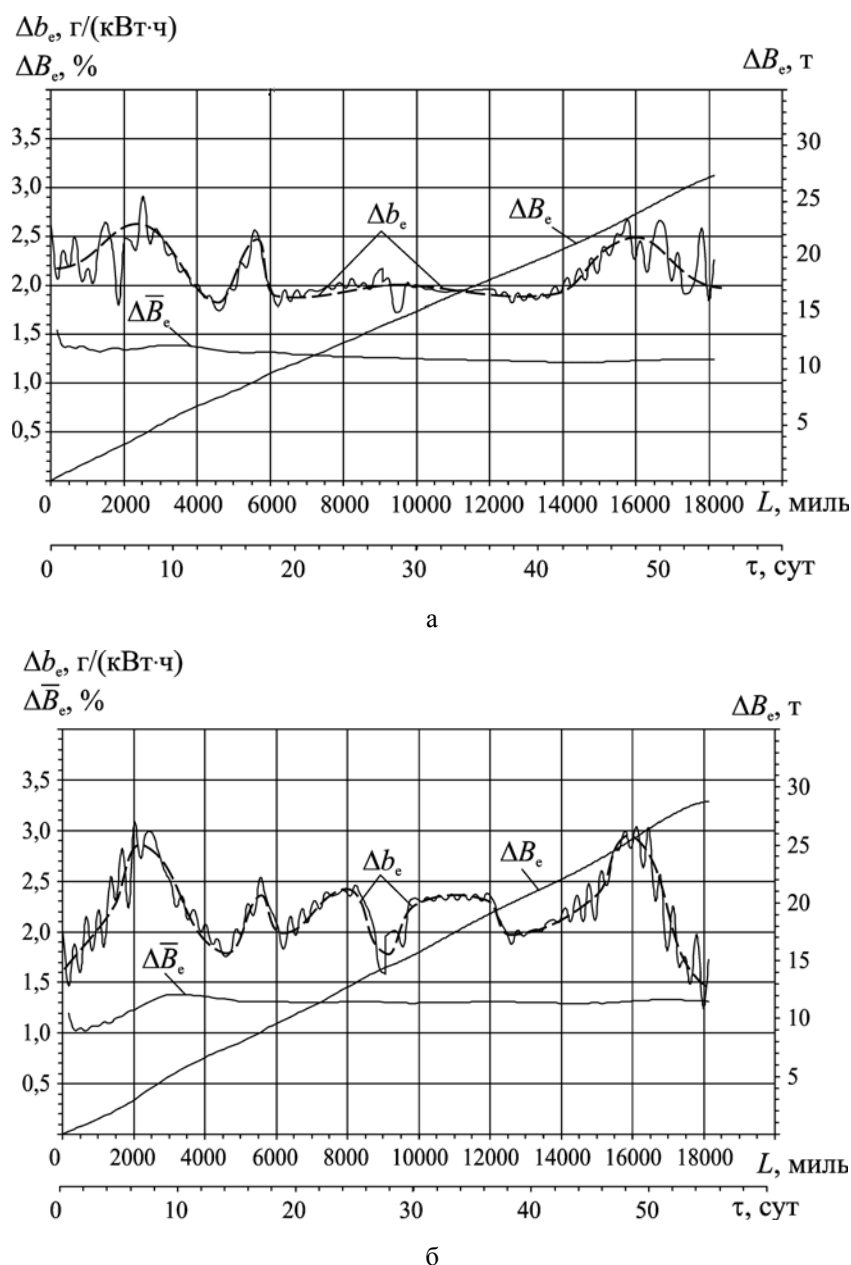


Рис. 7. Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e , сокращение расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса–Иокогама–Одесса (1.07.2009...24.08.2009): а – воздух из МО; б – воздух из воздуховода

Большие значения уменьшения удельного расхода топлива Δb_e и соответственно сокращения расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах при подаче воздуха в ТК отдельным воздуховодом по сравнению с забором воздуха из МО в течение летнего рейса Одесса–Иокогама–Одесса (1.07.2009...24.08.2009) обусловлены меньшими величинами $\varphi_{в1}$, соответственно коэффициента влаговыпадения ξ и затратами холода, требуемыми для охлаждения воздуха на одну и ту же величину $\Delta t_{в}$.

Выводы

Использование теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК судовых МОД эжекторными холодильными машинами обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2,0...2,5 г/(кВт·ч) и сопровождается значительным выпадением конденсата (30...40 т/сут), что дает основания рассматривать воздухоохладитель ТЭХМ как экологоенергоэффективную опреснитель-

ную установку, исключая энергетические затраты, свойственные традиционным опреснителям испарительного типа, и соответствующие им выбросы продуктов сгорания органического топлива.

Литература

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.*

2. *Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.*

3. Радченко Р.Н. Использование сбросного тепла малооборотных дизелей для охлаждения воздуха на входе турбокомпрессоров / Р.Н. Радченко, Н.Я. Хлопенко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2010. – № 8 (75). – С.24–28.

4. Радченко Р.Н. Теплоиспользующие контуры непосредственного и промежуточного охлаждения воздуха на входе дизельных установок / Р.Н. Радченко, Т. Бес, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2010. – № 10 (77). – С. 66 – 69.

5. Радченко Р.Н. Тригенерационные циркуляционные испарительные контуры низкотемпературных рабочих тел предварительного охлаждения воздуха дизелей / Р.Н. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2009. – № 7(64). – С. 27 – 30.

6. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса, Украина.

ЕКОЛОГОЕНЕРГОЕФЕКТИВНА ТЕХНОЛОГІЯ ОТРИМАННЯ ПРІСНОЇ ВОДИ НА СУДНАХ

Р.М. Радченко, М.І. Радченко, С.О. Охотін, В.Є. Казанцева

Проаналізована можливість отримання прісної води в результаті конденсації водяної пари з вологого повітря у процесі його охолодження в поверхневому теплообміннику на вході наддувного турбокомпресора суднового дизеля. Для охолодження повітря застосована тепловикористовуюча холодильна машина, що утилізує теплоту відхідних газів і наддувного повітря. Розраховані кількість отриманого конденсату та зниження температури повітря на вході турбокомпресора при температурі та вологості зовнішнього повітря, змінних упродовж рейсу, а також скорочення споживання дизелем палива, що досягається при цьому.

Ключові слова: утилізація теплоти, охолодження повітря, конденсація водяної пари, тепловикористовуюча холодильна машина, дизель.

ECOLOGY-ENERGY EFFICIENT TECHNOLOGY OF RECEIVING THE FRESH WATER ON THE SHIPS

R.N. Radchenko, N.I. Radchenko, S.A. Ohotin, V.E. Kazanceva

The possibility to receive fresh water by condensing the steam from a humid air during its cooling in the surface heat exchanger at the inlet of discharge turbocompressor of marine diesel engine has been analyzed. The waste heat recovery cooling machine utilizing the heat of exhaust gases and scavenge to cool the air was applied. The quantity of condensate received and temperature drop in the air at the inlet of turbocompressor at the temperature and humidity of ambient air changeable on the ship rout and reduction in fuel consumption of diesel engine were calculated.

Keywords: heat utilization, cooling of air, steam condensation, waste heat recovery cooling machine, diesel engine.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотрудник Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Охотин Сергей Алексеевич – магистр Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru

Казанцева Варвара Евгеньевна – магистр Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО¹, А. СТАХЕЛЬ²¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Западно-Померанский технологический университет, Польша

ЭЖЕКЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ СУДОВОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Предложены эффективные системы эжекционных вентиляции судового электрогенератора и кондиционирования вентиляционного воздуха. Эжекционные системы могут применяться для вентиляции электрогенератора наружным воздухом как простейшего варианта кондиционирования воздуха, а также для кондиционирования вентиляционного воздуха судового электрогенератора с его охлаждением теплоиспользующей холодильной машиной. Циркуляция воздуха в эжекционных системах осуществляется за счет энергии выпускных газов приводного дизеля. При этом исключаются энергетические затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха. Приведены напорно-циркуляционные характеристики эжекционных устройств и схемные решения эжекционных систем.

Ключевые слова: кондиционирование, вентиляция, эжекция, электрогенератор, дизель, утилизация, выпускные газы, напор.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Мощность электрогенераторов (ЭГ) ограничивается температурой их обмоток, которая с увеличением температуры вентиляционного воздуха на 2...3 °С возрастает на 1 °С [1]. С повышением температуры изоляции на 8...10 °С сверх установленной нормы срок ее службы сокращается в два раза [1]. Именно выход из строя обмоток ЭГ из-за перегрева является в большинстве случаев основной причиной отказов ЭГ судовых дизель-генераторов (ДГ) при плавании в южных широтах [3, 4]. Чтобы избежать этого, применяют систему кондиционирования воздуха. Самый простой вариант – это отвод выделяющейся в обмотках ЭГ теплоты циркулирующим через ЭГ наружным воздухом, т. е. вентиляция ЭГ. Более эффективный метод – циркуляция через ЭГ воздуха, предварительно охлажденного, например, в холодильной машине.

Энергетические затраты на циркуляцию воздуха через ЭГ весьма значительные и для случая вентиляции ЭГ составляют 2...3 % вырабатываемой электроэнергии [1]. Особенно значительны затраты на циркуляцию воздуха при высоких его температурах, имеющих место при плавании судов в южных широтах и в летнее время.

Цель работы – сокращение энергетических затрат на циркуляцию воздуха в системах вентиляции ЭГ и кондиционирования вентиляционного воздуха.

Изложение результатов исследования

При плавании судна в южных широтах и в летнее время температура наружного воздуха достаточно высокая, а в случае вентиляции ЭГ воздухом из машинного отделения (МО) его температура выше наружной еще на 10 °С [5], что требует больших расходов вентиляционного воздуха для отвода теплоты, выделяющейся в обмотках ЭГ. Обычно расход вентиляционного воздуха ЭГ составляет 30...50 % расхода воздуха через приводной дизель. С повышением температуры воздуха на входе приводного дизеля снижается термодинамическая эффективность и самого дизеля: возрастает температура $t_{гт}$ уходящих газов после турбины наддувочного турбокомпрессора (ТК) и, следовательно, потери теплоты с ними, что приводит к увеличению удельного расхода топлива. Поэтому представляется целесообразным использовать энергию уходящих газов для циркуляции воздуха через ЭГ с помощью струйного аппарата – эжектора.

Эжекционная система вентиляции ЭГ представлена на рис. 1. Там же вместе с системой вентиляции ЭГ показана и система воздухообеспечения приводного дизеля. Последняя включает наддувочный компрессор и водяной охладитель наддувочного воздуха (ОНВ). В современных дизелях применяется, как правило, свободный турбонаддув, при котором наддувочный компрессор приводится от турбины, использующей энергию уходящих газов дизеля (на рис. 1 турбина ТК не показана).

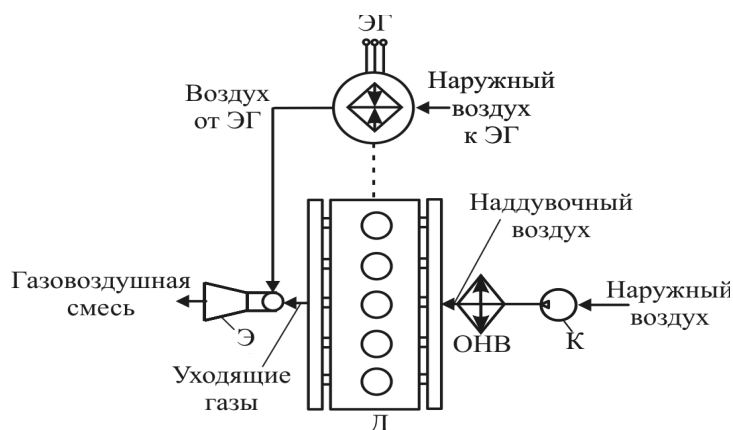


Рис. 1. Схема эжекционной системы вентиляции ЭГ и подачи воздуха в приводной дизель:

Д – приводной дизель; К – наддувочный компрессор;

ОНВ – водяной охладитель наддувочного воздуха

Уходящие газы после ТК с температурой $t_{yt} = 350 \dots 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (меньшее значение соответствует среднеоборотным дизелям, большее – высокооборотным) и избыточным рабочим давлением $\Delta P_p = 6000 \dots 500 \text{ Па}$ (большая величина соответствует максимальному допускаемому сопротивлению газовойхлопа дизеля) подаются в рабочее сопло эжектора. В результате расширения газов в сопле их скорость и, следовательно, кинетическая энергия на выходе из сопла увеличиваются. Кинетическая энергия газов используется для всасывания (эжектирования) вентиляционного воздуха из ЭГ, что позволяет отказаться от вентилятора и, соответственно, исключить энергетические затраты на вентиляцию ЭГ.

При смешении рабочего газового потока и эжектируемого (нерабочего) воздушного потока в результате выравнивания их скоростей давление газовойоздушной смеси возрастает сначала в камере

смешения и окончательно – в диффузоре эжектора.

Суммарный напор газовойоздушной смеси ΔP_c , создаваемый эжектором, расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления газовойпускного тракта приводного дизеля.

Эжектирующая способность эжектора характеризуется коэффициентом эжекции U , представляющим собой отношение расходов эжектируемого (нерабочего) воздушного потока после ЭГ и силового (рабочего) потока уходящих газов приводного дизеля: $U = G_n / G_p$.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента эжекции U от создаваемого эжектором напора (ΔP_c) газовойоздушной смеси при разной рабочей разности давлений ΔP_p , срабатываемой в сопле, и температуре уходящих газов после ТК $t_{yt} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$, соответствующей среднеоборотным дизелям (СОД).

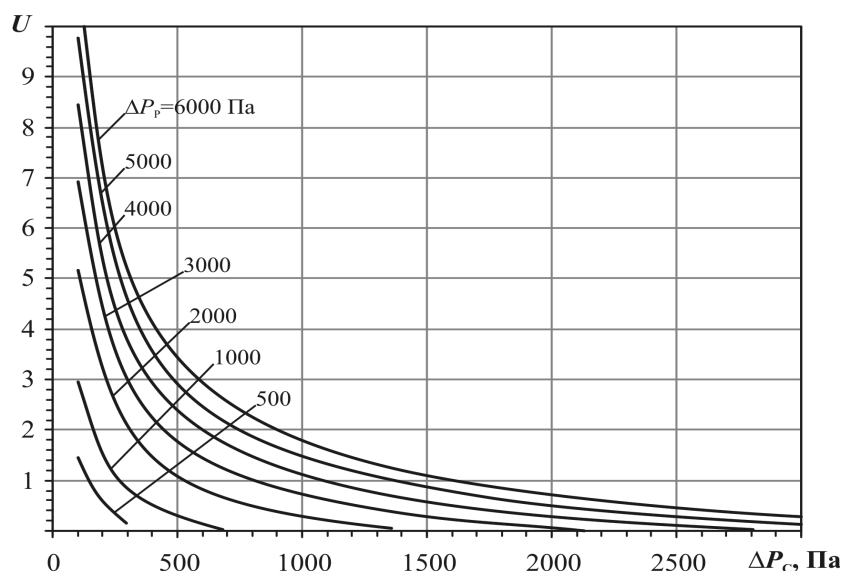


Рис. 2. Коэффициенты эжекции U в зависимости от создаваемого эжектором напора ΔP_c газовойоздушной смеси при разной разности давлений ΔP_p , срабатываемой в сопле, и температуре уходящих газов дизеля $t_{yt} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно, при рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле эжектора, т. е. избыточном рабочем давлении уходящих газов после ТК приводного дизеля, $\Delta P_p = 3000 \dots 4000$ Па, эжектор в состоянии создавать напор (избыточного давления) газозвушной смеси $\Delta P_c = 1000$ Па, достаточный для преодоления аэродинамического сопротивления газовыпускного тракта. При этом коэффициенты эжекции $U = 0,7 \dots 1,1$. При расходах вентиляционного воздуха ЭГ, составляющих 30...50 % расхода уходящих газов приводного дизеля, т. е. $G_n = U G_p = (0,3 \dots 0,5) G_p$, создаваемых эжектором коэффициентов эжекции достаточно, чтобы обойтись без вентилятора, т. е. исключить затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха ЭГ, которые составляют 2...3 % электрической мощности ДГ [1].

Возможна также комбинация эжекционной системы вентиляции ЭГ и системы охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ в теплоиспользующей эжекторной холодильной машине (ТЭХМ) на низкокипящем рабочем теле (НРТ), например хладоне, утилизирую-

щей теплоту уходящих газов приводного дизеля (рис. 3), в которой пароструйный хладоновый эжектор выполняет функцию хладонового компрессора [2].

ТЭХМ включает паросиловой и холодильный контуры. Паросиловой контур служит для получения паров хладона высокого давления, потенциальная энергия которых используется в эжекторе для повышения давления паров хладона, образующихся в результате кипения хладона при низком давлении в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) холодильного контура. Суммарный паровой поток подается эжектором в конденсатор.

Сконденсировавшийся хладон делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется за счет теплоты выпускных газов приводного дизеля, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от вентиляционного воздуха на входе ЭГ и воздуха на входе наддувочного компрессора дизеля.

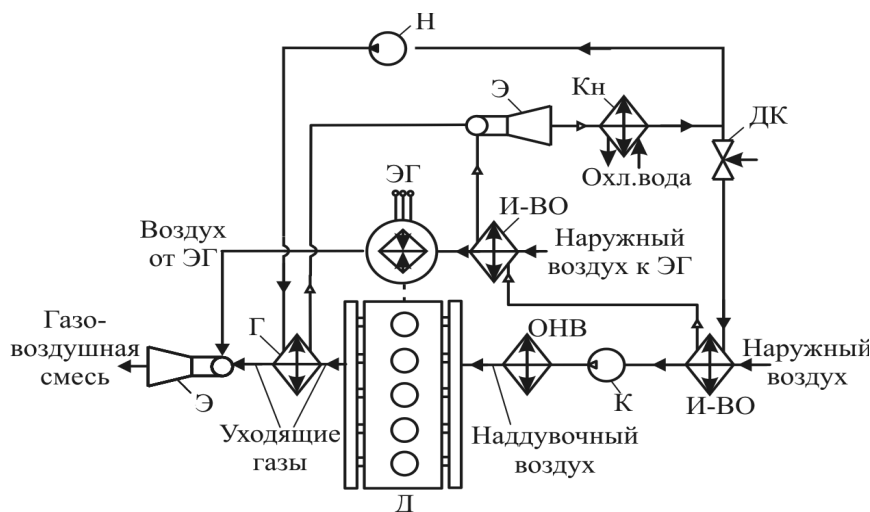


Рис. 3. Схема эжекционной системы охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и воздуха на входе приводного дизеля с помощью ТЭХМ:

К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной;

Г – генератор ТЭХМ; Э – эжектор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель;

Кн – конденсатор; Н – насос хладона; ДК – дроссельный клапан

Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в его камере смешения и диффузоре).

С целью упрощения на рис. 3 опущен контур пароводяного утилизационного котла, к паровой магистрали которого подключают генератор парового хладона, а генератор условно показан на линии выпускных газов.

Использование теплоты уходящих газов в ТЭХМ для выработки холода и охлаждения в И-ВО

наружного воздуха (воздуха из МО), подаваемого на вентиляцию ЭГ и в наддувочный компрессор приводного дизеля, приводит к снижению температуры газов на входе в газозвушной эжектор и некоторому ухудшению его напорно-циркуляционной характеристики $U = f(\Delta P_c)$.

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента эжекции U от создаваемого эжектором напора ΔP_c при разной рабочей разности давлений газов ΔP_p в сопле и температуре уходящих газов дизеля после отвода от них теплоты в генераторе ТЭХМ $t_{гр} = 150$ °С.

Как видно, при температуре уходящих газов на входе в рабочее сопло эжектора после отвода от них теплоты в генераторе ТЭХМ $t_{yt} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ кривые напорно-циркуляционной характеристики эжектора $U = f(\Delta P_c)$ снижаются более резко (по сравнению с $t_{yt} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ на рис. 2).

В результате при рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле,

$$\Delta P_p = 3000 \dots 4000 \text{ Па},$$

и напоре (избыточном давлении газозвдушной смеси)

$$\Delta P_c = 1000 \dots 2000 \text{ Па}$$

коэффициенты эжекции ниже: $U = 0,6 \dots 1,0$.

Однако следует учитывать, что при этом на вход в ЭГ подается не наружный воздух с температурой $30 \dots 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ или воздух из МО с температурой $40 \dots 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (тропические условия плавания), как в системе вентиляции на рис. 1, а воздух, охлажденный в ТЭХМ примерно на $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, которого требуется почти в 2 раза меньше, а значит и меньше требуемые коэффициенты эжекции U .

В случае применения в качестве приводного двигателя ЭГ высокооборотного дизеля (ВОД), температура уходящих газов которого после ТК $t_{yt} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ и более, напорно-циркуляционные характеристики эжектора будут еще выше (рис. 5).

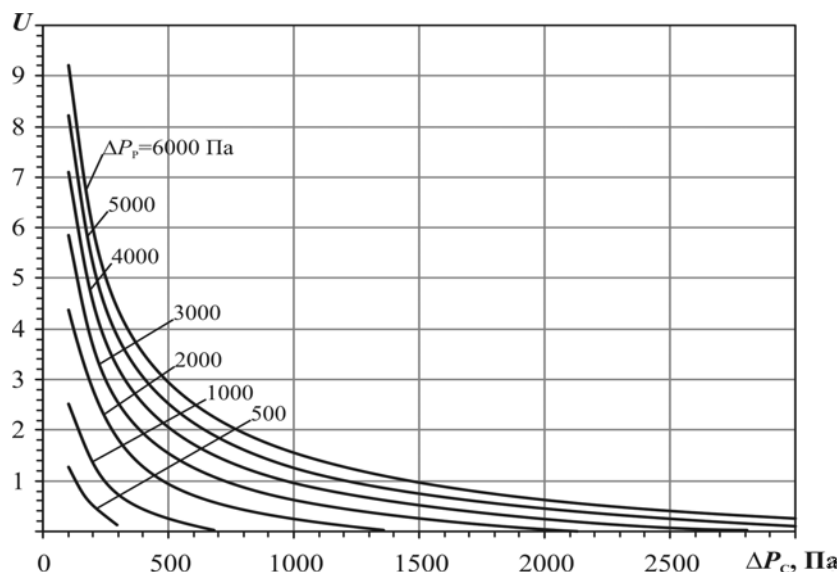


Рис. 4. Коэффициенты эжекции U в зависимости от создаваемого эжектором напора ΔP_c газозвдушной смеси при разной рабочей разности давлений ΔP_p в сопле и температуре уходящих газов дизеля $t_{yt} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$

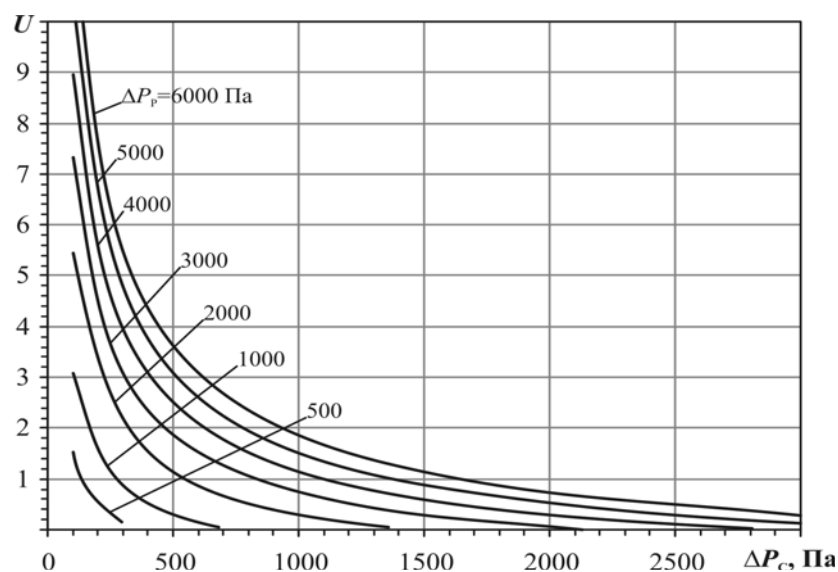


Рис. 5. Коэффициенты эжекции U в зависимости от создаваемого эжектором напора ΔP_c газозвдушной смеси при разной рабочей разности давлений ΔP_p в сопле и температуре уходящих газов дизеля $t_{yt} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$

Расширяются также возможности для совместного применения эжекционной системы вентиляции ЭГ и охлаждения вентиляционного воздуха в ТЭХМ. Так, наряду с использованием в ТЭХМ теплоты уходящих газов перед газозвдушным эжектором (рис. 3) становится возможным использование теплоты газозвдушной смеси после эжектора (рис. 6).

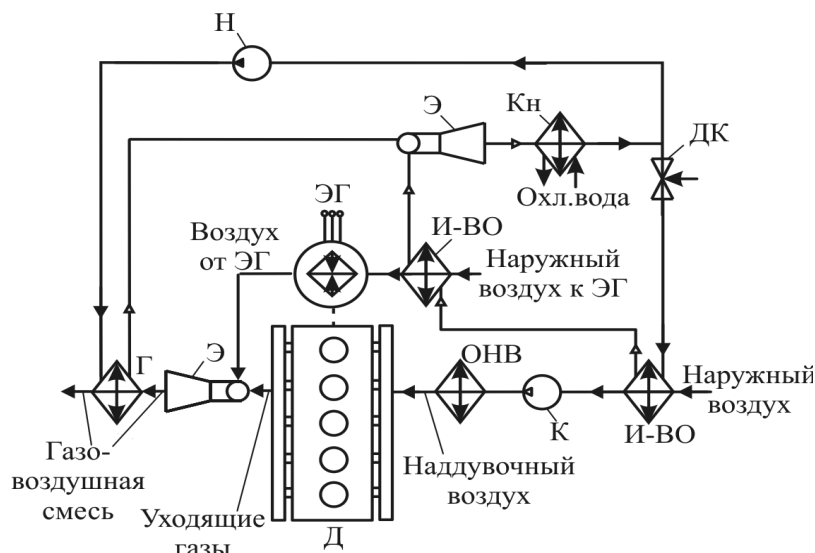


Рис. 6. Схема эжекционной системы охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и воздуха на входе приводного дизеля с помощью ТЭХМ:

К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной;

Г – генератор ТЭХМ; Э – эжектор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель;

Кн – конденсатор; Н – насос холода; ДК – дроссельный клапан

Высокие коэффициенты эжекции

$$U = 0,8 \dots 1,2 \text{ при } \Delta P_c = 1000 \text{ Па}$$

и

$$U = 2,0 \dots 2,5 \text{ при } \Delta P_c = 500 \text{ Па (рис. 5)}$$

позволяют эжектировать не только вентиляционный воздух ЭГ, но и воздух МО в зоне расположения ДГ, т.е. осуществлять зональную вентиляцию МО.

Выводы

Применение эжекционных систем вентиляции ЭГ и кондиционирования вентиляционного воздуха, использующих для циркуляции воздуха через ЭГ энергию уходящих газов приводного дизеля, позволяет исключить соответствующие энергетические затраты на циркуляцию воздуха и за счет этого увеличить на 2...3 % электрическую мощность ДГ по сравнению с традиционной вентиляцией ЭГ.

Предложены варианты совместного применения эжекционной системы вентиляции ЭГ и системы охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ в ТЭХМ.

Хотя температура газозвдушной смеси на входе в генератор ТЭХМ в схеме на рис. 6 и ниже, чем уходящих газов в схеме на рис. 3, но расход смеси больше: $G_c = (1 + U) G_{уг}$.

Поэтому при выборе схемного решения эжекционной системы кондиционирования следует учитывать температуру и расход источников теплоты для ТЭХМ.

Литература

1. Борисенко А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
2. Радченко А.Н. Анализ эффективности комплексного охлаждения воздуха дизель-генераторов тепло-использующими установками / А.Н. Радченко // 36. наук. праць НУК. – 2009. – Вип. 1 (424). – С. 130–136.
3. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. / Под общ. ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.
4. Сюбаев М.А. Анализ аварий и неисправностей в судовых электроустановках / М.А. Сюбаев, А.Б. Хайкин, Е.А. Шейнцев. – Л.: Судостроение, 1975. – 176 с.
5. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. – Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 15 p.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований (проект № GP/F32/152 по Гранту Президента Украины).

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Е. Лагутин, Одесская государственная академия холода, Одесса, Украина.

ЕЖЕКЦІЙНІ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

А.М. Радченко, О. Стахель

Запропоновані ефективні системи ежекційних вентиляції суднового електрогенератора та кондиціювання вентиляційного повітря. Ежекційні системи можуть застосовуватись для вентиляції електрогенератора зовнішнім повітрям як найпростішого варіанта кондиціювання повітря, а також для кондиціювання вентиляційного повітря суднового електрогенератора з його охолодженням тепловикористовуючою холодильною машиною. Циркуляція повітря в ежекційних системах здійснюється за рахунок енергії випускних газів привідного дизеля. При цьому вилучаються енергетичні витрати на циркуляцію вентиляційного повітря. Наведені напірно-циркуляційні характеристики ежекційних пристроїв і схемні рішення ежекційних систем.

Ключові слова: кондиціювання, вентиляція, ежекція, електрогенератор, дизель, утилізація, випускні гази, напір.

EJECTIVE SYSTEMS OF VENTILATION OF SHIP ALTERNATOR AND CONDITIONING OF VENTILATING AIR

A.N. Radchenko, A. Stachel

The efficient systems for ejective ventilation of ship alternator and conditioning of ventilating air have been proposed. Ejective systems can be applied for ventilation of ship alternator by ambient air as the simplest variant of air conditioning and for conditioning of ventilating air of ship alternator with its cooling by waste heat recovery cooling machine. The circulation of air in ejective systems can be performed by using the energy of exhaust gases of drive diesel. With this the energy lost for circulation of ventilation air are excluded. The pressure-circulation characteristics of ejective devices and schemes of ejective systems are presented.

Key words: conditioning, ventilation, ejection, alternator, diesel, utilization, exhaust gases, pressure increase.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, с.н.с., доцент кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Стахель Александр – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Западно-Померанский университет технологии, Польша, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 622.577

Д.В. КОНОВАЛОВ

*Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. Макарова, Україна***ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНОГО ЕФЕКТУ ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ В СИСТЕМАХ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВЗ**

В роботі розроблено та проаналізовано схемні рішення термопресорної системи для проміжного охолодження наддувального повітря ДВЗ. Запропоновано упорскувати воду в термопресор з надлишком, який доцільно випаровувати при стисканні наддувального повітря у другій ступені компресора, що наближує процес стискання до ізотермічного і забезпечує додаткове зменшення роботи компресора на стискання. Запропоновано воду, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря, використовувати для упорскування в термопресор, що робить систему термопресора автономною. Як показали дослідження, скорочення потужності, яку споживають компресори двоступінчастої системи наддува, склало 2,0...3,5 %, за рахунок чого, в свою чергу, вдалося підвищити потужність ДВЗ на 0,4...0,7 %.

Ключові слова: термопресор, наддувне повітря, турбокомпресор, контактне охолодження, двигун внутрішнього згоряння.

Вступ

Вдосконалення системи турбонаддуву є одним з перспективних напрямків підвищення ефективності сучасних ДВЗ. Дослідження, проведені в [1], показали що комплексне використання проміжного поверхневого охолодження і додаткового контактного внутрішнього охолодження наддувального повітря при стисканні в компресорі другого ступеню шляхом упорскування води з наступним розширенням у детандері (повітряна холодильна машина) забезпечує глибоке охолодження наддувального повітря, відповідно скорочення потужності компресора другого ступеню і, як наслідок, вивільнення частини потужності турбіни ТК. Подальшим розвитком цього напрямку може бути застосування ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії), що поєднає обидва процеси – контактне охолодження і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора. Ефект термопресії являє собою процес підвищення тиску повітря (газа) у процесі миттєвого випаровування рідини, упорскуваної в потік, прискорений до швидкості, близької до звукової. Сумісна дія турбулізації прискореного повітряного потоку і миттєвого випаровування забезпечує ефективний розпил упорскуваної води, причому за умов малого об'єму камери утворення повітряноводяної суміші на вході компресора другого ступеню.

Метою роботи є підвищення термодинамічної ефективності ДВЗ шляхом проміжного охолодження наддувального повітря з одночасним підвищенням його тиску, і як наслідок, скорочення потужності, що споживають компресори, та відповідне зростання потужності ДВЗ.

1. Системи охолодження наддувального повітря ДВЗ і особливості процесів в термопресорному апараті

Основною задачею охолодження наддувального повітря є: підвищення потужності ДВЗ і зниження теплового навантаження деталей циліндропоршневої групи. Застосування проміжного охолодження наддувального повітря дозволяє підвищити потужність двигуна приблизно на 2,5...3,0 % на кожні 10% зниження температури повітря [2]. На рис. 1 наведено схему системи охолодження наддувального повітря з двоступінчастим стисненням повітря.

Особливістю багатоступінчастих систем турбонаддуву є охолодження повітря між ступенями компресорів в проміжному охолоджувачі повітря (ПОП). охолоджувач наддувального повітря (ОНП) за останнім компресором являє собою декілька секцій: контур системи гарячого водопостачання та опалення і охолодження забортною водою. За ОНП встановлюються віддільники рідини (ВР).

В роботі Ву Дик Бао, Б.Г. Тимошевського, Ю.Л. Мошенцева [1] запропоновано комплексне використання внутрішнього охолодження повітря в компресорі турбонадуваного агрегату шляхом вприску охолоджуючої рідини і турбодетандерної системи для глибокого охолодження наддувального повітря. Така комплексна система дозволила забезпечити оптимальні параметри повітря на вході в циліндри двигуна, а також перерасподілити складові теплового та енергетичного балансу в сторону підвищення показників ДВЗ. Для тропічних умов експлуатації зниження питомої витрати палива склало 10...15 г/(кВт·год). Але

спосіб з упорскуванням буде ефективним тільки у випадку відповідного дрібного розпилю рідини. Застосування механічних форсунок для організації розпилю не досить ефективно, до того ж це призводить до додаткових аеродинамічних опорів і звісно втрат тиску, що зменшує ефект від впорскування води. Зважаючи на це термопресорне охолодження може дозволити з одного боку забезпечити інтенсивне охолодження повітря, а з другого – забезпечити значно більш ефективне розпилення води в потоці газу зі швидкістю біля звукової.

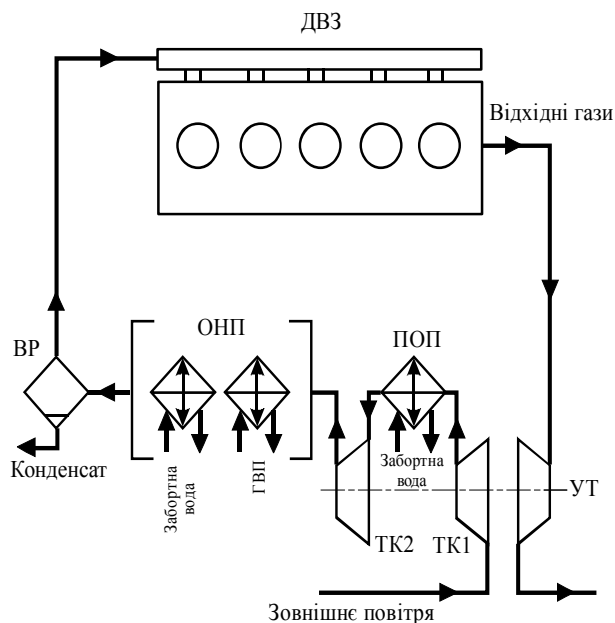


Рис. 1. Схема системи охолодження надувного повітря суднового середньообертового дизеля:

ВР – віддільник рідини;
ОНП – охолоджувач надувного повітря;
ТК1, ТК2 – турбокомпресори першої і другої ступеней стиснення;
ГВП – система гарячого водопостачання;
ПОП – проміжний охолоджувач повітря

Питання теорії термогазодинамічної компресії (термопресії), конструювання і експериментальне дослідження термопресора отримали деяке освітлення в науковій літературі [3 – 6].

В реальному термопресорі процес розширення газу відбувається в добре спрофільованому соплі практично адіабатно. У вузьку частину сопла, де потік газу рухається із швидкістю близькою до звукової, подається потік рідини, дрібно розпилюється за допомогою спеціальних форсунок. В ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, що виражається в розгоні і дробленні крапель і деякому гальмуванню газового потоку, підігріві і випаровуванні крапель, зниження температури газового потоку і збільшення його тиску.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень [4, 6] дозволили авторам зробити висно-

вок, що підвищення повного тиску на 20 % цілком досяжно. Проведені досліді на малих моделях термопресора і низьких значеннях початкових температур показали, що відносний ефект термогазодинамічної компресії може досягати 30%.

Розрахунок термогазодинамічної компресії здійснювався за методиками [3, 5]. Повне підвищення тиску для реального термопресора визначається за рівнянням [5]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{-\frac{B \cdot \text{км}^2}{2}} - \frac{\left(\xi_m + \xi_{\text{тр}} \frac{1}{D} \right) \rho \alpha_{\text{дф}}^2 M^2}{2 P_1},$$

де $B = 1 - 2 \cdot (C_p / C_{\text{впр}})$; l/D – відношення довжини до діаметру камери змішування; $\alpha_{\text{дф}}$ – швидкість звуку двофазного потоку; ξ_m , $\xi_{\text{тр}}$ – коефіцієнти опору: місцевий і тертя по довжині.

2. Аналіз роботи термопресорного апарата для проміжного охолодження надувного повітря

На рис. 2 наведена схема із застосуванням термопресора у якості ПОП за турбокомпресором першої ступені.

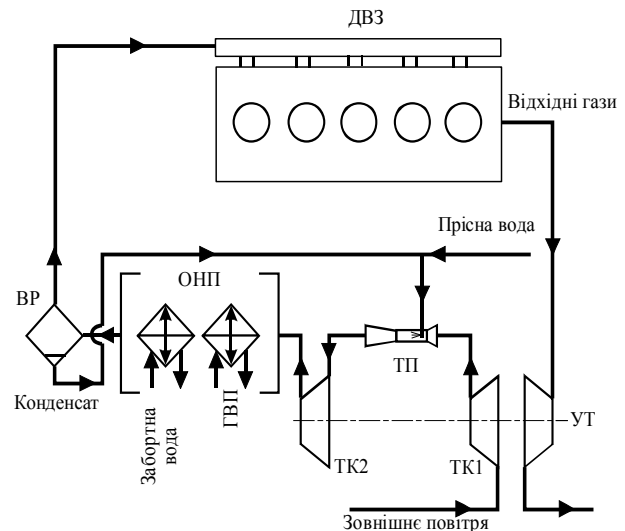


Рис. 2. Схема системи охолодження надувного повітря із застосуванням термопресора:

ВР – віддільник рідини;
ОНП – охолоджувач надувного повітря;
ТК1, ТК2 – турбокомпресори першої і другої ступеней; ТП – термопресор;
ПОП – проміжний охолоджувач повітря;
УТ – утилізаційна турбіна;
ГВП – система гарячого водопостачання

Повітря стискається турбокомпресором першої ступені ТК1. Стиснене повітря має високу температуру і його охолодження здійснюється у термопресорі ТП. Після цього повітря повторно стискається у

турбокомпресорі другої ступені ТК2 і охолоджується забортною водою в охолоджувачі наддувного повітря. Завдяки газодинамічній компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується.

Аналіз ефективності схем проводився відносно стандартних схем охолодження наддувного повітря в двоступінчастих турбокомпресорах. Розрахунки здійснені для середньообертового двигуна 5L21/31 фірми MAN B&W ($N_e = 1000$ кВт, $n = 1000$ об/хв).

Підвищення тиску в термопресорі $\Delta P_{тп}$ значно залежить від величини зниження температури при охолодженні $\Delta t_{тп}$, а отже велике значення має температура повітря на вході $t_{тп1}$.

Температура перед термопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора першого ступеня.

Як показали розрахунки, ефект термопресії склав: у випадку з ідеальним термопресором – $\Delta P_{тп} = 8,5 \dots 13,0$ % (рис. 3, а) (втрати тиску на подолання гідравлічних опорів не враховуються) та для реального термопресора $\Delta P_{тп} = 2,0 \dots 6,5$ % (рис. 3, б).

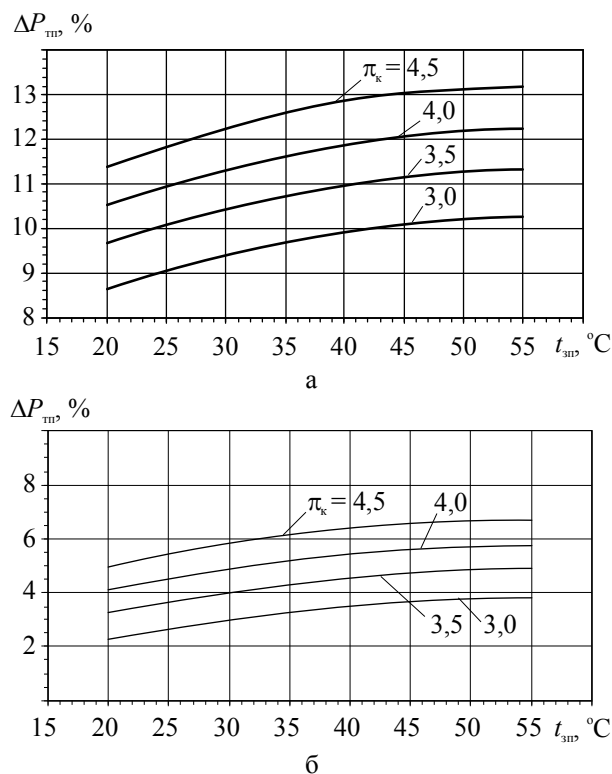


Рис. 3. Відносне підвищення повного тиску в ідеальному термопресорі $\Delta P_{тп} = P_{тп2}/P_{тп1}$ (а) і в реальному термопресорі (б) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{тп}$

Більші значення тисків відповідають більш високим температурам зовнішнього повітря (45...55 °C). Підвищення тиску за термопресором знижує π_k турбокомпресорної установки. При загальному для двоступінчастої схеми $\pi_k = 4,6$ сумарна степінь підвищення

тиску для турбокомпресорів знижується до $\pi_k = 4,3 \dots 4,4$, а при загальному $\pi_k = 3,0$ – до $2,8 \dots 2,9$.

З іншого боку підвищення температури повітря на всмоктуванні збільшує роботу на стискування і як наслідок потужність ТК. Крім того вприскування води в термопресор двоступінчастої схеми збільшує масову витрату робочого тіла в компресор другої ступені, що підвищує в свою чергу потужність турбокомпресора другої ступені $N_{тк2}$. Однак, підвищення тиску в термопресорі має визначальний вплив, тому при збільшенні температури на всмоктуванні $t_{тп}$ призводить не до зменшення економії потужності $\Delta N_{тк}$, а навпроти до її збільшення (рис. 4). У випадку двоступінчастої схеми стиснення можна побачити збільшення $\Delta N_{тк}$ (з 8 до 12 кВт або з 2,0 до 3,5 % відносно потужності ТК і з 0,4 до 0,7 % відносно потужності ДВЗ) лише в діапазоні температур $t_{тп} = 20 \dots 40$ °C (рис. 4, 5). З подальшим підвищенням $t_{тп}$ спостерігається незначне зменшення $\Delta N_{тк}$. Це насамперед обумовлено збільшенням витрати води G_w (рис. 6) на вприскування у термопресор (до 0,2 %) з одного боку та незначним підвищенням тиску у термопресорі $\Delta P_{тп}$ біля 2...6 %.

Таким чином, можна спостерігати максимальні значення $\Delta N_{тк}$ для двоступінчастої схеми при температурах $t_{тп} = 25 \dots 30$ °C, які складають 3,5 % відносно потужності ТК і 0,7 % відносно потужності двигуна.

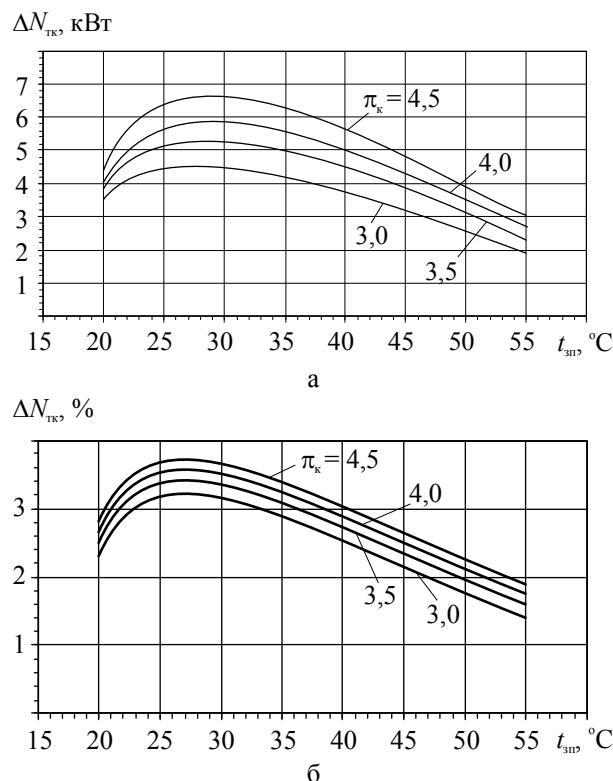


Рис. 4. Зменшення потужності турбокомпресорів $\Delta N_{тк}$ в кВт (а) і в % (б) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{тп}$

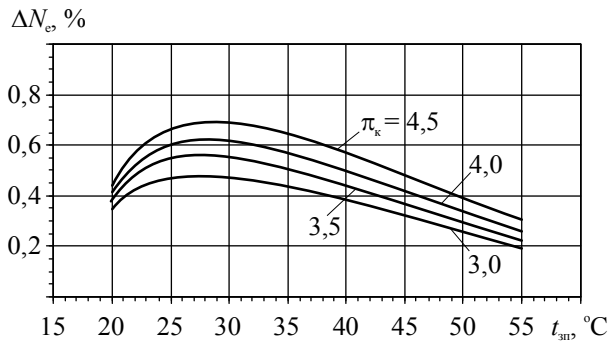


Рис. 5. Відносний приріст потужності ДВЗ $\Delta N_{\text{в}}$ при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$

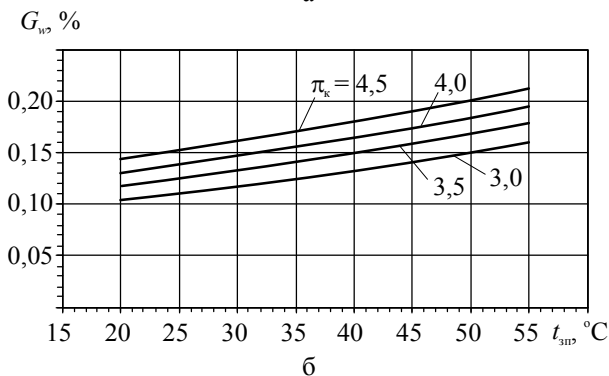
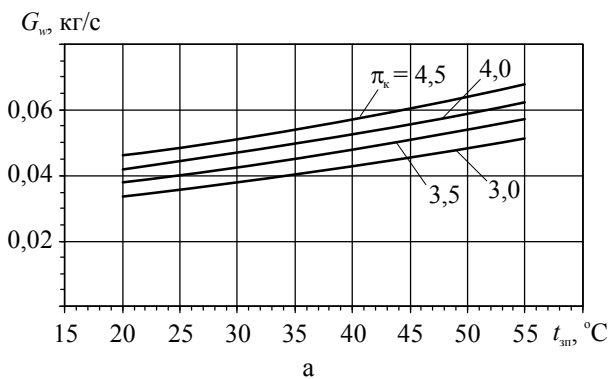


Рис. 6. Абсолютна G_w (а) і відносна g_w (б) витрати води в термопресорі при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$

Витрата води, що необхідна для повного випаровування у термопресорі (рис. 6) G_w складає 0,03...0,07 кг/с або 0,1...0,2 % відносно витрати наддувного повітря. Застосування термопресора між ступенями ТК у двоступінчастій схемі дає можливість забезпечити більш високий рівень розпилю води в повітряному потоці завдяки досить високим швидкостям ($M = 0,80...0,95$) високій турбулізації потоку. При впорскуванні більшій за необхідну кількості води вона може до випаровуватися на всмоктуванні у ТК. Це забезпечить додаткове зменшення роботи компресора на стиснення, а відповідна організація двофазного газового потоку – більш високу ефективність процесів теплообміну в порівнянні з впорскуванням води через традиційні

форсунки. Крім того застосування форсунок значно збільшує гідравлічний опір [4, 6], а це знизить ефект від термопресії $\Delta P_{\text{тп}}$. З іншого боку неповне випаровування води у термопресорі зменшить втрати тиску в самому термопресорі, що напрооти буде збільшувати $\Delta P_{\text{тп}}$ [6].

Під час охолодження повітря в ОНП двоступінчастої схеми має місце значне випадіння вологи, внаслідок високого вмісту d і низької температури точки роси. Вологу, що сконденсувалася доречно застосовувати для впорскування у термопресор (рис. 2), таким чином забезпечивши відсутність необхідності в отриманні додаткової кількості прісної води для підтримання робочого процесу у ТП.

З рис. 7 видно, що при температурах $t_{\text{зп}} = 25...35$ °C баланс води в установці $\Delta G_w = 0$ т/доб, тобто в термопресор впорскується стільки рідини скільки конденсується у ОНП, а при температурах вище 35 °C кількість води, що конденсується буде вище і ΔG_w складатиме до 8 т/доб. При $t_{\text{зп}} = 20$ °C витрата води на термопресор вище, тому $\Delta G_w = 0,5...1,0$ т/доб.

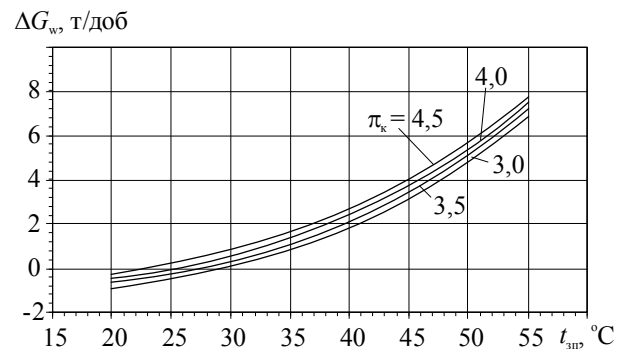


Рис. 7. Добові витрати води ΔG_w при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$

Висновки

1. Застосування термопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність, яку споживають компресори, $N_{\text{тк}}$ для двоступінчастої схеми стиснення наддувного повітря – на 2,0...3,5 %, за рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на 0,4...0,7 % в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ і ступені підвищення тиску π_k .

2. Виявлено наявність максимумів скорочення споживаної турбокомпресорами потужності $\Delta N_{\text{тк}}$ завдяки проміжному охолодженню наддувного повітря термопресором при різних π_k та визначено діапазон температур зовнішнього повітря на вході ТК $t_{\text{зп}} = 20...40$ °C, в якому мають місце максимуми $\Delta N_{\text{тк}}$.

3. Встановлено, що при двоступінчастому стисканні визначальний вплив на потужність $N_{\text{тк}}$, яку

споживає ТК, має підвищення тиску в термопресорі порівняно зі збільшенням витрати зволоженого повітря через ТК (на величину витрати упорскуваної води), завдяки чому зменшується потужність ТК N_{TK} .

4. Визначено відносні (віднесені до витрати повітря) масові витрати води, яку необхідно упорскувати при повному її випаровуванні в термопресорі, що склали 0,1...0,2 %.

5. При двоступінчастому наддуві запропоновано упорскувати воду в термопресор з надлишком (понад ту її кількість, що випаровується у термопресорі), який доцільно випаровувати при стисканні наддувного повітря у другій ступені ТК, що наближує процес стискання до ізотермічного і забезпечує додаткове зменшення роботи компресора на стискання.

6. Запропоновано воду, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) або в поверхневому охолоджувачі на вході ТК, використовувати для упорскування в термопресор, що робить систему термопресора самодостатньою – автономною.

Література

1. Мошенцев Ю.Л. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины / Ю.Л. Мошенцев, Б.Г. Тимошевский, В.Д. Бао // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. – Вып. 23. – С. 90 – 92.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высш. шк., 2007. – 479 с.
3. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков / Л.А. Вулис. – М.: Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
4. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопресора / В.Л. Ерофеев // *Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота*. – 1974. – Вып. 147. – С. 25 - 30.
5. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопресором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок / В.И. Живица // *Холодильная техника*. – 2002. – № 5. – С. 18 – 20.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень у рамках гранту Президента України.

Надійшла до редакції 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.І. Живица, Одеська державна академія холоду, Одеса, Україна.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧНОГО ЭФФЕКТА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В СИСТЕМАХ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВС

Д.В. Коновалов

В работе разработаны и проанализированы схемные решения термопресорной системы для промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС. Предложено впрыскивать воду в термопресор с избытком, который целесообразно испарять при сжатии наддувочного воздуха во второй ступени компрессора, что приближает процесс сжатия к изотермическому и обеспечивает дополнительное уменьшение работы компрессора на сжатие. Воду, которая отводится в процессе охлаждения влажного воздуха, предложено использовать для впрыскивания в термопресор, что делает систему термопресора автономной. Как показали исследования, сокращение мощности, которую потребляют компрессоры двухступенчатой системы наддува, составило 2,0...3,5 %, за счет чего, в свою очередь, удалось повысить мощность ДВС на 0,4...0,7 %.

Ключевые слова: термопресор, наддувочный воздух, турбокомпрессор, контактное охлаждение, двигатель внутреннего сгорания.

THE APPLICATION OF TERMOGASDINAMIC FOR THE INTERMEDIATE COOLING IN THE SYSTEMS OF THE COOLING AIR OF ENGINE

D.V. Konovalov

The scheme decisions of the thermopressor systems of cooling are developed and analysed in work. Efficiency of application of thermopressor is analysed for the system of cooling air with the double-stage compression. It is offered to inject water in thermopressor in abundance, which expediently to evaporate at the compression of cooling air in the second stage of compressor, that approaches the process of compression to isothermal and provides additional reduction of work of compressor. It is offered to use in thermopressor for the injection water which is taken in the process of cooling of moist air, that does the system of thermopressor autonomous. As researches of abbreviation of power which are consumed by compressors made 2,0...3,5 %, due to what in same queue it was succeeded to promote the engine on 0,4...0,7 %.

Key words: thermopressor, cooling air, turbocompressor, contact cooling, engine.

Коновалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, доцент кафедри теплотехніки Херсонської філії національного університету кораблебудування ім. Макарова, Херсон, Україна. e-mail: dimitriy_ko@mail.ru.

УДК 665.521:621.316

Я.А. КУМЧЕНКО¹, В.И. КОНОВАЛОВ¹, А.А. БЕРЕЗНЯК², П.А. ЕГОРОВ²¹ Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Украина² Национальный горный университет, Днепрпетровск, Украина

РЕЗОНАНСНЫЙ МЕХАНИЗМ АКТИВАЦИИ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА. КОНЦЕПЦИЯ «КАШТУЛ»

Показана возможность применения для активации процесса горения водоугольного топлива химически активного атомарного водорода, который может быть получен путем осуществления в камере сгорания безэлектродного импульсного электрического разряда, обеспечивающего «холодную» деструкцию воды или углеводородов. Приведена схема лабораторного генератора высоковольтных импульсов с возможностью регулирования их параметров, а также фотографии лабораторного стенда и самой электролизной ячейки с выделением и горением водорода. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают работоспособность резонаторно-резонансного механизма деструкции молекул «холодным» способом без нагрева атомов со значительным уменьшением активационного барьера при разрыве связей как при деструкции, так и при фотолизе.

Ключевые слова: топливо, водород, разряд, импульс, деструкция, активационный барьер.

Введение и постановка задачи

Ограниченное количество собственной нефти в Украине и высокая цена ее импорта требуют поиска нетрадиционных видов топлива, которые могли бы заменить топливо нефтяного происхождения. Одним из путей решения этой проблемы является применение водоугольного топлива, поскольку запасы углей в Украине весьма значительны. Однако применение такого топлива, особенно в двигателях внутреннего и внешнего сгорания, сдерживается недостаточной их реакционной способностью, что требует разработки новых способов активации процессов поджига и горения такого топлива.

Один из вариантов решения проблемы – применение для активации процесса горения водоугольного топлива химически активного атомарного водорода, который может быть получен путем осуществления в камере сгорания безэлектродного импульсного разряда, обеспечивающего деструкцию воды или углеводородов типа парафинов.

Решение поставленной задачи

В работе [1] предложен резонаторно-резонансный способ значительного снижения активационного барьера как для деструкции твердых и жидких энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ), содержащих водород, так и для проведения процесса фотолиза. В результате деструкции, протекающей даже при низких температурах и волновых энергиях, об-

разуются химически активные центры в виде ионов водорода, гидроксила, кислорода, радикалов и т.д.

Механизм такой деструкции можно объяснить, если представить молекулярные связи посредством взаимодействия между собой атомов-резонаторов. На рис. 1 приведена зависимость силы взаимодействия осцилляторов от частоты внешнего поля [2].

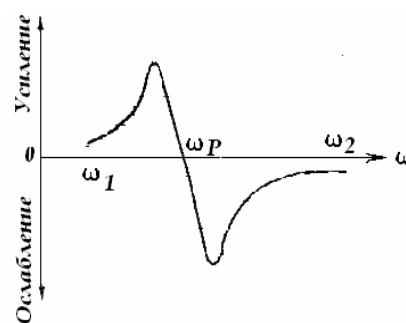


Рис. 1. Зависимость силы взаимодействия осцилляторов от частоты внешнего поля

Точка пересечения с осью абсцисс соответствует собственной частоте колебаний осцилляторов и является точкой равновесия и максимального поглощения волновой энергии. Слева от этой точки наблюдается отталкивание между атомами, а справа – притяжение.

Напомним, что резонаторно-резонансный механизм, например деструкции (ионизации) атомов происходит при ударном воздействии на молекулу электрического поля, так как именно оно, а не маг-

нитное поле, разрушает, нагревает и электролизует вещество. Именно при ударе (коротком импульсе) электрического поля атомы не успевают нагреться, и при резонансе вся подведенная энергия поглощается и расходуется на разрыв силовых связей, что и приводит к ионизации при комнатных температурах. Именно отсутствие нагрева атомов приводит к значительному уменьшению активационных барьеров при ионизации и фотолизе.

Воздействие монохроматическим излучением затруднительно по нескольким причинам: во-первых, атомы, и тем более молекулы, представляют собой многоосцилляторные системы, поэтому существует спектр их собственных резонансных частот; во-вторых, этот спектр зависит от воздействия различных внешних факторов.

Известно, что любой импульс можно представить в виде суммы гармонических колебаний, причем, чем короче импульс, тем шире спектр соответствующих ему частот. Бесконечно узкому импульсу Дирака соответствует бесконечный спектр частот. Поэтому для деструкции веществ следует применять импульсное воздействие, причем, необходимо в каждом случае подбирать длительность импульса и крутизну его фронтов, так как именно эти параметры определяют его частотный спектр.

Для активации процесса горения водоугольного топлива достаточно 0,001 – 0,01 % водорода по весовому составу. Хранение газообразного водорода затруднительно вследствие его диффузии через все

без исключения материалы. Применение для этих целей дорогостоящих гидридов металлов не имеет приемлемых конструктивных решений. Получать в небольших количествах водород можно путем электролиза воды [3], входящей в состав водоугольного топлива, непосредственно перед его сжиганием, а также путем ударного воздействия без нагрева самих атомов тех молекул, которые подвергаются ионизации. Однако этот способ имеет ряд недостатков, среди которых - электрохимическое разрушение анода и необходимость значительной электропроводности жидкой фазы топлива для снижения энергетических затрат. Увеличить электропроводность жидкой фазы можно применением растворов неорганических солей, что крайне нежелательно, так как эти соли будут откладываться на стенках камеры сгорания.

На наш взгляд, применение электролиза является более перспективным, так как водород вырабатывается в момент его потребления. Представляет интерес осуществление в камере сгорания безэлектродного импульсного разряда, обеспечивающего деструкцию воды или углеводородов с получением химически активного атомарного водорода.

На рис. 2 представлена схема лабораторного генератора коротких импульсов, который обеспечивает получение импульсов током до 10А и напряжением до 300 в на первичной обмотке трансформатора Теслы. Длительность фронтов импульса менее 100 нс.

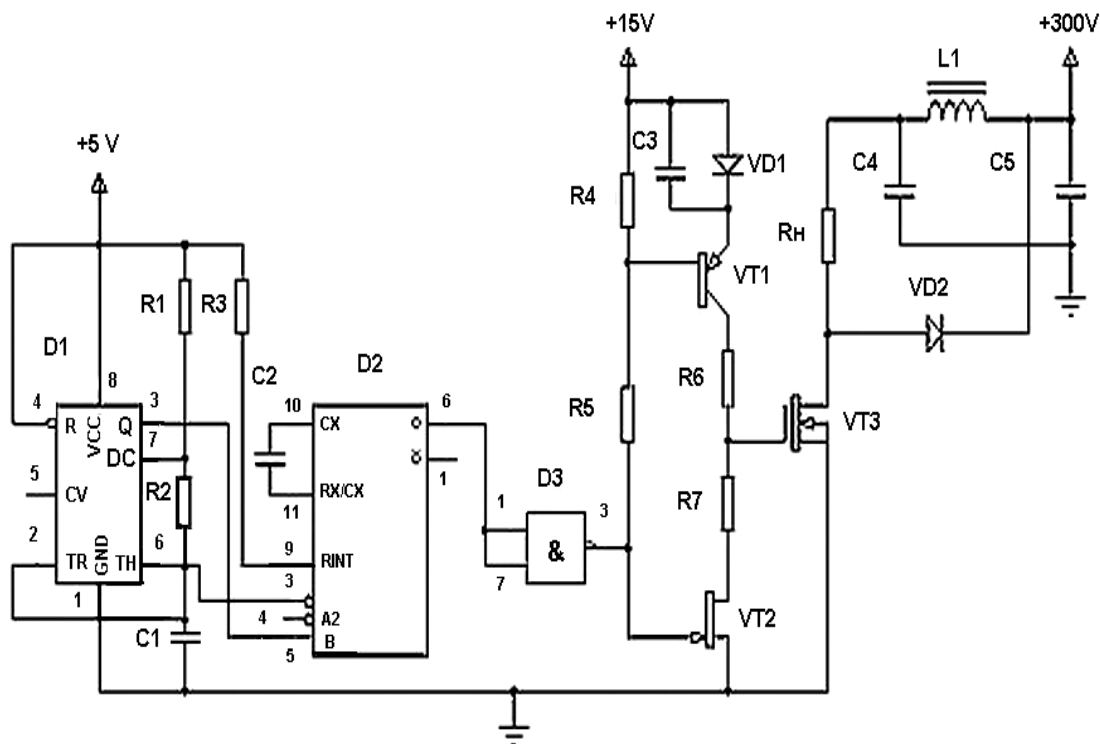


Рис. 2. Схема управляемого генератора коротких импульсов

На интегральном таймере D1 (NE555N) собран мультивибратор, задающий период следования коротких импульсов. Период следования определяется величинами резистора R1, емкости C1 и может изменяться в очень широких пределах от 5 мкс до нескольких секунд.

По фронту импульса мультивибратора запускается одновибратор, собранный на микросхеме D2 (SN74121). Длительность импульса определяется величиной емкости C2 и может изменяться от 30 нс до нескольких микросекунд. Далее импульс положительной полярности поступает на мощный инвертор с открытым коллектором D3 (SN7403), который нагружен схемой управления затвором мощного полевого транзистора VT3 (IRF840).

Емкость затвор-исток транзистора VT3 превышает 1000 пФ, что требует значительных токов ее заряда и разряда для обеспечения необходимой крутизны фронтов импульсов. Необходимые токи управления обеспечивает каскад на транзисторах VT1 (2SB647) и VT2 (2N3972). Цепочка смещения VD1, C3 служит для быстрого запираания транзистора T1.

Рекуперационный диод VD2 фиксирует потенциал стока транзистора на уровне напряжения источника питания и должен рассчитываться на ток не менее рабочего тока нагрузки. Индуктивность L1 и емкость C4 предотвращают протекание тока самоиндукции через нагрузку в том случае, если она носит индуктивный характер. В качестве фильтрующей емкости C5 лучше применить параллельно включенные электролитический и керамический конденсаторы. Нагрузкой генератора служит первичная обмотка воздушного трансформатора Теслы, представляющая собой цилиндрическую катушку диаметром 100 мм из пяти витков медной трубки диаметром 6 мм с шагом намотки 35 мм. Вторичная обмотка трансформатора намотана в один слой медной проволокой в изоляции ПЭВ-2 диаметром 0,35 мм и имеет 870 витков.

На рис. 3 – 5 приведены фотографии лабораторного стенда электролиза воды импульсным способом и самой электролизной ячейки с выделением и горением водорода.

Выводы

1. Экспериментально подтвержден резонаторно-резонансный механизм ионизации молекул воды.
2. Экспериментально подтверждена возможность химической активации водоугольного топлива атомарным водородом.
3. Активацию целесообразно проводить путем безэлектродного импульсного электрического разряда в камере сгорания для двигателей внутреннего и внешнего сгорания.

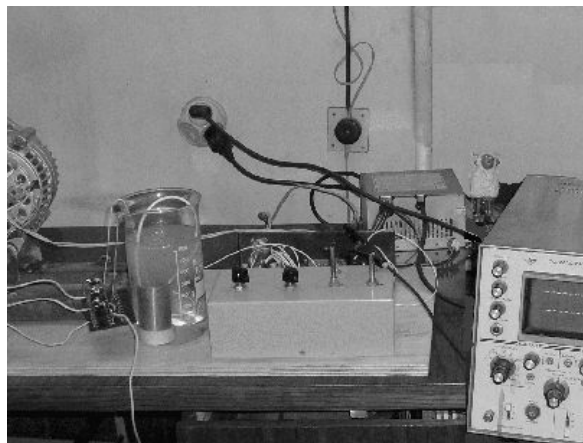


Рис. 3. Лабораторный стенд электролиза воды импульсным способом

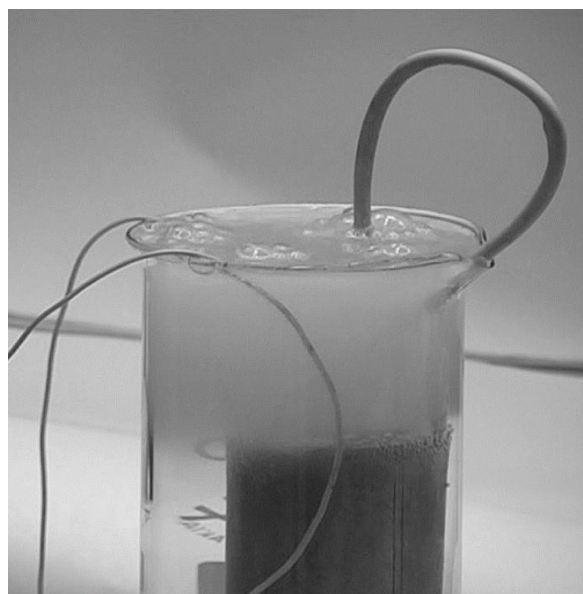


Рис. 4. Интенсивный процесс выделения водорода при импульсном воздействии

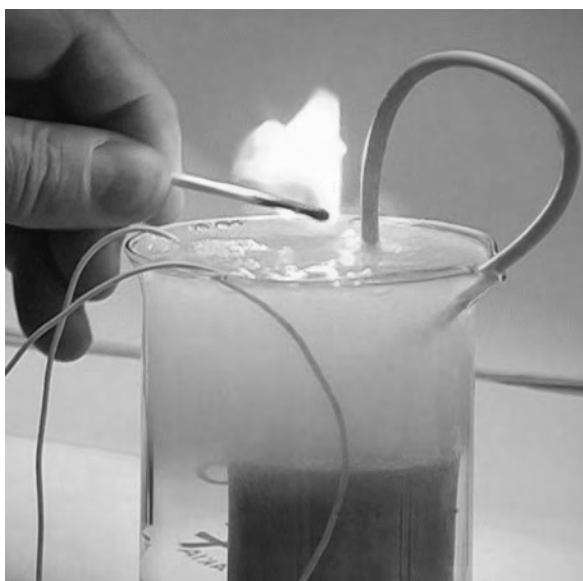


Рис. 5. Процесс горения водорода

Литература

1. Кумченко Я.А. Резонаторная природа разрушения (деструкции) энергоаккумулирующих веществ с извлечением химически активных составляющих в качестве топлива для тепловых энергоустановок / Я.А. Кумченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – №8/24. – С. 77-80.
2. Кумченко Я.А. Вселенский (универсальный) источник волновой энергии ближнего и дальнего

космоса на примере вращения и обращения планет Солнечной системы и самого Солнца. Его волновой инвариант / Я.А. Кумченко // *Збірник наукових праць «Енергетика Землі, її геолого-екологічні прояви, науково-практичне використання»*. – К: КНУ, 2006. – С. 77-93.

3. Патент №48485, Україна, C01B 3/04 H02J 15/00. Энергоблок / В.І. Андрейченко, В.І. Большаков, Г.М. Воробйов та ін. – № u200908120; – заявлено 03.08.2009; Опубл. 25.03.2010. – Бюл. №6, - 2010. – 4 с.

Поступила в редакцию 7.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой энергетике В.А. Габринец, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта, Днепропетровск.

РЕЗОНАНСНИЙ МЕХАНИЗМ АКТИВАЦІЇ ВОДОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА. КОНЦЕПЦІЯ “КАШТУЛ”

Я.О. Кумченко, В.І. Коновалов, О.О. Березняк, П.О. Єгоров

Показана можливість застосування для активації процесу горіння водовугільного палива хімічно активного атомарного водню, який може бути отриманий шляхом здійснення в камері згорання безелектродного імпульсного електричного розряду, що забезпечує “холодну” деструкцію води або вуглеводнів. Наведена схема лабораторного генератора високовольних імпульсів з можливістю регулювання їх параметрів, а також фотографії лабораторного стенду та самої електролізної комірки з виділенням та горінням водню. Проведені експериментальні дослідження підтверджують працездатність резонаторно-резонансного механізму деструкції молекул «холодним» способом без нагріву атомів із значним зменшенням активаційного бар'єру при розриві зв'язків як при деструкції, так і при фотолізі.

Ключові слова: паливо, водень, розряд, імпульс, деструкція, активаційний бар'єр.

THE RESONANT MECHANISM OF ACTIVATION OF WATER-COAL FUEL. THE "KASHTYL" CONCEPT

Ya.A. Kumchenko, V.I. Kononov, A.A. Berezhnyak, P.A. Yegorov

Opportunity of application for activating of process of burning of water-coal fuel is rotined chemically by active atomic hydrogen which can be got by realization in a combustion of nonelectrode impulsive discharge, providing «cold» destruction of water or hydrocarbons chamber is shown. Is given the circuit of laboratory generator of high-voltage impulses is resulted with possibility of adjusting of their parameters and also picture of laboratory stand and electrolysis cell with an ejection and burning of hydrogen. The conducted experimental researches confirm the capacity of resonator-resonance mechanism of destruction of molecules “cold” -process without heating of atoms with the considerable diminishing of activating barrier at break a decouplig both at destruction and at photolysis.

Key words: fuel, hydrogen, discharge, impulse, destruction activating barrier.

Кумченко Яков Алексеевич – канд. техн. наук, доцент, директор, Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина, e-mail: zoe_s@mail.ru.

Коновалов Владимир Иванович – канд. техн. наук, доцент, главный инженер, Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина, e-mail: zoe_s@mail.ru.

Березняк Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры обогащения полезных ископаемых, Национальный горный университет, Днепропетровск.

Егоров Павел Алексеевич – канд. хим. наук, проф., зав. кафедрой химии, Национальный горный университет, Днепропетровск.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН, А.А. СТАСЕВИЧ, О.Н. БЫЛИНКИНА*ГНЦ РФ Федеральное государственное унитарное предприятие
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОНТРОЛЬ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ТРДДФ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ШТАТНОМУ ВИБРОСИГНАЛУ

Обоснована целесообразность автоматизированного контроля вибронагруженности межроторного подшипника ТРДДФ при его работе в составе маневренного самолета. Технология контроля базируется на использовании сигнала с широкополосного выхода штатного датчика на изгибной керамике, установленного на промежуточном корпусе двигателя. Алгоритмом контроля предусмотрено выделение в спектре вибросигнала диагностической составляющей на частоте вращения сепаратора межроторного подшипника с оценкой его вибронаработки на различных режимах работы двигателя. Основанием для внештатной проверки состояния подшипника служат появление диагностической составляющей и ее прогрессирующая наработка на режиме малого газа для технологического двигателя с дефектным подшипником. Рассмотрена версия алгоритма в реальном времени.

Ключевые слова: межроторный подшипник, диагностический признак, составляющая спектра, сепаратор, гармоника, контроль, реальное время.

Введение

Необходимость совершенствования методов диагностики и контроля состояния межроторных подшипников в эксплуатации связана с тяжелыми условиями работы указанного узла в составе современных ТРДДФ и катастрофическими последствиями в случае их разрушения.

Настоящая публикация посвящена разработке и апробации алгоритмов контроля состояния межроторного подшипника современного ТРДДФ в эксплуатационных условиях работы на маневренном самолете по штатному вибросигналу.

1. Формулирование проблемы и методы ее решения

В работах [1, 2], базирующихся на результатах стендового вибрографирования технологического двигателя с внесенными дефектами подшипника и повышенным дисбалансом ротора высокого давления, обращено внимание на то, что дефекты в межроторных подшипниках неизменно сопровождаются появлением составляющей в спектре вибраций статора турбомшины на частоте вращения сепаратора. Интенсивность указанной составляющей (назовем ее МРС) при значимом дефекте, как правило, превышала любую из роторных составляющих вибрации и имела тенденцию к росту по мере наработки на всех режимах работы двигателя.

При дополнительном анализе экспериментальных материалов, использованных в работах [1, 2], выявлена еще одна важная закономерность, которую необходимо учитывать при мониторинге состояния межроторного подшипника. Несмотря на более высокий уровень составляющей МРС на максимальных и форсированных режимах (М+Ф) по сравнению с режимом малого газа (МГ), увеличение ее интенсивности на стадии разрушения подшипника по отношению к более раннему проявлению дефекта для режима МГ оказалось на порядок большим, чем для режимов М+Ф.

Исследования авторов настоящего сообщения показали, что в условиях реальной эксплуатации собранного по ТУ двигателя также не исключено кратковременное появление составляющей МРС с уровнем, превышающим интенсивность вибрации для роторных гармоник на максимальных режимах работы ТРДДФ, при практическом отсутствии проявления МРС на малых режимах. При этом режимы М+Ф оказались не самыми удобными для диагноза и потому, что на указанных режимах возможно появление составляющих, маскирующихся под МРС.

Таким образом, проявление составляющей МРС значимого уровня на максимальном режиме работы двигателя в эксплуатации может рассматриваться лишь как предпосылка к появлению дефекта в случае достаточно большой наработки. В качестве главного события, позволяющего принимать решения о появлении дефекта, логично рассматривать

появление MPC с уровнем, не меньшим уровня роторных гармоник вибрации на режиме МГ.

При решении проблемы использовался цифровой спектральный анализ сигнала с широкополосного выхода пьезодатчика на изгибной керамике, установленного в штатном месте измерения вибрации на промежуточном корпусе двигателя. Высокочастотные сигналы вибрации и частот вращения роторов двигателя регистрировались на бортовой твердотельный накопитель. Автоматизированная обработка и анализ данных осуществлялись с помощью специализированного программно-аппаратного комплекса ЛИИ [3].

2. Решение проблемы

2.1. Исходная информация, которую необходимо принимать в расчет при построении алгоритма контроля.

График режимной наработки обследуемого двигателя по частоте вращения ротора ВД (N2) построенный для нескольких представительных полетов самолета на рис. 1 позволяет судить о времени работы двигателя при каждом фиксированном значении N2 в реальной эксплуатации. В свою очередь вибромодель для MPC на рис. 2 в виде экспериментальной зависимости этого параметра от N2, дает представление о возможных значениях рассматриваемого диагностического фактора в условиях полета.

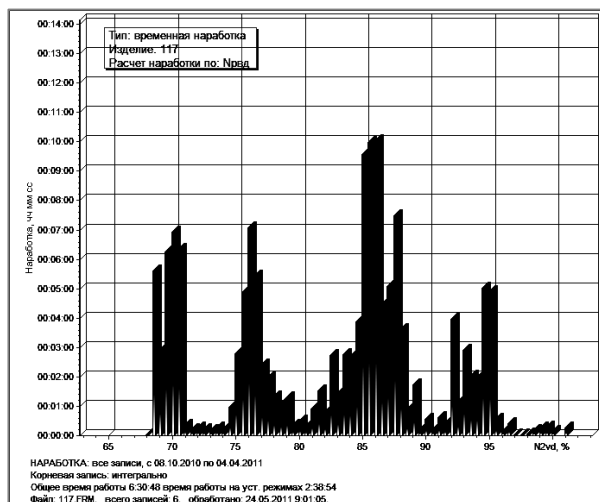


Рис. 1. График режимной наработки

Так как разброс значений MPC при заданном значении N2 может достигать нескольких порядков, а изменение составляющей MPC, когда она проявляется на двигателе с бездефектным подшипником в условиях полета, всегда имеет нестационарный характер с ярко выраженным максимумом во вре-

мени, наработку двигателя при фиксированных значениях MPC следует считать в виде гистограммы.

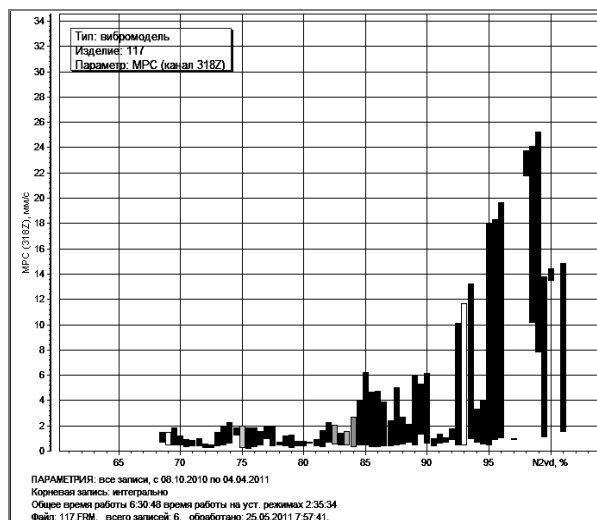


Рис. 2. Вибромодель для MPC двигателя, собранного по ТУ

Гистограмму будем получать для фиксированных диапазонов частоты вращения ротора ВД, руководствуясь реальной встречаемостью максимальных значений MPC согласно ее вибромодели, представленной на рис. 2.

2.2. Алгоритмы контроля и результаты их апробации в реальном времени на моделях вибропроцессов.

Основу алгоритма составляет узкополосная фильтрация вибропроцесса с оценкой амплитуды (интенсивности) гармонической составляющей процесса на частоте вращения сепаратора межроторного подшипника (MPC). Весь рабочий диапазон разбивается на три интервала: 1-70, 71-90 и 91-110%. Дискретность представления амплитуды MPC – 1 мм/с. Расчет носит циклический характер. Входными данными для расчета являются: массив, содержащий вибросигнал с датчика и частоты вращений роторов.

На установившемся режиме работы двигателя выполняются следующие шаги:

1. Определяется поддиапазон частоты вращения ротора;
2. Оценивается амплитуда MPC.
3. Увеличивается время наработки в текущем поддиапазоне амплитуды MPC на шаг расчета.

Указанный алгоритм был реализован с помощью программно-аппаратного комплекса ЛИИ при послеполетной обработке вибросигнала с датчика V-318 для собранного по ТУ двухвального ГТД с межроторным подшипником вблизи задней опоры турбины (рис. 3).

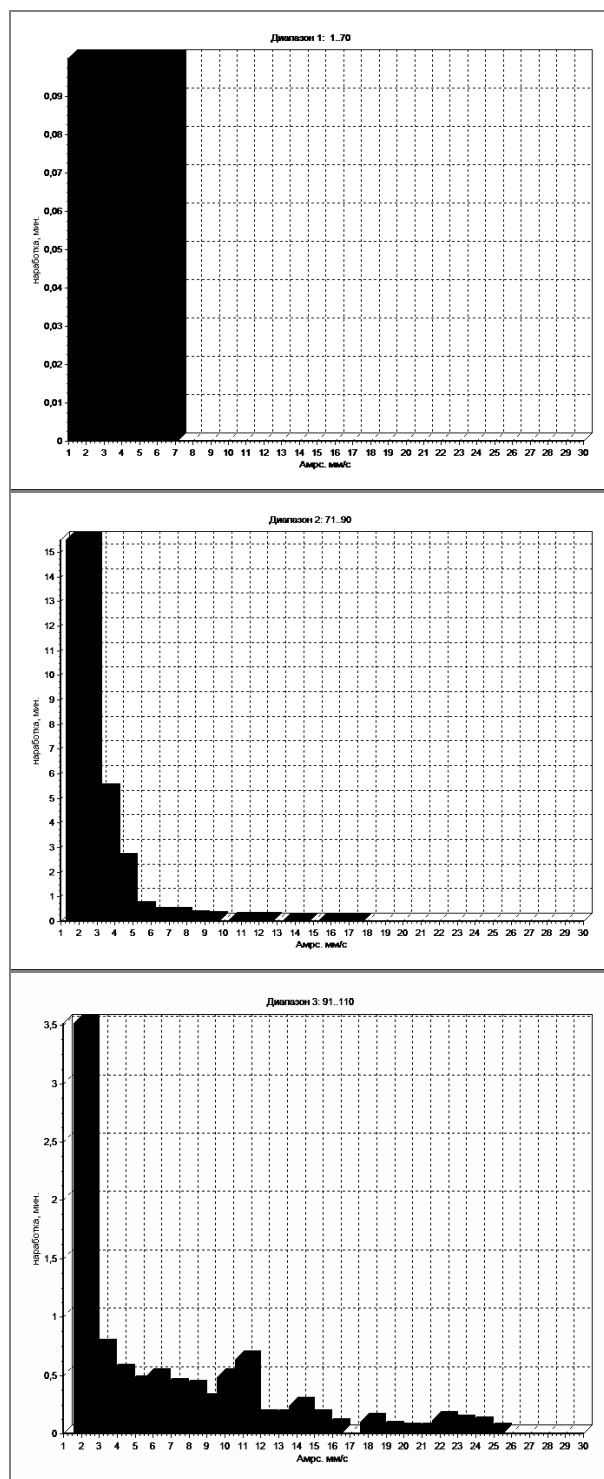


Рис. 3. Гистограмма наработки для дискретных значений интенсивности процесса на частоте вращения сепаратора межроторного подшипника во всем рабочем диапазоне частот: на режиме МГ – сверху, 71-90 % (в центре) и 91-110% (снизу) по ротору ВД

Согласно результатам вибрографирования технологического двигателя с дефектным межроторным подшипником, стадии начала разрушения для больших режимов работы двигателя соответствует значения МРС порядка 40мм/с.. Зафиксировав нара-

ботку в течении полминуты с указанным значением МРС в диапазоне $N2 = 91-110\%$ следует сопоставить полученное значение с амплитудным значением МРС на режиме МГ, которое, согласно эксперимента с технологическим двигателем при появлении дефекта в подшипнике должно составлять не менее 3,5 мм/с.

Одновременное увеличение амплитудных значений МРС на режиме МГ и Максималь (форсаж) при дальнейшей наработке двигателя следует рассматривать как событие, связанное с появлением серьезного дефекта в межроторном подшипнике.

Временной шаг расчета при реализации вышеуказанного алгоритма определяется параметрами узкополосной фильтрации и вычислительными возможностями аппаратных средств. Для систем, работающих в реальном масштабе времени (бортовых системах контроля), критическими с точки зрения быстродействия являются следующие параметры расчета – размер реализации и частота дискретизации.

Предлагаемый подход был опробован на микропроцессорах семейства «Atmel», не ориентированных на работу с большими массивами данных. Для экспериментальных данных, полученных на двигателе с дефектным межроторным подшипником, было достигнуто удовлетворительное частотное разрешение оценки амплитуды МРС посредством увеличения временного интервала и прореживания исходного процесса (понижения частоты дискретизации).

Заключение

1. Предложен и апробирован алгоритм автоматизированного послеполетного контроля состояния двухроторного ГТД по штатному вибросигналу применительно к обнаружению дефекта межроторного подшипника

2. Отработана версия бортового контроля состояния межроторного подшипника в реальном времени.

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Диагностика роторов и межроторного подшипника по виброскоростям на корпусах двухвальных турбореактивных двигателей / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 9/66. – С. 58-62.
2. Колотников М.Е. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко, А.В. Иванов, Л.Ф. Светашова // *Научно-технический конгресс по двигателестроению*

нию. НТДК. 2008. Десятый международный салон: сборник тезисов. – М., 2008. – С. 112.

3. Былинкина О.Н. Программно-аппаратный комплекс для летно-прочностных испытаний авиа-

ционных ГТД нового поколения / О.Н. Былинкина, Б.Б. Коровин, А.А. Стасевич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9/25. – С. 56-60.

Поступила в редакцию 5.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, Генеральный директор М.Е. Колотников, ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия.

АВТОМАТИЗОВАНИЙ КОНТРОЛЬ ДІНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ МІЖРОТОРНОГО ПІДШИПНИКА ТРДДФ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА ШТАТНИМ ВІБРОСИГНАЛОМ

Б.Б. Коровін, А.А. Стасевич, О.М. Білінкіна

Обумовлена доцільність автоматизованого контролю вібронавантаження міжроторного підшипника ТРДДФ при його роботі в складі маневрового літака. Технологія контролю базується на застосуванні сигналу з ширококутового виходу штатного датчика на гнучкій кераміці, поставленого на проміжному корпусі двигуна. Алгоритмом контролю передбачається виділення в спектрі вібросигналу діагностичної на частоті обертання сепаратора міжроторного підшипника з оцінкою його вібронаробки на різних режимах роботи двигуна. Основою для позаштатної перевірки стану підшипника служить поява діагностичної складової і її прогресуюча наробка на режимі малого газу для технологічного двигуна з дефектним підшипником. Розглядана версія контролю в реальному часі.

Ключові слова: міжроторний підшипник, діагностичний признак, складова спектра, сепаратор, гармоніка, контроль, реальний час.

AUTOMATIC MONITORING OF DYMANIC LOADING OF AUGMENTED TURBOFAN ENGINE IN OPERATION USING STANDART VIBRATION MEASUREMENT

B.B. Korivin, A.A. Stasevich, O.N. Bilinkina

The need of automatic monitoring of augmented turbofan engine intershaft bearing vibration loading during its operation on maneuverable aircraft is stated. The technology is based on the broadband signal analysis received from the standard flexural ceramics vibration sensor installed on the engine intermediate casing. The algorithm consists of allocation of specters diagnostic component of the intershaft bearing separator rotating frequency and evaluation of its operation time on different engines modes. The appearance of diagnostic component and its progressive operation time on the idle for the technological engine with defective bearing are the reasons for earlier check of intershaft bearing state. The real-time application of algorithm is viewed.

Key words: intershaft bearing, diagnostic sign, specters component, separator, harmonic, monitoring, real-time.

Коровин Борис Борисович – д-р техн. наук, начальник лаборатории КНИО-3 ФГУП ЛИИ им. М.М. Громова, Жуковский, Россия, e-mail: flysim-lii@mtu-net.ru.

Стасевич Аркадий Анатольевич – ведущий инженер КНИО-3 ФГУП ЛИИ им. М.М. Громова, Жуковский, Россия, e-mail: flysim-lii@mtu-net.ru.

Былинкина Ольга Николаевна – начальник сектора ФГУП ЛИИ им. М.М. Громова, Жуковский, Россия.

УДК 629.7.035:681.5

Д.И. ВОЛКОВ, В.М. ГРУДИНКИН, В.В. ДАНИЛОВ, Г.С. РАНЧЕНКО

ОАО «Элемент», Украина

СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРОГРАММНОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЭЛЕКТРОННЫХ ИЗДЕЛИЙ ОТВЕТСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

На примере двигательной FADEC рассмотрены требования к её программному обеспечению, а также к процессу его разработки. Основное внимание уделено практическим аспектам, в частности архитектуре и реализации программного кода. Отмечено значение математической модели при решении задач управления и диагностирования. Показана неразрывность обеспечения требований к ПО и к процессу разработки. Затронуты вопросы проектирования, кодирования и тестирования, а также применяемый инструментарий, начиная с системы контроля версий и заканчивая автоматизированным генерированием электронной документации.

Ключевые слова: программное обеспечение, требования, процесс разработки, тестирование, моделирование, FADEC, авиационная техника.

Введение

Требования к программному обеспечению (ПО) можно условно разделить на требования непосредственно к ПО и на требования к процессу его разработки. Конечной целью, имеющей бизнес ценность, являются требования к ПО, однако их обеспечение невозможно без соответствующей организации процесса разработки. Учитывая то, что наивысшую категорию критичности среди электронных систем ЛА имеют системы управления, в частности двигателем, в статье рассматривается двигательная FADEC.

Итак, **целью настоящей статьи** является с одной стороны тезисное освещение практических аспектов процесса разработки FADEC, в целом определяемых [1, 2], а также возможностей встраиваемого программного обеспечения. Кроме того, хотелось бы отметить, что рассматриваемые подходы и инструментарий соответствуют практикам и экспертизе ОАО «Элемент», не являясь единственно возможными.

1. Требования к программному обеспечению

Характерные особенности ПО современной FADEC:

- математическая модель реального времени;
- многопоточность обработки данных;
- трассируемость кода;
- обработка и регистрация исключительных ситуаций;
- возможность удалённого конфигурирования и обновления ПО;

– виртуализация ресурсов смежных аппаратных узлов.

Визитной карточкой современных FADEC является использование математической модели двигателя или её частей в алгоритмах управления и диагностирования. Использование в контуре управления математической модели позволяет реализовать наблюдатели, неизмеряемых или измеряемых с недостаточной точностью параметров работы двигателя [3], таких как мощность или тяга, запас газодинамической устойчивости, ускорение ротора турбокомпрессора и т.д.

Другим характерным признаком является многопоточность/многопроцессность. Основной причиной является то, что системы обрастают всё большим количеством вспомогательных функций, не относящихся напрямую к процессу управления, но повышающих эксплуатационные характеристики двигателя и ЛА в целом. Это функции связанные с контролем и диагностикой двигателя, регистрацией и статистической обработкой полётной информации и т.д. Естественно, даже значительно возросшая производительность не позволяет выполнять весь спектр вычислений. Поэтому задачи реального времени выделяются в отдельный высокоприоритетный поток/процесс, а остальные задачи выполняются в фоновых процессах. В случае отсутствия операционной системы и аппаратной поддержки многопоточности вычислений применяются псевдомногопоточные архитектурные решения непосредственно рабочего ПО.

Отладка многопоточного ПО требует его трассируемости, предусматривающей всеобъемлющее

покрытие программного кода диагностическими сообщениями, повышающими качество тестирования ПО и упрощающими процесс его отладки за счёт более точной локализации дефектов.

Сбор сообщений реализуется во встраиваемом сервере сообщений обеспечивающим их сбор в реальном времени, сопровождая сообщения специальными временными маркерами, буферизацию и последующую передачу в КПА или другой технологический компьютер. Кроме сбора сообщений сервер обеспечивает возможность специальных тестовых технологических вызовов, что упрощает выполнение тестирования, особенно автоматизированного.

Естественно обработка сервером полного потока диагностических сообщений требует значительных вычислительных мощностей и пропускной способности технологического информационного канала, то есть обычно является невозможной. Поэтому в сервере реализуется встроенная система фильтрации, отключающая непосредственно выполнение кода, генерирующего сообщения, не соответствующие заданному профилю, что практически исключает расход вычислительной мощности. Задание профиля выполняется непосредственно в процессе выполнения ПО при помощи КПА или технологического компьютера.

Одним из наиболее тяжёлых с точки зрения отладки дефектов является редкое и тяжело воспроизводимое аварийное завершение работы ПО, сопровождающееся повисанием (маловероятно, учитывая наличие программных и аппаратных watchdog) или перезагрузкой процессора. Использование стандартных механизмов, включая сервер сообщений, в этом случае малоэффективно. Одно из решений – отправка в обработчике исключительных ситуаций диагностического сообщения, содержащего информацию о типе и месте возникновения исключительной ситуации, состоянии регистров и стека. Однако это решение является половинчатым, так как предполагает обязательную его регистрацию, что далеко не всегда является возможным. Более надёжным решением, приемлемым даже в эксплуатации является сохранение вышеозначенной информации (core dump) в энергонезависимой памяти. Содержимое стека в момент возникновения исключительной ситуации позволяет при помощи соответствующих программных средств однозначно восстановить, в том числе вложенность выполняемых методов, то есть локализовать участки кода, обуславливающие дефект. Кроме того, предусматриваются временные метрики для контроля критического возрастания вычислительной нагрузки, а также выявления и оптимизации критических с точки зрения производительности участков кода.

Другим направлением повышения отказоустойчивости является виртуализация ресурсов смежных

аппаратных узлов, которая представляет собой набор программных решений, обеспечивающих удалённый доступ к информационным и вычислительным ресурсам. Использование вычислительных ресурсов не является особо актуальным в FADEC, которая как система реального времени имеет прогнозируемую вычислительную нагрузку и обязательный вычислительный резерв. Виртуализация же информационных ресурсов напротив позволяет повысить реконфигурируемость и отказоустойчивость системы. Так, например, при отсутствии виртуализации возможен переход на резервный канал управления при наличии отказа всего лишь одного измерительного канала в основном канале управления. При её использовании основной канал может продолжать полноценное функционирование при гораздо большей степени деградации аппаратных средств за счёт подмены значений параметров значениями из другого канала управления.

2. Требования к процессу разработки программного обеспечения

Процесс разработки является итеративным с короткими итерациями и характеризуется использованием:

- системы контроля версий (version control system);
- интегрированной среды разработки с библиотеками (framework);
- среды автоматизированного тестирования, интегрированной в процедуру сборки;
- среды математического моделирования;
- системы отслеживания дефектов (bugtracking system);
- непрерывного статического тестирования ПО и вносимых изменений (code review);
- инструментария генерирования электронной документации для программного кода.

Управление конфигурацией ПО и соответственно процесс разработки базируется на системы управления версиями. Применение таких систем упрощает сопровождение изменений вносимых в программный код, интеграцию отдельных частей проекта, а также маркировку и контроль версий. Яркий и широко используемый пример таких систем являются open source система SVN (Subversion) и проприетарная для коммерческого использования система Perforce.

Другим немаловажным аспектом процесса разработки является интегрированная среда. В последнее десятилетие сложилась практика, что производители процессоров предоставляют интегрированные среды разработки или тесно сотрудничают с разработчиками последних. Нередко для процессо-

ров существует несколько альтернативных сред, предоставляющие разработчику:

- средства удалённой загрузки и отладки;
- шаблоны компонентов и программные интерфейсы для их взаимодействия;
- поддержка мультипоточности и/или мультитипроцессности с интегрированными средствами контроля для каждого потока/процесса;
- средства синхронизации потоков данных и управления.

Использование шаблонов программных компонентов обеспечивает унифицированное решение, снижая с одной стороны трудозатраты на программную реализацию компонента, а с другой стороны снижая риски возникновения ошибок в архитектуре или реализации ПО при его разработке.

Программные интерфейсы обычно абстрагируются двумя сущностями, такими как методы и атрибуты. Методы используются для инициативного воздействия одного компонента на другой, предоставляющий соответствующий интерфейс. Атрибуты представляют собой решения, необходимые для нотификации одного или нескольких компонентов об изменении соответствующих данных. Для снижения информационного потока часто значения атрибутов передаются при их изменении только требующим их компонентам.

Следует отметить, что нередко современные решения обеспечивают единый механизм как межпроцессного взаимодействия внутри вычислителя, так и на базе физического протокола, что позволяет применять программные решения как для централизованной, так и для распределённой систем.

Программные средства разработки и автоматизированного тестирования как интегрированные в среду разработки, так и внешние, являются неотъемлемой частью процесса разработки. Автоматизированное тестирование выполняется как непосредственно в процессе сборки на платформе, на которой реализован используемый кросс-компилятор, например, в ОС Windows, x86, так и на целевой (target) платформе, в которой исполняется рабочее ПО. Модульные и компонентные тесты исполняются на обеих платформах, причём при возможности также используют виртуальные машины, симулирующие целевую платформу. При тестировании проверяется не только выполнение функций, но и корректность использования ресурсов (отсутствие утечек памяти, превышения временных лимитов). Полноценное системное тестирование возможно только на целевой платформе в составе системы. При этом автоматизация тестирования обеспечивается как за счёт внешних программно-аппаратных решений, в том числе стенд-имитатор ГТД, так и за счёт встроенного сервера сообщений. Последний

позволяет выполнять более специфические испытания и обеспечивает большую глубину контроля.

Кроме того, частично системное тестирование выполняется на персональном компьютере с использованием программных средств симуляции и моделирования. Применение этого подхода в совокупности с последующим тестированием в составе целевой системы позволяет снизить временные и финансовые затраты, расширить покрытие требований за счёт тестирования нештатных специфических ситуаций и т.д.

Моделирование систем выполняется при помощи специальных сред моделирования. Перечень таких сред достаточно широк, например, в ОАО «Элемент» применяются Matlab (Mathwork) и LabVIEW (National Instruments). Использование таких средств позволяет выполнять не только тестирование ПО в его классическом понимании, но и осуществлять непрерывный контроль параметров качества регулирования, запасов устойчивости контуров, временных требований (например, время приемистости) а также других требований, предъявляемых к управлению двигателем. Характерными особенностями вышеперечисленных сред является возможность использования языков программирования, в частности C/C++, которые весьма широко используются во встраиваемых системах. Это позволяет использовать модель регулятора, базирующуюся на оригинальном программном коде и, соответственно, максимально приближённо моделирующую реальную работу регулятора.

Полноценная организация процесса тестирования невозможна без использования системы отслеживания дефектов, которая обеспечивает как сбор и планирование устранения дефектов, так и контроль устранения дефектов. Системы широко представлены на рынке, как проприетарные, так и свободно распространяемые. Из последних имеет смысл выделить Tgas, которая интегрируется с системой контроля версий SVN.

Кроме динамического тестирования немало важным является статическое тестирование (review) программного кода, в том числе при внесении в него изменений. Статическое тестирование предусматривает проверку соответствия требованиям, отсутствия некорректных и небезопасных конструкций. Автоматизация статического тестирования обеспечивается применением такого инструментария анализа кода как lint.

Также при статическом тестировании проверяется соответствие принятому на предприятии стандарту кодирования для используемого языка программирования. Как показывает практика даже конвенция об именовании переменных и методов значительно повышает читаемость кода, упрощает совместное владе-

ние кодом для разработчиков, вовлечённых в проект, упрощает повторное использование кода.

Другой немаловажной стороной оформления кода является его комментирование. Это не только способствует вышеперечисленному, но и является основой для автоматизированной генерации электронной документации. Полноценная электронная справочная документация может быть сгенерирована при помощи doxygen, кроссплатформенной системы документирования исходных текстов. Кроме непосредственно генерации документации также выполняется дополнительный контроль оформления кода.

Заключение

Итак, рассмотрены практические требования к программному обеспечению электронных изделий авиационного назначения и к процессу его разработки. Кроме понимания изложенных аспектов, необходимо обеспечивать трассируемость требований на всех стадиях разработки, выполнять периодические аудиты выполнения процесса разработки.

Нужно также принимать во внимание то, что технологии и подходы стремительно развиваются. Поэтому внедряемые процессы должны периодически пересматриваться и оптимизировать, сотрудники повышать свой профессиональный уровень, знание применяемых процессов. Вообще человеческий фактор приобретает определяющее значение в определении нашей технологичной и наукоёмкой отрасли.

Литература

1. КТ-178В. Требования к программному обеспечению бортовой аппаратуры и систем при сертификации авиационной техники.
2. РЦ-АП 33.28-1 Электрические и электронные системы управления двигателями. Требования к программному обеспечению.
3. Волков Д.И. Оптимальный наблюдатель крутящего момента вертолётного ТВАД / Д.И. Волков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 8/16. – С. 131 – 135.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Паложаенко, Одесский национальный политехнический университет, Одесса, Украина.

СУЧАСНІ ВИМОГИ ДО ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕЛЕКТРОННИХ ВИРОБІВ ВІДПОВІДАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

Д.І. Волков, В.М. Грудинкін, В.В. Данілов, Г.С. Ранченко

На прикладі FADEC для двигуна розглянуто вимоги до її програмного забезпечення, а також до процесу його розробки. Головну увагу приділено практичним аспектам, зокрема архітектурі та реалізації програмного коду. Відмічено значення математичної моделі задля вирішення задач управління та діагностування. Показана невідривність забезпечення вимог до ПЗ та процесу розробки. Розглянуто питання проектування, кодування та тестування, а також інструментарій, що застосовується, починаючи від системи контролю версій до автоматизованого генерування електронної документації.

Ключові слова: програмне забезпечення, вимоги, процес розробки тестування, моделювання, FADEC, авіаційна техніка.

STATE-OF-THE-ART REQUIREMENTS FOR SOFTWARE OF CRITICAL AVIATION ELECTRONIC UNITS

D.I. Volkov, V.M. Grudinkin, V.V. Danilov, G.S. Ranchenko

The requirements are considered for the engine FADEC software and for the software development process. Main focus is devoted to the practical aspects, including architecture and code implementation issue. The importance of mathematical model is highlighted with regard to control and diagnostic tasks. Unity of the software requirements and development process is shown. The design, coding and testing issues are touched upon as well as used tools like version control system, documentation system etc.

Key words: software, requirements, development process, testing, modeling, FADEC, aeronautical engineering.

Волков Дмитрий Иванович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, зам. главного конструктора ОАО «Элемент», Одесса, Украина, email: DIVolkov@element.od.ua.

Грудинкин Вячеслав Михайлович – зам. главного конструктора ОАО «Элемент», Одесса, Украина, email: Odessa@element.od.ua.

Данилов Всеволод Владимирович – ведущий программист ОАО «Элемент», Одесса, Украина, email: Odessa@element.od.ua.

Ранченко Геннадий Степанович – канд. техн. наук, Директор-Главный конструктор ОАО «Элемент», Одесса, Украина, email: Odessa@element.od.ua.

UDC 531.7

L.A. BORKOVSKAYA¹, A.V. BORKOVSKIY¹, A.A. ILNITSKAYA¹, D.A. TUPA¹²¹ *National aviation university, Kiev*² *State Enterprise Kharkov Machinery Plant «FED», Kharkov*

VISION SYSTEM FOR RELATIVE MOTION ESTIMATION FROM OPTICAL FLOW

This paper talks about the vision systems that allow the receipt of information on relative object motion in real time. It is shown, that the algorithms solving a wide range of practical problems by definition of relative movement can be generated on the basis of the known algorithms of an optical flow calculation. Works in the field of an optical flow calculation have been conducted for more than 30 years. Last decade these methods were used in a wide range of applied problems due to increase of computers computing capacity and the occurrence of specialized graphic processors. There are many articles that have been written on the subject of optical flow methods. There are also widely available libraries with an open code, in which the ready applications of the most popular optical flow methods could be found (for example, OpenCV, LTI-Lib, VXL). Methods of an optical flow appear to be useful for segmentation of images, and also for detection of obstacles from moving objects.

Key words: *robotic vision, software package, segmentation of images, optical flow, OpenCV.*

Introduction

Despite the growing efficiency of computers, it is prudent to see how the optical flow method can be widely used in different applications but with minimal computing expenses and sustained data accuracy and calculating stability. In order to reduce computing expenses restrictions to the way optical flow calculated and processed may be imposed.

Important questions to be answered are:

- accuracy of calculations at a low image resolution;
- selection of an optical flow method for specific targets regarding the optimal parameters values;
- algorithms' construction where parameters can be adjusted depending on changing conditions.

The work paper set out to address the following tasks:

- calculation and interpretation of an optical flow using Lucas-Kanade method on pyramids of images given plain -parallel camera movement as well as movement under an angle;
- determination of how calculation accuracy depended on resulting values of algorithm parameters in various applications;
- identification of how all algorithms functioned together when a single task was performed in real time.

Results of researches

During VS creation the following two basic methods were used in order to determine relative movement on an optical flow:

- COTS technology in configuration of hardware and software parts of the system;

- the VS system was also formed as a component of information system of mobile devices, inside of which there was programmed an ability to integrate with local and global navigation.

A sparsed optical flow method has been used to achieve maximum efficiency and to decrease computing expenses. The optical flow is not applied throughout the picture, but only at feature points.

Any algorithm based on a sparsed optical flow method entails three stages:

- identification of feature points of the image;
- definition of the vectors where feature points are displaced;
- segmentation of the resulting vector field and its interpretation.

These stages would be called processing levels of initial visual data. Besides these traditional operations, the following algorithms were added: algorithms that allow selecting areas of interest in a video camera's view, algorithms that can statistically calculate statistical vectors' displacement and finally, algorithms that can automatically change the parameters of visual data inputs.

These stages would be called processing levels of initial visual data. Besides these traditional operations, the following algorithms were added: algorithms that allow selecting areas of interest in a video camera's view, algorithms that can statistically calculate statistical vectors' displacement and finally, algorithms that can automatically change the parameters of visual data inputs.

The functions from OpenCV library were used to completely implement the low level of video data processing. An approach identifying feature points was selected in order to keep the system working in real time and also to be able to address any new issues at a low level from the known optical flow methods. There is a possibility of effective processing of image points by regions of interest. These regions are set by special masks (based on priority of information or as a result of analyzing images from previous video sequence) which are formed by algorithms of top level.

Let each point of the image be characterized by the function of intensity $I(x, y)$. For the further combination angular points are then selected as feature points. Harris's [6] modified algorithm which reacts to angles is applied to their allocation. Angle in this case is a local distinctive area (location) of the image where the change of intensity function I is maximized simultaneously in both directions x and y . An equation for Harris's detector:

$$R_I(x, y) = \det(G(x, y)) - k(\text{tr}(G(x, y)))^2 = \lambda_1 \lambda_2 - k(\lambda_1 + \lambda_2)^2. \quad (1)$$

Where G – covariance matrix of derivatives function $I(x, y)$ (Hessian's functions I of second order):

$$G = \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial I}{\partial x} \right) & \frac{\partial I}{\partial x} \frac{\partial I}{\partial y} \\ \frac{\partial I}{\partial x} \frac{\partial I}{\partial y} & \left(\frac{\partial I}{\partial y} \right)^2 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

λ_i – Hessian own values, and k – empirical value is usually taken out from the interval $[0.04, 0.06]$. – R_I is called an angle sensitivity function. If its value is negative, then the found location is an edge; if its value is higher than the positively set threshold, then the location is an angle. Locations with positive values lower than the threshold are considered monotonous. Parameter k sets operator's sensitivity in that higher the parameter value, the fewer number of angles will be found. Derivatives (according to numerical methods) are in a vicinity of points; therefore high-frequency filtration has already been embedded in the algorithm. Local function maxima are picked out because several neighboring angle points yield maximum values for the angle sensitivity function R_I .

From now the definition of Gauss pyramid of images will be used. Gauss pyramid of images is a number of images with resolution consistently decreasing by 2. The initial image lays in the pyramid basis. The operation of images' combination calculates vectors

fields that translate feature points of the first image into those of the second image. When optical flow is calculated in a traditional way, it would be ideal to compare all points of the image. However, not all points are unique, not all of them are feature points that could be exactly applied to the points from the second image, for example, points found in monotonous areas where brightness of image is the same. This is the reason why optical flow algorithm to such points is not applicable. For image combination, i.e. displacement vector identification, Lucas-Kanade method is used, where minimization condition states that vector displacement:

$$\vec{v}_{\text{opt}} \approx G^{-1} \vec{b}. \quad (3)$$

The formula (3), the basic formula of Lucas-Kanade optical flow, states that the vector which fully correlates a point of the first image to that of the second could be found with a margin error. To reduce the error the given method is applied iteratively, i.e. the found vector becomes an input parameter into the algorithm to produce a new more exact vector.

The process is repeated until the desired accuracy lever or number of iterations is achieved. Optical flow methods have an essential weakness: they can be applied at small (1-3 pixels) displacement of objects. In order for the algorithm to work with larger displacements, it is applied to the Gauss pyramid of the initial image. First, the vectors at the top level of the pyramid are calculated; the process is repeated until the margin of error sufficient for the application at lower level is reached.

These steps are performed for all levels. A vector of an optical flow is resulted at the final stage. This algorithm even given all its advantages has an essential drawback: small errors in calculations at top levels of the pyramid tend to accumulate and increase.

In the OpenCV implementation depending on flags, the pyramid of images can be constructed in advance, or the function of finding an optical flow would call it before the calculation begins. The size of a pyramid is chosen based on a rough estimate of visible plain-parallel displacement of an image (or from the prior information, or from a previously calculated vector). Two times as many displacements are found with every new level of a pyramid.

If the feature point of the first image appears closed on the second or falls out of the image area, there are two approaches to address this situation: either such point is marked as the one for which a conformity is not found or the algorithm would substitute the point with another with similar features to yield a false vector i.e. an optic flow vector that does not correspond to the true objects' movement on the

scene. False vectors would be filtered at the next stage of the algorithm.

Depending on the application, vectors' filtration may be more challenging than the actual determination of optical flow. Undoubtedly, accuracy and stability of the solution for a specific task is depended on optical flow vectors' segmentation. Also at that stage an image comparisons in a camera objective (the so-called visible image) to the real movement of the camera (objects relevant to the camera) is made; and the resulting data would serve for subsequent calibration of algorithms.

At a described stage of research, the relative movements, in which the visible movement was either plain-parallel or the movement of camera's sensor plain under a constant angle to the surface's plain, were considered. Finding an average vector for an optical flow of such camera movement is not that difficult. It is the vector whose coordinates equal to the sum of corresponding coordinates of all vectors divided by the number of vectors (given corrections of camera movements under an angle).

The filtration of false vectors of optical flow is better conducted based on direction or length, keeping those, whose directions or lengths lay within the acceptable for the average vector's margin of error. The resulting filtration data could be used iteratively: first, find an average vector, then, reject vectors considerably deviating from the average vector's directions or lengths, finally, find a new average vector, reject, and reduce the error. Thus, the accuracy of average vector's calculation as it relates to the plain-parallel movement rises. Since restrictions to the camera movement are imposed a priori, comparing an average vector to the real world metric, movement parameters could be obtained.

Top-level algorithms set out the functionality for the system itself beginning from the visual data collection and ending with the results about a certain relative movement.

Conclusion

The initial a priori data for the algorithms are:

- location and characteristics of attainable visual fields (resolution, zoom, responsiveness of the visual data channels);
- location specifics and images' contours of the observed objects (in order to form masks and necessary resolution for the level of Gauss pyramid;
- possibility to obtain additional data about observed objects.

In this work paper it has been shown through a number of experiments that the rational use of well-known low-level optical flow algorithms could solve a wide range of tasks where an estimate of parameters of relative objects movement is needed. Thus, the following issues with the optical flow analysis have been addressed:

- big volume of processed data;
- texture variability (structure of a underlying surface);
- the errors in feature points correspondences.

References

1. Akbarzadch et al., "Towards urban 3D reconstruction from video", *Third International Symposium on 3D Data Processing, Visualization and Transmission*, June 2006.
2. Fermuller. *The Statistics of Optical Flow* / Fermuller, D. Shulman, Y. Aloimonos // *Computer Vision and Image Understanding* 82. – 2001. – P. 1–32.
3. Braillon C. *Real-timemoving obstacle detection using optical flow models* / C. Braillon, C. Pradalier, J. Crowley, C. Laugier // *Proc. of the IEEE Intelligent Vehicle Symp.* – 2006 – P. 466–471.
4. Torr P.H.S. *Feature-Based Method for Structure and Motion Estimation* / P.H.S. Torr, A Zisserman // *Vision Algorithms: Theory and Practice*, 2000. – P. 278–294.
5. Barron J.L. *Tutorial: Computing 2D and 3D Optical Flow* / J.L. Barron, N.A. Thacker // *Tina Memo No. 2004-012*, 2005.

Поступила в редакцию 8.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой В.П. Квасников, Национальный авиационный университет, Киев.

СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗРЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ДВИЖЕНИЯ В ОПТИЧЕСКОМ ПОТОКЕ

Л.А. Борковская, А.В. Борковский, А.А. Ильнитская, Д.А. Тюна

Эта статья рассказывает о системах технического зрения, которые позволяют получать информацию об относительном движении объекта в режиме реального времени. Показано, что алгоритмы, необходимые для решения широкого круга практических задач по определению относительного движения могут быть получены на основе известных алгоритмов расчета оптических потоков. Работы в области оптиче-

ского расчета потока были проведены на протяжении последних 30 лет. В последние десятилетия эти методы были использованы в широком кругу прикладных задач в связи с увеличением вычислительной мощности компьютеров и появление специализированных графических процессоров. Существует большое количество публикаций, которые были написаны на данную тему. Существуют также широко доступные библиотеки с открытым кодом, такие как OpenCV, LTI-Lib, VXL. Методы оптического потока оказываются полезными для сегментации изображений, а также для обнаружения препятствий от движущихся объектов.

Ключевые слова: робототехническое зрение, программный пакет, сегментация изображений, оптический поток.

СИСТЕМА ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ ВІДНОСНОЇ ОЦІНКИ РУХУ В ОПТИЧНОМУ ПОТОЦІ

Л.О. Борковська, О.В. Борковский, О.А. Ильнитська, Д.О. Тюпа

Ця стаття розказує про системи технічного зору, які дозволяють одержувати інформацію про відносний рух об'єкту в режимі реального часу. Показано, що алгоритми необхідні для вирішення широкого круга практичних задач за визначенням відносного руху можуть бути одержані на основі відомих алгоритмів розрахунку оптичних потоків. Роботи в області оптичного розрахунку потоку були проведені на протязі останніх 30 років. В останні десятиріччя ці методи були використані в широкому крузі прикладних задач у зв'язку із збільшенням обчислювальної потужності комп'ютерів і появою спеціалізованих графічних процесорів. Існує велика кількість публікацій, які були написані на дану тему. Існують також широко доступні бібліотеки з відкритим кодом, такі як OpenCV, LTI-Lib, VXL. Методи оптичного потоку виявляються корисними для сегментації зображень, а також для виявлення перешкод від об'єктів, що рухаються.

Ключові слова: робототехнічний зір, програмний пакет, сегментація зображень, оптичний потік.

Борковская Любовь Алексеевна – канд. техн. наук, доцент Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: kvp@nau.edu.ua.

Борковский Алексей Васильевич – ассистент Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: kvp@nau.edu.ua.

Ильнитская Алена Андреевна – студентка Национального авиационного университета, Киев, Украина.

Тюпа Дмитрий Александрович – соискатель Национального авиационного университета, Киев, главный механик ГП ХМЗ «ФЭД», Харьков, Украина.

УДК 321.3.016.001.57:621.3.018.12

С.И. ШАНЬКИН¹, А.А. СТУПАКОВ¹, Ф.Ф. СИРЕНКО², С.В. ЕПИФАНОВ²¹АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ФАЗОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Данная статья посвящена разработке алгоритма, позволяющего используя сигнал штатного датчика частоты вращения определять величину крутящего момента турбовального двигателя. Приведены результаты экспериментального исследования сигнала с использованием лабораторной установки и упрощенной модели выступа вала, а также сигнал со стендовых испытаний. Предложены две методики по обработке экспериментальных данных. Приведен алгоритм по определению величины крутящего момента и исследованы факторы, влияющие на точность определения величины крутящего момента и робастность алгоритма.

Ключевые слова: измеритель крутящего момента, экспериментальное исследование сигнала, алгоритм определения углового перемещения.

Введение

Одним из основных направлений повышения технических характеристик, эффективности разработки, испытаний и эксплуатации авиационных ГТД является совершенствование их систем управления и мониторинга.

Повышение качества управления рабочим процессом ГТД обеспечивает расширение предельных режимов работы (ограничений по предельным температурам, частотам вращения и нагрузкам), снижает удельный расход топлива, продлевает ресурс двигателя, а также улучшает его динамические характеристики. Расширение информационных возможностей систем управления и мониторинга обеспечивает значительное снижение затрат на стендовые и лётные испытания при доводке проектируемых двигателей, что особенно актуально в условиях жёсткой экономии финансовых ресурсов.

Необходимым условием реализации указанного направления является достоверное и точное определение параметров двигателя, используемых при управлении и контроле. Одним из таких параметров, важность которого для турбовальных двигателей очевидна, является крутящий момент на валу свободной турбины. Его значение непосредственно характеризует основной параметр двигателя – мощность. Поэтому оно используется в контуре ограничения мощности системы автоматического управления, а также является наиболее предпочтительным параметром для обеспечения синхронизации работы двигателей силовой установки вертолета.

1. Объект исследования

Объектом исследования является измеритель крутящего момента (ИКМ), конструктивная схема которого предложена фирмой ОАО «Мотор Сич» (см. рис. 1).

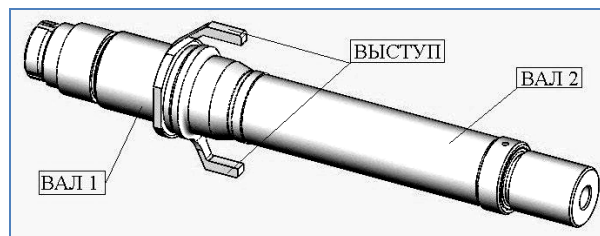


Рис. 1. Твердотельная модель ИКМ

ИКМ расположен в редукторе и состоит из двух валов: вал 1 передает крутящий момент, вал 2 консольно присоединен к валу 1 с помощью штифта и не передает крутящий момент. В плоскости выступов расположен штатный датчик частоты вращения (например, ДТА – 15).

Исходно выступы расположены под углом 180 градусов друг относительно друга. При работе вал 1 передает крутящий момент, что приводит к деформации вала, в то время как вал 2 не деформируется. Взаимное расположение выступов изменяется из-за деформации кручения (рис. 2).

При прохождении выступа индуктора мимо датчика зазор между ними уменьшается, и в электрической цепи датчика возникает ЭДС, которая может

быть зарегистрирована как импульс напряжения. Для определения угловой деформации вала трансмиссии необходимо регистрировать разность фаз сигналов, соответствующих двум выступам, расположенным на валу трансмиссии.

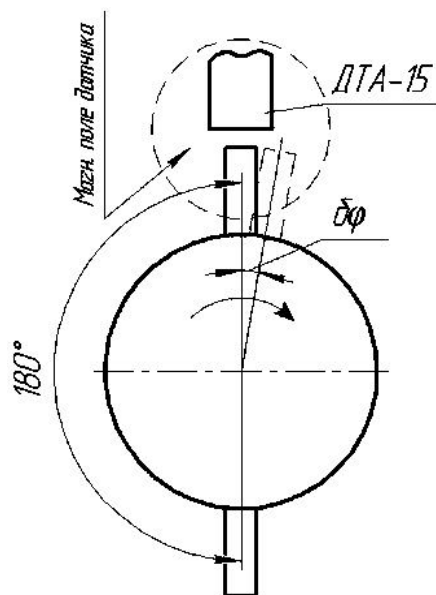


Рис. 2. Принцип работы ИКМ

Для разработки алгоритма определения крутящего момента на основании измерения данного электрического сигнала необходимо выполнить анализ всех факторов, влияющих на величину этого сигнала, определить основные влияющие факторы и предложить методику выделения полезной составляющей, связанной с изменением крутящего момента. В данной работе основное внимание уделено анализу параметров электрического сигнала и формированию алгоритма определения разности фаз.

2. Условия проведения испытаний

2.1. Экспериментальная установка

Испытания выполнены на экспериментальной установке, представляющей собой однодисковый ротор с установленными по бокам ограничителями прогиба.

Ротор приводится во вращение электродвигателем постоянного тока. Управляют частотой вращения ротора плавным изменением напряжения в обмотке возбуждения электродвигателя с помощью автотрансформатора. Частота вращения ротора контролируется тахометром, индикатор которого смонтирован на пульте управления. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 3.

Для получения сигнала использовался беспроводной магнитоиндукционный датчик частоты вращения ДТА-15, предназначенный для выдачи элек-

трического сигнала с частотой, пропорциональной частоте вращения вала двигателя, на котором установлен индуктор.

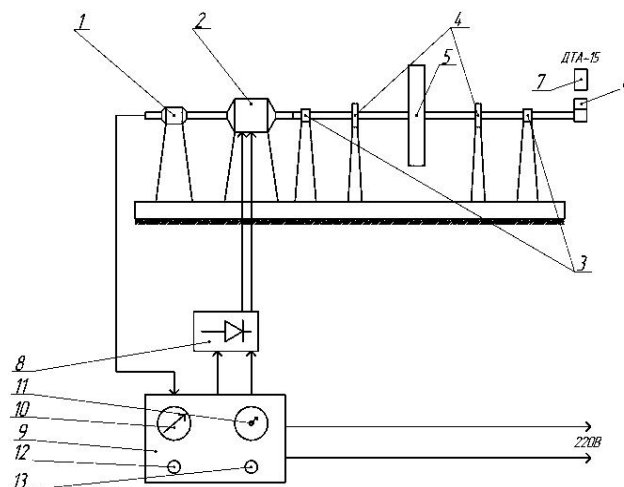


Рис. 3. Схема экспериментальной установки:

- 1 – тахометр, 2 – электродвигатель постоянного тока,
- 3 – жесткая опора, 4 – ограничители прогиба,
- 5 – массивный диск, 6 – модель индуктора,
- 7 – беспроводной магнитоиндукционный датчик ДТА-15, 8 – выпрямитель, 9 – приборная панель,
- 10 – автотрансформатор, 11 – индикатор частоты вращения, 12 – выключатель напряжения,
- 13 – контрольная лампа

Он представляет собой генератор электрических импульсов напряжения, частота следования которых f пропорциональна частоте вращения ротора двигателя n :

$$f = \frac{n}{60}. \quad (1)$$

2.2. Модель индуктора и регистрация сигналов датчика

Основной целью эксперимента являлось исследование влияния частоты вращения и погрешностей установки датчика (зазора между датчиком и индуктором, а также перекоса датчика) на параметры сигнала. На этом этапе исследований реальный индуктор был заменен упрощенным макетом, который приведен на рис. 4.

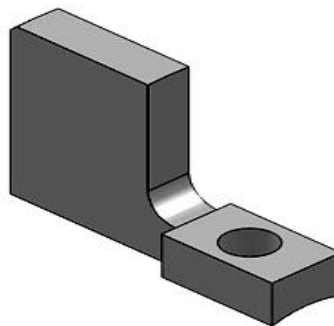


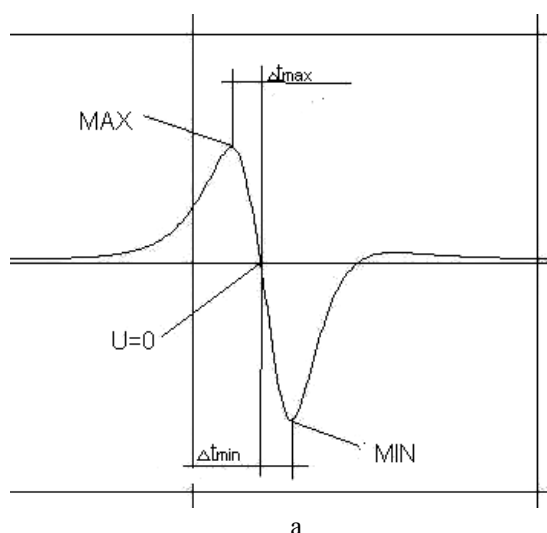
Рис. 4. Модель индуктора

Регистрация сигнала проводилась с частотой 20 кГц. Сигнал датчика через делитель напряжения подавался на звуковую карту компьютера. Настройки выполнены с помощью программного обеспечения звуковой карты.

3. Методика проведения эксперимента и обработки полученных данных

Пример полученного сигнала представлен на рис. 5. При «подходе» площадки индуктора к датчику линии магнитного поля начинают замыкаться частично через воздух, а частично через металл. С ростом количества силовых линий, замыкающихся через металл, растет напряжение. Максимальное напряжение достигается при нахождении датчика и индуктора в одной плоскости. Далее сигнал начинает падать до нуля. По достижении нуля сигнал продолжает падать и достигает минимального значения. Это связано с магнитной разрядкой датчика.

При анализе полученных данных использовались два метода.



Первый метод (рис. 5, а) заключается в фиксировании максимального и минимального пиков, а также момента времени, в который величина индукции равна нулю, с последующим вычислением:

- амплитуды

$$A = U_{\max} - U_{\min}; \quad (2)$$

- разности между нулем и минимальным пиком

$$\Delta_{\min} = t_{U=0} - t_{U=\min}; \quad (3)$$

- разности между максимальным пиком и нулем

$$\Delta_{\max} = t_{U=\max} - t_{U=0}. \quad (4)$$

Второй метод (рис. 5, б) заключается в фиксировании моментов времени, в которые величина индукции равна нулю в начале и конце максимального пика, с последующим вычислением:

- амплитуды (2);

- разности между точками с нулевой величиной индукции в начале и конце максимального пика:

$$\Delta = t_{2_U=0} - t_{1_U=0}. \quad (5)$$

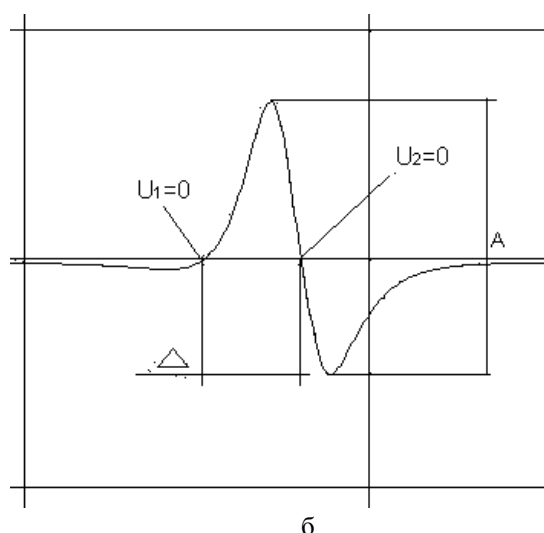


Рис. 5. Сигнал и его параметры: а – первый метод; б – второй метод

4. Результаты экспериментального исследования модели индуктора

В эксперименте исследовалось четыре варианта установки датчика:

- зазор 1,75 мм,
- зазор 2,2 мм,
- зазор 2,8 мм.

«Перекус» (установка датчика с перекусом на 1 град 30 мин при максимальном удалении датчика от индуктора на расстояние 2,8 мм).

Результаты приведены на рис. 6 – 8.

По результатам испытаний зависимости каждого из перечисленных выходных параметров ($U_{\max}$, $U_{\min}$, A , $\Delta_{\min}$, $\Delta_{\max}$, Δ) от входных параметров (величины зазора, и частоты вращения) были аппроксимированы полиномами вида

$$Y = k_1 + k_2 \cdot Z + k_3 \cdot n + k_4 \cdot Z^2 + k_5 \cdot Z \cdot n + k_6, \quad (6)$$

где Y – выходной параметр;

k_i – коэффициенты;

z_i – величина зазора;

n_i – частота вращения.

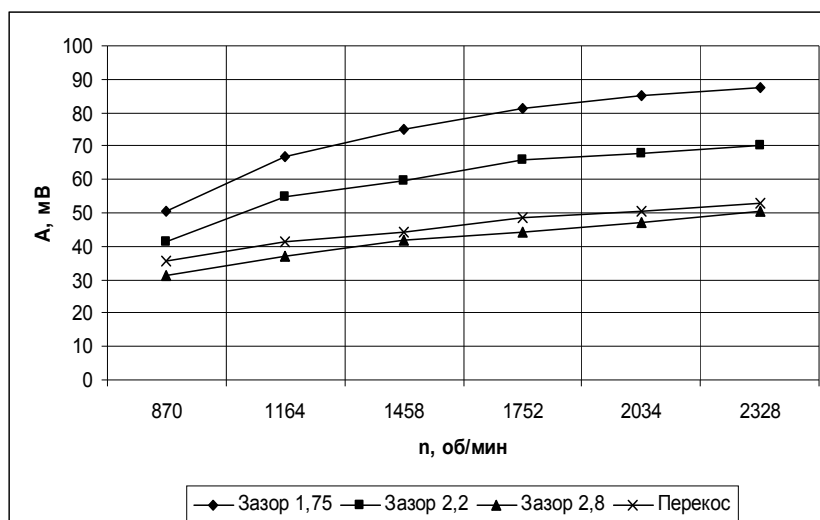


Рис. 6. Зависимость амплитуды от частоты вращения при различных зазорах и «перекосе»

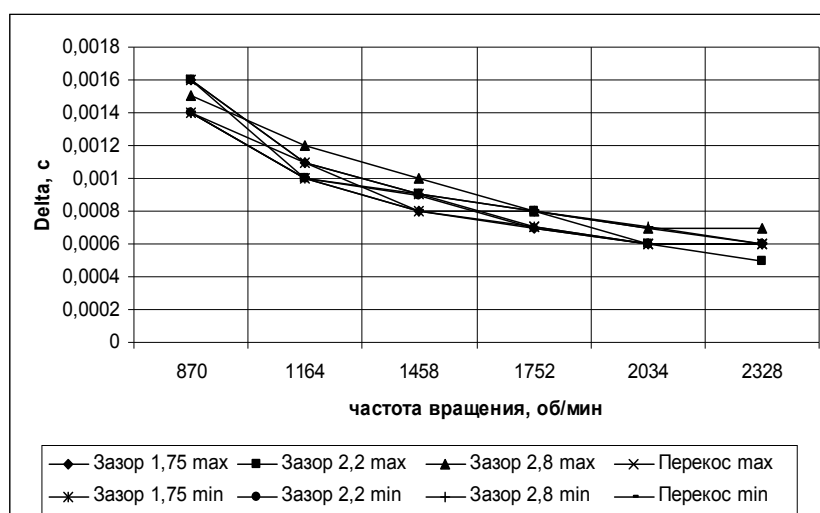


Рис. 7. Зависимость разности между точками с нулем и минимальным пиком и максимальным пиком и нулем от частоты вращения при различных зазорах и «перекосе» (первый метод)

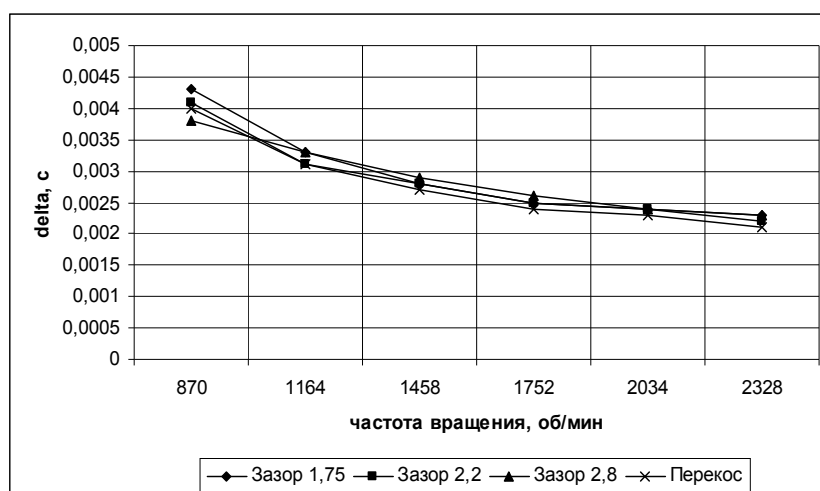


Рис. 8. Зависимость разности между точками, в которых величина индукции равна нулю от частоты вращения при различных зазорах и «перекосе» (второй метод)

5. Стендовые испытания измерителя крутящего момента

Стендовые испытания проводились в ОАО «Мотор Сич». На рис. 9 приведен фрагмент сигнала датчика.

Частота регистрации составляла около 60 кГц. При частоте вращения 6000 об/мин длительность «полезного» сигнала (верхний и нижний заброс) составляет около 0,001 с. Это означает, что на каж-

дый заброс приходится около 30 замеров, и приведенные графики дают хорошее представление о форме сигналов и их зависимости от варьируемых факторов.

Как видно из рис. 9, сигнал, полученный при стендовых испытаниях, и сигнал при испытаниях упрощенной модели индуктора (рис. 6) не имеют значительных различий по форме, что доказывает обоснованность проведения первого этапа испытаний на упрощенной модели индуктора.

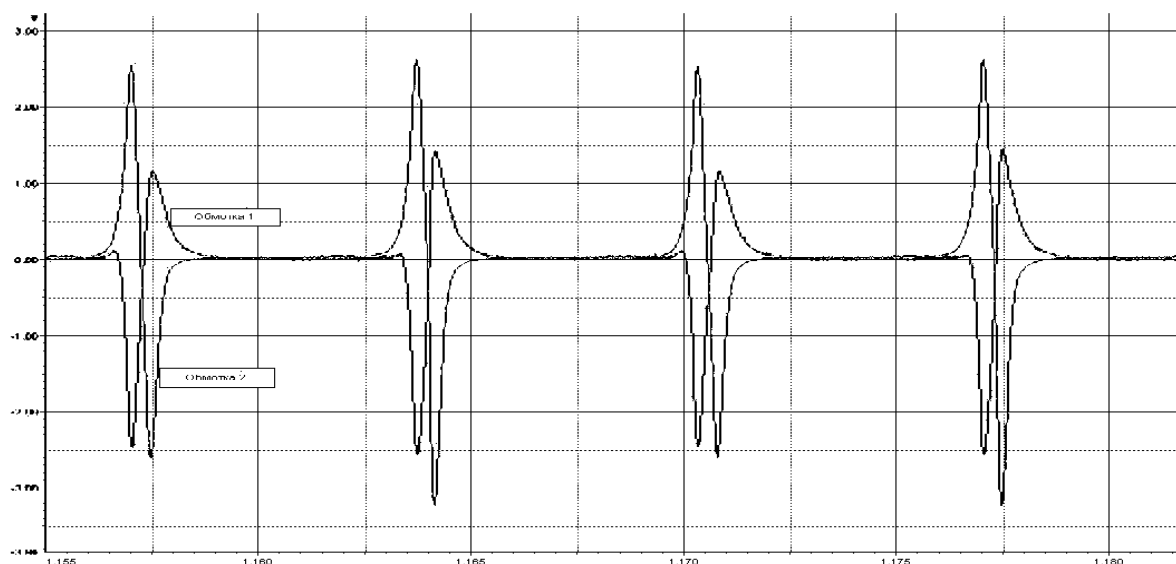


Рис. 9. Фрагмент сигнала ИКМ, полученного при стендовых испытаниях

Результаты стендовых испытаний показывают, что изменение зазора влияет на амплитуду электрического сигнала. Увеличение зазора в 2 раза вызывает уменьшение амплитуды сигнала в 1,8 раза (например, от 0,5 до 1 мм амплитуда снижается в 1,8 раза) как при стендовых испытаниях, так и при испытаниях упрощенной модели. При исследованиях на экспериментальном стенде задавались большие значения зазора.

Анализ данных стендовых испытаний показывает, что влияние зазора – нелинейное: с уменьшением зазора влияние его изменения увеличивается.

6. Формирование алгоритма определения величины крутящего момента

Как показали результаты предварительных исследований, выполненных с использованием твердотельной модели, величина крутящего момента линейно зависит от фазы, а зависимость от температуры имеет нелинейный характер, что требует введения специальной процедуры коррекции по температуре. Поэтому для формирования окончательного алгоритма необходимо провести эксперимент с замером температуры в области ИКМ.

Рассматриваемый измеритель крутящего момента расположен в узле редуктора. Он интенсивно

охлаждается маслом, подаваемым непосредственно из маслобака. Поэтому температурная коррекция показаний ИКМ может быть реализована по значениям температуры масла в баке, которые измеряются в эксплуатации.

Предложенный алгоритм обеспечивает получение данных с ИКМ с последующей их обработкой и определением величины крутящего момента.

Он использует постоянное пороговое значение напряжения $U_{\text{ПОР}}$ и определяет на основании анализа сигнала датчика 3 момента времени (рис. 10) при прохождении импульсов первого и второго выступов:

1) время t_{11} – момент времени возникновения порогового значения напряжения на «переднем гребне» сигнала при прохождении выступа вала 1;

2) точка t_{12} , характеризует момент времени возникновения порогового значения напряжения $U_{\text{ПОР}}$ на «переднем гребне» сигнала при прохождении выступа вала 2;

3) точка t_{13} , характеризует момент времени возникновения порогового значения $U_{\text{ПОР}}$ на «переднем гребне» сигнала при повторном прохождении выступа вала 1.

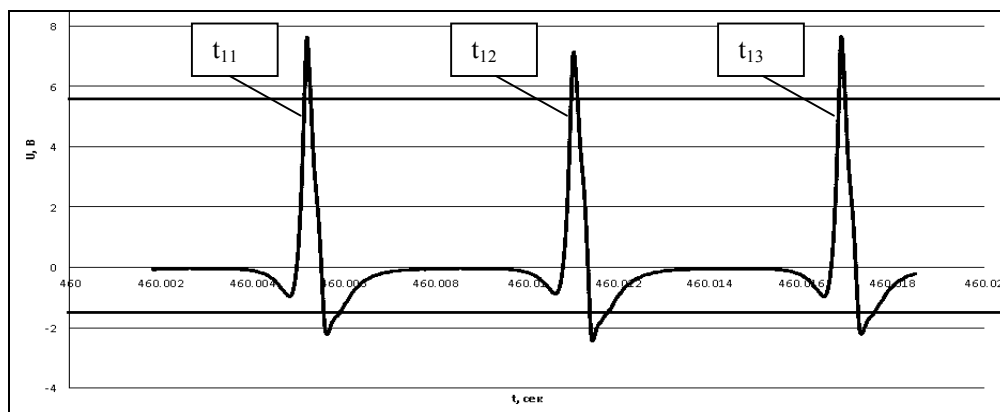


Рис. 10. Схема расположения точек измерения в алгоритме

Далее алгоритм реализует следующие формулы:

- 1) время одного полного поворота:

$$\Delta t_{i3} = t_{i3} - t_{i1}; \quad (7)$$

- 2) время поворота вала 1 к валу 2:

$$\Delta t_{i1} = t_{i2} - t_{i1}; \quad (8)$$

- 3) время поворота вала 2 к валу 1:

$$\Delta t_{i2} = t_{i3} - t_{i2}; \quad (9)$$

- 4) разница времени поворота:

$$\Delta(\Delta t_i) = \frac{\Delta t_{i1} - \Delta t_{i2}}{2}; \quad (10)$$

- 5) угол поворота рессоры за единицу времени:

$$Q_i = \frac{360^\circ}{\Delta t_{i3}}; \quad (11)$$

- 6) угловое перемещение:

$$\varphi_i = Q_i \cdot \Delta(\Delta t_i); \quad (12)$$

- 7) величина крутящего момента:

$$M_{кр_i} = \varphi_i \cdot k_{ТАР} \cdot k_t; \quad (13)$$

- 8) осредненная величина крутящего момента

$$M_{кр} = \sum_{i=0}^n M_{кр_i} / n. \quad (14)$$

Индекс i соответствует номеру точки, в которой выполнено измерение.

7. Экспериментальное исследование устойчивости алгоритма к шумам и неточности определения амплитуды напряжений

Предложенный алгоритм разрабатывался для случая идеального сигнала. Однако реальный сигнал имеет определенную величину случайных отклонений (шум). Дополнительные погрешности могут быть обусловлены отличиями жесткости смоделированного и реального ИКМ. С использованием имитационного моделирования исследовано влияние вышеупомянутых факторов на устойчивость работы алгоритма. В основу модели положен сигнал реального ИКМ, в который были дополнительно внесены шумы и погрешность определения амплитуды (погрешность

настройки алгоритма). Шумы задавались с помощью генератора псевдослучайных чисел и составляли 5% от максимального напряжения.

Максимальная величина погрешности определения амплитуды составила 10%. Фрагмент сигнала при имитационном моделировании влияния указанных факторов представлен на рис. 11.

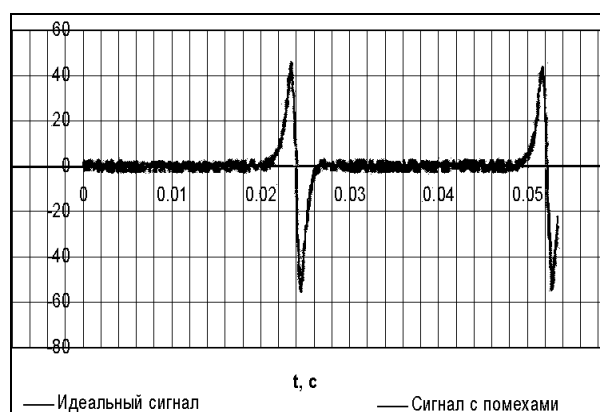


Рис. 11. Фрагмент сигнала имитационного моделирования

При превышении определенной величины шумов алгоритм начинает работать нестабильно, т.к. возникают дополнительные точки перехода порогового уровня. В этом случае необходимо предусмотреть специальную защиту от «ложных переходов» либо рассмотреть альтернативный способ определения величины крутящего момента.

Выводы

Величина индукции зависит от зазора. С увеличением зазора величина индукции падает по зависимости, близкой к линейной. Это связано с тем, что при увеличении зазора меньшее количество силовых линий магнитного поля замыкается через индуктор.

Величина индукции зависит от частоты вращения.

С увеличением частоты вращения величина индукции растет.

При установке датчика с перекосом амплитуда сигнала увеличивается. Это связано с расположением силовых линий магнитного поля. Все полученные сигналы показывают, что величина реально шума менее допустимого порога, что позволяет использовать предложенный алгоритм.

По результатам эксперимента более точным и устойчивым к конструкционным и технологическим погрешностям является первый метод измерения.

Предложен вариант алгоритма определения крутящего момента по сигналам датчика. Данные результаты получены с некоторыми упрощениями и допущениями. Они характеризуют в основном форму получаемого сигнала и зависимости, которые справедливы как для модели, так и для индуктора. Для уточнения результатов необходимо провести эксперимент с индуктором в реальных условиях.

Литература

1. *Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-20А. ТО.* – М.: ОБОРОНГИЗ, 1962. – 128 с.
2. *Авиационный турбовинтовой двигатель НК – 12. ТО.* – М.: ОБОРОНГИЗ, 1957. – 255 с.
3. Епифанов С.В. Анализ влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на погрешность определения крутящего момента фазометрическим методом / С.В. Епифанов, Ф.Ф. Сиренко, Р.Л. Зеленский, Т.В. Кулик // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2009. – № 7 (74). – С. 213-217.
4. Датчики частоты вращения [Электронный ресурс] / Мин-во промышленности и энергетики РФ, ОАО «Казанский завод «ЭЛЕКТРОПРИБОР»». – URL: http://priborist.net/rus/images/stories/files/datchiki_chastotu_vrash.pdf. – 29.05.2011 г.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры теоретической и практической механики В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ КРУТИЛЬНОГО МОМЕНТУ ФАЗОМЕТРИЧНИМ МЕТОДОМ

С.І. Шанькін, О.А. Ступаков, Ф.Ф. Сіренко, С.В. Єпифанов

Дана стаття присвячена розробці алгоритму, що дозволяє визначати величину крутильного моменту турбовального двигуна, використовуючи сигнал штатного датчика частота обертання. Наведено результати експериментального дослідження сигналу з використанням лабораторної установки і спрощеної моделі виступу вала, а також сигнал зі стендових випробувань. Запропоновано дві методики щодо обробки експериментальних даних. Наведено алгоритм з визначення величини крутильного моменту та досліджені фактори, що впливають на точність визначення величини крутильного моменту і працездатність алгоритму.

Ключові слова: вимірювач крутильного моменту, експериментальне дослідження сигналу, алгоритм визначення кутового переміщення.

DEVELOPING OF A TORSION TORQUE CALCULATION ALGORITHM, BASED ON PHASE-ANGLE METERING METHOD

S.I. Shan'kin, A.A. Stupakov, F.F. Sirenko, S.V. Yepifanov

This article is devoted to developing an algorithm that allows calculating the torsion torque value in turboshaft engines, using signal of regular rotational speed sensor. Given an experimental study of a signal using laboratory stand and a simplified model of protrusion of shaft, as well as the signal from the test bench. Proposed two methods for processing experimental data. Given a torsion torque calculation algorithm and investigated factors affecting the accuracy of the torsion torque calculation and the robustness of the algorithm.

Key words: torsion torque measuring instrument, experimental study of a signal, angle displacement algorithm.

Шанькин Сергей Иванович – главный конструктор ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, or.oku@motorsich.com.

Ступаков Александр Анатольевич – начальник отдела зубчатых передач ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, uran.ugk@motorsich.com.

Сиренко Феликс Феликсович – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Епифанов Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

УДК 622.012.2:621.31

Н.И. БУРАУ¹, А.М. ПАВЛОВСКИЙ¹, В.Н. ХАРИТОНОВ², Л.Л. ЯЦКО³¹Национальный технический университет Украины «КПИ»²ГП «Ивченко-Прогресс»³ОАО «НТК «Електронприлад»

РАЗРАБОТКА МОДУЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ МИКРОКОНТРОЛЛЕРА AT91SAM7X

Рассматривается возможность использования микроконтроллера AT91SAM7X семейства ARM в качестве основного вычислительного ядра модуля автоматической защиты двигателя при обрыве вала силовой турбины. Приведены характерные особенности микроконтроллеров с ядром ARM. Разработана блок-схема модуля защиты двигателя, создан макет модуля. Разработано и протестировано технологическое программное обеспечение, предназначенное для приема аналоговых сигналов, преобразования и передачи в микроконтроллер, сохранения значений измерений в буферную переменную, формирования пакетов для выдачи во внешние цифровые системы сопрягаемых устройств.

Ключевые слова: обрыв вала, диагностика повреждений валов и защита двигателя, микроконтроллеры семейства ARM, модуль автоматической защиты двигателя.

Введение

Авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) являются сложными динамическими системами, состоящими из множества функционально связанных подсистем, узлов и блоков, которые во время эксплуатации подвергаются комплексному воздействию механических, аэродинамических, тепловых и др. нагрузок. Основными силовыми элементами конструкции ГТД являются роторы, разрушения элементов которых в полете как правило приводят к предпосылке летного происшествия. Приведенные в [1] данные свидетельствуют о значительном распространении усталостных повреждений роторных элементов, причем наиболее тяжелые последствия возникают при разрушениях валов и дисков роторов. Около трети разрушений вызываются вибрационными и тепловыми нагрузками силовых элементов, а половина из них случается на переходных (нестационарных) режимах эксплуатации.

Разрушение валов в эксплуатации происходит из-за развития трещин под влиянием изгибающих и скручивающих моментов [1]. Распространение усталостных трещин в валах связано с многоцикловой усталостью. Часто возникновение трещин в эксплуатации вызвано первоначальным повреждением материала по разным причинам, нарушением в условиях сопряжения в узлах соединений, технологическими факторами. Во многих случаях это обусловлено некачественным монтажом роторных элементов двигателя. Трещины в валах возникают также в торцевых шлицах (на фланцах, у основания

шлиц) и распространяются в сторону центрального отверстия вала. Часто трещины развиваются по окружности против направления вращения вала и приводят к обрыву и разрушению вала в полете.

Согласно требованиям к проектированию воздушных судов и силовых установок, возникающие внутренние разрушения элементов конструкции двигателя должны быть локализованными, т. е. отдельные части разрушенных элементов не должны выходить за пределы двигателя. Поэтому диагностика повреждений валов роторов и защита роторных элементов двигателя в случае разрушения вала (локализация разрушения) являются важными актуальными задачами в общей проблеме повышения надежности эксплуатации авиационной техники.

1. Формулирование проблемы

В соответствии с требованиями международных Авиационных правил АП-33 [2] и JAR- T850 в системе автоматического управления и контроля авиационных двигателей предусматривается экстренный останов двигателя в случае обрыва вала его силовой (свободной) турбины (СТ) для предупреждения не контролируемого увеличения частоты вращения СТ и возможных катастрофических последствий. Частота вращения роторных элементов ГТД изменяется от десятков до нескольких сотен оборотов в секунду. При обрыве вала происходит внезапное торможение одной части вала и неконтролируемое ускорение другой, что может привести к разрушению ротора и выбросу нелокализованных

фрагментов роторных элементов в окружном и осевом направлениях.

Способы обнаружения внезапного разъединения (обрыва) вала на рабочих режимах основаны на измерении и контроле изменения частоты вращения с использованием стандартного или избыточного количества датчиков, на определении разности в показаниях датчиков частоты вращения, расположенных в различных частях контролируемого вала [3-5]. Однако быстротечность процесса разрушения обуславливает жесткие требования ко времени идентификации повреждения, выработки и осуществления управляющих воздействий на клапан подачи топлива для аварийного останова двигателя. Как показали расчеты, например, в [3], в случае разрушения вала ротора СТ блок управления и контроля должен выдать команду на прекращение подачи топлива за время не более 0,03 с.

На сегодняшний день интенсивное развитие и внедрение в авиастроении микропроцессорной техники обеспечивает возможность существенной модернизации систем автоматического управления и диагностики (САУД) авиационных двигателей и повышения их надежности, эффективности, быстродействия. Так, использование в САУД элементов цифровой электроники позволяет увеличить скорость обработки данных на 15%, а при использовании в качестве основного вычислительного ядра современных микроконтроллеров скорость обработки возрастает на 30% по сравнению с аналоговыми системами.

Целью данной статьи является обоснование возможности и эффективности использования современного микроконтроллера AT91SAM7X семейства ARM в качестве основного вычислительного ядра модуля автоматической защиты двигателя (МАЗД) при обрыве вала СТ.

2. Решение проблемы

2.1. Особенности микроконтроллеров с ядром ARM

На сегодняшний день микроконтроллеры (МК) с ядром ARM (сокращение от названия английской компании Advanced RISC Machines) являются безусловным лидером рынка 32-х разрядных МК для встраиваемых систем. Архитектура ARM представляет собой промышленный стандарт, используемый крупнейшими мировыми компаниями - производителями полупроводниковой техники, такими как Altera, Analog Devices, Atmel, Intel, National Semiconductor, Texas Instruments и др [6]. Это позволяет разработчикам микропроцессорных систем различного назначения использовать как универсальное,

так и специально разработанное программное обеспечение при использовании различных типов уже существующих МК данного семейства, а также при переходе на новое ядро ARM.

Значительные функциональные возможности МК семейства ARM обусловлены дополнительными расширениями к базовой архитектуре, среди которых: 16-ти разрядный набор команд для оптимизации размера кода, улучшающий эффективность использования памяти программ; набор арифметических команд для цифровой обработки сигналов или опциональный сопроцессор, поддерживающий операции с плавающей запятой над данными с двойной точностью; расширение для аппаратной поддержки команд и приложений на языке программирования Java; расширение для повышения производительности при обработке аудио и видео сигналов.

2.2. Разработка модуля автоматической защиты двигателя

Для разработки МАЗД используем МК семейства ARM7 AT91SAM7X, в состав которого входят: ядро ARM7TDMI ARM Thumb; встроенная высокоскоростная флэш-память; встроенная высокоскоростная оперативная память SRAM; блок прямого доступа к памяти, значительно ускоряющий обмен данными между периферийными устройствами и памятью; усовершенствованный контроллер прерываний; отладочный порт; два параллельных контроллера ввода-вывода; коммуникационные каналы (USB, Ethernet MAC 10/100 base-T, USART, SPI).

На рис. 1 представлена функциональная блок-схема МАЗД. Аналоговые входные сигналы $x(t)$ подаются на входы предварительных усилителей-ограничителей, а после преобразований – на входы аналого-цифровых преобразователей (АЦП). В разработке используется АЦП AD7892 фирмы Analog Devices - высокоскоростной маломощный 12 битный АЦП с однополярным питанием +5В. АЦП содержит устройство выборки-хранения, быстродействующий преобразователь (1,47 мкс), источник опорного напряжения (2,5 В) и высокоскоростной интерфейс с возможностью изменения формата. Стандартные входные сигналы управления и малое время доступа к данным позволяет организовать простой и надежный интерфейс с МК.

Через шину данных при запросе МК сигналы заходят на порты МК, сохраняясь в массив данных, предназначенный для дальнейшей обработки с целью определения признака повреждения и принятия решения о прекращении подачи топлива. При настройках и отладках модуля сигнал через формирователь каналов обмена, используя CAN-интерфейс, подается в персональный компьютер, также через

формирователь каналов обмена происходит переграммных средств Keil Software. Для синхронизации каскадов входных сигналов $x(t)$ могут быть использованы вспомогательные синхросигналы $y(t)$, которые подаются на таймерные входы МК. Индикаторные выходы МК через формирователи выходных команд формируют бинарные выходные сигналы $z(t)$.

Для создания модуля защиты, создания и отладки технологического программного обеспечения (ПО), проверки его работоспособности использовалась многоцелевая платформа для испытаний УКВ-500 разработки ОАО «НТК» «Электронприлад», включающая МК фирмы AT91SAM7X256 и 2 внешних АЦП AD7892 фирмы Analog Devices.

программирование МК с использованием про Прибор УКВ-500 имеет 2 коммуникационных порта для перепрограммирования и для связи с управляющим пультом. Общий вид лабораторного макета представлен на рис. 2. Технологическое ПО написано на языке C с использованием вставок языка ASSEMBLER и программного пакета μ Vision Keil Software. Технологическое ПО предназначено для приема аналоговых сигналов по измерительным каналам, преобразования сигналов в АЦП и передачи по SPI в МК, сохранения значений измерений в буферную переменную (для обработки по соответствующим алгоритмам), а также формирования пакетов для выдачи во внешние цифровые системы сопрягаемых устройств.

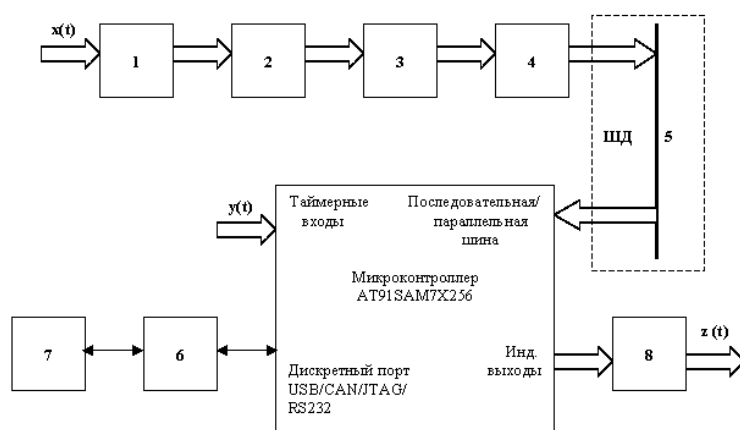


Рис. 1. Функциональная блок-схема модуля автоматической защиты двигателя на основе МК AT91SAM7X:
1 – блок предварительных усилителей; 2 – блок фильтров; 3 – блок согласующих усилителей; 4 – АЦП;
5 – шина данных; 6 – формирователь каналов обмена; 7 – блок обмена данными, ПК;
8 – формирователь выходных команд



Рис. 2. Общий вид лабораторного макета: 1 – генератор сигналов;
2 и 3 – источники питания постоянного тока; 4 – УКВ-500; 5 – источник питания лабораторной установки;
6 – универсальный управляющий пульт; 7 – программатор ATMEL SAM-ICE

Заключение

Разработанный модуль предназначен для реализации алгоритмов обнаружения обрыва вала силовой турбины и защиты двигателя. Реализация разработки позволит:

- повысить надежность и быстродействие выявления обрыва и своевременного оперативного воздействия на функцию подачи топлива;

- упростить систему защиты за счет использования только штатных датчиков информации.

Модуль является универсальным и может быть

использован для модернизации САУД авиационных двигателей, реализации многоуровневых алгоритмов обработки информации и распознавания состояния двигателей в эксплуатации.

Литература

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях / А.А. Шанявский. – Уфа: Монография, 2003. – 803 с.
2. Авиационные правила, часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов / Межгосударственный авиационный комитет. - М.: ОАО «Авиаиздат», 2004. – 44 с.
3. Яцко Л.Л. Комплексна діагностика технічного стану роторів авіаційних двигунів на стаціонарних та нестационарних режимах: автореф.

дис.... канд. техн. наук: 05.11.13 / Яцко Ласло Ласлович, НТУУ «КПІ». – К., 2008. – 20 с.

4. United States Patent 6 283 095, Current Intern. Class F02C 009/28, Shaft decouple logic for gas turbine engine / Thompson et al.; Assignee: Pratt & Whitney Canada Corp. – Appl. No 09/725,090; Filed 29.11.2000; Issue 25.09.2001

5. Пат. 32219 Україна, МПК F02C 9/0, Спосіб захисту газотурбінного двигуна / Кравченко І.Ф., Разладський О.О., Харитонов В.М., Різник С.Б., Врублевський Ю.В., Сігарев С.Е; Власник ДП «Івченко-Прогрес». – № u200714528; заявл. 24.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9. – 7 с.

6. Микроконтроллеры семейства ARM (ARM 7 и ARM 9). Обзор [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: www.phyton.ru/pages/pages41.html. – заголовок с экрана.

Поступила в редакцию 16.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. В.П. Квасников, Национальный авиационный университет, Киев.

РОЗРОБКА МОДУЛЯ АВТОМАТИЧНОГО ЗАХИСТУ ДВИГУНА НА ОСНОВІ МІКРОКОНТРОЛЕРА AT91SAM7X

Н.І. Бурау, О.М. Павловський, В.М. Харитонов, Л.Л. Яцко

Розглядається можливість використання мікроконтролера AT91SAM7X сімейства ARM як основного обчислювального ядра модуля автоматичного захисту двигуна у випадку обриву вала силової турбіни. Наведено характерні особливості мікроконтролерів з ядром ARM. Розроблено блок-схему модуля захисту двигуна, створено макет модуля. Розроблено та випробувано технологічне програмне забезпечення для прийому аналогових сигналів, їх перетворення та передачі в мікроконтролер, зберігання значень вимірювань у буферну змінну, формування пакетів даних для видачі у зовнішні цифрові системи спряжених пристроїв.

Ключові слова: обрив вала, діагностика пошкоджень валів та захист двигуна, мікро контролери сімейства ARM, модуль автоматичного захисту двигуна.

DEVELOPMENT OF MODULE OF ENGINE AUTOMATIC PROTECTION ON BASIS OF MICROCONTROLLER AT91SAM7X

N.I. Bouraou, A.M. Pavlovskij, V.N. Kharitonov, L.L. Yatsko

The opportunity of use of microcontroller AT91SAM7X of family ARM as the basic computing kern of the module of automatic protection of the engine is considered at breakage of the shaft of the power turbine. Prominent features of microcontrollers with kern ARM are given. The block diagram of the module of protection is developed, the breadboard model of the module is created. The technological software intended for reception of analog signals, transformations and transfers to the microcontroller, preservations of values of measurements in a buffer variable, formations of packages for delivery in external digital systems of integrated devices is developed and tested.

Key words: breakage of the shaft, diagnostics of damages of shafts and engine protection, microcontrollers of family ARM, the module of automatic protection of the engine.

Бурау Надежда Ивановна – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой приборов и систем ориентации и навигации Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина; e-mail: buraou@pson.ntu-kpi.kiev.ua.

Павловский Алексей Михайлович – аспирант, ассистент кафедры приборов и систем ориентации и навигации Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: a_pav@ukr.net.

Харитонов Виктор Николаевич – инженер-конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: 03510@ivchenko-progress.com.

Яцко Ласло Ласлович – канд. техн. наук, заместитель главного конструктора ОАО «НТК «Электрон-прилад», Киев, Украина, e-mail: iatsko@mail.ru.

УДК 629.7.048 : 62-531.8

А.И. ХЛИСТУН¹, В.П. БОЧАРОВ¹, А.З. ГАНИЕВ², Т.А. ТЕРЕЩЕНКО³¹Национальный авиационный университет²Институт геофизики Национальной академии наук Украины³Ассоциация специалистов промышленной гидравлики и пневматики Украины

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА, ОТБИРАЕМОГО ОТ КОМПРЕССОРА ГТД

Приведено математическое описание цифрового регулятора параметров воздуха, отбираемого от компрессора ГТД, основанное на представлении динамики цифрового регулирующего устройства в виде разностного уравнения и использовании z-преобразования для получения передаточной функции регулятора. Сформулированы требования к стенду для функциональных испытаний и отработки параметров цифрового регулятора, приведены пневматическая схема стенда и интерфейс системы контроля и регистрации параметров. Приведены результаты функционального анализа цифрового регулятора пневматической системы самолета транспортной категории, проведенного с использованием компьютерно-интегрированного метода.

Ключевые слова: цифровой регулятор, пневматическая система самолета, регулирование параметров воздуха, компрессор ГТД.

Введение

При проектировании современных самолетов транспортной категории (СТК) возникает ряд задач создания необходимых физиологических условий и комфорта для пассажиров и экипажа, условий функционирования оборудования, элементов конструкции, грузов, защиты элементов конструкции самолета от обледенения. Решение указанных задач обеспечивает пневматическая система (ПС) самолета. Современные международные и федеральные Авиационные правила (АП-25, JAR-25, FAR-25) относят ПС самолетов транспортной категории к системам, непосредственно влияющим на безопасность полетов, предъявляют повышенные требования к ее функциональным характеристикам и надежности. В ПС устанавливается ряд САР параметров воздуха, отбираемого от двигателя: давления, температуры, расхода, рис. 1.

Функциональные характеристики и экономичность самолетных СКВ и ПОС непосредственно связаны с качеством процесса регулирования параметров воздуха, отбираемого от компрессора маршевых ГТД. Поэтому, при проектировании ПС являются актуальными вопросы функционального анализа САР этих параметров.

САР самолетных ПС являются регуляторами непрямого действия и имеют ряд существенных общих признаков:

– объект регулирования (ОР) – трубопровод (емкость), через который проходит поток воздуха;

– регулирующий орган (РО) – дросселирующее устройство (обычно заслонка);

– функциональная структурная схема: ДРП – регулирующее устройство (РУ) – исполнительный механизм (ИМ) – РО – ОР.

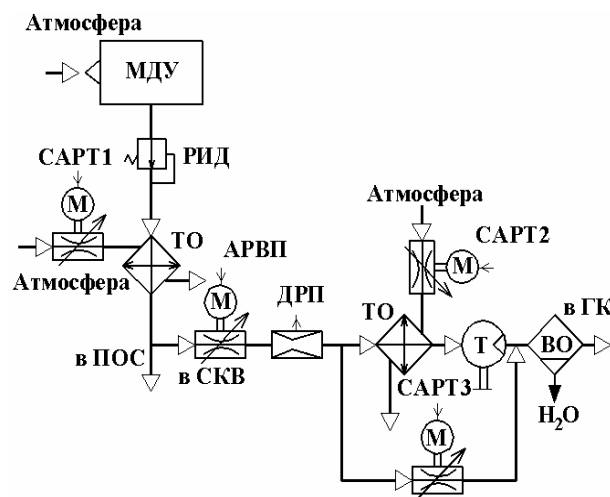


Рис. 1. Схема ПС самолета:

МДУ – маршевая двигательная установка;

РИД – регулятор избыточного давления;

САРТ – система автоматического регулирования (САР) температуры; М – исполнительный механизм; ТО – теплообменник; ПОС – противообледенительная система; СКВ – система кондиционирования воздуха; АРВП – автомат регулирования весовой подачи; ДРП – датчик регулируемого параметра;

Т – турбоохладитель; ВО – влагоотделитель;

ГК – герметическая кабина

Для регулирования параметров воздуха в САР современных самолетных ПС применяются пневматические, электрические и цифровые РУ.

В настоящее время в основном применяются САР, с регулирующим устройством (РУ) на базе цифрового процессора, которые имеет следующие преимущества:

- возможность реализации закона регулирования практически любой сложности, с учетом условий и режима полета, и, соответственно, обеспечение высоких показателей качества регулирования и экономичности работы ПС;
- широкие возможности по автоматизации процесса регулирования и контроля системы;
- возможность совмещения нескольких САР в одном блоке;
- универсальная, достаточно доступная и недорогая элементная база;
- простая процедура коррекции закона регулирования в процессе стендовых и летных испытаний САР ПС самолета.

Вопросы проектирования и расчета регуляторов параметров воздуха в авиационных ПС возникли с началом широкого применения этих систем и их агрегатов [1, 2] для обеспечения высотных полетов. Теоретические основы расчета и проектирования сетевых регуляторов для авиационных ПС были заложены М.Д. Голубевым в работе [3]. В этой работе рассмотрены вопросы проектирования, главным образом, сетевых газовых регуляторов прямого действия, решается задача обеспечения динамической устойчивости таких регуляторов.

Вопросам улучшения функциональных показателей запорно-регулирующих устройств авиационных ПС, повышению их надежности за счет применения новых схемных и конструктивных решений при проектировании, методам испытаний и анализа их эксплуатационных изменений посвящены работы [4 – 6]. Авторами работы [7] изложены принципы построения непрерывных, дискретных и непрерывно-дискретных пневматических элементов, предназначенных для автоматизации СКВ ЛА.

Работы [8 – 13] посвящены математическому моделированию рабочего процесса современных авиационных систем регулирования параметров воздуха, отбираемого от компрессора ГТД, экспериментальному исследованию динамических характеристик их элементов, анализу показателей качества регулирования.

Анализ приведенных исследований и публикаций по вопросам проектирования, расчета и испытаний авиационных САР пневматических систем показывает, что практически отсутствуют работы по анализу функциональных характеристик цифровых регуляторов параметров воздуха, отбираемого от

компрессора ГТД.

В связи с разработкой цифровых САР самолетных ПС возникает необходимость решения ряда сложных научно-технических задач, в том числе: математического описания рабочих процессов, происходящих в объектах регулирования и исполнительных устройствах ПС; исследования статических и динамических характеристик цифровых САР. Однако, математическое моделирование не всегда дает достаточно точные результаты при определении характеристик процесса регулирования цифровых САР, поэтому параметры РУ определенные в результате математического моделирования должны уточняться в процессе стендовых испытаний.

Учитывая актуальность и важность задачи обеспечения высоких показателей качества процесса регулирования параметров воздуха в самолетных ПС за счет применения в них цифровых систем регулирования, рассмотрим принципы функционального анализа САР с цифровым РУ (ЦРУ) для ПС самолета.

1. Модель цифрового регулятора

На начальном этапе разработки САР ставится задача синтеза системы. Исходным условием решения задачи синтеза САР является наличие адекватной динамической математической модели объекта регулирования, точно определенных возмущающих и регулирующих воздействий.

САР с цифровым регулирующим устройством относится к типу импульсных систем автоматического регулирования [14], которые моделируются разностными уравнениями и их анализ и синтез основан на математический аппарате z -преобразований. В импульсных системах регулирующее устройство реализуется на базе цифрового процессора (ЦП).

Дискретный сигнал поступающий в ЦП через постоянный промежуток времени T имеет вид числовой последовательности

$$\{e(kT)\} \equiv e(0), e(T), e(2T) \dots$$

Дискретный сигнал $\{m(kT)\}$ на выходе ЦП определяется разностным уравнением вида:

$$\begin{aligned} m(k) + a_1 m(k-1) + \dots + a_n m(k-n) = \\ = b_0 e(k) + b_1 e(k-1) + \dots + b_n e(k-n), \end{aligned} \quad (1)$$

где n – порядок разностного уравнения.

Будем рассматривать систему, которая описывается линейным разностным уравнением с постоянными коэффициентами, не зависящими от входного и выходного сигналов и от времени. Если непрерывный объект также является линейным и стационарным, то всю цифровую САР можно смодели-

ровать в виде разностного уравнения вида (1), но более высокого порядка.

Для анализа и синтеза линейных стационарных импульсных систем используют z -преобразование числовых последовательностей $\{e(k)\}$, которое определяется как степенной ряд следующего вида:

$$E(z) = \mathcal{Z}[\{e(k)\}] = e(0) + e(1)z^{-1} + e(2)z^{-2} + \dots = \sum_{k=0}^{\infty} e(k)z^{-k}. \quad (2)$$

Последовательность $\{e(k)\}$ образуется из функции времени $e(t)$ путем взятия выборок каждые T секунд, то есть $\{e(k)\}$ понимается как $\{e(kT)\}$. Используя свойство о сдвиге на целое число [14], z -преобразование разностного уравнения (1) может быть записано в следующем виде:

$$M(z) + a_1 z^{-1} M(z) + \dots + a_n z^{-n} M(z) = b_0 E(z) + b_1 z^{-1} E(z) + \dots + b_n z^{-n} E(z) \quad (3)$$

или

$$M(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_n z^{-n}}{1 + a_1 z^{-1} + \dots + a_n z^{-n}} E(z). \quad (4)$$

Так как в (4) $E(z)$ известно, то $m(k)$ может быть найдено в результате обратного z -преобразования этого выражения на основе разложения на простые дроби и использования таблицы z -преобразований.

Для того, чтобы определить передаточную функцию импульсной САР, необходимо рассмотреть импульсную систему, рис. 2, которая состоит из непрерывных элементов, единственным дискретным элементом которой является квантователь, для восстановления дискретного сигнала в непрерывном виде в этой системе используется экстраполятор.

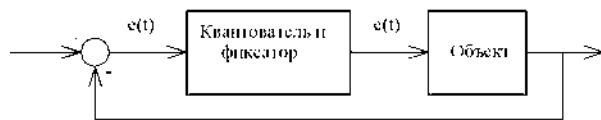


Рис. 2. САР импульсного типа

В импульсной САР обычно для восстановления дискретного сигнала в непрерывном виде применяется экстраполятор (фиксатор) нулевого порядка (ФНП), на выходе которого в течение всего периода квантования сохраняется постоянное значение дискретного сигнала. Выходной сигнал ФНП можно записать в следующем виде:

$$\bar{e}(t) = e(0)[u(t) - u(t-T)] + e(T)[u(t-T) - u(t-2T)] + e(2T)[u(t-2T) - u(t-3T)] + \dots$$

Используя преобразование Лапласа, для сигнала $\bar{e}(t)$ можно получить его непрерывное изображение:

$$\bar{E}(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \left[\sum_{n=0}^{\infty} e(nT) e^{-nTs} \right].$$

В этом выражении множитель $(1 - e^{-Ts}/s)$ не зависит от $e(t)$, поэтому его можно рассматривать как передаточную функцию. Операции квантования и фиксации представлены в виде схемы на рис. 3.

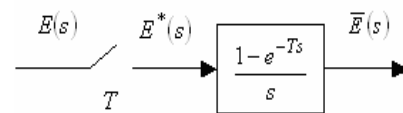


Рис. 3. Передаточная функция квантователя и ФНП

Преобразование со звездочкой определяет выходной сигнал идеального квантователя, изображение по Лапласу которого имеет вид:

$$E^*(s) = \sum_{n=0}^{\infty} e(nT) e^{-nTs}. \quad (5)$$

Преобразование со звездочкой, $E^*(s)$, и z -преобразование, $E(z)$, имеют сходство. Если последовательность $\{e(k)\}$ рассматривать как результат квантования функции времени $e(t)$ с периодом T секунд, то очевидно, что:

$$E^*(s) = E(z) \Big|_{z=e^{Ts}}.$$

Определим передаточную функцию разомкнутой системы импульсного типа, рис. 4.

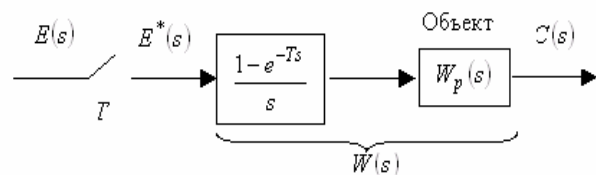


Рис. 4. Разомкнутая импульсная система

Общая передаточная функция объекта и экстраполятора нулевого порядка определяется следующим выражением:

$$W(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s} W_p.$$

Передаточная функция разомкнутой системы, $C(s) = W(s)E^*(s)$, откуда:

$$C^*(s) = [W(s)E^*(s)]^* = E^*(s)W^*(s). \quad (6)$$

Если в этом уравнении заменить e^{Ts} на z , то получим импульсную передаточную функцию $C(z) = W(z)E(z)$, связывающую входной и выходной сигналы в моменты квантования.

ЦРУ и связанные с ним АЦП и ЦАП можно представить в виде структурной схемы, рис. 5.

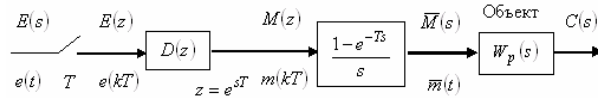


Рис. 5. Модель разомкнутой импульсной системы

Передаточная функция разомкнутой импульсной системы:

$$C(s) = W_p(s)\bar{M}(s) = W_p(s)\left[\frac{1-e^{-Ts}}{s}\right]M^*(s),$$

$$C(z) = \mathfrak{Z}\left[\frac{1-e^{-Ts}}{s}W_p(s)\right]M(z) = \mathfrak{Z}\left[\frac{1-e^{-Ts}}{s}W_p(s)\right]D(z)E(z) = W(z)D(z)E(z),$$

где $D(z)$ – передаточная функция цифрового регулятора.

Определим передаточную функцию замкнутой цифровой САР, рис. 6.

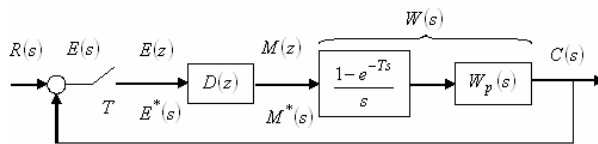


Рис. 6. Модель замкнутой одноконтурной импульсной системы

Замкнутая одноконтурная импульсная система описывается следующими уравнениями:

$$E(s) = R(s) - W(s)D^*(s)E^*(s),$$

$$C(s) = W(s)D^*(s)E^*(s). \quad (7)$$

Применим к $E(s)$ преобразование со звездочкой:

$$E^*(s) = \frac{R^*(s)}{1 + D^*(s)W^*(s)}.$$

Подставляя это выражение в (7) и применяя z -преобразование, получим:

$$C(z) = \frac{D(z)W(z)}{1 + D(z)W(z)}R(z).$$

Таким образом, передаточная функция замкнутой одноконтурной цифровой САР имеет следующий вид:

$$T(z) = \frac{D(z)W(z)}{1 + D(z)W(z)}. \quad (8)$$

Определим передаточную функцию цифрового ПИД-регулятора. Для непрерывного входного сигнала $e(t)$ выходной сигнал $m(t)$ аналогового ПИД-регулятора описывается следующим выражением:

$$m(t) = K_p e(t) + K_I \int e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt}, \quad (9)$$

где K_p, K_I, K_D – постоянные коэффициенты регулятора.

В цифровом ПИД-регуляторе операции интегрирования и дифференцирования осуществляются численно.

В соответствии с численным интегрированием по методу Эйлера, можно записать:

$$m[(k+1)T] = m(kT) + Te[(k+1)T]. \quad (10)$$

Для численного дифференцирования используем следующую формулу:

$$m[(k+1)T] = \frac{e[(k+1)T] - e(kT)}{T}. \quad (11)$$

Используя (10) и (11), вместо выражения (9), можно записать разностное уравнение, реализующее цифровой ПИД-регулятор, в следующем виде:

$$m(k+1) = K_p e(k+1) + K_I [m(k) + Te(k+1)] + K_D \frac{e(k+1) - e(k)}{T}. \quad (12)$$

Применив z -преобразование к выражениям (10) и (11), в предположении нулевых начальных условий, на основании (12) получим выражение передаточной функции цифрового ПИД-регулятора в виде:

$$D(z) = \frac{M(z)}{E(z)} = K_p + K_I \frac{Tz}{z-1} + K_D \frac{z-1}{Tz}. \quad (13)$$

2. Стенд цифрового регулятора пневматической системы

Рассмотрим принципы разработки стенда САР с цифровым РУ (ЦРУ) для ПС самолета.

Сформулируем требования, которым должен удовлетворять стенд для функциональных испытаний и отработки параметров САР самолетной ПС с ЦРУ.

Стенд должен быть натурным – основные элементы САР, характеризующие ОР, ИМ, РО и режи-

мы работы ПС в максимальной степени должны соответствовать самолетным.

В состав стенда должны входить, рис. 7:

- источник сжатого воздуха (ИСВ) с краном-регулятором давления (КР), имитирующие самолетную систему подготовки воздуха;
- имитатор ОР (ИОР);
- система измерения РП, включающая датчик, коммуникационные каналы и устройство согласования (УСД);
- самолетный ИМ с РО и устройство согласования (УСИ);
- система контроля и регистрации параметров (СКРП) стенда с прототипом ЦРУ.

ИСВ (совместно с КР) должен обеспечивать значения параметров воздуха и переходные режимы, соответствующие работе самолетной системы подготовки воздуха (СПВ).

Имитатор ОР должен обеспечивать емкость и гидравлическое сопротивление трубопроводов ПС самолета, а также переходные режимы, соответствующие работе потребителей ПС самолета.

Точность измерения ДРП стенда должна быть не ниже точности измерения регулируемого параметра в ПС самолета. Временные характеристики системы измерения регулируемого параметра должны соответствовать самолетным.

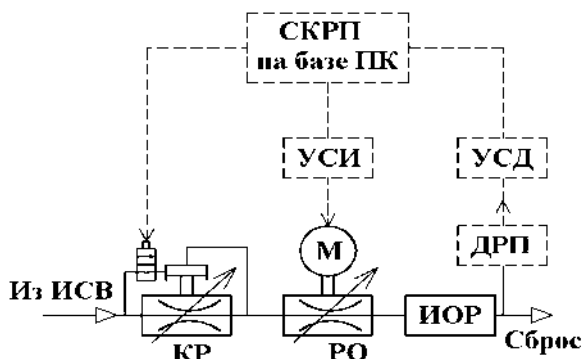


Рис. 7. Пневматическая схема стенда цифровой САР

СКРП должна обеспечивать:

- включение и индикацию питания стенда сжатым воздухом;
- задание значения регулируемого параметра;
- задание значений параметров РУ;
- задание режима работы и включение регулятора;
- индикацию изменения значений регулируемого параметра в процессе регулирования в реальном масштабе времени;
- оценку значений параметров качества процесса регулирования;
- формирование базы данных и сохранение значений параметров РУ и результатов измерений

значений регулируемого параметра в формирование базы данных и сохранение значений параметров РУ и результатов измерений значений регулируемого параметра в процессе регулирования.

ИСВ стенда поддерживает значения параметров воздуха, соответствующие значениям на фланце отбора от компрессора МДУ самолета. Заданное рабочее давление в стенде поддерживает КР, который при включении и в процессе регулирования имитирует переходные режимы работы самолетной СПВ.

Самолетный ИМ с РО на стенде позволяют установить диаметры подводящего трубопровода, узлы крепления и устройство согласования УСИ.

ОР имитируется трубопроводами, которые имеют емкость и гидравлическое сопротивление, соответствующие ПС самолета.

Система, контроля и регистрации параметров стенда реализована на базе ПК, рис. 8.

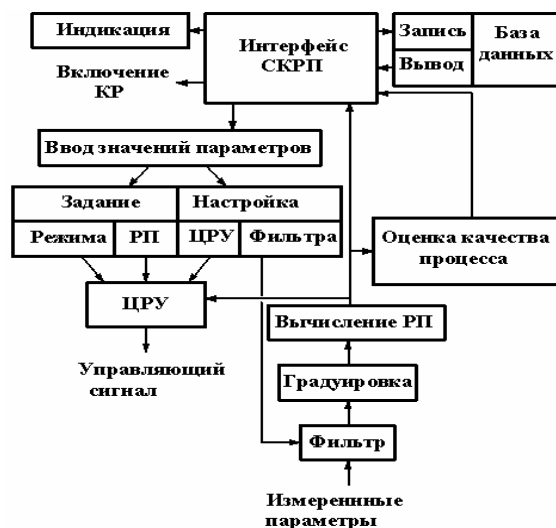


Рис. 8. Функциональная схема СКРП

Компьютерный интерфейс СКРП, разработанный для проведения испытаний регулятора параметров воздуха, отбираемого от ГТД с цифровым РУ представлен на рис. 9.

Разработанный интерфейс СКРП АРВП позволяет:

- осуществлять управление стендом – включать подачу сжатого воздуха в стенд за счет открытия КР; включать в работу регулятор; задавать режим работы регулятора – автоматический или ручной; задавать значение регулируемого параметра; подключать базу данных;
- контролировать режимы работы стенда и СКРП;
- настраивать параметры регулятора и коэффициенты цифрового фильтра;
- наблюдать процесс изменения значений регу-

лируемого параметра по времени при регулировании в графическом и табличном виде;

– получать оценку значений параметров качества процесса регулирования;

– осуществлять запись в базу данных и извлекать из нее значения параметров регулятора и цифрового фильтра, результаты измерений значений регулируемого параметра в процессе регулирования.

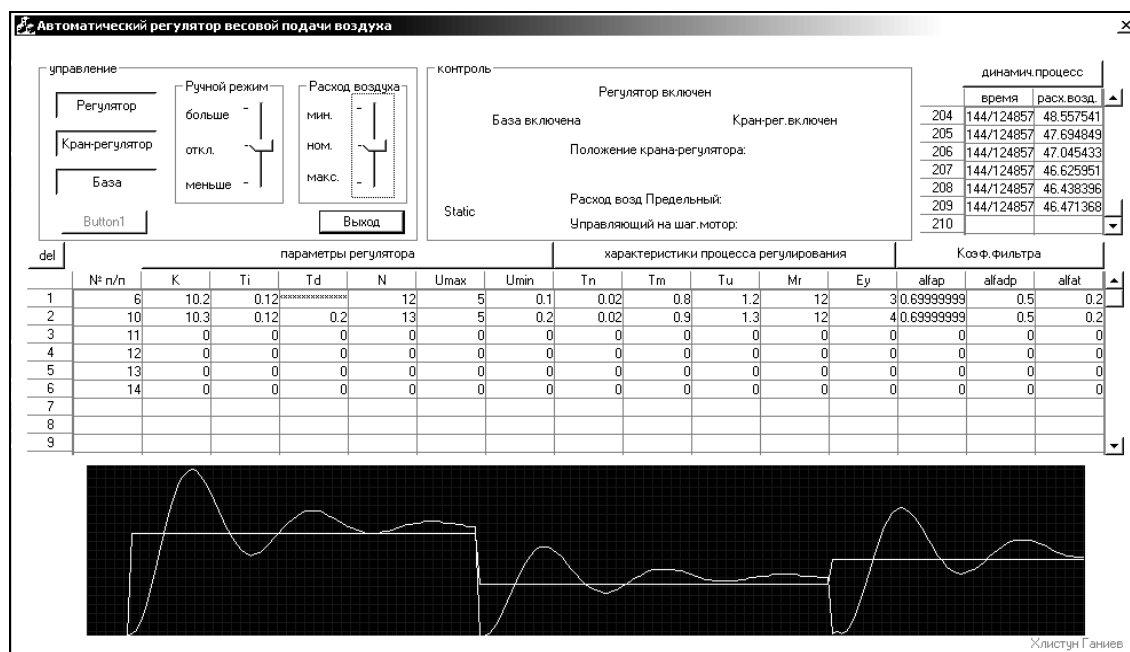


Рис. 9. Интерфейс системы контроля и регистрации параметров стенда

3. Моделирование динамики цифрового регулятора пневматической системы

Функциональная схема цифровой САР представлена на рис. 10. Объектом регулирования является участок трубопровода, через который проходит поток сжатого воздуха. Первичный преобразователь и аналоговый датчик обеспечивают измерение регулируемого параметра. ЦРУ и АЦП – реализованы на базе цифрового процессора, используются вычисле-

ния регулируемого параметра и формирования дискретного управляющего сигнала. ЭПП включает шаговый двигатель и усилительное устройство типа сопло-заслонка, и формирует величину пневматического управляющего сигнала для ИМ. Исполнительный механизм – пневмопривод возвратно-поступательного действия, выходным элементом которого является шток, перемещающий РО – дроссельную заслонку, осуществляющую регулирующее воздействие.

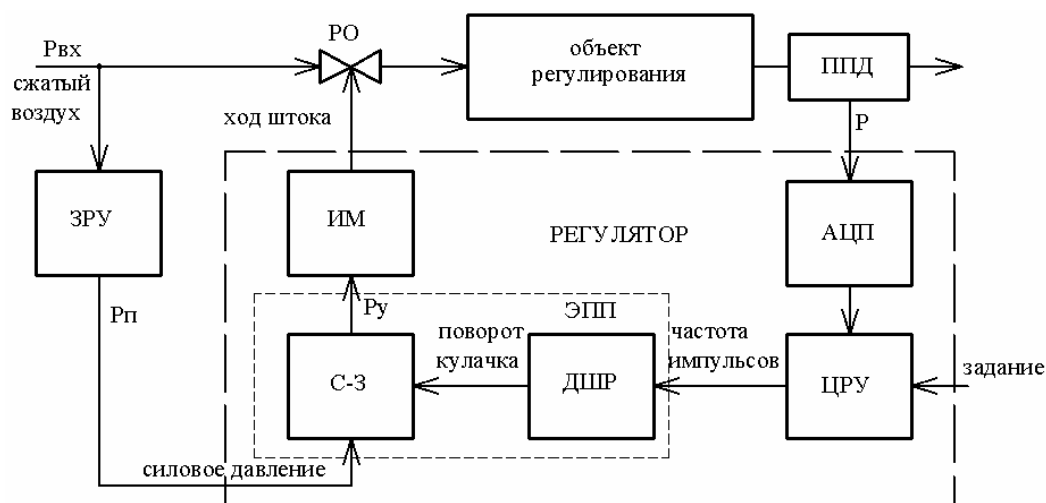


Рис. 10. Функциональная схема цифровой САР:

АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ДШР – двигатель шаговый реверсивный; ЗРУ – запорно-регулирующее устройство; ППД – первичный преобразователь и датчик измеряемого параметра; С-З – усилительное устройство типа сопло-заслонка; ЭПП – электропневматический преобразователь

В САР выделены следующие звенья:

- 1) пневматические звенья,
 - объект регулирования, переменная состояния – регулируемый параметр воздуха P ;
 - пневматическая камера ИМ, переменная состояния – управляющее давление P_y .
- 2) механические звенья,
 - заслонка с механической частью ИМ, переменная состояния – угол поворота заслонки α ;
 - электропневматический преобразователь, переменная состояния – угол поворота кулачка α_y .

3) дискретное звено,

- цифровое регулирующее устройство, переменная состояния – частота управляющих импульсов, f . Уравнения переходных процессов пневматических и механические звеньев, и их передаточные функции были получены в работах [9, 11]. Пневматические звенья являются аperiодическими, а механические – колебательными звеньями.

В ЭПП на базе ДШР входной дискретный частотный сигнал преобразуется в поворот кулачка усилительного элемента типа “сопло-заслонка”. Преобразование частоты вращения в угол поворота описывается следующей зависимостью:

$$\alpha_s = \int_0^T \omega dt. \quad (14)$$

Дискретный аналог уравнения (13) для ЭПП с ДШР получим в соответствии с интегрированием по методу Эйлера (10):

$$\alpha[(k+1)T] = \alpha(kT) + T\omega[(k+1)T]. \quad (15)$$

Передаточную функцию электропневматического преобразователя получим в результате z -преобразования уравнения (14):

$$A(z) = \frac{Tz}{z-1} \Omega(z). \quad (16)$$

В ЦРУ входной сигнал ошибки измеренного параметра воздуха в ОР преобразуется в выходной дискретный управляющий частотный сигнал для ДШР. В ЦРУ реализуется ПИД-регулятор, дискретный аналог передаточной функции этого регулятора имеет вид (13). По передаточным функциям динамических звеньев разработана структурная схема цифровой САР, рис. 11.

По конструктивным данным регулятора расхода воздуха, отбираемого от компрессора МДУ самолета транспортной категории, построена модель в подсистеме графического моделирования MATLAB Simulink, рис. 12.

Представленная модель использована для исследования переходных процессов в цифровом регуляторе. Определены период квантования, $T = 0,01$ с, и коэффициенты ПИД-регулятора, обес-

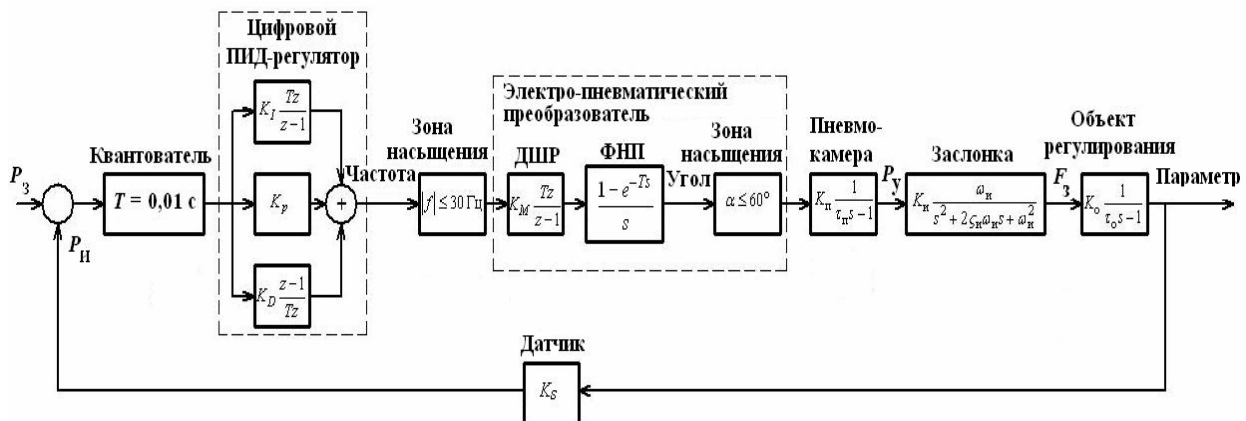


Рис. 11. Структурная схема цифровой САР с шаговым двигателем

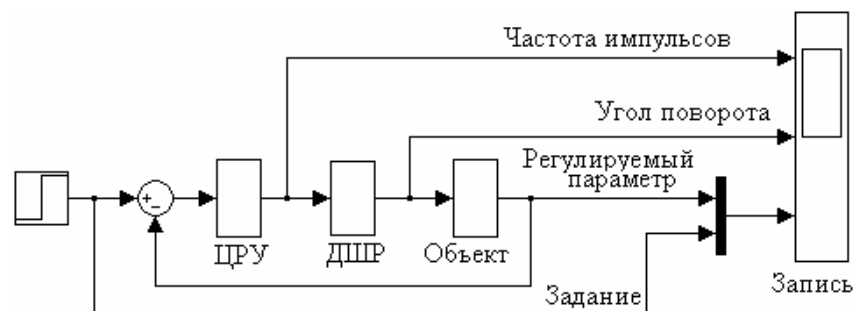
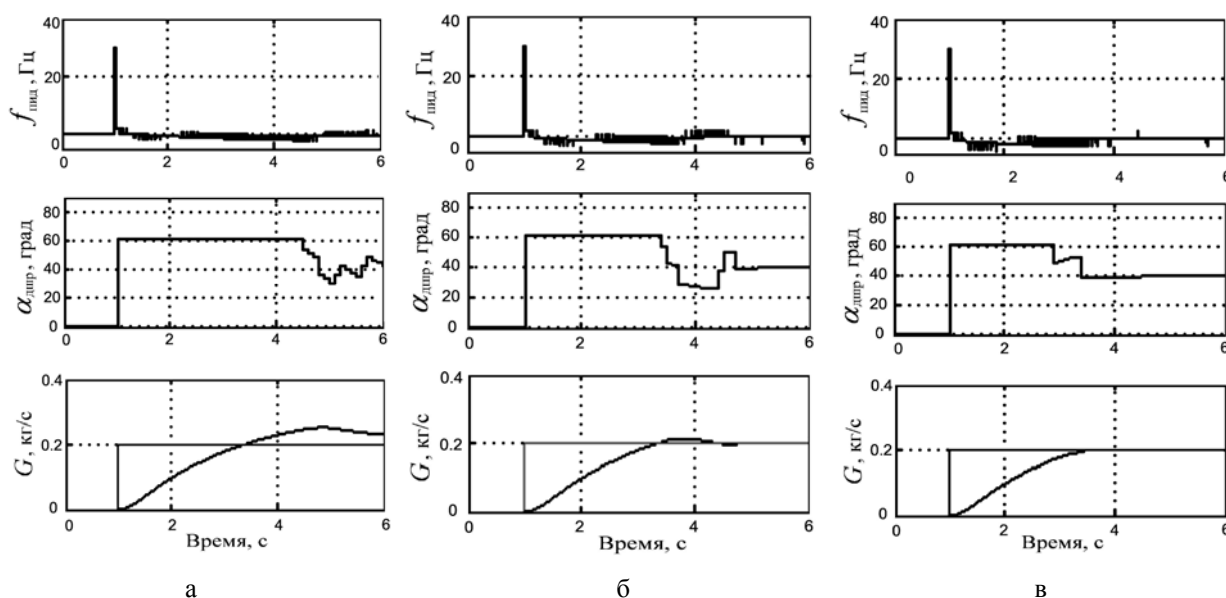


Рис. 12. Модель регулятора в Simulink

печаивающие устойчивость переходного процесса и допустимое его качество при ступенчатом задании регулируемого параметра, $K_p = 10$, $K_I = 0,05$, $K_D = 1,5 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^3$. Получены зависимости выходного сигнала ЦРУ, угла поворота выходного

вала ДШР, а также регулируемого параметра (расхода воздуха через систему) от времени в переходном процессе регулятора для различных значений коэффициента дифференцирующего звена, K_D , рис. 13.



$f_{\text{изд}}$ – частота импульсов на выходе ПИД-регулятора; $\alpha_{\text{дшр}}$ – угол поворота ДШР;
G – регулируемый параметр (расход воздуха)

Рис. 13. Результаты моделирования регулятора в Simulink:

а – $K_D = 1,5 \cdot 10^3$; б – $K_D = 2 \cdot 10^3$; в – $K_D = 2,5 \cdot 10^3$

Заключение

1. Предлагается функциональный анализ цифрового регулятора параметров воздуха, отбираемого от компрессора ГТД, проводить на основе разностных моделей с использованием компьютерно-интегрированного моделирования в системе MATLAB.

2. Сформулированы требования к стенду для функциональных испытаний и отработки параметров САР с цифровым регулирующим устройством, разработаны пневматическая схема стенда и интерфейс системы контроля и регистрации параметров.

3. Рекомендуются полученные результаты использовать при разработке структуры и отработке параметров САР с цифровым регулирующим устройством для самолетных пневматических систем.

Литература

1. Егоров М.С. Герметическая кабина самолетов и их оборудование / М.С. Егоров, А.М. Гершкович // Тр. ЛПИ, №9. Изд-во бюро новой техники НКАП, 1945. – 129 с.

2. Петров Б.Н. Герметическая кабина как объект регулирования и подачи воздуха / Б.Н. Петров, Б.И. Якимович // Труды МАИ, 1947, вып. XI. – М.: Изд-во МАИ. – 24 с.

3. Голубев М.Д. Газовые регуляторы давления. Под ред. Г.И. Воронина / М.Д. Голубев. – М.: Машиностроение, 1964. – 152 с.

4. Кармугин Б.В. Совершенствование конструкций пневмоагрегатов летательных аппаратов / Б.В. Кармугин // Пром. гідравліка і пневматика. – 2004. – № 3(5). – С. 23-24.

5. Ратманский О.И. Пневматические регуляторы давления для воздушных систем самолетов / О.И. Ратманский, А.Д. Ласточкин, О.С. Бабий, В.В. Терентьев // Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця, 2003. – №3(29). – С. 44-45.

6. Ратманский О.И. Регуляторы параметров воздушных систем самолетов / О.И. Ратманский, В.В. Терентьев, Г.В. Кудряшов // Пром. гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2003. – № 3(5). – С. 33 -36.

7. Агаджанян С.Г. Пневматические элементы регуляторов / С.Г. Агаджанян, Б.Р. Барский, Е.П. Долгий. – М.: Машиностроение, 1979. – 111 с.

8. Хлестун А.И. Динамические условия рабочего процесса регулятора давления воздуха, отбираемого от двигателя самолета / А.И. Хлестун,

Ю.Н. Рыкуніч // Вестн. Нац. техн. ун-та України "Киевский политехнический институт", сер. "Машиностроение". – К., 2002. – Вып. 42, т. 2. – С. 30-33.

9. Хлисту́н А.И. Математическая модель рабочего процесса пневматического регулятора давления / А.И. Хлисту́н, Ю.Н. Рыкуніч, О.И. Ратманский // Пром. гідравліка і пневматика. – Вінниця: 2003. – № 1. – С. 33-36.

10. Бочаров В.П. Определение характеристик демпфирования исполнительного пневмопривода сетевого регулятора воздушной системы самолета / В.П. Бочаров, А.И. Хлисту́н, Ю.Н. Рыкуніч // Автоматизация производственных процессов. – К., 2004. – №2(19). – С. 153-158.

11. Хлисту́н А.И. Динамические характеристики регулятора давления пневматической системы

самолета / А.И. Хлисту́н // Пром. гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2004. – № 1(3). – С. 70-75.

12. Хлисту́н А.И. Стенд цифрового регулятора пневматической системы самолета / А.И. Хлисту́н, О.И. Ратманский, А.З. Ганиев // Пром. гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2004. – № 3(5). – С. 62-64.

13. Хлисту́н А.И. Анализ качества сетевых регуляторов пневматических систем транспортных самолетов на основе компьютерно-интегрированных технологий / Хлисту́н А.И. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2010. – Вып. 46. – С. 146-157.

14. Franklin G.F. Digital control of dynamic systems / G.F. Franklin, J.D. Powell, M. Workman. – Delhi: Pearson Education, 2003. – 742 p.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры прикладной гидроаэромеханики и механотроники А.П. Губарев, Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев.

ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ, ЩО ВІДБИРАЄТЬСЯ ВІД КОМПРЕСОРА ГТД

О.І. Хлисту́н, В.П. Бочаров, О.З. Ганієв, Т.О. Терещенко

Наведено математичний опис цифрового регулятора параметрів повітря, що відбирається від компресора ГТД, який засновано на представленні динаміки цифрового регулюючого пристрою у вигляді різницевого рівняння і використанні z-перетворення для отримання передаточної функції регулятора. Сформульовані вимоги до стенду для функціональних випробувань і відпрацювання параметрів цифрового регулятора, наведені пневматичну схему стенду і інтерфейс системи контролю та реєстрації параметрів. Наведено результати функціонального аналізу цифрового регулятора пневматичної системи літака транспортної категорії, який проведено з використанням комп'ютерно-інтегрованого методу.

Ключові слова: цифровий регулятор, пневматична система літака, регулювання параметрів повітря, компресор ГТД.

FUNCTIONAL ANALYSIS OF GAS-TURBINE ENGINE BLEED AIR PARAMETERS DIGITAL CONTROLLER

O.I. Khlystun, V.P. Botcharov, O.Z. Haniyev, T.O. Tereshchenko

Mathematical description of gas-turbine engine bleed air parameters digital controller is presented. The controller's dynamics is represented in the form of the transfer functions. For this goal difference equations and z-transforms are used. The requirements to the functional tests bench of air parameters digital controller are formulated. The pneumatic diagram of the bench and interface of the monitoring and registration system are presented. The results of bleed air parameters digital controller functional analysis of transport category aircraft pneumatic system are presented, the computer-integrated techniques are used.

Key words: digital controller, aircraft pneumatic system, air parameters controlling, gas-turbine engine compressor.

Хлисту́н Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры гидрогазовых систем Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: airsys@ukr.net.

Бочаров Виктор Пантелеевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры гидрогазовых систем Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: ggsp@nau.edu.ua.

Ганиев Александр Закариевич – канд. физ.-мат. наук, научный сотрудник Института геофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: algan@ukr.net.

Терещенко Татьяна Александровна – инженер, инженер Ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики, Киев, Украина, e-mail: airsys@ukr.net.

УДК 622.691

В.М. ЖАРІКОВ

Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДКС З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ ПРИ ДВОСТУПЕНЕВОМУ СТИСНЕННІ ГАЗУ

Розглянуто особливості технологічної схеми дожимної компресорної станції з двоступеневою схемою стиснення природного газу. Проаналізовано способи інформаційного представлення компресорних станцій для цілей моделювання та обрано більш оптимальний. Компресорний цех представлено як сукупність дискретних моделей основного обладнання. Визначені залежні і незалежні параметри моделей. Запропоновано постановку задачі оптимізації режиму роботи компресорного цеху з газотурбінними газоперекачувальними агрегатами, що працюють в групах на дожимній компресорній станції у два ступеня стиснення.

Ключові слова: дожимна компресорна станція, компресорний цех, газоперекачувальний агрегат, газотурбінний двигун, відцентровий нагнітач, апарат повітряного охолодження, зведені характеристики, оптимізація режимів.

Вступ

Дожимні компресорні станції (ДКС) є важливою ланкою газової галузі України. ДКС входять до єдиної системи родовище – магістральний газопровід і повинні забезпечувати ефективний відбір та транспортування природного газу в періоди постійного та падаючого видобутку газу. Від їх надійної та ефективної роботи залежить якісне забезпечення споживачів газом. У відмінності від лінійних компресорних станцій (КС) технологічна схема ДКС враховує зниження тиску на вході по мірі розробки родовища. На вхід до ДКС природний газ може подаватися з групи родовищ, тому тиск на вході ДКС може змінюватися в залежності від поточного завдання на перекачування.

У період постійного видобутку розрахунковий тиск в магістральному газопроводі забезпечується вводом додаткових потужностей у відповідності зі зниженням тиску газу на вході до рівня, що визначається техніко-економічними показниками ДКС.

На даний час, в умовах падаючого видобутку газу на більшості газоконденсатних родовищ України, приймаються рішення щодо поступового зниження вхідних тисків на ДКС для забезпечення збільшення видобутку газу [1].

У більшості випадків наявних потужностей встановленого обладнання на ДКС для цього вже не вистає і тому потребується введення додаткових потужностей.

На практиці подальший розвиток ДКС здійснюється шляхом реконструкції, а саме, введенням додаткових послідовних ступенів стиснення (друго-

го чи третього), заміною встановлених газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на більш потужні.

Зазвичай, обв'язка компресорів на ДКС виконується за колекторною схемою включення агрегатів, в якій одна група паралельно працюючих агрегатів нагнітає газ у загальний вхідний колектор іншої групи. При цьому компримований газ охолоджується між ступенями стиснення у апаратах повітряного охолодження (АПО) газу. Кількість працюючих агрегатів в кожній групі може варіюватися в залежності від завданого диспетчером поточного технологічного режиму роботи ДКС.

Також можливі варіанти, коли після ДКС газ подається на установку поглибленого вилучення вуглеводів (УПВВ) з турбодетандерними агрегатами (ТДА). В цьому випадку для забезпечення технологічного процесу низькотемпературної сепарації необхідна підтримка заданого тиску на вході до УПВВ.

Робота ДКС характеризується нестаціонарними режимами експлуатації, при цьому постійно змінюються витрата та параметри компримування природного газу, що видобувається. В нестаціонарних умовах експлуатації особливу роль відіграє контроль за параметрами роботи обладнання та режимами його роботи. Часта зміна режимів роботи ДКС та робота обладнання у декілька ступенів стиснення потребує постійного контролю оптимальності режимів роботи ГПА для забезпечення ефективності його використання та зниження енерговитрат ДКС. Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що ДКС у плані регулювання та оптимізації режимів роботи ГПА компресорного цеху є більш

динамічним об'єктом у порівнянні з лінійними компресорними станціями. Про це також свідчить проведення огляд та аналіз відомих на даний час методів оптимізації режимів роботи компресорних цехів і станцій із різноманітними схемами включення газоперекачувальних агрегатів [2].

Метою статті є постановка задачі оптимізації технологічного режиму роботи ДКС із газотурбінним приводом при двоступеневому стисненні газу.

1. Аналіз технологічної схеми ДКС

Для постановки задачі оптимізації технологічного режиму компримування природного газу на ДКС, перш за все, необхідно проаналізувати технологічну схему компресорного цеху ДКС з урахуванням локальних засобів та систем автоматизації, створити математичні моделі основного обладнання компресорного цеху, визначити параметри керування та задати технологічні обмеження на параметри роботи обладнання.

Досвід експлуатації дожимних компресорних станцій показує, що витрати газу на власні потреби за різними оцінками становлять до 3% від обсягу видобутого газу. Тому критерієм оптимальності режиму роботи агрегатів доцільно обрати вартісний критерій, а саме витрату паливного газу.

Модель компресорного цеху формується на основі формалізованої технологічної схеми. Для цього достатньо включити в модель лише ті об'єкти, які приймають безпосередню участь в технологічному процесі компримування і перекачування газу, від режиму роботи яких залежить ефективність цього процесу, тобто основне обладнання цеху.

В якості об'єкта оптимізації розглянемо Хрещищенську ДКС. Формалізована технологічна схема Хрещищенської ДКС наведена на рисунку 1.

На ДКС Хрещищенська застосована двохступенева схема стиснення газу. До складу компресорного цеху входять:

- газоперекачувальні агрегати – ГПА-Ц-6,3А/14-2,3 з газотурбінним приводом Д-336-2Т – 4 шт. (3 робочих + 1 резервний) (I ступінь стиснення);
- газоперекачувальні агрегати – ГПА-Ц-6,3А/30-2,2 з газотурбінним приводом Д-336-2Т – 4 шт. (3 робочих + 1 резервний) (II ступінь стиснення);
- установки охолодження газу 2АВГ-56 – 4 шт. (I ступінь стиснення);
- установки охолодження газу 2АВГ-56 – 5 шт. (II ступінь стиснення);
- установка очищення газу від механічних домішок і рідини;

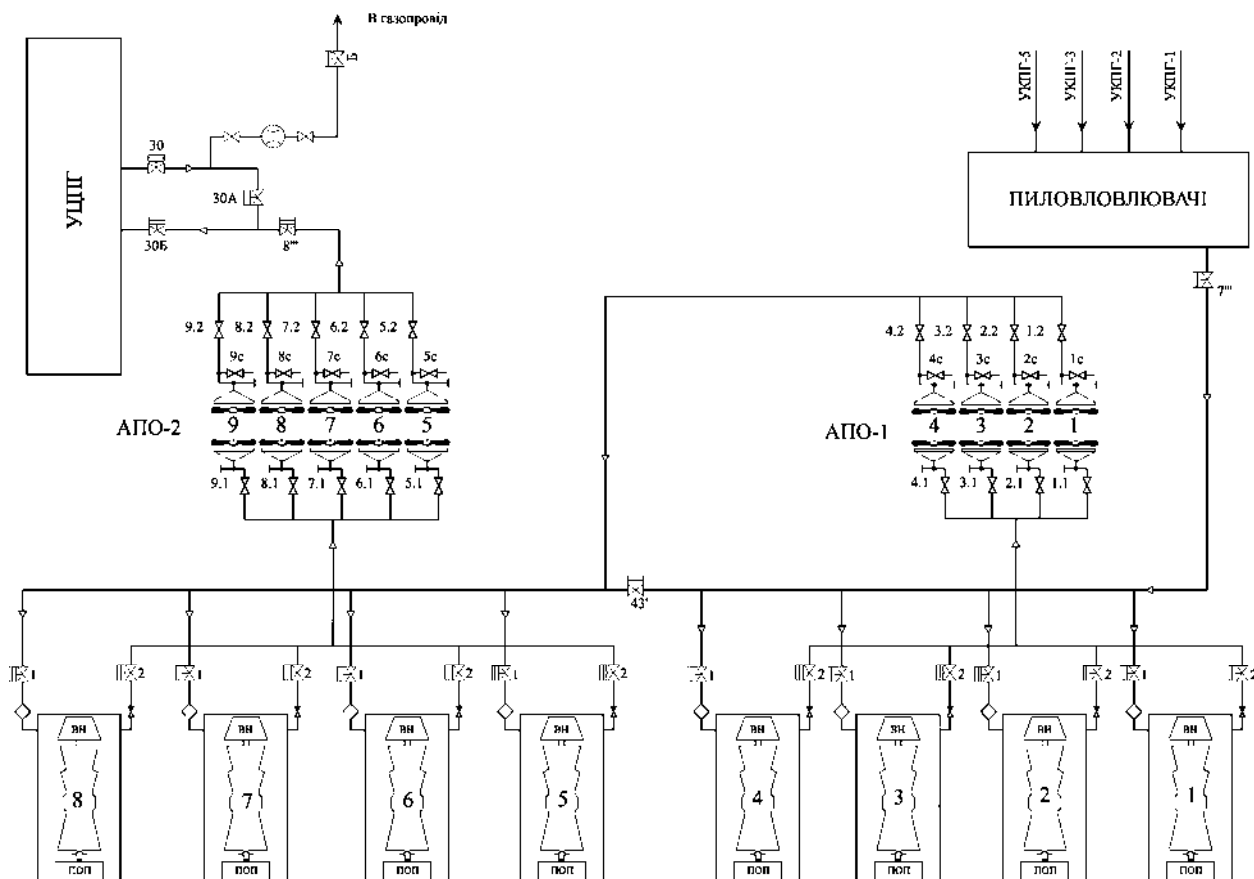


Рис. 1. Формалізована технологічна схема Хрещищенської ДКС

- технологічні трубопроводи з арматурою;
- вузол заміру витрат газу;
- контрольно-вимірювальні прилади і автоматика (КВП і А).

На ДКС здійснюються наступні основні стадії технологічного процесу:

- очищення технологічного газу в установці очищення газу;
- компримування газу в I ступені компресорного цеху з ГПА-Ц-6,3А/14-2,3;
- охолодження газу в АПО після I ступені компримування;
- компримування газу в II ступені компресорного цеху з ГПА-Ц-6,3А/30-2,2;
- охолодження газу в АПО після II ступені компримування.

Після КЦ газ подають на установку централізованої підготовки газу (УЦПГ) з ТДА, а потім через замірний вузол до магістрального газопроводу.

Керування технологічними процесами забезпечує система автоматизованого керування.

При моделюванні ланки газотранспортної системи (ГТС) зазвичай використовують три основні способи представлення компресорної станції [3]:

1. “Чорний ящик” – інформація про внутрішню структуру відсутня, компресорна станція представлена як єдиний елемент ГТС і моделюється тільки через зовнішні параметри режиму. Перевага способу – високі швидкості розрахунків режимів станції. Недоліком способу є неможливість урахування характеристик обладнання та технологічних обмежень.

2. “Група ГПА” – компресорна станція розглядається як група послідовно або паралельно працюючих ГПА з відомими характеристиками. Інформація про решту обладнання та трубопровідну об’язку відсутня. Відомі обмеження режимних параметрів ГПА в залежності від фактичних технологічних умов. Перевага способу – висока швидкості розрахунків режимів, можливість урахування характеристик обладнання та технологічних обмежень систем автоматичного керування (САК) ГПА та КЦ. Недоліком способу є відсутність урахування роботи допоміжного обладнання.

3. “Повна схема” – компресорна станція розглядається як сукупність окремих технологічних об’єктів: ділянки труб об’язки, ГПА, АПО, пилословлювачі (ПВ), установка підготовки паливного газу (УППГ), запірні арматура, звужуючі пристрої та інше. Перевага способу – більша точність моделювання режиму роботи КС і спільного розрахунку КС та лінійної частини газопроводу. Недоліком способу є зниження швидкості розрахунків режимів, необхідність наявності та урахування значного об’єму інформації про технологічну схему КС.

З вище зазначених способів найбільш прийнятним для моделювання компресорного цеху Хрещенської ДКС є другий спосіб, в якому станція розглядається як група паралельно-послідовно працюючих ГПА з урахування роботи АПО.

2. Математичні моделі основного обладнання ДКС

Отже, компресорний цех можна представити як сукупність дискретних математичних моделей основного обладнання: моделі ГПА, що складається з моделей газотурбінного двигуна (ГТД) та відцентрового нагнітача (ВЦН), та моделі АПО газу, між якими необхідно визначити зв'язок в межах єдиної оптимізаційної моделі цеху.

В умовах експлуатації на ДКС відомі наступні загальностанційні параметри:

$P_{атм}$ – тиск атмосферного повітря, мм.рт.ст.;

$T_{атм}$ – температура атмосферного повітря, °С;

$T_1^{ДКС}$, $T_2^{ДКС}$ – температура газу на вході та виході ДКС, °С;

$P_1^{ДКС}$, $P_2^{ДКС}$ – тиск газу на вході, виході ДКС, кПа;

$\rho_{г}$ – густина природного газу, кг/м³;

$H_{г}$ – нижча теплота згоряння природного газу, кДж/кг;

$Q_{к}^{ДКС}$ – сумарна комерційна витрата технологічного газу, м³/год;

$Q_{пг}^{ДКС}$ – сумарна витрата паливного газу, м³/год.

Початкові умови, що визначають режим роботи КЦ: планове завдання на перекачування технологічного газу $Q_{к}^{ДКС}$, температура та тиск газу на вході станції $T_1^{ДКС}$, $P_1^{ДКС}$, температура та тиск газу на виході станції $T_2^{ДКС}$, $P_2^{ДКС}$.

Температура та тиск газу на виході станції повинні відповідати значенням, що обумовлюються регламентом на технічну експлуатацію обладнання УЦПГ з ТДА, на яку подається газ після другого ступеню стиснення.

Параметрами керування, що регулюють режим роботи КЦ є частота обертання ВЦН, кількість ГПА в роботі в кожному ступеню стиснення та кількість включених вентиляторів в секціях АПО газу.

При розрахунках оптимального режиму роботи ДКС повинні виконуватися умови технологічних обмежень на параметри роботи основного обладнання цеху.

Проведений аналіз методів оптимізації, що використовують різні критерії оптимальності (ступінь

стиснення в нагнітачі, еквівалентна потужність ГПА, віддаленість від лінії помпажу нагнітача, тиск на виході станції, тощо), показав, що пріоритетним необхідно обирати вартісний критерій оптимальності, а саме витрату паливного газу [2].

Цільова функція моделі компресорного цеху згідно обраному критерію оптимальності має такий вигляд:

$$Q_{\text{пг}}^{\text{дк}} = \sum_{i=1}^m Q_{\text{пг}_i} \cdot x_i \rightarrow \min, \quad x_i = \{1, 0\}, \quad (1)$$

де i – кількість працюючих ГПА;

$Q_{\text{пг}_i}$ – витрата паливного газу i -м ГПА, $\text{м}^3/\text{год}$.

2.1. Модель відцентрового нагнітача

Відцентровий нагнітач характеризується своїми зведеними газодинамічними характеристиками:

$$\text{– відносної потужності, } \left[\frac{N_i}{\rho_{1\text{н}}} \right]_{\text{зв}} = f_1(Q_{\text{зв}}), \quad (2)$$

$$\text{– політропного к.к.д., } \eta_{\text{пол}} = f_2(Q_{\text{зв}}), \quad (3)$$

$$\text{– ступеня стиснення, } \varepsilon = f_3 \left(\left[\frac{n}{n_{\text{н}}} \right]_{\text{зв}}, Q_{\text{зв}} \right), \quad (4)$$

Слід урахувати, що реальні характеристики нагнітачів відрізняються від так званих «паспортних», що надаються заводом-виробником, як усереднені для партії або типу нагнітача. Причина цих відмінностей у відмінності характеристик окремих нагнітачів в межах технічних умов на поставку заводів-виробників, а також у погіршенні технічного стану в процесі експлуатації, внаслідок ерозійного зносу та забруднення проточної частини. У роботі [4] проведено детальний аналіз існуючих методів визначення характеристик відцентрових нагнітачів ГПА та проаналізовано причини їх погіршення в експлуатаційних умовах.

Отже, використання газодинамічних характеристик для визначення режиму роботи агрегатів, можливе тільки після їх ідентифікації за результатами експериментальних даних.

В умовах експлуатації на нагнітачі штатно вимірюються наступні параметри:

n – частота обертів ротора нагнітача, об/хв.;

$T_{1\text{н}}, T_{2\text{н}}$ – температура газу на вході, виході нагнітача, $^{\circ}\text{C}$;

$p_{1\text{н}}, p_{2\text{н}}$ – тиск газу на вході, виході нагнітача, кПа;

$\delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на вхідному конфузори нагнітача, кПа.

Розрахункові параметри нагнітача:

$T_{2\text{н}}$ – температура газу на виході нагнітача, $^{\circ}\text{C}$;

ε – ступінь підвищення тиску в нагнітачі;

$\eta_{\text{пол}}$ – політропний к.к.д. нагнітача;

$Q_{\text{зв}}$ – зведена об'ємна витрата компримованого газу, $\text{м}^3/\text{год}$;

$\rho_{1\text{н}}$ – густина газу за умовами входу в нагнітач, $\text{кг}/\text{м}^3$;

N_i – внутрішня потужність нагнітача, кВт.

Незалежні параметри моделі ВЦН – $\{p_{\text{атм}},$

$p_{1\text{н}}, T_{1\text{н}}, n\}$.

Залежні параметри моделі ВЦН – $\{T_{2\text{н}}, \varepsilon, \eta_{\text{пол}}, Q_{\text{зв}}, \rho_{1\text{н}}, N_i\}$.

Керуючий параметр – $\{n\}$.

Технологічні обмеження на параметри роботи ВЦН:

– частоти обертання i -го ВЦН обмежуються мінімальними та максимальними припустимими обертами:

$$n_{\text{min}} \leq n_i \leq n_{\text{max}}, \quad (5)$$

– зведена об'ємна продуктивність ВЦН обмежуються мінімальними та максимальними припустимими значеннями:

$$1,1 \cdot Q_{\text{звmin}} \leq Q_{\text{зв}} \leq Q_{\text{звmax}}. \quad (6)$$

Коефіцієнт 1,1 враховує віддаленість робочої точки ВЦН від зони помпажу.

2.2. Модель газотурбінного двигуна

Газотурбінний двигун характеризується дросельною характеристикою та зовнішньою характеристикою, а саме, залежністю потужності двигуна від частоти обертання силової турбіни та турбокомпресора, яка являє собою систему квадратичних парабол [5]:

$$N_{\text{ст}} = f(n_{\text{вт}}, n_{\text{ст}}). \quad (7)$$

Основною умовою спільної роботи газотурбінного приводу і відцентрового нагнітача є баланс їхніх потужностей на кожному з режимів роботи за частотою обертання зв'язаних валів. Потужність газотурбінного приводу пов'язана з потужністю відцентрового нагнітача залежністю

$$N_{\text{ст}} = N_i \cdot \Delta N_{\text{мех}} \left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)^3, \quad (8)$$

де $\Delta N_{\text{мех}}$ – механічні витрати на валу силової турбіни.

Перед використанням характеристик в розрахунках їх потрібно ідентифікувати. Це можна зробити за даними приймально-здавальних випробувань, що робляться на заводі-виробнику після кожного ремонту двигуна. Випробування проводяться на

режимах від малого газу до максимального, параметри вносяться в формуляр двигуна. Також необхідно проведення ідентифікації в процесі експлуатації двигуна для уточнення коефіцієнтів його технічного стану.

Для приводу ГПА відомі емпіричні співвідношення для визначення наявної потужності та витрати паливного газу [6]. Розрахунок режиму відцентрового нагнітача проводять разом з розрахунком параметрів режиму газотурбінного приводу.

В умовах експлуатації на двигуні штатно вимірюються наступні параметри:

n_{BT} – частота обертів ротора високого тиску (BT), об/хв.;

n_{HT} – частота обертів ротора низького тиску (HT), об/хв.;

n_{CT} – частота обертів ротора силової турбіни (СТ), об/хв.;

δp_1 – перепад тисків на вході ГТД, кПа;

T_1 – температура повітря на вході в ГТД, °C;

p_2 – тиск повітря на виході компресора BT, кПа;

T_4 – температура газів на вході СТ, °C;

Розрахункові параметри двигуна:

$Q_{\text{пг}}$ – фактична витрата паливного газу, м³/год;

η_e – ефективний к.к.д. ГТД;

N_e – ефективна потужність ГТД, кВт.

Незалежні параметри моделі ГТД – $\{p_{\text{атм}}, T_1, Q_{\text{пг}}\}$.

Залежні параметри моделі ГТД – $\{\eta_e, N_e\}$.

Керуючий параметр – $\{Q_{\text{пг}}\}$.

Технологічні обмеження на параметри роботи ГТД:

– оберти ротора BT не повинні перевищувати максимальної величини:

$$n_{\text{BT}} \leq n_{\text{BT max}}, \quad (9)$$

– температура газу на вході СТ не повинна перевищувати максимальної величини:

$$T_4 \leq T_{4\text{max}}. \quad (10)$$

2.3. Модель АПО газу

Основу моделі АПО газу складають рівняння теплового балансу та теплопередачі:

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{Г}} = Q_{\text{П}}, \quad (11)$$

$$Q_{\text{T}} = K_{\text{АПО}} \cdot \theta_{\text{ср}} \cdot F \cdot 10^{-3}, \quad (12)$$

$$Q_{\text{Г}} = \frac{Q}{3600} \cdot \rho_{\text{Г}} \cdot c_{\text{р}} \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вих}}), \quad (13)$$

$$Q_{\text{П}} = G_{\text{П}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}), \quad (14)$$

де Q_{T} – кількість тепла, що проходить через поверхню теплообміну, кДж/с;

$Q_{\text{Г}}$ – кількість тепла, що віддається охолоджуваному газом, кДж/с;

$Q_{\text{П}}$ – кількість тепла, що віддається охолоджуючим повітрям, кДж/с;

Q – об'ємна витрата газу, м³/год;

$K_{\text{АПО}}$ – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

$\theta_{\text{ср}}$ – середній температурний напір, °C;

F – поверхня теплообміну, м²;

$G_{\text{П}}$ – витрата повітря, м³/с;

$c_{\text{р}}, c_{\text{рп}}$ – середні теплоємності газу и повітря, кДж/(кг·К);

$T_{\text{вх}}, T_{\text{вих}}$ – початкова та кінцева температура газу, °C;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ – початкова та кінцева температура повітря, °C.

Основні фактори, що впливають та теплову продуктивність АПО:

– конструктивні особливості АПО;

– ступінь забрудненості поверхонь теплообміну;

– режим транспорту газу, який характеризується кількістю працюючих ГПА, що визначає ступінь стиснення, витрату та температуру газу на вході АПО;

– температура та масова витрата охолоджуючого повітря.

Використовуючи рівняння (11 – 14) і відомі методи теплового та гідравлічного розрахунку [7], можна розрахувати кінцеву температуру газу на виході з АПО.

Вплив забрудненості поверхонь теплообміну на фактичні характеристики АПО урахується при визначенні коефіцієнту теплопередачі:

$$K_{\text{АПО}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \psi + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + r_{\text{Звн}} \cdot \psi + r_{\text{Зн}}}, \quad (15)$$

де ψ – коефіцієнт збільшення поверхні;

$\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони газу, Вт/(м²·К);

$\alpha_{\text{н}}$ – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря, Вт/(м²·К);

$r_{\text{Звн}}$ – тепловий опір забруднень зі сторони газу, м²·К/Вт;

$\tau_{\text{ЗН}}$ – тепловий опір забруднень зі сторони повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

Значення величин теплових опорів забруднень як зі сторони газу, так і повітря для кожної секції АПО повинні визначатися на основі експериментальних даних, отриманих в умовах експлуатації.

В умовах експлуатації для контролю роботи АПО газу на ДКС використовуються наступні штатно вимірювані параметри по кожному ступеню стиснення:

Q – об'ємна витрата газу, $\text{м}^3 / \text{год}$;

$P_{\text{ВХ}}$ – початковий тиск газу, кПа ;

$T_{\text{ВХ}}, T_{\text{ВИХ}}$ – початкова та кінцева температура газу, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{ВХ}}$ – початкова температура повітря, $^{\circ}\text{C}$.

Керуючим параметром виступає кількість включених вентиляторів в секціях АПО, $n_{\text{В}}$.

Розрахункові параметри АПО газу:

$G_{\text{П}}$ – витрата повітря, $\text{м}^3 / \text{с}$;

$T_{\text{ВИХ}}$ – кінцева температура газу, $^{\circ}\text{C}$;

$N_{\text{ВЕНТ}}$ – потужність, затрачувана на привод вентиляторів, Вт ;

$E = \frac{Q}{Q_{\text{max}}}$ – коефіцієнт теплової ефективності.

Незалежні параметри моделі АПО – $\{t_{\text{ВХ}}, P_{\text{ВХ}}, T_{\text{ВХ}}, G_{\text{П}}, n_{\text{В}}\}$.

Залежні параметрів моделі АПО – $\{T_{\text{ВИХ}}, N_{\text{ВЕНТ}}, G_{\text{П}}\}$.

Керуючий параметр – $\{n_{\text{В}}\}$.

Технологічні обмеження на параметри роботи АПО газу:

- витрата повітря для охолодження газу не може бути більшою витрати повітря, що визначається максимальною кількістю включених вентиляторів:

$$G_{\text{П}} \leq G_{\text{Пmax}} \quad (16)$$

Висновки

Таким чином, рівняння та нерівності (1) – (16) являють модель компресорного цеху ДКС при роботі за двоступеневою схемою стиснення. Оптимізація режиму роботи ДКС з урахуванням технічного

стану основного обладнання цеху виконується, як між ступенями стиснення так і в межах групи ГПА в кожному ступеню. Врахування впливу атмосферних умов та технологічних обмежень на параметри роботи газотурбінного двигуна і нагнітача, використання моделі АПО газу, дозволяють отримати достовірні прогностичні режими роботи компресорного цеху при розрахунках оптимальних режимів.

Література

1. Галко Т.М. Особливості проектування розробки газоконденсатних родовищ на завершальній стадії [Текст] / Т.М. Галко, В.В. Аксьонов // *Нафтова і газова промисловість*. – 2009. – №2. – С. 28-30.
2. Жаріков В.М. Сучасний стан питання оптимізації режимів роботи газотурбінних газоперекачувальних агрегатів системи / В.М. Жаріков // *Вісник двигунобудування. Науково-технічний журнал*. – Запоріжжя: ОАО «Мотор-Січ». – 2010. – №2. – С. 34-39.
3. Тевяшева О.А. Учет работы средств локальной автоматизации КС при решении задач моделирования и оптимизации режимов работы газотранспортной системы / О.А. Тевяшева, М.В. Пожидаев // *Проблеми нафтогазової промисловості: Зб. наук. праць. Вип. 5*. – Київ, 2007. – С. 345-352.
4. Герасименко В.П. Определение характеристик центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях / В.П. Герасименко // *Питання розвитку газової промисловості України: Збірник наукових праць*. – Х.: УкрНДІгазу. – 2009. Вип. XXXVII. – С. 293-299.
5. Герасименко В.П. Математичне моделювання газотурбінного приводу газоперекачувального агрегату / В.П. Герасименко, А.С. Мандра, М.В. Кучерук, Т.М. Нурмухаметов // *Нафтова і газова промисловість*. – 2002. – № 4. – С. 37-38.
6. Волков М.М. Справочник работника газовой промышленности: справочное издание / М.М. Волков, А.Л. Михеев, К.А. Конев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1989. – 286 с. : ил. – ISBN 5-247-00735-2 (в пер.).
7. Мустафин Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие для вузов / Ф.М. Мустафин, Н.И. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов и др. ; Уфим. гос. нефтяной техн. ун-т. – 2-е изд., перераб. и доп. – Уфа : Монография, 2002. – 383 с. – ISBN 5-94920-006-3 (в пер.).

Надійшла до редакції 10.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедри 203 С.В. Єпіфанов, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», Харків.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДКС С ГАЗОТУРБИННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ДВУСТУПЕНЧАТОМ СЖАТИИ ГАЗА

В.Н. Жариков

Рассмотрены особенности технологической схемы дожимной компрессорной станции с двухступенчатой схемой сжатия природного газа. Проанализированы способы информационного представления компрессорных станций для целей моделирования и выбран наиболее оптимальный. Компрессорный цех представлен как совокупность дискретных моделей основного оборудования. Предложена постановка задачи оптимизации режима работы компрессорного цеха с газотурбинными газоперекачивающими агрегатами, которые работают в группах на дожимной компрессорной станции в две ступени сжатия.

Ключевые слова: дожимная компрессорная станция, компрессорный цех, газоперекачивающий агрегат, газотурбинный двигатель, центробежный нагнетатель, аппарат воздушного охлаждения, приведенные характеристики, оптимизация режимов.

OPTIMIZATION OF REGIMES OF BCS WITH GAS TURBINE DRIVE AT TWO-STAGE GAS COMPRESSION

V.N. Zharikov

The features of the technological scheme of booster compressor station with a two-stage scheme of the natural gas compression were considered. The methods of information representation of compressor stations for the purpose of modeling were analyzed and the more optimal is chosen. The compressor workshop is represented as a set of discrete models of basic equipment. The formulation of the problem of optimization of regime of compressor workshop with gas turbine compressor units, which work in groups on the booster compressor station in two stages of compression were proposed.

Key words: booster compressor station, compressor workshop, gas compressor unit, gas turbine unit, centrifugal supercharger, adapted the characteristics, optimization of regimes.

Жаріков Віталій Миколайович – науковий співробітник відділу компресорних станцій та АГНКС Українського науково-дослідного інституту природних газів, Харків, Україна.

УДК 004.896

Г.П. МІХНЄВА

*Національний авіаційний університет, Київ***ИНТЕЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ВИМІРЮВАЛЬНИМ РОБОТОМ**

Наведено аналітичний огляд досліджень по побудові інтелектуальних систем управління технологічними системами та процесами з метою знаходження методів побудови оптимальних траєкторій переміщення електромеханічних приводів координатно-вимірювальних машинах (КВМ) при вимірюванні деталей. Запропоновано, для знаходження оптимального маршруту при вимірюванні деталі на КВМ застосувати алгоритм з використанням нейронної мережі Хопфілда. Застосування нейронних мереж в системах, які реалізують елементи інтелектуального управління, дозволяє коректувати параметри процесу вимірювання деталі в реальному часі.

Ключові слова: оптимальні траєкторії руху, нейронні мережі Хопфілда, координатно-вимірювальні машини.

Вступ

Одним з найважливіших вимог сучасного машинобудування до технологічних систем є підвищення ефективності та точності їх функціонування за всіма параметрами якості. При існуючих досягненнях науки і техніки проблема залишається актуальною, що пов'язано з низкою обставин і труднощів, до числа яких належать:

- постійне збільшення номенклатури виробів;
- постійне посилення вимог до якості виробів;
- скорочення часових циклів виготовлення продукції;
- обмежена можливість отримання інформації про процеси, в тому числі з «нечіткості» одержуваної інформації та ін.

У таких умовах все більше уваги приділяється побудові інтелектуальних систем керування технологічними системами в тому числі й процесами обробки інформації при контролі деталей на вимірювальних роботах (ВР), зокрема із застосуванням координатно-вимірювальних машин (КВМ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Безперервне зростання продуктивності сучасних комп'ютерних систем, розвиток нових інформаційних технологій дозволяє впроваджувати покращені методи обробки інформації в системах управління рухом виконавчих органів у КВМ та ВР.

Одним з найважливіших етапів побудови системи керування процесом обробки інформації при вимірюванні деталей на КВМ є знаходження оптимальної кількості точок вимірювання з визначенням оптимальних траєкторій переміщення електромеханічних приводів КВМ. При цьому кількість вимірювальних головок, що забезпечують послідовне вимі-

рювання різних ділянок поверхні деталі, має бути мінімальним та забезпечувати задану точність вимірювань.

Зазвичай, оптимізація шляху зводиться до мінімізації співвідношення кількості віртуальних проходів вимірювальними приводами КВМ до числа вимірюваних точок.

Відомо, що довжина шляху - не єдина складова оптимізації. Тому не менш важливою компонентою оптимізації процесу вимірювання є енергетичні витрати на здійснення процесу вимірювання.

Таким чином, задача визначення оптимального шляху полягає в знаходженні такої послідовності та кількості виконання вимірювань партії деталей, з мінімальним часом виконання технологічних операцій на КВМ та мінімальними технологічними витратами на управління електромеханічними приводами (струм, напруга та тиск повітря).

Останнім часом в якості нових обчислювальних засобів розглядають штучні нейронні мережі (ШНМ) [1, 2].

Теорія апарату ШНМ в даний час є добре розвиненою [4-6].

Проте продовження досліджень з метою розробки нових інформаційних технологій, які дозволять інтелектуалізувати процеси обробки інформації, є обґрунтованим і представляє великий теоретичний та практичний інтерес.

Постановка задачі. Мета роботи полягає в знаходженні методів побудови оптимальних траєкторій переміщення електромеханічних приводів КВМ при вимірюванні деталей, які дозволять мінімізувати енерговитрати та час на переміщення приводів з однієї точки поверхні деталі в іншу з мінімальною похибкою вимірювань.

Розв'язання проблеми

Дана задача відноситься до класу дискретних комбінаторних задач оптимізації, що не мають простих аналітичних рішень. Рішення таких задач можна отримати тільки повним перебором варіантів. Часто кількість варіантів швидко зростає з числом структурних елементів N в задачі та пошук точного рішення для практично корисних значень N стає свідомо дорогим. При формулюванні таких задач у термінах оптимізації функції Ляпунова ШНМ дає потужний інструмент пошуку наближеного рішення.

У даній роботі запропоновано для знаходження оптимального маршруту при вимірюванні деталі на КВМ застосувати алгоритм з використанням ШНМ Хопфілда.

Нейронна мережа Хопфілда являє собою шар адаптивних суматорів з зворотними зв'язками, вихідні сигнали яких надходять з деякою тимчасовою затримкою на входи нейронів, в результаті чого вихідний сигнал нейронної мережі формується лише після того, як мережа досягне динамічної рівноваги [8].

Стан кожного i -го нейрона визначається його вихідним сигналом F_i . В архітектурі ШНМ, що реалізує бінарні операції, функція F_i може приймати значення $F_i^0 = 0$ або $F_i^1 = 1$. Вихідний сигнал кожного нейрона H_i представляє собою суперпозицію двох сигналів: зовнішнього сигналу I_i і сигналу зворотного зв'язку, у вигляді суми вихідних сигналів інших нейронів. Тоді

$$H_i = \sum_{j=1}^J w_{ij} F_j + I_i, \quad (1)$$

де w_{ij} – вага синаптичного зв'язку, що з'єднує j -й нейрон з i -м нейроном; $w_{ij} = 0$ якщо $i = j$.

Кожен нейрон змінює свій стан в залежності від заданого рівня активації S_i

$$F_i \begin{cases} \downarrow F_i^0, & H_i < S, \\ \uparrow F_i^1, & H_i > S. \end{cases} \quad (2)$$

Якщо припустити, що вагові коефіцієнти синаптичних зв'язків w_{ij} є фіксованими для всіх i та j то система рівнянь (1), (2) визначає стохастичний процес, який досягає стійких положень рівноваги в залежності від зовнішніх значень I_i .

Доказ збіжності може бути отримано з аналізу функції Ляпунова [7], яка для нейронної мережі із зворотними зв'язками має вигляд:

$$\dot{A} = -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J w_{ij} F_i F_j - \sum_{i=1}^I I_i F_i + \sum_{i=1}^I S_i F_i \quad (3)$$

та представляє собою квадратичний функціонал стану нейронної мережі. Зміна функції E внаслідок зміни стану i -го нейрона на ΔF_i представляється у вигляді

$$\Delta E = - \left[\sum_{j=1}^J w_{ij} F_j + I_i + S_i \right] \Delta F_i \quad (4)$$

З рівняння (2) видно, що величина ΔF_i приймає позитивні значення тільки в тому випадку, коли $\sum_{j=1}^J w_{ij} F_j + I_i + S_i > 0$, та навпаки приймає негативні значення якщо $\sum_{j=1}^J w_{ij} F_j + I_i + S_i < 0$. Тому до-

вольна зміна стану нейрона в архітектурі ШНМ Хопфілда призводить до зменшення енергетичної функції всієї системи.

Для вирішення поставленої задачі для ШНМ складається функція обчислювальної енергії. Вважаємо, що стан з найменшою енергією відповідає найкоротшому шляху.

У загальному вигляді така функція для нейронної мережі Хопфілда має вигляд:

$$E = -\frac{1}{2} \sum_i \sum_j w_{ij} Y_i Y_j - \sum_j I_j Y_j - \sum_j T_j Y_j, \quad (5)$$

де E – штучна енергія мережі; Y_j – вихід нейрона j ; I_j – зовнішній вхід нейрона j ; T_j – поріг нейрона j .

Зміну енергії, викликану зміною стану j -нейрона, можна обчислити:

$$\delta E = \left(\sum_i (w_{ij} Y_i) + I_j - T_j \right) \delta Y_j, \quad (6)$$

де δY_j – зміна виходу j -го нейрону.

Для даної системи функція енергії повинна задовольняти наступним вимогам: вона повинна підтримувати стійкість рухів; з усіх можливих рішень функція енергії повинна підтримувати ті, які відповідають коротким маршрутам.

Цим вимогам задовольняє функція енергії виду:

$$E = \frac{A}{2} \sum_x \sum_i \sum_{j \neq i} Y_{xi} Y_{xj} + \frac{B}{2} \sum_i \sum_x \sum_{k \neq i} Y_{xi} Y_{ki} + \frac{C}{2} \left(\sum_x \sum_i Y_{xi} - n \right)^2 + \frac{D}{2} \sum_x \sum_{k \neq x} \sum_i d_{xk} Y_{xi} \times (Y_{kj+1} + Y_{kj-1}), \quad (7)$$

(при цьому $Y_j = 0, 1$),

де A, B, C, D – позитивні множники.

Перший член дорівнює нулю, якщо відвідується точка тільки один раз, другий член дорівнює нулю, якщо в кожен момент відвідується лише одна точка. Третій член дорівнює нулю, якщо відвіду-

ються всі задані контрольні точки. При виконанні цих умов функція енергії має мінімуми в усіх станках. У всіх інших випадках функція енергії має більш високу енергію.

Висновки

Використання ШНМ в системах керування дозволить коректувати параметри процесу вимірювання деталі в реальному часі. Також, може бути забезпечена функціональна самоорганізація, що забезпечує задану точність та швидкодію процесу вимірювання за допомогою механізму самонавчання при контролі однотипних деталей на КВМ.

Література

1. Hong S.G. *The Minimum cost path finding algorithm using a Hopfield type neural network* / S.G. Hong, S.W. Kim, Ju-Jang Lee // *IEEE, Fuzzy Systems: internat. conf.*, 1995 : conf. proc. – 1995. - №4. – P.1719-1726.
2. Нечаев Ю.Б. *Применение нейронных сетей в задачах управления маршрутизацией* / Ю.Б. Нечаев, Ю.А. Дергачев // *Вестник Воронежского государственного университета, серия: Системный анализ и информационные технологии*. – 2009. – №1. – С. 42-45.

3. Пупков К.А. *Научно-техническая программа: Интеллектуальные системы* / К.А. Пупков // *Комплексные научные, научно-технические и образовательные программы и проекты Гособразования СССР 1989-1994 гг.* – М.: Госком. СССР по народн. обр., 1991. С. 39-41.

4. Хайкин С. *Нейронные сети: полный курс* / С. Хайкин. – М.: Вильямс, 2006. – 1104 с.

5. Осовский С. *Нейронные сети для обработки информации* / С. Осовский; пер с польского И.Д. Рудинского. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 344 с.

6. Терехов В.А. *Нейросетевые системы управления: учеб. пособие для вузов* / В.А. Терехов, Д.В. Ефимов, И.Ю. Тюкин. – М.: Высш. шк. 2002. – 183 с.

7. *Нейроинформатика* / [Горбань А. Н., Дунин, Барковский В. Л., Кардин А. Н. и др.] ; под ред. Новикова Е. А.. – Новосибирск : Наука, 1998. – 295 с.

8. Рычагов М.Н. *Нейронные сети: многослойный перцептрон и сети Хопфилда* [Электронный ресурс] / М.Н. Рычагов // *Математика в приложениях*. – 2003. - №1 (1). – С. 29 – 37. – Режим доступа до журн.: <http://www.lib.csu.ru/dl/bases/prg/kompress/articles/ExponentaPro/07.pdf>

Надійшла до редакції 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри інформаційних технологій В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫМ РОБОТОМ

Г.П. Михнева

Представлен аналитический обзор исследований по построению интеллектуальных систем управления технологическими системами и процессами с целью нахождения методов построения оптимальных траекторий перемещения электромеханических приводов координатно-измерительной машины при измерении деталей. Предлагается, для нахождения оптимального маршрута при измерении детали на координатно-измерительных машинах применить алгоритм с использованием нейронной сети Хопфилда. Применение нейронных сетей в системах, реализующих элементы интеллектуального управления, позволит корректировать параметры процесса измерения детали в реальном времени.

Ключевые слова: оптимальные траектории движения, нейронные сети Хопфилда, координатно-измерительные машины.

INTELLIGENT CONTROL SYSTEM OF THE MEASURING ROBOT

G.P. Mikhneva

An analytical review of studies on the construction of intelligent control systems of systems and processes with the aim of finding methods for constructing optimal trajectories of moving electromechanical actuators coordinate measuring machine for measuring parts. It is proposed to find the optimal route for measuring parts on coordinate measuring machines, the algorithm using Hopfield neural network. Apply neural networks in systems that implement the elements of intelligent control, will adjust the parameters of the measurement details in real time.

Key words: optimal trajectory, Hopfield neural network, coordinate measuring machines.

Михнева Галина Петрівна – аспірант, Національний авіаційний університет, Київ, Україна, e-mail: M--Galina@yandex.ru.

УДК. 681.2 (043.2)

Т.С. МІЦАЙ

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ПОБУДОВИ ОПТИМАЛЬНОГО МАРШРУТУ РУХУ МОБІЛЬНОГО РОБОТА

Розглянуто алгоритм оптимального планування маршрутів у загальній постановці. Маршрут будується у вигляді ітераційного процесу покращення розв'язків, причому на першому етапі для прокладення маршруту використовується хвильовий алгоритм з обчислювальною складністю пропорційною числу вузлів графа. На наступних етапах алгоритму відбувається уточнення маршруту за рахунок послідовного виконання просторової фільтрації матриці накопичених витрат та матриці напрямів. Алгоритм завершується при стабілізації накопичених витрат для вузлів графа. Швидкодія алгоритмів залежить від необхідної точності побудови маршруту.

Ключові слова: карта місцевості, планування траєкторії, оптимальний рух, хвильовий алгоритм, зважений граф, накопичені витрати, алгоритм фільтрації.

Вступ

В даний час мобільні роботи отримують все більш широке застосування. Конструювання роботів, що здатні долати перешкоди на пересіченій місцевості та в транспортній мережі без допомоги людини, стає складним завданням через те, що заздалегідь невідомі властивості робочого простору. Тому при проектуванні неможливо врахувати всі можливі умови, з якими доведеться зіткнутися мобільному роботу. Отже, проблема проектування мобільних роботів та задача прокладення оптимального за рівнем транспортних витрат шляху є актуальною. До задач знаходження оптимального шляху можна віднести: оцінку транспортної доступності для територіально-розподілених систем охорони, планування оптимальних маршрутів руху робототехнічних систем на пересіченій місцевості, моделювання прокладки маршрутів в тренажерах мобільних систем і комп'ютерні ігри.

В якості базового алгоритму прокладення оптимальних маршрутів використовують принцип динамічного планування Форда-Беллмана для зважених графів [1-3], де вершинами графа є центри елементарних ділянок карти, а дуги відповідають переходам між центрами суміжних ділянок. Для транспортної мережі вершинами графа є вузли транспортної мережі, а дуги відповідають переходам між вузлами. Алгоритми запропоновані в наступні роки (алгоритми Дейкстри [4], Беллмана – Калаба [1], А-зірка та ін.) в основному є варіаціями базового алгоритму для окремих випадків задач, завдяки чому досягається більш висока обчислювальна ефективність даних алгоритмів в порівнянні з базовим алгоритмом.

Постановка задачі. Задача планування оптимального шляху в загальній постановці формулюється наступним чином. Розробити алгоритм руху мобільного робота на основі нових інформаційних технологій: на карті місцевості необхідно визначити маршрут руху від множини стартових точок до множини кінцевих точок з мінімальними транспортними витратами за умови, що стартові і кінцеві точки завчасно невідомі і визначаються в процесі оптимізації.

Розв'язання задачі

Траєкторія руху робота будується у вигляді послідовного покращення рішень. Карта місцевості представлена у вигляді матриці $Z = z(y, x)$, де кожен елемент визначає максимальні витрати на подолання ділянки з координатами (y, x) , де y – номер рядка матриці, x – номер стовпця. Ділянка місцевості, що відповідає елементу матриці це квадрат із стороною d , правильно орієнтований уздовж координатних осей. Максимальні витрати отримуємо в результаті перетину ділянки по діагоналі, а витрати при перетині уздовж будь-якої координатної осі в $\sqrt{2}$ раз менше максимальних.

Вважаємо, що перехід з даної ділянки на суміжну здійснюється з центру одного квадрату в центр іншого, тому витрати на перехід визначаються як середнє значення витрат двох суміжних ділянок:

$$z_{12} = (z_1 + z_2) / 2.$$

Витрати на маршрут визначаються сумою витрат на переходах між усіма точками маршруту:

$$Q = \sum_{i=1}^{N-1} z_{i,i+1},$$

де N – кількість точок маршруту.

При побудові оптимального маршруту на кожному кроці необхідно вибирати напрям подальшого руху. Результат вибору називається кроковим керуванням і позначається u_k . Керування всією операцією складається з сукупності крокових керувань:

$$U = (u_1, u_2, \dots, u_{m-1}).$$

Маршрути задаються координатами елементарних ділянок карти, тому крокові керування і накопичені витрати для множини маршрутів представляються у вигляді матриць $U = u(y, x)$ і $Q = q(y, x)$, а крокове переміщення реалізується в межах маски розміром 3×3 . Це дозволяє інтерпретувати матрицю накопичених витрат у вигляді зображення і використовувати методи рекурсивної просторової фільтрації для знаходження оптимальних маршрутів.

Початкове значення елементів матриці накопичених витрат реалізується алгоритмом, що дозволяє знайти найкоротший шлях у графі (хвильовий алгоритм) з числом обчислювальних операцій, пропорційним числу елементів матричної карти. Ці значення дають першу оцінку оптимальних маршрутів.

На основі динамічного принципу Беллмана можна запропонувати наступний варіант алгоритму розв'язку загальної задачі оптимального планування шляху. Від точок стартової множини, будується набір оптимальних траєкторій до тих пір, доки деяка оптимальна траєкторія не досягне будь-якої кінцевої точки. На кожному кроці алгоритму запам'ятовується оптимальний напрям переходу в деяку точку (крокове керування на попередньому кроці), що дозволяє відновити оптимальний маршрут після досягнення кінцевої точки.

Матриця накопичених витрат Q і матриця напрямів U інтерпретуються як двовимірні зображення. Значення кожного елемента матриці відповідає рівню яскравості зображення. Алгоритм побудови набору оптимальних траєкторій реалізується як багатоступінчатий просторовий параметричний ранговий фільтр з маскою розміром 3×3 .

Фільтрація виконується для матриць накопичених витрат $Q = q(y, x)$ і матриці крокових керувань $U = u(y, x)$. Матриця $Z = z(y, x)$ визначає параметр фільтра для кожної точки (елемента) матриць Q і U . Набір траєкторій будується від множини стартових точок і розповсюджується в усіх напрямках карти місцевості.

Маску просторової фільтрації з центром у точці (y, x) множини стартових точок, що розповсюджується у всіх напрямках карти можна представити як

$$\begin{bmatrix} (y-1, x-1) & (y-1, x) & (y-1, x+1) \\ (y, x-1) & (y, x) & (y, x+1) \\ (y+1, x-1) & (y+1, x) & (y+1, x+1) \end{bmatrix}.$$

Кількість застосування фільтрів заздалегідь невідома, але кожен наступний етап фільтрації покращує результати попереднього. Матриця витрат Z містить відносні витрати, її елементи приймають значення з діапазону $[0, 1]$ (0 - мінімальні витрати, 1 - максимальні витрати в межах зони). Недосяжні області приймають значення ∞ . Матриця може мати необроблювані області, що помічені символом Na . Значення елемента матриці $z(y, x)$, використовується як параметр просторового фільтра в точці (y, x) . Матриця накопичених витрат $Q = q(y, x)$ має розмірність матриці Z і містить такі області:

– необроблювана область, точки якої помічені символом Na та не беруть участі у просторовій фільтрації;

– стартові точки (це може бути і одна точка) визначають межу, з якої розповсюджується хвильовий процес накопичення витрат;

– точки, до яких хвильовий фронт ще не дійшов, мають значення ∞ . В процесі виконання алгоритму значення цих точок змінюється і наприкінці першого етапу алгоритму вони містять оцінку мінімальних витрат на пересування від множини стартових точок до даної точки.

Матриця крокових керувань $U = u(y, x)$ має розмірність матриці Z . Елемент матриці U містять у собі структуру з двох координат. В процесі виконання алгоритму елементи матриці U містять значення координат, що вказують на попередню сусідню точку оптимального маршруту.

При просторовій фільтрації маска послідовно переміщається уздовж рядків і стовпців зображення, формуючи при цьому нові значення яскравості. Однак на першому рівні фільтрації така реалізація виявляється неефективною, оскільки більшість точок матриці Q (що мають нескінченні значення) не межують зі стартовими точками і тому не змінюють свого значення. При пересуванні маски уздовж межі тільки частина точок, що покриваються маскою, може бути використана для обчислення накопичених витрат. Це означає, що в процесі обчислення крокових керувань будуть пропущені деякі напрями через те, що заздалегідь невідомо майбутній рух. Після першого етапу фільтрації одержимо оцінки накопичених витрат для всіх точок матриці Q (оцінки першого наближення). При цьому в матриці напрямів $U(y, x)$ всі елементи будуть містити напрями маршруту першого наближення, і подальші етапи фільтрації будуть тільки уточнювати його.

Оскільки після першого етапу матриці Q і U повністю визначені, то на подальших рівнях фільтрації сканування маскою виконується послідовно по рядках і стовпцях, при цьому фільтр маски використовує всі можливі варіанти крокових керувань.

Алгоритм фільтрації відбувається у декілька етапів. На першому рівні фільтрації алгоритм розповсюджується від стартових точок у вигляді хвилі. Фронт хвилі будується наступним чином. Множина стартових точок розглядається як початковий фронт хвилі. Маска позиціонується в стартову точку карти і в матрицях витрат Z , Q , переглядаються усі точки, що покриваються маскою. Точки, для яких значення в матриці Z рівні ∞ , а значення в матриці Q кінцеві, переносяться в список граничних точок. З множини стартових точок формується список, з якого видаляються точки, що повторюються. Це можна подати у вигляді логічного виразу:

$$(y, x) \in \text{Front}, \text{ якщо}$$

$$\left\{ q(y, x) = \infty; z(y, x) \neq \infty, \neq \text{Na}; q(y^*, x^*) \neq \infty \right\}, \quad (1)$$

де y, x – координати поля маски, що рухається; y^*, x^* – координати точок поточного фронту хвилі. Фільтрація виконується для усіх елементів списку граничних точок. З цієї метою маска позиціонується в граничну точку (y, x) і виконується обчислення нового значення накопичених витрат за наступним правилом:

$$q(y, x) = \min_{i,j} (q(y + j, x + i) + z_{ji}(y, x)), \quad (2)$$

де $j, i = 0, \pm 1$ – індекси маски з ненульовими значеннями елементів; $z_{00}(y, x) = 0$.

В центральних областях карти матриця фільтруючої маски приймає вид одиничної матриці.

При перетині кордону карти елементи матриці маски стають рівними нулю. Значення відповідного елемента матриці керувань встановлюється на позицію точки мінімуму у виразі (2):

$$u(y, x) = \arg \min_{i,j} (q(y + j, x + i) + z_{ji}(y, x)). \quad (3)$$

Отриманий фронт використовується для побудови нового списку граничних точок. Процедура хвильової фільтрації повторюється для нового списку граничних точок. Ітераційний процес закінчується за умови, що новий фронт не містить жодної точки. Після виконання першого етапу всі точки матриці накопичених витрат, що мали значення ∞ , набувають кінцевого позитивного значення.

На наступних етапах алгоритму послідовно переглядаються усі точки карти, для яких $q(y, x) \neq \text{Na}$ і виконується корекція значень мат-

риць Q і U , відповідно до формул (2) і (3). Фільтрація закінчується, коли матриці Q двох послідовних етапів співпадають.

При побудові оптимального маршруту можливі наступні варіанти:

1. Стартових точок декілька. Необхідно прокласти маршрут від найближчої стартової точки до заданої кінцевої точки з координатами (y_k, x_k) . У цьому разі точки маршруту відновлюються по ланцюгу крокових керувань:

$$x_{k-1} = u(y_k, x_k) \cdot x, \quad y_{k-1} = u(y_k, x_k) \cdot y.$$

2. Кінцева точка не задана, але визначено множину, якій вона належить. У цьому разі на заданій множині необхідно знайти точку, в якій $q(y, x) \rightarrow \min$ і далі повторити пункту 1 алгоритму.

3. Якщо задані початкова і кінцева точки, то алгоритм необхідно виконати для початкового фронту, що складається з однієї стартової точки.

Для того, щоб побудувати фронт транспортної доступності, в матриці накопичених витрат шукаються точки, що задовольняють умові: $q(y, x) \approx L$, де L – рівень витрат на лінії фронту. Міра наближення може бути задана, наприклад, у відсотках від рівня L .

Розглянемо модифікований алгоритм знаходження оптимального маршруту для транспортної мережі. Представимо транспортну мережу топологічною моделлю у вигляді зваженого графа G . Ребра графа відповідають однорідним сегментам транспортної мережі, а вузли – точкам розгалуження. Кожному ребру графа поставлено у відповідність значення тимчасових витрат на подолання сегмента. Сегментні витрати визначаються геометричною довжиною сегмента і середньою швидкістю руху об'єкта уздовж сегмента.

Позначимо через S множину стартових точок і через E множину кінцевих точок. Для кожного вузла мережі введемо поняття накопичених витрат. Накопичені витрати визначаються мінімальними сумарними витратами на переміщення з найближчої стартової точки в дану точку.

Починаючи від множини стартових точок, будується набір оптимальних траєкторій до тих пір, поки деяка оптимальна траєкторія не досягне кінцевої точки. В кожній вузловій точці проводиться обчислення мінімальних накопичених витрат по відношенню до найближчої стартової точки. Крім того запам'ятовується сегмент оптимального маршруту (оптимальне крокове керування на попередньому кроці), що дозволяє після досягнення кінцевої точки відновити весь оптимальний маршрут.

Зважений граф транспортної мережі задається квадратною матрицею витрат $Z = z(i, j)$. Розмір матриці визначається числом вершин в графі. Кожен елемент матриці містить витратами на переміщення між суміжними вершинами. В загальному випадку матриця може бути не симетричною $z(i, j) \neq z(j, i)$. Якщо вершини не є суміжними, то значення елемента матриці рівне ∞ . Крім того елемент матриці може мати значення 0, якщо $i = j$ або значення Na – такий сегмент не бере участь в побудові оптимального маршруту.

Накопичені витрати зберігаються в масиві Q . Кожний елемент масиву відповідає вершині графа. Спочатку елементам масиву Q привласнюється значення ∞ . Якщо ж усі сегменти оточення для відповідної вершини графа мають значення Na , то елементу масиву Q привласнюється значення Na .

На першому етапі алгоритму накопичення витрат відбувається у вигляді хвилі від стартових точок. Будуємо фронт хвилі: множина стартових точок розглядається як початковий фронт хвилі. Алгоритм фокусується в стартовій точці, в матриці ваг Z і масиві накопичених витрат Q . Переглядаються усі сегменти і вузли найближчого оточення. Елементи, для яких значення в масиві Q рівні ∞ і при цьому відповідні значення в матриці сегментних витрат Z кінцеві, переносяться в список граничних точок. Із множини стартових точок формується список, з якого в подальшому видаляють точки, що повторюються. Формулу побудови нового фронту можна записати у вигляді логічного виразу:

$$i \in \text{Front}, \text{ якщо } \{q(i) = \infty \ \& \ z(i, j) \neq \infty, Na\}. \quad (4)$$

Алгоритм фокусується в граничну точку i і виконується обчислення нового значення накопичених витрат за наступним правилом:

$$q(i) = \min_{j \in q^{-1}(i)} (q(j) + z_{ji}). \quad (5)$$

Значення відповідного елемента масиву крокових керувань встановлюється по позиції точки мінімуму у виразі (5):

$$u(i) = \arg \min_{j \in q^{-1}(i)} (q(j) + z_{ji}). \quad (6)$$

Коли всі точки поточного фронту пройдені, будується новий фронт за вищерозглянутим алгоритмом. Ітераційний процес першого етапу закінчується тоді, коли новий фронт не містить жодної точки. Після виконання першого етапу алгоритму всі точки масиву накопичених витрат Q , що були рівними ∞ , набувають кінцевого позитивного значення.

На наступних етапах послідовно розглядаються всі точки зони, для яких $q(i) \neq Na$ і виконується корекція значень масивів Q та U , відповідно до ви-

разів (5) і (6). Фільтрація закінчується коли масиви двох суміжних етапів рівні.

При побудові оптимального маршруту можливі наступні варіанти:

1. Стартових точок декілька. Необхідно прокласти маршрут від найближчої стартової точки s_{i_1} до заданої кінцевої точки e_{i_k} . У цьому разі вузлові точки маршруту відновлюються по ланцюжку крокових керувань: $i_{k-1} = c(i_k)$.

2. Кінцева вузлова точка не задана, але визначена множина, якій вона належить. У цьому разі на заданій множині необхідно знайти вузлову точку, в якій $q(i_k) \rightarrow \min$ і далі повторити пункт 1 алгоритму.

3. Якщо задані початкова і кінцева вузлові точки, то алгоритм формування масиву накопичених витрат необхідно виконати для початкового фронту, що складається з однієї стартової точки.

При цьому фронт транспортної доступності є лінією, в кожному точку якої можна потрапити із стартової точки приблизно з однаковим рівнем витрат L , її вузловим точкам відповідають координати (x_i, y_i) . В масиві накопичених витрат Q шукаються точки, що задовольняють умові: $q(i) \approx L$.

Також можливий комбінований рух, що складається з етапу руху по транспортній мережі з використанням транспортних засобів і етапу руху по пересіченій місцевості. Розглянемо алгоритм прокладення оптимального шляху для такого випадку. За допомогою хвильового алгоритму визначаються витрати на переміщення із множини стартових вузлів в усі вузли транспортної мережі, що розглядаються як стартові точки для оптимального алгоритму руху по пересіченій місцевості, причому для стартових точок задається початковий рівень витрат, що отримано при розрахунку маршруту для транспортної мережі. За допомогою хвильового алгоритму знаходиться оптимальний маршрут руху по пересіченій місцевості від множини стартових точок. Знаходиться оптимальна стартова точка (вузол транспортної мережі, що належить оптимальному маршруту).

Точність першого наближення визначається максимальною відстанню між оптимальною стартовою точкою і суміжними з нею вузлами.

Сегменти транспортної мережі інцидентні до оптимальної стартової точки деталізують додатковим числом вузлів. За допомогою хвильового алгоритму визначаються витрати на переміщення із стартового вузла до новостворених додаткових вузлів транспортної мережі. На подальших рівнях фільтрації уточнюється розв'язок в транспортній мережі. Множина додаткових вузлів мережі разом з оптимальною стартовою точкою розглядаються як стартові точки для оптимального алгоритму руху по пересіченій місцевос-

ті, причому для стартових точок задається рівень витрат транспортної мережі. За допомогою хвильового алгоритму розрахувався оптимальний маршрут руху по пересіченій місцевості від множини стартових точок. Виділяється оптимальна стартова точка.

Висновок

У роботі була запропонована нова інформаційна технологія, що включає в себе алгоритми для знаходження оптимального шляху руху мобільного робота на пересіченій місцевості та у транспортній мережі. Розглянуті алгоритми базуються на принципі фільтрації, де додаткові етапи фільтрації покращують результати попереднього етапу. Швидкодія алгоритмів залежить від необхідної точності побудови маршруту. Обчислювальна ефективність інтегрального алгоритму буде не гірше базового алгоритму Форда-Беллмана. Число додаткових етапів фільтрації залежить від складності транспортного графа.

Тому для конкретної задачі використання запропонованих алгоритмів може виявитися більш ефективним, ніж використання базового алгоритму.

Література

1. Кофман А. Введение в прикладную комбинаторику / Арнольд Кофман. - М.: Наука, 1975. - 479 с.
2. Асанов М.О. Дискретная математика: графы, матроиды, алгоритмы. / М.О. Асанов, В.А. Баранский, В.В. Расин. - Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. - 288с.
3. Алгоритмы: построение и анализ: пер. с англ. / Томас Х. Кормен, Чарльз И. Лейзерсон, Рональд Л. Ривест, Клиффорд Штайн. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2005. - 1296 с.
4. Лекции по теории графов / В.А. Емеличев, О.И. Мельников, В.И. Сарванов, Р.И. Тышкевич. - М.: Наука, 1990. - 384 с.

Надійшла до редакції 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПОСТРОЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО МАРШРУТА ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОГО РОБОТА

Т.С. Мицай

Рассмотрен алгоритм оптимального планирования маршрутов в общей постановке. Маршрут строится в виде итерационного процесса улучшения решений, причем на первом этапе для определения маршрута используется волновой алгоритм с вычислительной сложностью пропорциональной числу узлов графа. На следующих этапах алгоритма происходит уточнение маршрута за счет последовательного выполнения пространственной фильтрации матрицы накопленных затрат и матрицы направлений. Алгоритм завершает свою работу при стабилизации накопленных затрат для узлов графа. Быстродействие алгоритмов зависит от требуемой точности построения маршрута.

Ключевые слова: карта местности, планирование траектории, оптимальное движение, волновой алгоритм, взвешенный граф, накопленные расходы, алгоритм фильтрации.

INFORMATION TECHNOLOGY OF OPTIMUM ROUTE CONSTRUCTION OF MOBILE ROBOT'S MOTION

T.S. Mitsai

An algorithm for optimal route planning in a general setting is studied. The route is constructed as an iterative process of solutions' improvement, and at the first stage to determine the route, the wave algorithm with computational complexity which is proportional to the number of nodes of the graphs is used. At the next stages of the algorithm one can see the refinement of the route through the consistent implementation of spatial filtering of the matrix of accumulated costs and matrix of directions. The algorithm completes its work with the help of the stabilization of the accumulated costs for the nodes of the graph. Performance of algorithms depends on the required accuracy for a route planning.

Key words: map of the area, trajectory planning, the optimal movement, the wave algorithm, weighted graph, accrued expenses, the filtering algorithm.

Мицай Тетяна Сергіївна – аспірант факультету інформаційних технологій Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: tanusha__m__@mail.ru.

УДК 681.2.088

С.П. ЯРМОЛЕНКО, В.П. КВАСНИКОВ

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

АНАЛІЗ ПОХИБОК ХРОМАТОГРАФІЧНИХ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ

Хроматографічні методи аналізу ґрунтуються на різноманітних фізичних і хімічних процесах, які дають змогу розв'язувати складні аналітичні задачі розділення та наступного визначення малих концентрацій близьких за хімічними властивостями речовин. Такі аналітичні проблеми іншими методами вирішувати важко, а часто – просто неможливо. Щоб вирішити цю проблему, необхідно не тільки вдосконалення хроматографів та їх програмного забезпечення не тільки для керування хроматографічним процесом, а й обробки результатів вимірювань. Задовільний опис процесу хроматографічного розділення речовин можна отримати, поєднавши окремі положення теорії еквівалентних тарілок, дифузної теорії Ван Деемтера. Для підвищення надійності таких вимірів, крім промахів, роблять два або три спостереження, і за результат вимірів приймають середнє арифметичне значення результатів цих спостережень.

Ключові слова: дифузія, сорбент-сорбат, рухома – нерухома фаза, коефіцієнт, теоретична тарілка, хроматографічна колонка, адсорбційна хроматографія, погрішність вимірів, довірча границя.

Вступ

Ефективність розділення речовин за лінійної неідеальної хроматографії залежить від багатьох факторів, зокрема від термодинамічних (коефіцієнти розподілу), кінетичних (дифузія молекул у рухомій та нерухомій фазах), динамічних (швидкість потоку рухомої фази, розмір зерен сорбенту та щільність його упакування, розміри колонки тощо). Задовільний опис процесу хроматографічного розділення речовин у цьому разі можна отримати, поєднавши окремі положення теорії еквівалентних тарілок, а саме дифузної теорії Ван Деемтера.

Розглядаючи хроматографічний процес аналогічно процесу ректифікації, колонку умовно розділяють на окремі послідовні ступені – тарілки, крізь які рухома фаза проходить переривчастими порціями. При цьому, під час кожного "поштовху" на відповідній тарілці встановлюється рівновага розподілу адсорбату між нерухомою і рухомою фазами і кількість адсорбату на початкових тарілках зменшується, а на наступних – відповідно зростає. У результаті такого переміщення і перерозподілу адсорбат опиняється на декількох тарілках із максимальною концентрацією на середніх із них. Відбувається "розмивання" адсорбату на декількох тарілках, і розподіл його концентрації на виході з колони набуває вигляду кривої розподілу Гауса.

Ефективність роботи хроматографічної колонки характеризується числом теоретичних тарілок N , числом теоретичних тарілок N_{ef} та висотою H , еквівалентною теоретичній тарілці (ВЕТТ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Хроматографічний аналіз – один із найбільш чутливих методів газової хроматографії, уперше запропонований російським ученим М. С. Цветом на початку ХХ ст.. Без його застосування на сучасному етапі не обходяться як синтетики, так і хіміки, що працюють в інших галузях [1, 2].

Хроматографія заснована на розподілі однієї з декількох речовин між двома, фазами (наприклад, між твердим тілом і газом, між двома рідинами та ін.), причому одна з фаз постійно переміщається, тобто є пересувною.

Постановка проблеми і її зв'язок з важливими практичними задачами. У теорії еквівалентних тарілок прийнято, що під час елюювання на кожній тарілці встановлюється рівновага розподілу сорбату між рухомою і нерухомою фазами. Однак динамічних умовах рівновага розподілу сорбату між фазами не встановлюється, і на розмивання хроматографічної зони впливає також дифузія молекул сорбату в рухомій фазі, у порах сорбенту та інші складні процеси масообміну. Врахувавши ці фактори, Ван Деемтер запропонував рівняння, яке пов'язує ВЕТТ (H) з лінійною швидкістю (U) потоку рухомої фази:

$$H = A + \frac{B}{U} + CU. \quad (1)$$

У цьому рівнянні коефіцієнтом A виражають вихрову дифузію. У набивній колонці молекули рухаються між зернами сорбенту складними траєкторіями, які мають різну довжину. Молекули виходять із колонки в різний час, внаслідок чого відбувається розмивання смуги. Вихрова дифузія не залежить від

швидкості потоку рухомої фази, але залежить від розміру часточок сорбенту та щільності їх упакування. Чим менші часточки нерухомої фази й більш однорідне заповнення колонки, тим менший коефіцієнт A , тим менше розмивання внаслідок вихрової дифузії.

Коефіцієнт B виражає поздовжню дифузію. Якщо деякий компонент певної концентрації ввести всередину довгої трубки, заповненої рідиною або газом, то він повільно дифундуватиме у напрямку обох кінців трубки. Внаслідок дифузії через певний проміжок часу компонент рівномірно розподілиться по всій довжині трубки. Цей останній ефект у хроматографії ніколи не реалізується, однак початкова стадія дифузного розмивання смуги у рухомій фазі має місце. Це розмивання пропорційне часу перебування компонента у рухомій фазі. Розширення смуги обернено пропорційне швидкості. Зниження швидкості потоку призводить до розмивання. Така дифузія має більше значення, якщо рухома фаза – газ, оскільки швидкість дифузії у газах на декілька порядків вища, ніж у рідинах.

Коефіцієнт C виражає опір масопередачі у двох фазах. У процесі руху зони компонента крізь колонку його молекули безперервно переносяться з рухомої фази в нерухому і назад. Цей процес відбувається не миттєво, оскільки для переносу молекул крізь рухому фазу до поверхні нерухомої фази і навпаки необхідний деякий час. Молекули, що знаходяться близько від поверхні нерухомої фази, можуть проникнути до неї майже відразу, тоді як ті з них, що знаходяться на великій відстані, можуть

потрапити до нерухомої фази за значно триваліший час, тобто далі за напрямком руху рухомої фази. У результаті такого уповільненого переносу частини молекул крізь нерухому фазу відбувається розмивання зони, яке називають розмиванням через опір масопередачі у рухомій фазі. Молекули, які дифундують у рухомій фазі на більшу відстань, випереджують молекули, які не відходять від поверхні нерухомої фази. Опір масопередачі спостерігається в обох фазах і пов'язаний зі швидкістю рухомої фази прямо пропорційно. Чим повільніше переміщується рухома фаза, тим більше молекул встигає сорбуватися на вузькій ділянці сорбенту, тим менше розмивання. Чим менший діаметр зерна сорбенту або менша товщина плівки рідкої нерухомої фази, тим менший опір масо передачі у ній, тим менше розмивання.

Залежність (1) графічно зображена на рис. 1, з якого видно, що існує оптимальна швидкість потоку рухомої фази, за якої встановлюється мінімальне значення ВЕТТ, тобто максимальна ефективність визначити експериментально або обчислити теоретично важко, а іноді практично неможливо. Тому оптимальну швидкість потоку рухомої фази знаходять на підставі визначенні залежності H від U на даній колонці для будь-якої системи "сорбент-сорбат" (N і H мало залежить від природи взаємодії між сорбентом і сорбатом).

У капілярних колонках, де нерухома фаза нанесена тонким шаром або закріплена на внутрішніх стінках капіляру, вихрова дифузія відсутня, внаслідок чого капілярні колонки ефективніші за набивні.

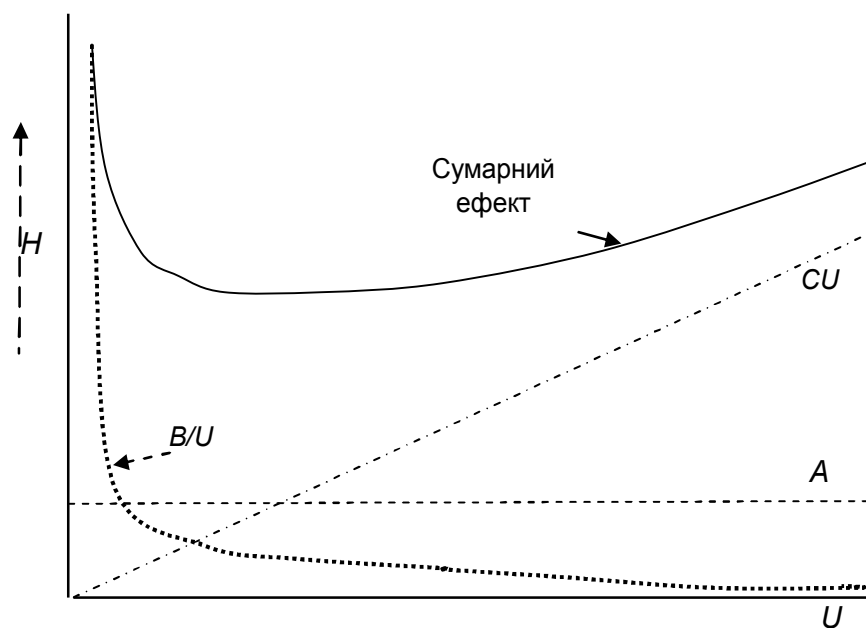


Рис. 1. Вплив коефіцієнтів рівняння Ван Деемтера на залежність висоти H , еквівалентної теоретичній тарілці, від лінійної швидкості потоку U рухомої фази (елюенту)

Слід зазначити, що за великих швидкостей потоку рухомої фази в рідинній адсорбційній хроматографії (високошвидкісна хроматографія) величина N залежить в основному від доданків A та C_U в рівнянні (1), тому підвищення U призводить до безперервного збільшення N , тобто до зменшення ефективності роботи хроматографічної колонки.

Викладення основного матеріалу дослідження

Основне рівняння лінійної хроматографії. Залежно від типу ізотерми адсорбції розрізняють лінійну та нелінійну хроматографію. За малих концентрацій речовин, які адсорбуються, усі типи ізотерм адсорбції мають вигляд близький до лінійного. Тому здебільшого процес переміщення речовин вздовж шару сорбенту при елююванні може бути описаний саме з позиції лінійної хроматографії. При цьому вважають, що рівновага розподілу речовини між адсорбентом і рухомою фазою встановлюється миттєво; у таких випадках мова йде про так звану ідеальну хроматографію. Однак на практиці адсорбційна рівновага встановлюється не миттєво, а хроматографічної смуги (кривої елюювання). Це характерно для так званої неідеальної хроматографії [1].

На практиці аналізу найпоширенішою є лінійна неідеальна хроматографія, коли розподіл між рухомою та нерухомою фазами описується лінійною ізотермою адсорбції, а рівновага сорбції встановлюється протягом певного періоду часу.

Потрібно мати на увазі, що зі зменшенням об'єму (кількості) адсорбенту V_a , а також вільного об'єму V_0 з розрахунку на одиницю довжини колонки швидкість руху речовини збільшується. Тому розділення речовин на мікроколонках зі щільно упакованим сорбентом, на капілярних колонках або в тонкому шарі сорбенту відбувається, як правило, швидше, ніж на хроматографічних колонках з великим діаметром.

Для характеристики переміщення речовин у хроматографічній колонці лінійна швидкість руху U_c є незручною величиною, оскільки вона залежить від швидкості потоку рухомої фази.

Відносна швидкість переміщення речовини уздовж шару адсорбенту не залежить від швидкості потоку рухомої фази, але залежить від величини коефіцієнта Генрі та відношення об'єму адсорбенту до вільного об'єму колонки.

Для більшості випадків $\Gamma \gg 1$ і $\sigma > 1$, тому $R_F = 1/\sigma\Gamma$, тобто відносна швидкість переміщення речовини в хроматографічній колонці обернено пропорційно коефіцієнту Генрі й відношенню об'ємів нерухомої та рухомої фаз. Звідси випливає,

що відношення R_F двох речовин приблизно дорівнює оберненому відношенню їх коефіцієнтів Генрі:

Якщо, наприклад, коефіцієнти Генрі двох речовин відрізняються один від одного вдвічі, то можна очікувати, що відносні швидкості переміщення цих речовин у колонці також відрізнятимуться між собою майже удвічі.

Утримуваний об'єм адсорбату (V_R) обернено пропорційний швидкості його переміщення у хроматографічній колонці, а утримуваний об'єм рухомої фази (V_0) також обернено пропорційний швидкості її переміщення в тій самій колонці [2].

Якщо $D_2 \gg D_1$, не можна заздалегідь сказати, що розділення буде повним, тобто основи піків розділяться. Для цього треба знати ефективність розділення.

Максимуми на кривих елюювання відповідають величинам V_R . Наприклад, на колонці з нерухомою фазою об'ємом $V=2,5$ мл і рухомою фазою об'ємом $V=1,5$ мл дві речовини з коефіцієнтом розподілу відповідно $D=5,0$ і $D=8,0$ матимуть такі утримувані об'єми:

$$0V_{R(1)} = 1,5 + 2,5 \cdot 5,0 = 14,0 \text{ мл};$$

$$V_{R(2)} = 1,5 + 2,5 \cdot 8,0 = 21,5 \text{ мл}.$$

Значна різниця між утримуваними об'ємами засвідчує можливість розділення цих речовин, однак для оцінки повноти їх розділення потрібно мати дані про ширину кривих елюювання в нижній їх частині.

Залежність форми хроматографічного піка від типу ізотерми адсорбції.

Розглянемо схему проходження зони компонента газової або рідкої суміші в умовах лінійної ідеальної хроматографії. Припустимо, що зона компонента поділяється в колонці на багато малих сегментів. Оскільки ізотерма сорбції стала, тобто Γ не залежить від концентрації, то за сталої швидкості потоку рухомої фази сегменти рухаються з однаковими швидкостями. Тому крива елюювання кожного компонента має симетричний і нерозмитий вигляд. Після проходження певного шляху вздовж хроматографічної колонки компоненти суміші повністю розділяються і криві елюювання не перекриваються.

Похибки вимірювання

Похибками вимірювання називається відхилення результату виміру від щирого значення вимірюваної фізичної величини. Оскільки істинне значення вимірюваної величини невідомо, то при кількісній оцінці похибки користуються дійсним значенням фізичної величини. Це значення отримують експериментальним шляхом настільки близько до істинного значення, що для поставленої задачі може бути використане замість істинного.

По способу кількісного вираження похибки вимірювання діляться на абсолютні, відносні й наведені. Абсолютною похибкою Δ , що виражається в одиницях вимірюваної величини, називається відхилення результату виміру X від істинного значення $X_{\text{и}}$, або $X_{\text{д}}$, тобто

$$\Delta = X_{\text{вим.}} - X_{\text{д}};$$

За характером зміни похибки вимірювання поділяють на систематичні, випадкові й грубі (промахи).

Спостереження при вимірюваннях - експериментальна операція, що виконується в процесі вимірювання, у результаті якої одержують одне значення величини (відлік) - результат спостереження, підлягає обробці для одержання результату вимірювання. Тому результат вимірювання є розрахунковою величиною.

У процесі вимірювання, одержуючи результати спостережень, в оператора завжди присутні два види похибок, що проявляються одночасно у формі суми: $-\Delta = \Theta + S(x)$; або $\Delta = \theta + \sigma$; де перша складова суми - це систематична похибка, а друга - випадкова похибка. Таким чином, при вимірюваннях, показання СИ при будь-яких спостереженнях можна представити як вираз із трьох значень:

$$X_{\text{вим.}} = X_{\text{д}} + \Theta + S(x).$$

Зупинимося спочатку на систематичних похибках, а випадкову похибку розглянемо нижче, тому що вона пов'язана зі статистичними методами. Систематичні похибки $\Delta_{\text{с}}$ - складові похибок вимірювань, що залишаються постійними або закономірно змінюються при багаторазових або повторних вимірюваннях однієї й тієї ж фізичної величини в тих самих умовах [3].

Розрізняють вимірювання з однократними й багаторазовими спостереженнями. Найпоширеніші (у виробництві) вимірювання з однократними спостереженнями. Це обумовлено обставинами експериментальної або виробничої необхідності (руйнування об'єкта виміру в процесі спостереження, неможливість повторення спостереження, економічною доцільністю й т.д.), а також, можливістю зневажити випадковими похибками, ситуаціями, коли випадкові похибки домінують, але довірна границя похибки результату вимірювання з однократним спостереженням не перевищує припустиму похибку вимірювання. Випадкову похибку вважають дуже малою в порівнянні із систематичною (невиключеною остачею систематичної похибки - НСП) - старий термін. Термін по РМГ 29 - 99, НСП - невиключена систематична похибка.

Границя НСП у практиці користування СИ часо важко визначна, тим більше, коли треба визначитися з тим поняттям - однократний або багаторазо-

вий вимір необхідно зробити у даному, конкретному випадку. У таких випадках два - три спостереження при вимірах, що мають різні значення й представляють причини для границь довірчої похибки, залежно від граничних похибок методу вимірювання, що був обраний, граничних похибок СИ, граничних похибок робочих еталонів. Всі ці складові систематичних похибок входять у позначення N - число що складають i , згідно РМГ 29 - 99, визначення НСП виконується по формулах (2) і (3)

$$\Theta = \pm \sum_{i=1}^N \Theta_i I_i, \quad (2)$$

де Θ_i - границя i - й складової невиключеної систематичної погрішності при $N \leq 3$; N - число доданків, що складаються з меж допустимих основних і додаткових похибок СИ, робочих еталонів і т.д.

При $N \geq 4$, розрахунок ведеться за формулою (3):

$$\Theta_i(P) = K(P) \sqrt{\sum_{j=1}^{m=1} \Theta_j^2}. \quad (3)$$

Висновок

Оскільки ізотерма сорбції стала, тобто Γ не залежить від концентрації, то за сталої швидкості потоку рухомої фази сегменти рухаються з однаковими швидкостями. Тому крива елюювання кожного компонента має симетричний і нерозмитий вигляд. Після проходження певного шляху вздовж хроматографічної колонки компоненти суміші повністю розділяються і криві елюювання не перекриваються.

Для підвищення надійності таких вимірів, крім промахів, роблять два або три спостереження, і за результат вимірів приймають середнє арифметичне значення результатів цих спостережень.

Виміру із числом спостережень $n \geq 4$ відносять, умовно до вимірів з багаторазовими спостереженнями й виконують статистичну обробку ряду результатів спостережень для одержання інформації про результат вимірів і про випадкову складову погрішність цього результату. Подальший розгляд систематичних погрішностей варто вести з урахуванням виключення їхніх проявів.

Литература

1. Лисенко О.М. Хроматографічний аналіз / О.М. Лисенко, Б.Й. Набиванець. - К., 2005. - 186 с.
2. Третьяк Л.Н. Обработка результатов измерений / Л.Н. Третьяк. - Оренбург, - 2004. - 178 с.
3. Столяров Б.В. Руководство к практическим работам по газовой хроматографии / Б.В. Столяров, И.М. Савинов, А.Г. Виттенберг. - Л.: Химия, 1988. - 219 с.

Надійшла до редакції 1.06.2011

Рецензент: канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри Л.О. Борковська, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ ХРОМАТОГРАФИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЙ

С.П. Ярмоленко

Хроматографические методы анализа основываются на разнообразных физических и химических процессах, которые дают возможность решать сложные аналитические задачи разделения и следующего определения малых концентраций близких по химическим свойствам веществ. Такие аналитические проблемы другими методами решать тяжело, а часто - просто невозможно. Чтобы решить эту проблему, необходимо не только усовершенствование хроматографов и их программного обеспечения не только для управления хроматографическим процессом, а и обработки результатов измерений. Удовлетворительное описание процесса хроматографического разделения веществ можно получить, объединив отдельные положения теории эквивалентных тарелок, диффузной теории Ван Деемтера. Для повышения надежности таких измерений, кроме промахов, делают два или три наблюдения, и за результат измерений принимают среднее арифметическое значение результатов этих наблюдений.

Ключевые слова: диффузия, сорбент-сорбат, подвижная – неподвижная фаза, коэффициент, теоретическая тарелка, хроматографическая колонка, адсорбционная хроматография, линейная и нелинейная хроматография, погрешность измерений, доверительная граница.

ANALYSIS OF ERRORS OF MEASUREMENT CHROMATOGRAPHIC METHODS

S.P. Yarmolenko

Chromatographic methods of analysis based on various physical and chemical processes that make it possible to solve complex analytical problems of separation and the following definition of low concentrations of similar chemical properties. These analytical problems other methods to solve difficult and often - it is simply impossible. To solve this problem, you should not only improve gas chromatographs and their software is not only to control the chromatographic process, and result processing. Satisfactory description of the chromatographic separation of substances can be obtained by combining some of the theory of equivalent plates diffuse Van Deyemtera theory. To improve the reliability of such dimensions, but misses, make two or three observations, and the results of measurements taken arithmetic mean of the results of these observations.

Key words: diffusion, sorbent-sorbate, mobile - real phase factor, theoretical plate column chromatography, adsorption chromatography, linear and nonlinear chromatography, measurement error, confidence limit.

Ярмоленко Сергій Петрович – здобувач кафедри інформаційних технологій інституту інформаційно-діагностичних систем Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: uki1111@rambler.ru.

Квасніков Володимир Павлович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри інформаційних технологій Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: kvp@nau.ua.

УДК 629.735

Т.М. ПИРОГ

Національний авіаційний університет, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКІСНОЇ МІРИ ВИПАДКОВОСТІ ПРИ МЕТРОЛОГІЧНІЙ АТТЕСТАЦІЇ КООРДИНАТНО-ВИМІРЮВАЛЬНИХ МАШИН

Достовірність інформації, яку отримують споживачі, безпосередньо залежить від точності даних вимірювання. Показники точності координатно-вимірювальних машин (КВМ) виробники отримують різноманітними засобами, в різних положеннях в просторі вимірювання і оцінюють, використовуючи різноманітні методики. Робити висновок про фактичну похибку вимірювання тих чи інших геометричних параметрів за вказаними характеристиками або ж порівнювати окремі координатно-вимірювальні машини між собою по точності дуже складно. Тому однією з найважливіших задач є розробка універсальних засобів і методів метрологічної атестації КВМ. В статті приведений аналітичний розрахунок апіорної і апостеріорної дисперсій, як одного з критеріїв оцінки достовірності вимірювальної інформації.

Ключові слова: координатно-вимірювальна машина, похибка вимірювання, апіорна і апостеріорна дисперсії, достовірність

Вступ

З розвитком координатно-вимірювальних машин (КВМ) і розширення їх застосування в машинобудуванні, приладобудуванні, суднобудуванні та інших галузях промисловості, зростають вимоги до точності їх роботи, а відповідно й до метрологічного забезпечення виробництва та перевірки на місцях експлуатації. Особливо актуальною стала задача як удосконалення існуючих засобів метрологічної атестації до високоточних та прецизійних КВМ.

Основною задачею метрологічної атестації КВМ є визначення і оцінювання похибок її параметрів і придатності для вимірювання визначених геометричних розмірів деталей [1]. В технічних описах КВМ, як вітчизняних так і закордонних, представлені мінімальні відомості про їх показники точності – оцінка похибки вимірювання координатних переміщень (позиціонування) вздовж окремих осей чи похибки вимірювання довжини вздовж координатних осей, паралельно координатним площинам, під довільним кутом в просторі вимірювання (або ж в їх поєднанні). Показники точності виробники отримують різноманітними засобами, в різних положеннях в просторі вимірювання і оцінюють, використовуючи різноманітні методики [1].

Робити висновок про фактичну похибку вимірювання тих чи інших геометричних параметрів за вказаними характеристиками або ж порівнювати окремі КВМ між собою по точності дуже складно.

На сьогодні існують різні КВМ по своїй різноманітності конструкцій, габаритних розмірів, галузей застосування, об'єктів вимірювання, засобів обчислювальної техніки і т.д., тому розробка універсальних методів і засобів перевірки ускладнена.

1. Постановка задачі

Практично всіма методиками і рекомендаціями передбачається перевірка похибок вимірювання довжини [1, 2]. Основною, найбільш розповсюдженою характеристикою точності КВМ є похибка вимірювання довжини в напрямленнях паралельних координатним осям, представлені лінійною залежністю від вимірювальної довжини L :

$$\Delta = k_0 + k_1 L,$$

де k_0 – коефіцієнт, який визначається компонентами похибки вимірювання, незалежними від вимірювальної довжини (похибки вимірювальної головки, похибки пов'язані з динамічними явищами, електричною інерційністю вимірювальних засобів);

k_1 – коефіцієнт, який визначається компонентами, залежними від вимірювальної величини L (наприклад, дією зовнішніх умов, деформаціями засобів координатних переміщень і т.д.).

Якщо похибка вимірювання в напрямленнях, представляється у вигляді аналогічної лінійної залежності непаралельних координатним осям чи координатним площинам, крім вказаних компонент, оцінюється також відхилення від перпендикулярності координатних осей і неоднаковість чуттєвості вимірювальної головки в різних напрямках вимірювання у просторі [1].

Відомі варіанти представлення основної характеристики точності КВМ у вигляді похибки вимірювання координатних переміщень. Однак таке представлення відображає дійсну похибку вимірювання на КВМ менш об'єктивно, ніж похибка вимірювання довжини.

Широко застосовуються для комплексної повірки пластини з встановленими на них конструктивними елементами, які містять зовнішні і внутрішні вимірювальні поверхні різної форми [3]. Зручність використання таких плат обумовлена можливістю визначення похибки вимірювання довжини між окремими поверхнями як вздовж окремих осей, так і паралельно координатним осям і під різним кутом до них. При повірці KBM за допомогою таких плат отримується більш повна інформація щодо розподілу похибок.

Міжнародний стандарт якості ISO10360-4 „Geometrical Product Specifications (GPS) – Acceptance test and reverification tests for coordinate measuring machines (CMM)“ регулює вимірювання довжини, розміру, радіусу, куті, форми, місце знаходження виробів при повірці KBM, і визначає сферу, як основний засіб метрологічної атестації KBM [2].

Проведення обробки вимірювальної інформації при контролюванні лінійними розмірами, відхилення форми і розташування поверхонь можливо по типовим алгоритмам. Розроблено декілька алгоритмів ідентифікації, які поєднані в комплекс, для універсалізації методу контролю, а як результат і методу атестації. До таких алгоритмів відносяться такі:

- ідентифікації поверхонь, точки і лінії;
- ідентифікації первинних ліній і точок;
- знаходження координат точок перетину ліній на площині;
- визначення коефіцієнтів рівняння перетину поверхонь між собою;
- знаходження коефіцієнтів рівнянь площин і прямих, які проходять через дану точку і паралельні або перпендикулярні іншим площинам;
- визначення відстаней між площинами і лініями, між точками і поверхнями, має точками і лініями і т.д.

Алгоритми ідентифікації дозволяють за геометрично мінімально або надлишку кількості точок визначити коефіцієнти рівняння кожного типу поверхонь або ліній. При цьому вимірювальний об'єкт представляється сукупністю елементарних геометричних поверхонь: площини

$$A_p x + B_p y + C_p z + D_p = 0$$

циліндра, конуса, сфери, які описуються загальним рівнянням другого порядку в довільній системі координат охуз :

$$\varphi(x, y, z) = a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y^2 + 2a_{13}yz + a_{33}z^2 + 2a_{14}x + 2a_{24}y + 2a_{34}z + a_0 = 0,$$

де $A_p, B_p, C_p, D_p, a_{11}, a_{12}, \dots, a_0$ – коефіцієнти площини і поверхонь другого порядку.

Важливе значення при проектуванні вимірювальної пластини має вибір оптимальної кількості точок, які будуть контролюватися. В цілому ця задача є

ймовірнісною, і не вирішена до кінця. Чим більше точок контролюється, тим з більшою ймовірністю ця поверхня ідентифікується. Одночасно з цим ускладнюється процедура обробки великої кількості інформації і ускладнюється вимірювальна, що не є оптимальним для виробництва. Тому на практиці контроль лінійного розміру ведуть за 1-2 точками. Якщо прийняти допущення, що похибки є суттєво меншими поля допуску, то при контролі можна обмежитись геометрично мінімальною кількістю точок. Так, для прямої досить проконтролювати дві точки, для площини і кола – три, для сфери і еліпса – чотири, для циліндру і конусу – шість. Тоді коефіцієнти у відповідних рівняннях визначаються однозначно.

При вимірюванні великої кількості точок коефіцієнти в рівняннях ліній і поверхонь можна визначити за методом найменших квадратів з умови:

$$\sum_{i=1}^n [z_i - \bar{\varphi}(x_i, y_i, a_{11}, a_{12}, \dots, a_3, a_0)] \frac{\partial \bar{\varphi}}{\partial a_i} = 0.$$

Оскільки наведені вище рівняння в більшості випадків є лінійними відносно своїх коефіцієнтів, знаходження їх по методу найменших квадратів не являє суттєвої складності.

При вимірюванні координат чотирьох точок сфери $(x_1, y_1, z_1), \dots, (x_4, y_4, z_4)$, то коефіцієнти в рівнянні сфери знаходять вирішенням системи рівнянь

$$\begin{cases} (x_1 - A_c)^2 + (y_1 - B_c)^2 + (z_1 - C_c)^2 = R_c^2 \\ \vdots \\ (x_4 - A_c)^2 + (y_4 - B_c)^2 + (z_4 - C_c)^2 = R_c^2 \end{cases} \quad (1)$$

де A_c, B_c, C_c – коефіцієнти рівняння сфери, R_c – її радіус. Використовуючи рівняння (1), діаметр сфери знаходять як

$$D = 2 \sqrt{\left(x_1 - \frac{\Delta A_c}{\Delta}\right)^2 + \left(y_1 - \frac{\Delta B_c}{\Delta}\right)^2 + \left(z_1 - \frac{\Delta C_c}{\Delta}\right)^2}.$$

2. Розв'язання

Кількість інформації в загальному випадку, яку можна отримати по кожному виміру параметру довжини Y_i , визначається за формулою

$$I_i = E(X_i | Y_{i-1}, Y_{i-2}, \dots, Y_0) - E(X_i | Y_i, Y_{i-1}, Y_{i-2}, \dots, Y_0), \quad (2)$$

де $X_i = X(iT)$, $Y_i = Y(iT)$ – значення процесу, який контролюється, і результату його спостереження в i -й момент часу; T – період дискретизації контролюваного процесу; $E(X_i | Y_{i-1}, Y_{i-2}, \dots, Y_0)$ – апостеріорна ентропія; i – номер вимірювання; $E(X_i | Y_i, Y_{i-1}, Y_{i-2}, \dots, Y_0)$ – апіорна ентропії і значення контролюваного процесу в i -й момент часу [4].

Похибка вимірювання KBM в загальному випадку визначається як випадковою, так і систематичною.

чною складовою [5]. Розглянемо випадок, коли систематична складова дорівнює нулю. В даному випадку кількість інформації в кожному окремому вимірюванні дорівнює

$$I_i = \log(\sigma_{aPRi} / \sigma_{aPi}), \quad (3)$$

де σ_{aPRi} , σ_{aPi} – дисперсії апіорної і апостеріорної оцінок значення контрольованого параметру в момент часу iT .

Рівняння вимірювання і контрольованого процесу задаються у вигляді різницьових рівнянь

$$Y_i = H_i X_i + n_i, \quad (4)$$

$$X_i = \beta_{i-1} X_{i-1} + n_{0i}, \quad (5)$$

де n_i – похибки вимірювання, n_{0i} – формуючий шум, $H_i = H(iT)$ і $\beta_i = \beta(iT)$ – задані функції часу.

Початкове значення $X_0 = X(0)$ – може бути детермінованим або нормально розподіленою випадковою величиною (ВВ). Відповідно до (5), всі значення H_i отримуються в результаті лінійного перетворення послідовності незалежних нормально розподілених ВВ n_{0i} , $i = 0, 1, 2, \dots$, тому сама послідовність X_i , $i = 0, 1, 2, \dots$ буде також нормально розподіленою.

Відповідно до (4) Y_i – сума двох нормально розподілених ВВ $H_i X_i$ і n_i . Тому сукупності ВВ

$Y_1^{i-1} = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_{i-1}\}$ і $\{X_{i-1}, Y_1^{i-1}\}$ є сукупно нормальними. Лінійне різницеве рівняння (5) для моментів часу iT еквівалентно лінійному стохастичному диференціальному рівнянню $dX/dt = -\alpha X + n_0(t)$.

При цьому $\beta = \exp(-\alpha t)$,

$$n_{0i} = \int_{T(i-1)}^{T_i} \exp[-\alpha(iT - t)] n_0(t) dt, \quad i = 0, 1, 2, \dots \quad (6)$$

Нормально розподілені ВВ з нульовим математичним сподіванням і однаковими дисперсіями

$$D_{0i} = (N_0/4\alpha)[1 - \exp(-2\alpha T)], \quad (7)$$

де $N_0/2$ – одностороння спектральна густина білого шуму $n_0(t)$. Дискретний білий шум n_i у рівнянні (4) представляє собою послідовність незалежних нормально розподілених ВВ з нульовим математичним сподіванням і дисперсіями

$$D_i = N/2T = \text{const}, \quad i = 0, 1, 2, \dots \quad (8)$$

де $N/2$ – одностороння спектральна густина білого шуму $n(t)$.

Умовні густини ймовірності $p(X_i | Y_1^{i-1})$ і $p(X_i | Y_1^i)$, як відомо рівні

$$p(X_i | Y_1^{i-1}) = c_1 \exp \left[\frac{-(X_i - \beta_{i-1} \hat{X}_{i-1})^2}{2(\beta_{i-1}^2 R_{i-1} + D_{0i})} \right], \quad (9)$$

$$p(X_i | Y_1^i) = c_2 \times$$

$$\times \exp \left[\frac{-(X_i - \beta_{i-1} \hat{X}_{i-1})^2}{2(\beta_{i-1}^2 R_{i-1} + D_{0i})} + \frac{(Y_i - H_i X_i)^2}{2D_i} \right], \quad (10)$$

де $\hat{X}_{i-1}$ – апостеріорна оцінка значення X_{i-1} .

Параметри нормального закону розподілу (10) – математичне сподівання $\hat{X}_i$ і дисперсію R_i – простіше всього знайти, якщо стандартний вираз нормальної густини ймовірності записати у вигляді

$$(2\pi R)^{-0.5} \exp \left[-\frac{(X - \hat{X})^2}{2R} \right] = c \exp \left(-X^2/2R + \hat{X}X/R \right).$$

Звідси видно, що математичне сподівання $\hat{X}$ – коефіцієнт при X/R , а $1/R$ – коефіцієнт при X^2/R . Використовуючи це зауваження, з (10) отримаємо

$$\hat{X}_i = \beta_{i-1} \hat{X}_{i-1} + H_i (R_i/D_i) (Y_i - H_i \beta_{i-1} \hat{X}_{i-1}), \quad (11)$$

$$1/R_i = 1/(\beta_{i-1}^2 R_{i-1} + D_{0i}) + H_i^2/D_i. \quad (12)$$

Рівняння (11) визначає алгоритм формування оптимальної оцінки, а рівняння (12) – розвиток апостеріорної дисперсії. Виходячи з рівняння (12), апіорна дисперсія дорівнює

$$R_{ai} = \beta_i^2 R_i + D_{0i+1}, \quad (13)$$

де $\beta_i^2 \approx 1 - 2\alpha(t_{i-1})T$. В вираз (13) для апіорної дисперсії входять як значення апостеріорної дисперсії, не залежні від T , так і величини β_i^2 і D_{0i+1} , залежать від T . З урахуванням малості T представимо (7) у вигляді $D_{0i} \approx N_0 T/2$. При цьому формула (13) прийме вид $R_{ai} = [1 - 2\alpha(t_i)T] R_i + N_0 T/2$, а тому відношення апіорної і апостеріорної дисперсій дорівнює

$$R_{ai}/R_i = 1 - 2\alpha(t_i)T + N_0 T/2R_i = 1 + T[N_0/2R_i - 2\alpha(t_i)]. \quad (14)$$

Визначаючи швидкість надходження інформації наступним чином

$$I'_i = I_i/T, \quad (15)$$

де індекс i згідно виразу (2) відповідає моменту iT апостеріорного оцінювання. Кількість інформації, яка отримується на інтервалі спостереження $[0, nT]$:

$$I = \sum_{i=0}^n I'_i T_i = \sum_{i=0}^n I_i. \quad (16)$$

Підставляючи (14) і (2) в (15), отримаємо

$$I'_i = \left(\frac{1}{2T} \right) \log \left\{ 1 + T \left[\frac{N_0}{2R} - 2\alpha(t_i) \right] \right\}, \quad (16)$$

$$I'(t) = \lim I'_i = \left[\frac{N_0}{4R(t)} - \alpha(t) \right] \log_m e, \quad (17)$$

де m – основа логарифму в виразі (16).

При $\alpha = \text{const}$ для встановленого режиму оптимальної фільтрації використовуючи вираз (17) знайдемо

$$R = \left(-\alpha + \sqrt{\alpha^2 + H^2 N_0 / N} \right) / \left(2H^2 / N \right).$$

Очевидно, що дисперсія вимірювального процесу пропорційна спектральній густині формуючого шуму N_0 , а дисперсія похибки вимірювальної системи пропорційна спектральній густині шуму вимірювань N . Таким чином, збільшення відношення корисний сигнал-шум призводить до збільшення кількості отримуваної інформації.

Висновок

В статті приведений теоретичний розрахунок апіорної і апостеріорної дисперсій, як кількісної міри випадковості і відношення між ними, при оцінюванні результатів оцінювання геометричних параметрів перевірочних плат, які застосовуються для метрологічної атестації координатно-вимірювальних машин, дозволяє відносно просто оцінити кількість інформації при вимірюванні KBM. Аналіз залежностей $R_i = R_i(\alpha T)$ і $R_{ai} = R_{ai}(\alpha T)$ показує, що збільшення добутку αT призводить до зменшення

апостеріорної дисперсії і збільшенню апіорної, з іншого боку – до зменшення нормованої відстані між сусідніми вимірами.

Література

1. Гапиш А.А. Координатные измерительные машины и их применение / А.А. Гапиш, А.Ю. Каспарайтис., М.Б. Модестов, З.А. Раманаускас, Н.А. Серков, В.А. Чудов. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
2. ISO10360-4: Geometrical Product Specifications (GPS) – Acceptance test and reverification tests for coordinate measuring machines (CMM) “.
3. Li Yadong Free-form surface inspection techniques state of the art review /Yadong Li, Peihua Gu // Computer-Aided Design. – 2004. – Vol. 36. – P. 1395-1417.
4. Васильев И.А. Определение количества информации при измерении непрерывных процессов / И.А. Васильев, А.Е. Ильин // Метрология. – М.: Издательство стандартов, 1989. – С. 12-14.
5. Дорожовец М. Опрацювання результатів вимірювань: Навч. посібник /М. Дорожовець. – Львів: Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2007. – 624 с.

Надійшла до редакції 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. інформаційних технологій В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЙ МЕРЫ СЛУЧАЙНОСТИ ПРИ МЕТРОЛОГИЧЕСКОЙ АТТЕСТАЦИИ КООРДИНАТНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Т.М. Пирог

Достоверность получаемой потребителями информации, непосредственно зависит от точности данных измерений. Показатели точности изготовители координатно-измерительных машин получают различными средствами, в различных положениях в пространстве и оценивают, используя различные методики. Делать вывод про фактическую погрешность измерения тех или иных геометрических параметров по указанным характеристикам или проводить сравнение отдельные координатно-измерительные машины очень сложно. Поэтому одной из важнейших задач есть разработка универсальных средств и методов метрологической аттестации КИМ. В статье приведён аналитический расчёт априорной и апостериорной дисперсий, как одного из важнейших критериев оценки достоверности и количества измерительной информации.

Ключевые слова: координатно-измерительная машина, погрешность измерения, априорная и апостериорная дисперсии, достоверность.

DISPERSION ESTIMATION BY METROLOGICAL INSPECTION OF COORDINATE-MEASURING MACHINES

Т.М. Pyrog

Information reliability, obtained by information users, depends on measurement data accuracy. Accuracy characteristics of coordinate-measuring machines (CMMs) producers obtain with help of deferent tools, positions and directions in space and estimate, using variety of methods. It is involve making conclusion about practical errors or comparing CMMs with each other. That way nowadays one of the main tasks is development universal CMMs' inspection tools and methods. In this article give analytical calculation a priori and a posteriori dispersions, like one of the main touch-stone of reliability and quantity of measuring information

Key words: coordinate-measuring machine, measuring error, a priori and a posteriori dispersions, reliability.

Пирог Тамара Михайлівна – аспірантка кафедри інформаційних технологій Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: Limonchuk@bigmir.net.

УДК 681

О.П. СТАШИНСЬКИЙ

Національний авіаційний університет, Київ

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ ГАЗОПРОВОДУ ПРИ РОЗРОБЦІ
ТРЕНАЖЕРНОГО КОМПЛЕКСУ ОПЕРАТИВНИХ ДІЙ**

В статті розглядається процес математичного моделювання потоку газу в одностиковому магістральному трубопроводі в умовах нестационарного режиму його роботи. Представлено математичну модель, яка лежить в основі системи диференціальних рівнянь з частинними похідними, що відображають основні фізичні закони які мають місце при нестационарних процесах роботи газопроводів. Даний метод покладений в основу створення комп'ютерного тренажерного комплексу оперативних дій для диспетчерського персоналу газотранспортного підприємства. Наголошується, що вибір правильної моделі і розробка на її основі програмних засобів підвищує ефективність використання тренажерного комплексу, сприяє формуванню практичних навичок, підвищенню професійного рівня і упевненості спеціалістів.

Ключові слова: комп'ютерний тренажерний комплекс, магістральний газопровід, газовий потік, нестационарний процес, функція, математична модель.

Вступ

Попередження аварійних ситуацій і ефективне управління промисловими трубопровідними системами є актуальним завданням стійкого розвитку промисловості в новому столітті. У світлі поставлених проблем якісне навчання фахівців трубопровідного транспорту навичкам оптимальної і безаварійної експлуатації трубопровідних систем служить одним з найбільш важливих інструментів підвищення промислової безпеки енергетичних об'єктів і зниження витрат на їх функціонування. Швидкий і ефективний процес навчання може бути здійснений на базі широкого використання комп'ютерних тренажерних комплексів (КТК). Ядром автоматизованого КТК має бути імітаційна модель, в основі якої лежить набір математичних схем, що дозволяють імітувати технологічні процеси в умовах стаціонарного і нестационарного режимів функціонування трубопровідних систем, а також в штатних, нештатних і аварійних ситуаціях в газотранспортній системі (ГТС).

Аналіз проведених досліджень. В сучасній навчальній практиці комп'ютерні тренажери стають все більш розповсюдженими і більш доступними засобами для професійної підготовки спеціалістів різного рівня кваліфікації [1]. Широкі мультимедійні можливості в поєднанні з відносно низькими фінансовими затратами роблять цей напрямок досить привабливим як для підприємств так і для технічних університетів. Розробка комп'ютерних тренажерів з використанням мультимедійних технологій дає можливість реалізувати різні по складності експерименти з обладнанням та відтворити методики обробки різного роду нештатних ситуацій. Використання

мультимедійних технологій і сценарних моделей представлення знань предметної області, дозволяє запропонувати рішення для проектування і створення ефективних тренажерних комплексів, які володіють рядом інтелектуальних функцій і засновані на моделях поведінки і сприйняття користувача.

Постановка задачі. Одним з базових об'єктів ГТС є одностиковий газопровід. Тому математичне моделювання трубопровідних систем, які необхідно реалізувати в розрахункових ядрах КТК, доцільно починати з розгляду моделювання транспортування газу по одностикових газопроводах в умовах стаціонарного та нестационарного режимах роботи. В якості об'єкта моделювання в даній статті представлено одностиковий трубопровід з круглим поперечним перерізом з абсолютно жорсткими теплопровідними стінками в умовах неізотермічного потоку однокомпонентного газу при нестационарному процесі [2].

**Моделювання потоку газу
в одностиковому газопроводі**

Нестационарні процеси в газопроводі, обумовлені зміною одного режиму транспортування газу іншим. В таких процесах газодинамічні параметри потоку в кожному перерізі трубопроводу x не залишаються постійними величинами, а залежать від часу t . Оскільки газ являє собою суттєво стисливе середовище, щільність якої залежить як від тиску, так і від температури, то для опису нестационарних процесів потоку газу потрібно використовувати не тільки закони збереження маси і кількості руху, але також закони перетворення енергії. Нестационарні процеси потоку газу в газопро-

водах описуються системою трьох диференціальних рівнянь з частинними похідними, що відображають основні закони фізики [3]. Така система складається з рівняння нерозривності (закон збереження маси); рівняння руху - (закон зміни кількості руху; 2-й закон Ньютона) і рівняння притоку тепла (наслідок загального закону збереження енергії і закону про зміну кінетичної енергії системи матеріальних точок):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho + \rho v^2) = -\lambda(Re, k) \frac{1}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_{\text{внут.}}) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(e_{\text{внут.}} + \frac{p}{\rho} \right) \cdot \rho v \right] = \frac{4}{d} \cdot \Theta_n, \quad (3)$$

де ρ - густина газу; $\lambda(Re, k)$ - коефіцієнт гідравлічного опору; $e_{\text{внут.}}(T)$ - внутрішня енергія одиниці маси газу; Θ_n - потік тепла, що передається через одиницю площі поверхні в одиницю часу.

Дана система рівнянь дозволяє знайти три невідомі функції: тиск газу $p(x, t)$, швидкість потоку газу $v(x, t)$ і температуру газу $T(x, t)$, що залежать від відстані на ділянці газопроводу x і часу t [4]. Зазвичай цю систему замикають алгебраїчними співвідношеннями:

$$\rho = \frac{p}{zRT}, \quad (4)$$

$$e_{\text{внут.}} = C_v T + \text{const.}, \quad (5)$$

$$J = e_{\text{внут.}} + p/\rho = C_p T + \text{const.}, \quad (6)$$

$$\Theta_n = -\alpha \cdot (T - T_{\text{гр}}), \quad (7)$$

де $z(p, T)$ - коефіцієнт стисливості газу; $J(T)$ - ентальпія одиниці маси газу; α - коефіцієнт теплопередачі; $T_{\text{гр}}$ - температура зовнішнього середовища; C_v , C_p - теплоємність газу.

Із системи рівнянь (1-3) випливає, що невеликі коливання параметрів газу поширюються уздовж осі трубопроводу з деякою швидкістю c , так званою адіабатичною швидкістю звуку [4]. Для цієї швидкості справедлива формула:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot zRT}, \quad (8)$$

де $\gamma = C_p/C_v$ - показник адіабати (для метану $\gamma = 1,31$), коефіцієнт стисливості z вважається постійним (для ідеальних газів $z = 1$). Швидкість $c \approx 400 \div 420$ м/с.

Якщо швидкість v течії газу мала в порівнянні зі швидкістю звуку c (тобто число Маха $v/c \ll 1$), якщо можна знехтувати впливом коливань температури на параметри газу, то система рівнянь (1-3) спрощується:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_{\text{ст}} \cdot c^2 \cdot \frac{\partial q_k}{\partial x} = 0, \quad (9)$$

$$\rho_{\text{ст}} \frac{\partial q_k}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda c^2 \rho_{\text{ст}}^2}{2\lambda d} \cdot \frac{q_k^2}{p}, \quad (10)$$

де $q_k(x, t) = M/S = \rho(x, t) \cdot v(x, t) / \rho_{\text{ст}}$ - масова швидкість газу (м/с), яка являє собою питому (тобто розраховану на одиницю площі перетину трубопроводу) масову витрату газу, виражену в стандартних куб. м.: $M = \rho_{\text{ст}} \cdot q_k \cdot S$. Система рівнянь (9,10) містить дві невідомі функції: $p(x, t)$ і $q(x, t)$.

Для магістральних газопроводів великої протяжності в рівняннях (9,10) нехтують інерцією:

$$\rho_{\text{ст}} \frac{\partial q_k}{\partial t} \ll \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (11)$$

і вважають, що рушійна сила - градієнт тиску - врівноважується тільки силою тертя газу об внутрішню поверхню трубопроводу.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda c^2 \rho_{\text{ст}}^2}{2\lambda d} \cdot \frac{q_k^2}{p}, \quad (12)$$

В такому випадку систему рівнянь (9,10) зводять до одного рівняння типу теплопровідності:

$$\frac{\partial p^2(x, t)}{\partial t} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 p^2(x, t)}{\partial x^2}, \quad (13)$$

для функції $p^2(x, t)$, або

$$\frac{\partial q_k^2(x, t)}{\partial t} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 q_k^2(x, t)}{\partial x^2}, \quad (14)$$

для функції $q_k^2(x, t)$. В цих рівняннях:

$$q_k^2 = -\frac{\gamma d}{\lambda c^2 \rho_{\text{ст}}^2} \cdot \frac{\partial p^2}{\partial x}, \quad (15)$$

коефіцієнт a^2 (м²/с) визначається формулою:

$$a^2 = \frac{c^2 d}{\gamma \lambda \cdot v_{\text{ср}}}, \quad (16)$$

де $v_{\text{ср}}$ - середнє значення швидкості газу в нестационарному процесі, що розглядається.

Рівняння (13) або (14) розв'язують в сукупності із початковими (при $t = 0$) і граничними (при $x = 0$ і $x = L$) умовами, які відображають початковий стан газу на ділянці ($0 \leq x \leq L$) газопроводу та роботу об'єктів, які розташовані на лівому ($x = 0$) і правому ($x = L$) кінцях ділянки.

Якщо, наприклад, в початковий момент часу в газопроводі існував стаціонарний режим перекачування з тисками p_n в перерізі $x=0$ та p_k в перерізі $x=L$, то початкові умови можна прийняти у вигляді:

$$p^2(x, 0) = p_n^2 - \frac{p_n^2 - p_k^2}{L} \cdot x, \quad \text{— для рівняння (13);}$$

$$q_k^2(x, 0) = p_n^2 \cdot \frac{\gamma d}{\lambda c^2 \rho_{\text{ст}}^2} = \text{const.}, \quad \text{— для рівняння (14).}$$

В якості граничних умов можна задавати тиск і витрату газу у вигляді функцій від часу, або алгебраїчні зв'язки між тисками і витратою газу, що моделюють об'єкти які встановлені на кінцях газопроводу:

$$x = 0: \quad \varepsilon = \frac{p_n(0, t)}{p_v} = \Phi[q_k(0, t)].$$

$$x = L: \quad p_k(L, t) = f_1(t) \quad \text{або} \quad q_k(L, t) = f_2(t).$$

Для коректного задання граничних умов їх загальна кількість на обох кінцях розглянутої ділянки трубопроводу має дорівнювати чотирьом [2]. В якості таких умов можуть задаватись граничні умови, що моделюють повний розрив трубопроводу та/або його повне перекриття (робота лінійного крану).

Висновок

Одним із головних завдань, при створенні КТК, що в результаті визначає його ефективність, являється представлення навчальної інформації у вигляді образів адекватних реальним об'єктам і з врахуванням індивідуальних особливостей механізмів сприйняття користувача. Базуючись на цих принципах, найважливішою задачею яка виникає при проектуванні тренажера є вибір правильної моделі і розробка на її основі програмних засобів конкретизації образних поглядів на тему обмеженого світу задачі (з метою розбудити уяву користувача) і генерації деяких індивідуальних фонових образів для активізації механізмів підсвідомості, підвищення граничного рівня

уваги, сприймання і запам'ятовування. Таким чином тренажер являється джерелом нових знань про поведінку людини в умовах віртуального по формі та штучного по змістовним законам світу.

Література

1. Селезнев В.Е. *Современные компьютерные тренажеры в трубопроводном транспорте: математические методы моделирования и практическое применение* / В.Е. Селезнев, В.В. Алешин, С.Н. Прялов; под ред. В.Е. Селезнева. – М.: МАКС Пресс, 2007. – 200 с.
2. Селезнев В.Е. *Основы численного моделирования магистральных трубопроводов* / В.Е. Селезнев, В.В. Алешин, С.Н. Прялов; под ред. В.Е. Селезнева. – М.: МАКС Пресс, 2009. – 436 с.
3. Лурье М.В. *Задачник по трубопроводному транспорту нефти нефтепродуктов и газа: Учеб. пособие для вузов* / М.В. Лурье. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2003. – 349 с.
4. Лурье М.В. *Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта углеводородов* / М.В. Лурье. – М.: ГУП "Нефть и газ" РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002.

Надійшла до редакції 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедри інформаційних технологій В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ГАЗОПРОВОДА ПРИ РАЗРАБОТКЕ ТРЕНАЖЕРНОГО КОМПЛЕКСА ОПЕРАТИВНЫХ ДЕЙСТВИЙ

А.П. Сташинский

В статье рассматривается процесс математического моделирования потока газа в одностационарном магистральном трубопроводе в условиях нестационарного режима его работы. Представлена математическая модель, которая лежит в основе системы дифференциальных уравнений в частных производных, отражающие основные физические законы которые имеют место при нестационарных процессах работы газопроводов. Данный метод положен в основу создания компьютерного тренажерного комплекса оперативных действий для диспетчерского персонала газотранспортного предприятия. Отмечается, что выбор правильной модели и разработка на ее основе программных средств повышает эффективность использования тренажерного комплекса, способствует формированию практических навыков, повышению профессионального уровня и уверенности специалистов.

Ключевые слова: компьютерный тренажерный комплекс, магистральный газопровод, газовый поток, нестационарный процесс, функция, математическая модель.

MATHEMATICAL MODEL OF WORK OF GAS PIPELINE WHILE DEVELOPMENT OF TRAINER COMPLEX OF OPERATIVE ACTIONS

O.P. Stashynsky

This article discusses the process of mathematical modeling of gas in a main pipeline at a unsteady process. A mathematical model, which consists of the system of differential equalizations with the derivatives, which show basic physical laws at a unsteady process, is presented. This method is basis of creation of computer trainer complex of operative actions for controller's personnel of gas-transport enterprise. It is marked that the choice of correct mathematical model and development on its basis of programmatic facilities promotes efficiency of drawing on a computer trainer complex, forms practical skills promotes a professional level and confidence of specialists.

Key words: computer trainer complex, main gas pipeline, gas flow, unsteady process, the function, a mathematical model.

Сташинський Олександр Петрович – аспірант Національного авіаційного університету, Київ.

УДК 681.518.54

В.Ф. МИРГОРОД¹, Н.Д. БАГАУТДИНОВ², И.М. ГВОЗДЕВА³¹ОАО «Элемент», Украина²ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Украина³Одесский национальный политехнический университет, Украина

НОВЫЙ КРИТЕРИЙ РАЗЛИЧИЯ ТРЕНДОВ ДВУМЕРНЫХ ВЫБОРОК ПАРАМЕТРОВ РЕГИСТРАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выполнена разработка и приведены результаты применения методов двумерного трендового контроля применительно к задаче диагностирования технического состояния газотурбинного двигателя в длительной эксплуатации. Предложены две трендовые статистики, разностная и новая двумерная типа Хальда-Аббе, позволяющие установить факт различия трендов в исследуемых временных рядах, при опорной гипотезе о наличии и идентичности трендов. Для разностной статистики ее свойства установлены в аналитическом виде, а для предлагаемой новой DR-статистики – методом статистического моделирования. Представлен пример двумерного трендового контроля для реальных данных эксплуатации газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: техническая диагностика, статистическая модель, техническое состояние, трендовый контроль.

Введение

Переход к эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД) по техническому состоянию, обусловленный требованиями нормативных документов и потребностями практики, формирует проблему усовершенствования программно-алгоритмического обеспечения систем технической диагностики (СТД) в направлении повышения надежности статистических выводов о фактическом состоянии диагностируемых объектов. Важные научно-практические задачи состоят в разработке таких алгоритмов диагностирования, которые обеспечивают минимизацию ложных решений на заданном уровне значимости.

Постановка проблемы и цель исследования. В современных СТД широко используются различные методы трендового контроля [1], позволяющие установить факт изменения технического состояния диагностируемых объектов по возникновению тренда в выборках данных параметров регистрации ГТД [2,3]. Практика их применения указывает на недопустимо высокий уровень ошибок второго рода («ложных тревог»), что приводит к необоснованному снятию объектов с эксплуатации, и, как следствие, снижению уровня доверия к надежности выводов СТД. Основной причиной этого является игнорирование естественного эксплуатационного тренда, поскольку большинство используемых трендовых статистик (исключая F-критерий И.В. Егорова) основаны на двухальтернативной гипотезе наличия

либо отсутствия тренда, причем опорной принимается именно последняя гипотеза. Разрешение указанного противоречия может быть достигнуто путем применения многомерных статистик различия трендов параметров регистрации, предполагающих наличие естественного, связанного с выработкой ресурса, трендов параметров при эксплуатации ГТД, а решение о наличии «разладки» принимается при установлении различия трендов.

Однако методы многомерного трендового контроля практически не рассматриваются в литературе, что требует развития исследований в указанном направлении.

Целью настоящего исследования является разработка и обоснование двумерных статистик трендового контроля временных рядов, которые являются параметрами регистрации технического состояния ГТД в его жизненном цикле.

Основные результаты исследований

Естественным путем решения поставленной задачи является применение какого-либо из известных трендовых критериев, например, хорошо зарекомендовавшего себя на практике критерия Хальда-Аббе, к разностной выборке. Если трендовому контролю подлежат временные ряды $\{x_k\}$ и $\{z_k\}$ параметров регистрации, то различие трендов устанавливается по наличию тренда в разностной выборке $\{y_k\} = \{x_k - z_k\}$.

Критерий Хальда-Аббе формулируется в задачах обнаружения тренда в виде статистики [1]

$$r = \left[2 \sum_{k=1}^N (y_k - \bar{y})^2 \right]^{-1} \sum_{k=1}^N (y_{k+1} - y_k)^2 > r_0, \quad (1)$$

где y_k – исследуемый временной ряд;

r_0 – пороговое значение критерия;

$\bar{y} = N^{-1} \sum_{k=1}^N y_k$ – выборочное среднее.

Опорной гипотезой H_0 является предположение об отсутствии тренда, при выполнении которой статистика (1) обычно [1] формируется в виде

$$r' = 0,5 \cdot \ln[(2-r)/r] > r'_0, \quad (2)$$

и при $N > 10$ нормализуется с дисперсией в виде

$$Dr' = 1/(N-3).$$

Поэтому уровни принятия гипотезы H_0 легко устанавливаются по их значимости для обычно применяемых в диагностике уровней $\alpha = 0,01; 0,05$.

Например, для часто применяемого значения $N=20$ эти уровни составляют

$$r'_{0,01} = 0,6306; \quad r'_{0,05} = 0,4729.$$

Недостатки рассматриваемого подхода к установлению различия трендов выборок на основе исследования свойств разностной выборки, обусловлены следующими факторами:

1) Разностная выборка может быть корректно сформирована только для параметров одной физической природы, а для разнородных параметров требуются предварительные процедуры центрирования и нормировки, что усложняет реализацию критерия.

2) Дисперсия разностной выборки по крайней мере в $\sqrt{2}$ раз больше дисперсий исходных, что ведет к росту уровня «ложных тревог».

Указанных недостатков лишена предлагаемая DR-статистика в виде

$$DR = 0,5 (\text{Var}_x \text{Var}_z)^{-1/2} \sum_{k=1}^N (x_{k+1} - z_k)(z_{k+1} - x_k), \quad (3)$$

где $\text{Var}_x, \text{Var}_z$ – выборочные дисперсии временных рядов $\{x_k\}$ и $\{z_k\}$.

Опорной гипотезой H_0 является предположение об идентичности трендов в исследуемых выборках, альтернативной о различии таковых.

В отличие от (1) предлагаемая статистика (3) при условии H_0 асимптотически стремится к нулю и не требует нелинейного преобразования (2), что упрощает ее численную реализацию.

Существенным отличием предлагаемой статистики является положенная в ее основу новая статистическая модель порождения данных. Отличие такой модели от общепринятых заключается в том, что исходно предполагается наличие тренда в выборках данных регистрации. Такой тренд может

быть следствием естественной выработки ресурса. При традиционном трендовом контроле одномерных временных рядов естественный тренд должен обязательно приводить к его обнаружению на некотором временном такте. Для парирования такого нежелательного эффекта ограничивают длину выборки и, тем самым, достигается компромисс между ее объемом и порогом срабатывания. Поскольку диагностируемые параметры взаимосвязаны, то тренд одного из них должен привести к тренду по другому параметру. Различие таких трендов означает нарушение характера взаимосвязи между параметрами ГТД, то есть возникновение неисправности.

Аналитическое исследование свойств предлагаемой статистики (состоятельность, эффективность и несмещенность) связано с исследованием композиции выборочных коэффициентов авто- и взаимокорреляции указанных временных рядов, поэтому связано с определенными трудностями. Поэтому такое исследование выполнено методом статистического эксперимента, первоначально на тестовых выборках, а затем на выборках реальных баз данных эксплуатации.

Тестовый эксперимент (рис. 1) заключался в формировании двух статистически независимых временных рядов (из нескольких сотен отсчетов), каждый из которых удовлетворяет гипотезе о принадлежности к генеральной совокупности независимых нормально распределенных случайных величин (СВ) на заданном уровне значимости, в которых, начиная с заданного момента времени, аддитивно формировался одинаковый линейный тренд. Сравнению подлежали разностная статистика в форме (2) и предлагаемая статистика.

На рис. 1 обозначены: сравниваемые выборки data1 и data2, пороговый уровень на 95 %-ой значимости K_v , разностная статистика r и предлагаемая статистика DR.

В результате статистического эксперимента установлено следующее:

– DR-статистика является асимптотически несмещенной, эффективной и состоятельной, при этом

$$\text{mean}(DR) \rightarrow 1/N, \quad (4)$$

$$\text{Var}(DR) \rightarrow a/N^2, \quad (5)$$

где $a = \text{const}$.

– DR-статистика асимптотически нормализуется (начиная примерно с 20-го отсчета), с моментами в виде (4) и (5),

– дисперсия DR-статистики, по крайней мере, в 4 раза меньше дисперсии сравниваемой разностной статистики в форме (2),

– быстродействие DR-статистики предположительно существенно выше по сравнению с традиционной.

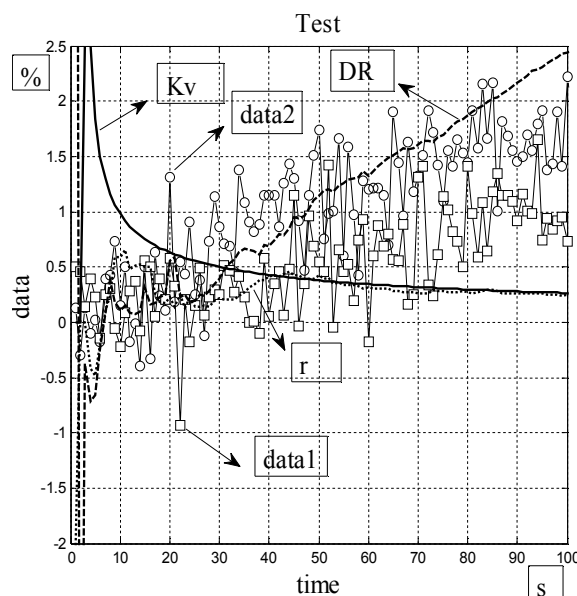


Рис. 1. Результаты тестового эксперимента

Наиболее важными являются последние три заключения, так как быстрая нормализуемость предлагаемой статистики позволяет установить ее квантили (по известным соотношениям), соответствующие заданным уровням значимости, существенное уменьшение дисперсии означает снижение уровня ошибок второго рода, а высокое быстродействие позволяет выявить раннее развитие различия трендов в выборках анализируемых параметров.

Возможности новой статистики сравнения трендов иллюстрирует рис. 2, на котором представлены выборки данных регистрации технического состояния ГПА НК-36СТ, заимствованные из [6], по параметрам $A_{\text{ТНД}}$ и ΔN , уровень срабатывания критериев различия трендов на заданном пороге значимости и реализации предлагаемой и сравниваемой статистик.

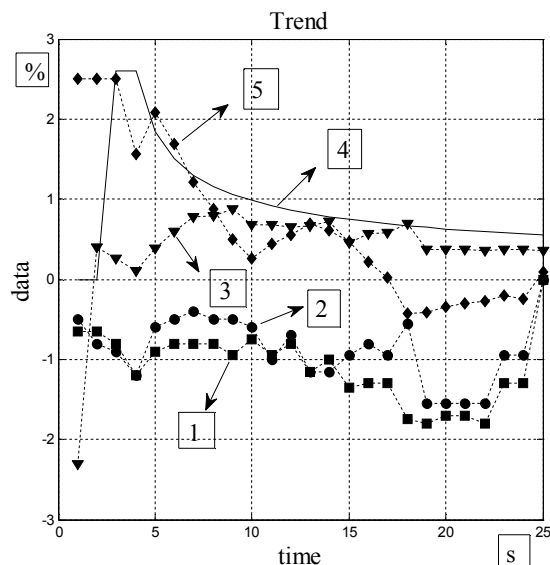


Рис. 2. Сравнение трендовых статистик

На рис. 2 обозначены: сравниваемые выборки $A_{\text{ТНД}}$ (реализация 1) и ΔN (реализация 2), пороговый уровень на 95 %-ой значимости (реализация 4), разностная статистика r (реализация 3) и предлагаемая статистика DR (реализация 5).

Как это следует из результатов трендового анализа тестовых и экспериментальных данных, и приведенных иллюстраций, предлагаемая статистика действительно имеет меньшее, по сравнению с разностной, время срабатывания, так как различие трендов выборок на 95 %-ом уровне значимости по DR-статистике фиксируется уже на пятом такте, в то время как по критерию (2) для разностной выборки только на пятнадцатом.

Заключение

Таким образом, предлагаемый DR-критерий различия трендов двумерных временных рядов имеет необходимые свойства трендовой статистики. Как это установлено математическим моделированием, предлагаемая статистика асимптотически нормализуется и имеет меньший, по сравнению с традиционными критериями, уровень «ложных тревог», и более высокое быстродействие.

Из проводимых исследований, результатов сопоставительного анализа и численного моделирования следуют предлагаемые выводы и рекомендации.

1. Эффективность критериев тренда, в частности Хальда-Аббе, существенно зависит от статистических свойств тестируемой выборки: справедливости гипотез о некоррелированности и принадлежности к нормальной генеральной совокупности, надежность которых целесообразно установить в результате предварительного разведочного анализа данных.

2. Для предварительной оценки возможности использования выбранной статистики тренда целесообразно определить общие статистические свойства (тип статической модели) исследуемого временного ряда на основе одного из критериев Фишера, либо процедуры Кохрейна.

3. Существенное повышение эффективности статистик тренда может быть достигнуто путем предварительного сингулярного разложения траекторий матрицы, образованной временным рядом [4]. При таком разложении могут быть выделены трендовые компоненты временных рядов, содержащих циклические составляющие.

4. Для повышения достоверности статистических выводов об отсутствии тренда необходимо предварительное построение диагностических моделей исследуемых процессов в ГТД, а также тщательная оценка метрологических свойств измерительных каналов, включая алгоритмы цифровой

филътрации данных и оценку вероятностных характеристик ошибок измерений.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в аналитическом обосновании свойств DR-статистики и распространении результатов исследований на многомерные временные ряды. Требуется также обоснование реалистичных статистических моделей исследуемых временных рядов для конкретных прикладных задач диагностирования технического состояния газотурбинных двигателей.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, В.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
2. Елисеев Ю.С. Статистические методы формирования алгоритмов вычисления в полете тяги и других основных параметров газотурбинного двигателя, критериев и признаков технического состояния его узлов / Ю.С. Елисеев, Г.В. Добрянский, Т.Ф. Дема // *Авиационно-космическая техника*

и технология. – 2003. – № 6(41). – С. 81-89.

3. Егоров И.В. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей / И.В. Егоров // *Труды ЦИАМ «Научный вклад в создание авиационных двигателей»*. – М.: Машиностроение, 2000. – С. 651-688.

4. Миргород В.Ф. Применение диагностических моделей и методов трендового анализа для оценки технического состояния газотурбинных двигателей / В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко, В.М. Кравченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 9(56). – С. 192-197.

5. Айвазян С.А. Прикладная статистика. Классификация и снижение размерности / С.А. Айвазян, В.М. Бухштабер, И.С. Енюков, Л.Д. Мешалкин. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 607 с.

6. Эксплуатация автоматизированных систем диагностирования АСД-36СТ и АСД-38СТ газотурбинных приводов НК-36СТ и НК-38СТ на компрессорных станциях / В.Б. Коротков, Ю.К. Криволюцкий, В.Н. Михнович и др. // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2003. – Вып. 7 (42). – С. 105-107.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Г. Антошук, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

НОВИЙ КРИТЕРІЙ ВІДМІННОСТІ ТРЕНДІВ ДВОВИМІРНИХ ВИБІРОК ПАРАМЕТРІВ РЕЄСТРАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

В.Ф. Миргород, Н.Д. Багаутдинов, І.М. Гвоздева

Виконано розробку та наведено результати застосування методів двовимірного трендового контролю стосовно до задачі діагностування технічного стану газотурбінного двигуна у тривалій експлуатації. Запропоновано дві трендові статистики, різницева і нова двовимірна типу Халден-Аббе, що дозволяють встановити факт відмінності трендів у досліджуваних часових рядах, при опорній гіпотезі про наявність та ідентичності трендів. Для різницевої статистики її властивості встановлені в аналітичному вигляді, а для пропонованої нової DR-статистики - методом статистичного моделювання. Представлено приклад двовимірного трендового контролю для реальних даних експлуатації газоперекачувального агрегату.

Ключові слова: діагностика, статистична модель, технічний стан, трендовий контроль.

NEW CRITERION FOR TRENDS DISTINCTION OF BIDIMENTIONAL RETRIEVAL OF REGISTRATION PARAMETERS OF GAS TURBINE ENGINES TECHNICAL STATE

V.F. Mirgorod, N.D. Bagautdinov, I.M. Gvosdeva

Design is executed and application results of methods of two-dimensional trend control conformably to a problem of technical state diagnosing of gas turbine engine during continuous exploitation. Two trend statistics, difference and new two-dimensional Hald – Abbe type, which allow to determine the fact of trends distinction in researched time series at a basic hypothesis about presence and identity of trends are offered. For difference statistics property are determined in an analytical mode, and for offered new DR-statistics - by a method of statistical modeling. The example two-dimensional trend control for real data of gas turbine engine operation is presented.

Key words: diagnostics, statistical mode, technical state, trend control.

Миргород Владимир Федорович – канд. техн. наук, доцент, заместитель директора по научной работе, ОАО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

Багаутдинов Наиль Дахиевич – ведущий конструктор ГП ЗМКБ «Ивченко – Прогресс», Запорожье, Украина.

Гвоздева Ирина Маратовна – д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник Одесского национального политехнического университета, Одесса, Украина, e-mail: onophenko@mail.ru.

УДК 621.002:681.324

В.В. ГОЛИКОВА, П.К. СОПИН, Т.Л. СТЕПАНЧЕНКО*Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина***ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЗАДАЧАХ ОПЕРАТИВНОГО АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ПРИЕМОСДАТОЧНЫХ И КОНТРОЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВС**

Эффективность оперативного анализа результатов приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС достигается применением информационных технологий, реализующих алгоритмы: построения функциональной модели процесса испытаний, выбора информативных параметров и моделирования на их основе испытуемых объектов и процесса испытаний, прогнозирования технического состояния двигателей и принятия решений о годности испытуемых двигателей к дальнейшей эксплуатации. Предлагаемая информационная технология оперативного анализа информации в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС является универсальной и может быть применена при испытаниях автомобильных бензиновых двигателей различных модификаций при соответствующей адаптации моделей.

Ключевые слова: ДВС, приемосдаточные и контрольные испытания, информационные технологии.

Введение

На сегодняшний день основной задачей ответственного двигателестроения является выпуск конкурентоспособной продукции, сравнимой с зарубежными аналогами. Для решения задачи необходимо повысить качество продукции (с учетом новизны, технического уровня, отсутствия производственных дефектов, надежности в эксплуатации, экологической безопасности) без существенного увеличения стоимости. На производстве соответствие качества ДВС установленным требованиям проверяют в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний, которые до сих пор представляют дорогостоящий и трудоемкий процесс, предполагающий также анализ причин, влияющих на результат изготовления деталей и сборки двигателей [1, 2].

В сложившейся экономической ситуации актуальны эффективные методики автоматизированных испытаний, обеспечивающие точность и достоверность результатов при минимальной трудоемкости и продолжительности. Они должны создаваться на основе математических моделей испытуемых объектов и процессов испытаний, адекватных экспериментальной информации, с использованием современных информационных технологий.

В последнее время разработаны специальные средства и методы проектирования информационных систем с интегрированными автоматизированными инструментами различного назначения, так называемые CASE (от англоязычной аббревиатуры Computer-Aided Software Engineering), которые могут быть использованы при работе с базами данных и экспертными системами.

Однако присутствие этих инструментов в качестве базовых элементов создаваемых информационных систем и технологий еще не означает их корректного использования при решении прикладных задач. Это объясняется тем, что кроме общей автоматизации разработки приложений CASE-средствами до сих пор отсутствует методическая и методологическая поддержка процесса. Поэтому по-прежнему результат использования созданных на основе таких средств прикладных информационных технологий определяется сложностью объекта приложения, а также опытом, знаниями и интуицией пользователя [3].

Среди большого числа научных работ по технической диагностике и испытаниям машиностроительных изделий также трудно указать работы, непосредственно связанные с созданием необходимых информационных технологий или методов, которые могут стать основой их создания.

В работе эффективность оперативного анализа результатов приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС достигается применением информационных технологий, реализующих алгоритмы: построения функциональной модели процесса испытаний, выбора информативных параметров и моделирования на их основе испытуемых объектов и процесса испытаний, прогнозирования технического состояния двигателей и принятия решений о годности испытуемых двигателей к дальнейшей эксплуатации.

1. Основная часть

В ходе приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС выявляют, локализуют и, по возможности, классифицируют производственные дефекты.

Негодные к эксплуатации двигатели возвращают в сборочный цех для устранения дефектов и неисправностей, а затем повторно испытывают. Локализация и классификация дефектов необходимы для определения «проблемных» звеньев в технологической цепочке [4]. Функциональная модель испытаний ДВС, построенная с использованием выводов работы [3], представлена на рис. 1 и является основой разрабатываемой информационной технологии..



Рис. 1. Функциональная модель испытаний ДВС

В общем случае модель описывается следующей совокупностью характеристик:

$$\{X, Y, U, W, \gamma, M_S^{t,T}, R_S^{t,T}, R_\Sigma^{t,T}\},$$

где $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ – ненаблюдаемые параметры технического состояния, $Y = \{y_1, \dots, y_m\}$ – измеряемые диагностические параметры двигателей, $U = \{u_1, \dots, u_p\}$ – характеристики условий внешней среды; $W = \{w_1, \dots, w_q\}$ – неконтролируемые факторы; $M_S^{t,T} \in M$ – математическая модель, построенная на основе измеряемых диагностических параметров с учетом связей между ними; R_S – решение, принимаемое по M_S ; R_Σ – окончательное решение на основе уточненной модели; t, T – время наблюдения и время принятия решения о состоянии испытуемых двигателей; γ – способы представления информации [6].

Эффективность испытаний определяется совокупностью решаемых задач, стоимостью испытаний, а также точностью и достоверностью полученных результатов.

Изменение и детализация модели рис. 1 происходят по мере уточнения вида и задач испытаний. Для приемосдаточных испытаний предлагаемая информационная технология на основе детализированной модели означает выполнение следующих функциональных блоков: 1 – запись экспериментальной информации на основе измерений диагностических параметров ДВС, при необходимости приведенных к типу двигателя и условиям внешней среды; 2 – предварительную статистическую обработку экспериментальной информации традиционными методами

(корреляционный, факторный, регрессионный анализ); 3 – построение моделей испытуемых двигателей с последующим сравнением их с эталонными моделями ДВС заданного класса; 4 – оценку технического состояния ДВС, при необходимости с определением места и вида дефекта; 5 – прогноз значений диагностических параметров и технического состояния ДВС; 6 – принятие решений о годности испытуемых двигателей к дальнейшей эксплуатации.

Первые два блока связаны с выполнением традиционных процедур. Третий блок является наиболее важным, от его результатов во многом зависят результаты всего технологического процесса испытаний. В основе моделирования двигателей по диагностическим параметрам лежит известный факт, что рабочие процессы двигателей характеризуются диагностическими параметрами, зависящими от технического состояния. Следовательно, диагностические параметры, связи между ними и качественные зависимости этих параметров от структурных содержат требуемую диагностическую информацию. Например, для карбюраторных двигателей внутреннего сгорания диагностическими параметрами являются мощность, удельный расход топлива, величина, скорость и ускорения вибраций, давление, концентрация в масле продуктов износа температура охлаждающей жидкости и отработавших газов [5]. Эффективная мощность характеризует состояние зазоров в сопряжениях и качество регулировок, расход топлива – состояние трущихся поверхностей деталей. Состав и температура выпускных газов отражают полноту сгорания топлива, которая зависит от технического состояния цилиндропоршневой группы, от исправности систем питания воздухом и топливом, системы зажигания. Расход масла на угар в результате проникновения масла в камеру сгорания, обусловленного насосным эффектом поршневых колец и вентиляции картера, является технологическим и конструкторским показателем цилиндропоршневой группы и двигателей в целом, поскольку этот параметр зависит от состояния поршня, колец, теплового и нагрузочного режимов работы двигателей.

Моделирование ДВС предполагает определение причинно-следственных зависимостей между параметрами, поскольку методы и модели анализа скалярных процессов изменения отдельных параметров не дают информации о механизмах их взаимодействия. Определение таких зависимостей проводится с использованием статистического теста К. Грейнджера на каузальность (причинность) [8]. Согласно тесту переменная x_t является каузальной по отношению к переменной y_t (обозначается $x_t \rightarrow y_t$), если при прочих равных условиях значения y_t могут быть предсказаны по прошлым значениям x_t с меньшей ошибкой, чем без их использования. Для тестирова-

ния гипотезы « x_t не влияет на y_t » (где x_t , y_t – скалярные процессы) оценивается справедливость зависимости y_t от последовательности значений y_t и x_t :

$$y_t = a_0 + \sum_{j=1}^p a_j y_{t-j} + \sum_{j=1}^p b_j x_{t-j} + \varepsilon_t,$$

где p – максимальное значение задержки, a_0, a_j, b_j – коэффициенты.

Тест позволяет однозначно выявить динамическое взаимодействие между диагностическими параметрами в виде направлений причинно-следственных связей и наряду с другими алгоритмами, подробно описанными в работе [7], определяет выбор наиболее информативных параметров испытуемых ДВС.

На стадии приемосдаточных испытаний измеренные значения диагностических параметров представляют нестационарные случайные процессы даже при работе изделий на установившихся режимах. Для исправных изделий комбинации нестационарных случайных процессов изменения основных диагностических параметров стационарны. Различие технических состояний отражается в изменении вероятностных характеристик случайных процессов изменения диагностических параметров. При дефектах или поломках двигателей значения диагностических параметров, как правило, отклоняются от номинальных значений.

Стандартные характеристики функционирования двигателей также отклоняются от номинальных, происходит разрушение статистических связей между параметрами [6]. В этих случаях зависимости между нестационарными процессами изменения диагностических параметров теряют стационарный характер, статистические связи между ними нарушаются. Однако такие ситуации отличаются от тех, когда изменения вызваны только сменой режима работы ДВС. В этих ситуациях статистические зависимости между параметрами не нарушаются.

При разделении всего множества испытуемых ДВС только на два класса: годных и негодных к эксплуатации – используется простейшая система распознавания. Она включает преобразователь контролируемых параметров в набор признаков, и классификатор, принимающий решение по результатам их сравнения с некоторым эталоном, репрезентативным для заданного класса годных двигателей.

В предположении, что процесс сборки двигателей стабилен, контролируемые параметры группируются вокруг некоторого эталона, для годных двигателей отклонения от него носят случайный характер и распределены по нормальному закону с нулевым математическим ожиданием и конечной дисперсией (ковариацией для многомерных распределений). Для учета статистических свойств диагно-

стических параметров и отклонений от эталонных значений необходимы статистические классификаторы, среди которых чаще всего используют байесовский классификатор и его разновидности. При известных плотностях распределения всех возможных совокупностей значений параметров для каждого класса ДВС классификатор обеспечивает получение оптимальных решений [7].

В предположении связи между выбором параметров и качеством классификации, выражаемой в терминах вероятности правильного разделения двигателей на классы, возможно использование разных статистических величин, например, энтропии, ортогональных функций, дивергенции и т.д. Проведенные исследования показали, что для решения главных задач испытаний универсальной и простой с вычислительной точки зрения является мера, известная в теории информации как мера Кульбака [9]. Она определяет расхождение, или дивергенцию (divergence – расхождение, англ.), между вероятностными характеристиками распределений параметров изделий, другими словами, это «расстояние» между парами случайных распределений произвольного вида и любой сложности разделения.

Заключение

Предлагаемая информационная технология оперативного анализа информации в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС является универсальной и может быть применена при испытаниях автомобильных бензиновых двигателей различных модификаций при соответствующей адаптации моделей (рис. 2).

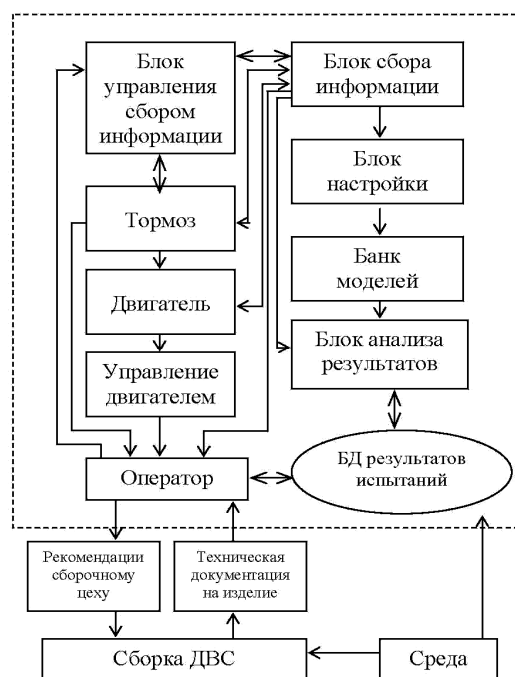


Рис. 2. Структура системы, реализующая предлагаемую информационную технологию

Входами системы, реализующей технологию, являются информационные потоки в виде измерений диагностических параметров и характеристик испытуемых двигателей после сборки, а также техническая документация. Выходами системы – информация о годных и негодных для дальнейшей эксплуатации двигателях, решения по удовлетворению технических условий, рекомендации сборочному цеху.

Литература

1. Биктимиров Р.Л. Математическое обеспечение автоматизированных систем исследований и испытаний ДВС / Р.Л. Биктимиров, И.Х. Садыков, А.Х. Хайруллин. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
2. Павленко Е.А. Статистические методы диагностики ТС автомобильных транспортных средств / Е.А. Павленко // Автомобильная промышленность. – 2009. – №7. – С. 29-30.
3. Жернаков С.В. Методология системного анализа для решения проблемы информ. мониторинга состояния авиационного двигателя / С.В. Жернаков // Вестник УГАТУ, Россия. – Т. 14. – № 3 (38). – С. 84-100.
4. Первухина Е.Л. Информационные технологии в задачах выявления неисправных машиностроительных

изделий в ходе приемосдаточных испытаний после сборки / Е.Л. Первухина, В.В. Голикова, Т.Л. Степанченко // Сборка в машиностроении, приборостроении, Россия. – 2010. – № 11. – С. 3-8.

5. Первухина Е.Л. Оценка состояния машиностроительных изделий в ходе производственных испытаний после сборки / Е.Л. Первухина, В.В. Голикова, П.К. Сопин // Сборка в машиностроении, приборостроении, Россия. – 2009. – №10. – С. 3-9.

6. Первухина Е.Л. Статистическое моделирование машиностроительных изделий по диагностическим параметрам / Е.Л. Первухина, В.В. Голикова, П.К. Сопин // Проблемы машиностроения и надежности машин РАН, Россия. – 2008. – №6. – С. 89-95.

7. Первухина Е.Л. Информационные технологии в задачах оценки технического состояния машиностроительных изделий / Е.Л. Первухина, Т.Л. Степанченко, А.В. Первухин // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006. – №8. – С. 44-48.

8. Enders W. Applied Econometric Time Series / W. Enders. – N.-Y.: John Wiley & Sons, 1995 – 433 p.

9. Chen Badong. Parameter identifiability with Kullback-Leibler information divergence criterion / Badong Chen, Jinchun Hu, Yu Zhu, Zengqi Sun // International Journal on Adaptive Control Signal Process. – 2009. – №23. – P. 940-960.

Поступила в редакцию 7.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедры технической механики и машиноведения И.В. Хромов, Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина.

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ЗАВДАННЯХ ОПЕРАТИВНОГО АНАЛІЗУ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРИЙМАЛЬНОЗДАВАЛЬНИХ І КОНТРОЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ ДВЗ

В.В. Голикова, К.П. Сопін, Т.Л. Степанченко

Ефективність оперативного аналізу результатів приймальноздавальних і контрольних випробувань ДВЗ досягається застосуванням інформаційних технологій, що реалізують алгоритми: побудови функціональної моделі процесу випробувань, вибору інформативних параметрів і моделювання на їхній основі випробувань об'єктів і процесу випробувань, прогнозування технічного стану двигунів і прийняття рішень про придатність випробувань двигунів до подальшої експлуатації. Запропонована інформаційна технологія оперативного аналізу інформації в ході приймальноздавальних і контрольних випробувань ДВЗ є універсальною й може бути застосована при випробуваннях автомобільних бензинових двигунів різних модифікацій при відповідній адаптації моделей.

Ключові слова: ДВЗ, приймальноздавальні й контрольні випробування, інформаційні технології.

INFORMATION TECHNOLOGIES IN OPERATIVE ANALYSIS PROBLEMS OF INDUSTRIAL TESTING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

V.V. Golikova, P. K. Sopin, T. L. Stepanchenko

Methods to process experimental data during industrial testing of internal combustion engines are proposed. Efficiency of them is reached by applied information technologies, which realize algorithms: to design functional model of testing process, to choose informative parameters and to model tested objects, to forecast technical engine state, and to make decision on a validity of tested engines to the functioning. The offered information technology of the operative analysis of industrial testing of internal combustion engines is universal and can be applied to testing of other modifications of automobile petrol engines.

Key words: internal combustion engines, industrial testing, information technologies.

Голикова Виктория Викторовна – канд. техн. наук, доцент каф. техн. мех. и машиноведения Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: golikova.victoria@gmail.com.

Сопин Павел Константинович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобильного транспорта Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина.

Степанченко Татьяна Львовна – ассистент кафедры технической механики и машиноведения Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина.

УДК 621.3 : 004.7

Д.М. ФЕДОРОВ

*Національний авіаційний університет, Україна***ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ЗОБРАЖЕНЬ**

Проведено аналітичний огляд існуючих алгоритмів розпізнавання зображень. Виявлено, що всі розглянуті алгоритми мають недоліки, пов'язані або з відсутністю стадії навчання, або з відсутністю теоретичного обґрунтування вибору параметрів алгоритму, в результаті чого розпізнавання стає неякісним. В роботі був запропонований алгоритм класифікації вимірюваних об'єктів, який може використовуватись в координатно-вимірювальних машинах для ідентифікації класу вимірюваних об'єктів, що дозволить зробити вимірювання більш точними і швидшими.

Ключові слова: розпізнавання зображень, задача класифікації, координатно-вимірювальна машина, вимірюваний об'єкт, алгоритм розпізнавання, функції перетворення зображень.

Вступ

Робота координатно-вимірювальної машини (КВМ) базується на координатних вимірюваннях, тобто на почерговій зміні координат певного числа точок поверхні деталі і подальших розрахунках лінійних і кутових розмірів, відхилень розміру, форми і розташування у відповідних системах координат. Всі операції по розрахунку систем координат і трансформації значень координатних даних виконуються по програмі автоматично, на основі даних вимірювань, що вводяться в системи координат машини [1].

Координатні вимірювання реалізуються комплексом апаратних і програмних засобів. КВМ умовно можна розділити на базову частину, що містить вузли координатних переміщень, вимірювальні перетворювачі (ВП), вимірювальну головку (ВГ), призначену для безпосереднього вимірювання координат точок, і управляючий обчислювальний комплекс (УОК) на основі ЕОМ, призначений для управління процесом вимірювання, обробки і представлення даних вимірювання [2].

Порядок вимірювання на КВМ залежить від пристрою УОК, базової частини, засобів та методів підготовки програм і включає наступні операції:

1. За кресленням чи зразком деталі визначаються параметри, що підлягають контролю.
2. Визначається послідовність вимірів і розрахунків; необхідне число, форма і орієнтація вимірювальних наконечників; спосіб установки і кріплення деталі; форма представлення результатів вимірювань [3].

В даній роботі пропонується на першій операції виконувати розпізнавання і віднесення вимірю-

ваного об'єкту до одного з класів вимірюваних об'єктів, що дозволить зробити вимірювання на КВМ більш точними та швидшими.

До розпізнавання графічних образів на сьогодні існує два підходи: перший полягає у вивченні можливостей розпізнавання, якими володіють живі істоти, поясненні і моделюванні їх, а другий – у розвитку теорії і методів побудови пристроїв, призначених для розв'язку окремих задач в прикладних цілях [4].

Прихильники першого підходу вивчають та досліджують розпізнавання зображень за допомогою нейронних мереж. Поки що апарат нейронних мереж слабо формалізований. Тобто не можливо передбачити яка саме структура мережі буде успішно розпізнавати графічні образи, вона визначається експериментально. Крім того, було помічено, що фірми, які розробляють програмні продукти по розпізнаванню графічних об'єктів, не використовують нейронні мережі.

Ті алгоритми, які не базуються на нейронних мережах, не містять в собі стадії навчання, що негативно впливає на результат розпізнавання. Запропонований в статті алгоритм дозволяє розпізнавати спотворені монохромні зображення, обчислюючи ступінь належності зображення до кожного з існуючих класів. Запропонований алгоритм містить стадію навчання та розпізнавання.

1. Постановка задачі

Нехай є прямокутний знімок Z розміром $N \times M$ точок, на якому зображений графічний образ для класифікації. Кожна точка знімку має значення 1 – якщо вона належить до сфотографованої деталі і 0 – якщо не належить. Крім того є набір класів зобра-

жень, до кожного з яких можуть належати вхідні знімки. Необхідно обчислити ступінь належності поданого знімку до кожного класу зображень і вибрати найбільший. Той клас зображень, до якого поданий знімок належить найбільше і буде відповіддю на поставлену задачу.

2. Розв'язання задачі

Щоб віднести зображення до певного класу, пропонується для кожного класу сформувати матрицю частот. Матриця частот буде мати розміри такі самі, як і розміри знімку, тобто $N \times M$, а кожен її елемент P_{ij} означатиме імовірність зафарбування точки (i, j) в процесі навчання. Процес навчання полягає у створенні великої кількості трохи спотворених чорно-білих знімків і обчисленні імовірності зафарбування кожної точки результуючої матриці, тобто матриці частот. Ця імовірність обчислюється за формулою середнього арифметичного

$$P_{ij} = \frac{1}{C} \sum_{k=1}^C T_{ijk}.$$

Після отримання матриць частот для кожного класу зображень необхідно представити ці матриці в параметричному вигляді. Поданий на розпізнавання знімок буде спотворений різним чином, але будемо вважати що спотворення можливі тільки за рахунок зміщення, повороту та масштабування. Тож потрібно ввести в матрицю частот параметри, підібравши які, можна було б змістити, повернути чи збільшити або зменшити масштаб матриці частот таким чином, щоб вона якнайбільше накладалася на вхідний знімок. Можна було б ввести і інші параметри, наприклад коефіцієнти розтягування по обом осям координат, але якщо це зробити, то матрицю частот тоді можна буде підігнати під будь-яке зображення і результат розпізнавання буде невірним.

Позначимо матрицю P_{ij} у вигляді функції $f(i, j)$.

Як відомо, будь-яку функцію незалежно від її вигляду можна зміщувати, обертати та масштабувати.

Функцію зміщення зображення позначимо як $d(f, \Delta i, \Delta j) = f(i - \Delta i, j - \Delta j)$ де f – функція, що перетворюється, Δi – зміщення по осі i , Δj – зміщення по осі j .

Функцію повороту можна позначити як $r(f, \alpha) = f(i \sin \alpha + j \cos \alpha, i \cos \alpha - j \sin \alpha)$, де f – функція, що перетворюється, а α – кут повороту.

Функцію масштабування позначимо як $s(f, k) = f(ki, kj)$, де f – функція, що перетворюється, а k – коефіцієнт масштабування. Якщо $0 < k < 1$, то зображення зменшується, а якщо $k > 1$, то збільшується.

Після заміни фіксованої матриці P плаваючою функцією отримаємо матрицю U

$$U_{ij} = d(s(r(f, \alpha), k), \Delta i, \Delta j) = f(k(i \sin \alpha + j \cos \alpha) - \Delta i, k(i \cos \alpha - j \sin \alpha) - \Delta j).$$

Для класифікації знімків формується матриця $R_{N \times M}$, кожен її елемент R_{ij} означає імовірність того, що точка з координатами (i, j) відноситься до знімку деталі саме того класу, який потрібно ідентифікувати. Елементи матриці R у випадку з фіксованою матрицею P розраховуються за наступною формулою:

$$R_{ij} = \begin{cases} 1 - P_{ij}, & S_{ij} = 0, \\ P_{ij}, & S_{ij} = 1. \end{cases}$$

Сенс її полягає в тому, що якщо точка S_{ij} не належить до вимірюваної деталі, то елемент матриці R дорівнює імовірності належності точки до пустого простору (наприклад столу координатно-вимірювальної машини). Якщо точка S_{ij} належить до вимірюваної деталі то імовірність залишається незмінною.

Матриця R може розраховуватись і за іншими формулами, наприклад:

$$R_{ij} = \begin{cases} 1, & P_{ij} < 0,5, & S_{ij} = 0, \\ 0 & P_{ij} \geq 0,5, & S_{ij} = 0, \\ 0, & P_{ij} < 0,5, & S_{ij} = 1, \\ 1, & P_{ij} \geq 0,5, & S_{ij} = 1, \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{або} \quad R_{ij} = 2P_{ij}S_{ij} + 1 - P_{ij} - S_{ij}. \quad (2)$$

Сенс формули (1) полягає в тому, що якщо імовірність належності точки до деталі мала і точка S_{ij} не належить до деталі, то елемент R_{ij} буде дорівнювати 1, тому що в такому випадку точка з координатами (i, j) відноситься до знімку деталі саме того класу, який потрібно ідентифікувати. Якщо імовірність належності точки до деталі велика і точка S_{ij} належить до деталі, то елемент R_{ij} також буде дорівнювати 1, тому що в такому випадку точка з координатами (i, j) відноситься не тільки до знімку, але й до самої деталі того класу, який потрібно ідентифікувати. За такою ж логікою можна пояснити і інші частини першої формули. Формула (2) є більш універсальною, оскільки дозволяє розраховувати значення елементів матриці R тоді, коли на знімку деталі складається не тільки з нулів та одиниць, але й має значення 0,5 на межі деталі та вільного простору.

З трьох наведених вище формул розрахунку найбільш зручною та прийнятною є третя формула, оскільки замість фіксованої матриці P буде використовуватись параметрично задана матриця U . Отже, матриця R також буде в параметричному вигляді і матиме вигляд $R_{ij} = 2U_{ij}S_{ij} + 1 - U_{ij} - S_{ij}$. Маючи матрицю R , можна вивести параметричну функцію належності пред'явленого образу до кожного з наявних класів графічних образів. Ця функція має такий вигляд:

$$D(\Delta i, \Delta j, \alpha, k) = \frac{1}{NM} \sum_{i,j=1}^{N,M} R_{ij}.$$

Оскільки подане зображення може бути спотворене, то його потрібно змінити таким чином, щоб дізнатися найбільший ступінь належності до кожного з наявних класів. Це досягається за допомогою його переміщення, зменшення, збільшення або повороту. Описуючи математично, потрібно підібрати такі параметри Δi , Δj , α , k , при яких $D \rightarrow \max$. Але нас цікавлять не параметри Δi , Δj , α , k , а найбільше значення функції D . Для кожного наявного класу зображень воно різне, але серед класів зображень також є найбільше D . Той клас, в якому воно найбільше скоріш за все і буде класом поданого на розпізнавання зображення.

Висновок

В роботі був запропонований алгоритм розпізнавання графічних образів деталей, які вимірюються за допомогою координатно-виміральної машини. Це дозволить зробити процес вимірювань більш точним та швидким.

Цей алгоритм може розпізнавати будь-які деталі на монохромних знімках, але тільки якщо деталь на знімку одна.

Універсальність запропонованого алгоритму

полягає в тому, що він може розпізнавати на знімку деталь у спотвореному вигляді. Вона може бути зміщена, повернута, збільшена або зменшена. Можуть бути також і інші спотворення, наприклад стиснення чи розтягнення по обом осям координат, але якщо враховувати і їх, то деталь на знімку можна буде підігнати під будь-який клас деталей. Тому в запропонованому алгоритмі будуватиметься матриця частот, щоб врахувати всі інші спотворення.

Література

1. Квасников В.П. Повышение точности и быстродействия информационно-измерительных систем механических величин объектов со сложными пространственными поверхностями / В.П. Квасников. – К.: Черкасы, 2002. – 192 с.
2. Гапиш А.А. Координатные измерительные машины и их применение / А.А. Гапиш, А.Ю. Каспарайтис, М.Б. Модестов. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
3. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
4. Фисенко В.Т. Компьютерная обработка и распознавание изображений: учебное пособие / В.Т. Фисенко, Т.Ю. Фисенко. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2008. – 192 с.

Надійшла до редакції 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ КЛАССИФИКАЦИИ ИЗОБРАЖЕНИЙ

Д.М. Фёдоров

Проведен аналитический обзор существующих алгоритмов распознавания изображений. Выявлено, что все рассмотренные алгоритмы имеют недостатки, связанные или с отсутствием стадии обучения, или с отсутствием теоретического обоснования выбора параметров алгоритма, в результате чего распознавание становится некачественным. В работе был предложен алгоритм классификации измеряемых объектов, который может использоваться в координатно-измерительных машинах для идентификации класса измеряемых объектов, что позволит сделать измерения более точными и быстрыми.

Ключевые слова: распознавание изображений, задача классификации, координатно-измерительная машина, измеряемый объект, алгоритм распознавания, функции преобразования изображений.

INFORMATION TECHNOLOGY OF IMAGE CLASSIFICATION

D.M. Fedorov

An analytical review of existing algorithms for image recognition. Revealed that all the above algorithms have disadvantages or the lack of stage training, or lack of theoretical justification of the choice of algorithm parameters, resulting in recognition becomes defective. The paper proposed a classification algorithm of the measured object, which can be used to coordinate measuring machines to identify the class of measured objects, which will make measurements more accurately and quickly.

Key words: image recognition, classification problem, coordinate measuring machine, as measured by the object recognition algorithm, a function to convert images.

Федоров Дмитро Михайлович – аспірант факультету інформаційних технологій Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: vorodef@ukr.net.

УДК 629.7: 621.3

М.Н. НАКАЗНЕНКО

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

НЕЙРОСЕТЕВАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО НАКОПИТЕЛЯ В СОСТАВЕ СИСТЕМЫ ГАРАНТИРОВАННОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Установлено, что задачи контроля и диагностирования электрохимического накопителя можно решать, применяя аппарат нейронных сетей. В результате исследования предложена концептуальная схема нейросетевого контроля и диагностирования. Разработана структурная схема нейросетевой системы контроля и диагностирования электрохимического аккумулятора в составе систем автономного энергоснабжения, которая состоит из нейросетевых датчиков, АЦП, фильтров, нейронного чипа, постоянного запоминающего устройства, оперативного запоминающего устройства, оптронной пары и связано по параллельному порту RS232 с ПК. Определены основные структурные элементы схемы и их функции. Разработанная система позволяет проводить более эффективный контроль и диагностику электрохимических накопителей.

Ключевые слова: электрохимический накопитель, нейросеть, система контроля и диагностирования, система автономного энергоснабжения.

Введение

В современных системах автономного энергоснабжения все чаще используют возобновляемые источники энергии. Эти источники характерны не постоянством энергоприхода, что приводит к большим нагрузкам на электрохимические накопители энергии (ЭХН). ЭХН должен обеспечивать достаточный запас энергии для энергоснабжения потребителя в условиях низкого энергоприхода. Таким образом, надежность накопителя в системах автономного энергоснабжения является одной из ключевых.

Первопричиной неисправностей систем автономного энергоснабжения, чаще всего, является аккумулятор, поэтому, зная точное состояние батареи, этих неисправностей, в общем случае, можно избежать.

Исходя из выше сказанного, особое внимание при разработке систем автономного энергоснабжения необходимо уделять системам контроля и диагностирования электрохимического накопителя.

1. Постановка задачи

Задача контроля и диагностирования электрохимического аккумулятора заключается в следующем:

- определение состояния, в котором находится электрохимический аккумулятор в настоящий момент времени;
- предсказание состояния, в котором окажется объект в будущий момент времени.

Таким образом, система контроля и диагностирования электрохимического накопителя в составе

систем автономного энергоснабжения должна решать задачи не только технической диагностики, но и задачи технической прогностики.

Основной целью работы является разработка структурной схемы системы контроля и диагностирования электрохимического накопителя в системах автономного энергоснабжения.

2. Решение задачи

Для реализации выше упомянутой системы контроля и диагностирования ЭХН необходимо создать эталонную модель, которая отображала бы с максимальной точностью поведение электрохимического накопителя под воздействием как внутренних (ток нагрузки) факторов, так и факторов внешней среды (температура и т.д.) и при этом обладала способностью прогнозировать состояние ЭХН.

Для получения такой математической модели ЭХН необходимо оперировать параллельно несколькими математическими аппаратами, которые зачастую принципиально отличаются и плохо согласуются. Исходя из этого, была разработана нейросетевая математическая модель ЭХН в составе систем автономного энергоснабжения [1].

Следующим этапом построения системы диагностирования и контроля ЭХН в составе систем автономного энергоснабжения является выбор ее структуры. На рис. 1 представлена концептуальная нейросетевая модель диагностирования ЭХН в составе систем автономного энергоснабжения. Работа такой системы заключается в том, что внутренние

факторы и факторы внешней среды, которые действуют на аккумуляторную батарею, параллельно воздействуют и на нейросетевую модель ЭХН, по разности между выходным сигналом математической модели и ЭХН происходит адаптация модели, в зависимости от того в каких условиях работал накопитель. Таким образом, уже адаптированная модель более точно прогнозирует работу ЭХН.

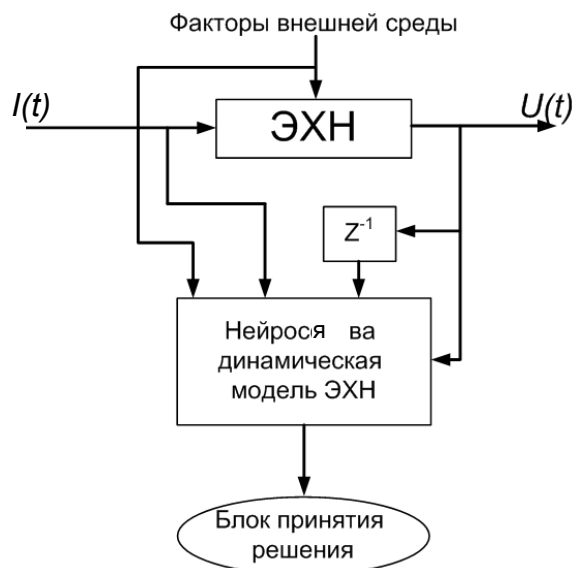


Рис. 1. Структура нейросетевой модели системы контроля и диагностирования электрохимического накопителя

Блок принятия решений по своей сути также является нейросетевым агентом, в котором происходит моделирование областей состояний аккумуляторной батареи. И в зависимости от того в какой области состояний аккумуляторной батареи находится модель агент принимает решение о состоянии накопителя. [2]. В качестве блока принятий решений используется Сеть Коханена, которая аппроксимирует область ра-

бочих характеристик электрохимического накопителя и разделяет на кластеры его состояний [3].

Исходя из выше сказанного нейросетевая система контроля и диагностирования функционирует следующим образом. Внешние и внутренние факторы воздействующие на ЭХН подаются на адаптивную нейросетевую модель.

Выходные параметры модели являются прогнозом работы аккумуляторной батареи, поступают в блок принятия решений, где сеть Коханена относит выходные параметры к тому или иному кластеру, таким образом, формирует решение о состоянии аккумуляторной батареи.

На следующем этапе была разработана структурная схема нейросетевой системы контроля и диагностирования электрохимического накопителя в составе систем автономного энергоснабжения, см. рис. 2.

Как видно на рис. 2 в схеме присутствует мультиплексор, который позволяет производить поэлементное измерение напряжение на каждом из ЭХН. Датчик температуры ($D t^0$) измеряет температуру ЭХН. А датчик тока (ДТ) служит для измерения тока нагрузки.

Аналоговый сигнал с датчиков через фильтры (Ф) поступает на АЦП и потом на нейрочип, где происходит обработка полученных данных и сравнение их с эталонными значениями кластеров состояний, записанных в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ). После определения кластера состояния ЭХН, результат записывается в оперативное запоминающее устройство. И через параллельный порт с КП оповещает оператора о состоянии каждого из ЭХН. Если ЭХН находится не в работоспособном состоянии, то нейрочип выдает логический '0' на вход устройства отключения ЭХН, который выполнен на оптроне. В случае работоспособности ЭХН на входе оптрона логическая '1', силовой ключ открыт и ЭХН работает в нормальном режиме.

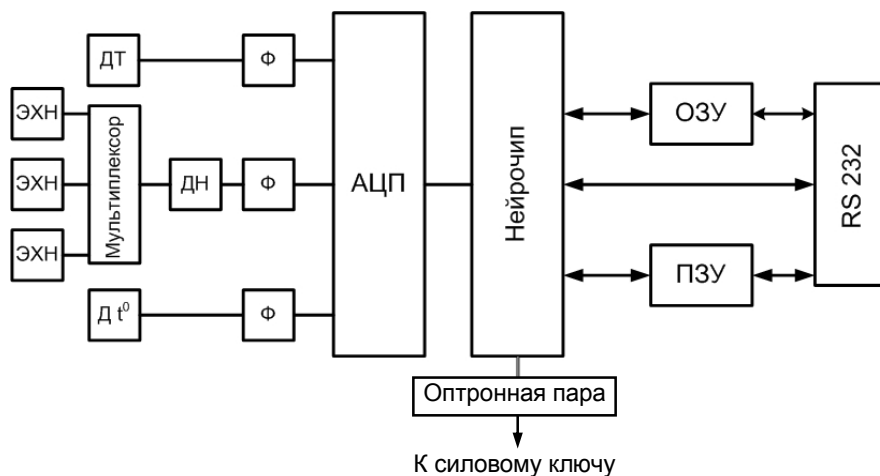


Рис. 2. Структурная схема разрабатываемой системы контроля и диагностирования электрохимического накопителя

Оператор также может вносить изменения в работу системы через параллельный интерфейс или через устройство беспроводной передачи данных.

Использование нейросетевой модели ЭХН в системе контроля и диагностирования ЭХН позволяет заблаговременно определить неисправный ЭХН, что дает возможность ввести резервный ЭХН в работу до выхода из строя основного. Такой подход позволяет улучшить качество энергоснабжения потребителя.

Выводы

1. Установлено, что задачи контроля и диагностирования электрохимического накопителя можно решать, применяя аппарат нейронных сетей.
2. В результате исследования предложена концептуальная схема нейросетевого контроля и диагностирования ЭХН.

3. Разработана структурная схема нейросетевой системы контроля и диагностирования электрохимического аккумулятора в составе систем автономного энергоснабжения.

Литература

1. Губин С.В. Модификация нейросетевой модели электрохимического накопителя в составе энергоустановки / С.В. Губин, М.Н. Наказненко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 8. – С. 73-75.
2. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс / С. Хайкин; пер. с англ. – М.: Изд. дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.
3. Терехов В.А. Нейросетевые системы управления / В.А. Терехов, Л.В. Ефимов, И.Ю. Тюкин. – М.: Высшая школа, 2002. – 183 с.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Ф. Болух, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

НЕЙРОМЕРЕЖЕВА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТА ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕКТРОХІМІЧНОГО НАКОПИЧУВАЧА У СКЛАДІ СИСТЕМИ ГАРАНТОВАНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

М.М. Наказненко

Встановлено, що завдання контролю і діагностування електрохімічного накопичувача можна вирішувати, застосовуючи апарат нейронних мереж. В результаті дослідження запропонована концептуальна схема нейромережевого контролю та діагностування. Розроблено структурну схему нейромережевої системи контролю та діагностування електрохімічного акумулятора в складі систем автономного енергопостачання, яка складається з нейромережевих датчиків, АЦП, фільтрів, нейронного чіпа, постійного запам'ятовуючого пристрою, оперативного запам'ятовуючого пристрою, оптрона пари і пов'язано з паралельного порту RS232 з ПК. Визначено основні структурні елементи схеми та їх функції. Розроблена система дозволяє проводити більш ефективний контроль і діагностику електрохімічних накопичувачів.

Ключові слова: електрохімічний накопичувач, нейромережа, система контролю і діагностування, система автономного енергопостачання.

NEURAL NETWORK CONTROL SYSTEM AND DIAGNOSIS ELECTROCHEMICAL BATTERY AS PART OF ASSURED SUPPLY

М.М. Nakaznenko

It is defined, that the task of monitoring and diagnosing an electrochemical storage device can be solved by applying the apparatus of neural networks. The study proposed a conceptual framework for monitoring and diagnosis of neural network developed a block diagram of neural network system for monitoring and diagnosing the electrochemical battery in the autonomous power supply systems, which consists of a neural network of sensors, ADCs, filters, neural chip, only memory, random access memory, and an optocoupler connected to the parallel port of a PC with RS232. Identified key structural elements of the circuit and their function. The developed system allows for more effective monitoring and diagnosis of electrochemical storage devices.

Key words: electrochemical storage, neural network, control and diagnosis, autonomous power supply system.

Наказненко Максим Николаевич – ассистент кафедры ракетных двигателей и энергоустановок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: Tenor1709@list.ru.

УДК 004.722

С.М. НЕДІЛЬКО¹, Г.Л. БАРАНОВ²¹ Державна льотна академія України, Кіровоград² ДП «Центральний науково-дослідний інститут навігації і управління», Київ

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СТРУКТУРИ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ПОВІТРЯНИМ РУХОМ НА ОСНОВІ ВИПАДКОВИХ ГРАФІВ

Запропоновано математичну модель структури системи управління повітряним рухом на основі теорії випадкових графів. Необхідність врахування можливих позаштатних ситуацій, які обумовлені внутрішніми та зовнішніми чинниками, призвела до того, що запропонована модель відрізняється від існуючих імовірнісним характером потужності як множини зв'язків між елементами системи, так і множини вузлів (елементів). Існуюча теорія випадкових графів розроблена для випадків, коли кількість зв'язків системи управління повітряним рухом випадкова, а кількість вузлів детермінована.

Ключові слова: функціональна стійкість, надмірність, випадковий граф.

Вступ

На сьогоднішній день виконання повітряних перевезень не можливе без єдиної автоматизованої системи управління повітряним рухом (АСУПР). За даними ІКАО з 2007 до 2010 р. складність управління повітряним рухом збільшилася на 7–10 % [1]. З іншого боку, дослідження показали, що в комплектуючих пристроях АСУПР України в середньому за рік експлуатації відпрацьовується від 5 % до 25 % ресурсних показників, а моральне старіння, за той же період, становить до 35 %. Дослідження існуючих науково-обґрунтованих підходів підвищення ефективності складних технічних систем, до яких повною мірою відноситься й АСУПР, дозволили зробити висновок про формування за останні роки нового пріоритетного підходу, пов'язаного із забезпеченням системи властивості функціональної стійкості.

Постановка проблеми. Реалізація функціональної стійкості досягається застосуванням у складній технічній системі різних уже існуючих видів надмірності (структурної, часової, інформаційної, функціональної, навантажувальної та ін.) шляхом перерозподілу ресурсів з метою парирування наслідків позаштатних ситуацій. Разом з тим, нечисленні роботи у галузі забезпечення функціональної стійкості складних технічних систем не дають змоги виробити єдині підходи та започаткувати теоретичні основи забезпечення функціональної стійкості для АСУПР України. Проблема полягає у відсутності підходу та відповідних моделей щодо опису структури АСУПР, параметрів її елементів та зв'язків.

Аналіз публікацій. Структура системи – часткове впорядкування елементів і відносин між ними, тобто побудова деякої ієрархії відносин у системі

[2–4]. Таку ієрархію можна побудувати, тому що завжди сукупна функція системи розділяється на підфункції, яким відповідають окремі підсистеми. Відповідно до апробованих підходів, декомпозицію системи на підсистеми доцільно проводити так, щоб вони представляли самостійні функціональні частини системи, тобто функціональні комплекси, що вирішують певні узгоджені задачі в інтересах найкращого виконання поставлених перед системою загальних задач. Однак, структурні та функціональні властивості тісно зв'язані.

Метою статті є розробка моделі структури АСУПР на основі теорії графів та графових перетворень.

Основна частина

Принцип дії АСУПР дозволяє представити математичну модель структури системи у вигляді навантаженого орграфа.

Підсистемами АСУПР є такі: розподілена інформаційна підсистема (РІП), яка має N^R елементів; засоби зв'язку (ЗЗ), які мають N^Z елементів; засоби навігації (ЗН), які мають N^{Nv} елементів; засоби спостереження (ЗС), які мають N^S елементів; повітряні судна та об'єкти спостереження (ПС), які мають N^V елементів (рис. 1).

Слід зазначити, що граф може бути заданим чотирма способами [3, 4]:

– матрицею суміжності розміром $n \times n$:

$$M = \| a_{ij} \|, \quad i, j = 1 \dots n, \quad a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{при } l_{ij} \in L; \\ 0, & \text{при } l_{ij} \notin L; \end{cases} \quad (1)$$

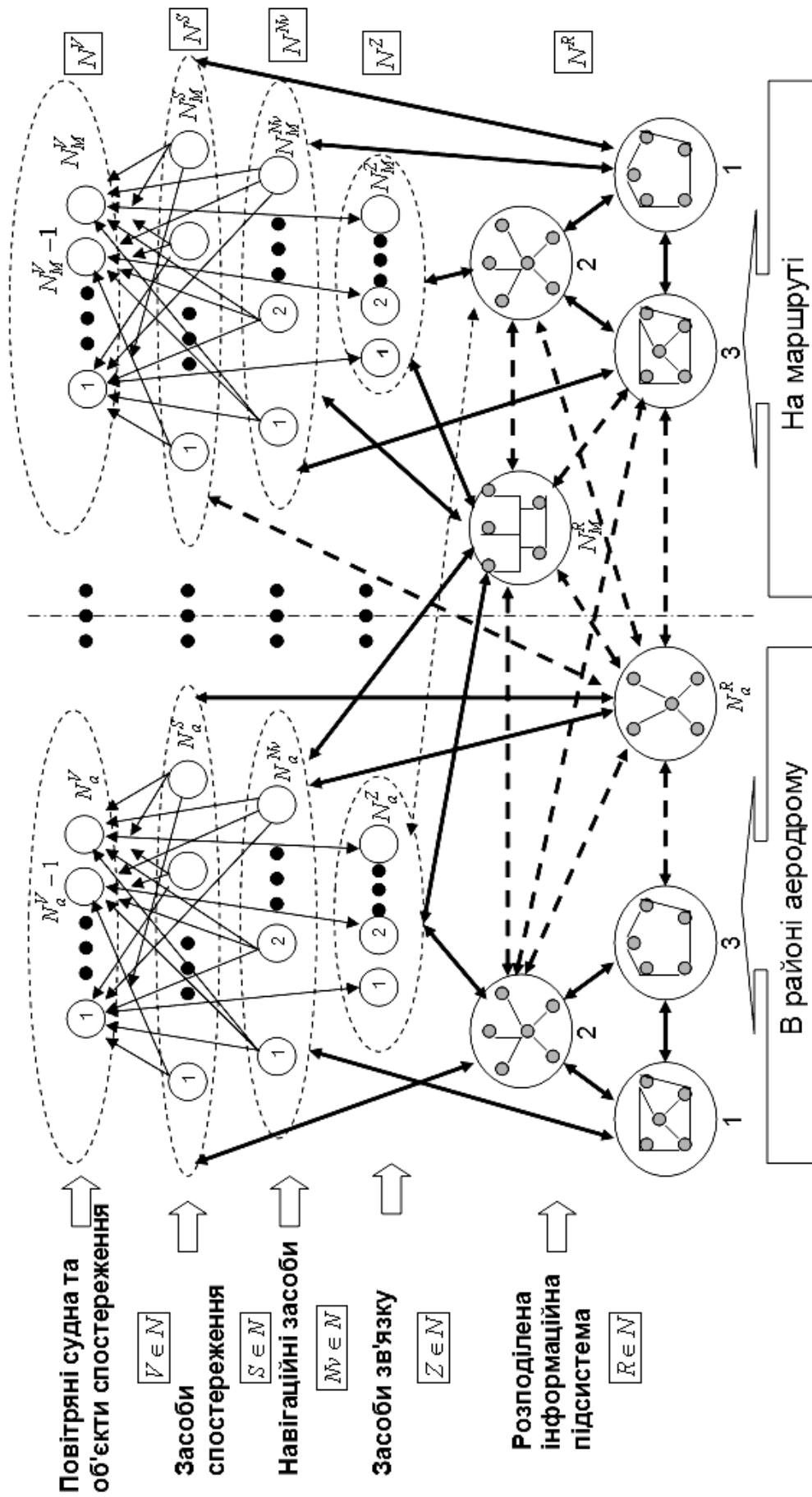


Рис. 1. Орграф структури автоматизованої системи управління повітряним рухом

– списками зв'язності розміром $1 \times m$; $m = |L|$;
 – списком суміжності, якому кожній вершині v_i ставиться у відповідність список N_{v_i} вершин, суміжних з v_i . Під цей список досить відвести $\deg(v_i)+1$ комірок – по одній на кожен елемент і одна ячейка для позначення кінця списку. Крім того, формується список $N=(N_1, N_2, \dots, N_n)$, де N_i – номер ячейки, у якій зберігається перший елемент списку N_{v_i} . Отже, такий спосіб представлення графа вимагає $\sum_{v \in V} (\deg(v) + 1) + n = 2m + 2n$ ячеек пам'яті, $m = |L|$;

– матрицею інцидентності K розмірністю $n \times m$. Матрицею інцидентності орграфа називається матриця $K(|V| \times |E|)$, де $|V|$ – потужність множини вершин, $|E|$ – потужність множини дуг, елементи якої приймають значення: $k_{ij} = 1$, якщо вершина v_i є початком дуги e_j ; $k_{ij} = -1$, якщо вершина v_i є кінцем дуги e_j ; $k_{ij} = 0$ – в інших випадках.

При дослідженні графових моделей будемо використовувати наступні параметри графів [5]:

- 1) потужність множини вершин $n = m_v = |V|$;
 - 2) потужність множини ребер $m_d = |D|$;
 - 3) локальні ступені вершин (валентність) – число інцидентних ребер стосовно вершини v_i :
- $$\alpha_i = \deg(v_i); \quad (2)$$
- 4) характеристичні числа матриці суміжності графа (слід графа) λ_i , $i=1, 2, \dots, n$, які являються рішенням матричного рівняння:

$$M - \lambda E = 0, \quad (3)$$

де M – матриця суміжності графа;

$\lambda^T = \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n\}$ – вектор характеристичних чисел;

$E = \|e_{ij}\|$ – одинична матриця:

$$e_{ij} = \begin{cases} 0, & \text{при } i \neq j; \\ 1, & \text{при } i = j; \end{cases}$$

- 5) число реберної зв'язності $\lambda(G)$;
- 6) число вершинної зв'язності $\chi(G)$.

Аналіз розробленої математичної моделі структури АСУПР, а також існуючої теорії графів і методів дискретної оптимізації в цілому дозволяє зробити висновок про те, що рішення задач синтезу на отриманому оргграфі пов'язано з певними труднощами. Це викликано тим, що теорія випадкових графів розроблена для моделей з випадковою кількістю ребер і детермінованою кількістю вершин орграфа. Математична модель структури системи, крім випадкової кількості елементів множини ребер, характеризується і випадковою кількістю вершин, що відповідно враховує ймовірний вплив внутрішніх і зовнішніх чинників.

Зазначена математична модель використовується для уточнення наявної, вже існуючої області надмірності АСУПР та для розробки методики оптимального використання надмірності функціонально стійкої структури АСУПР, що має наступні елементи.

Постановку завдання оптимізації можна записати у вигляді:

$$\alpha = \langle v, d, f \rangle : \begin{cases} \forall z(\alpha, t) \in Z, |v| < |V| \wedge |d| < |D| \wedge |f| < |F|, \\ \Delta v, \Delta d, \Delta f \neq \emptyset, \\ |f^+| - |f| \rightarrow \min, |f^-| - |f| \rightarrow \max, \end{cases}$$

де $A \langle V, D, F \rangle$ – простір параметрів; $\alpha = \langle v, d, f \rangle$ – параметр, що описує процес функціонування системи; V – множина абстрактних елементів АСУПР; D – множина абстрактних зв'язків між елементами системи; F – множина функцій абстрактних елементів і зв'язків. Тоді параметр $\alpha \subseteq A$, підмножина $v \subseteq V$, $|v| \leq |V|$, підмножина $d \subseteq D$, $|d| \leq |D|$, а підмножина $f \subseteq F$, $|f| \leq |F|$.

1. Формування матриць $M, P_D, P_V, K_{\Phi, \lambda}^D$, пред'явлення вимог до $P\{F_t[z(\alpha, t), t \leq \tau] \in B_{A_1}^T\} > 1 - \varepsilon$, де M – матриця суміжності; P_D, P_V – матриці ваг зв'язків (ребер) і елементів (вузлів); $K_{\Phi, \lambda}^D$ – матриця параметрів (координат) елементів (вузлів).

2. Побудова множини допустимих рішень

$$A = \left\{ \begin{matrix} A_{-1} \langle E | e, \varepsilon_{-1}^{vid} \rangle, A_{-2} \langle E | e, \varepsilon_{-2} \rangle \dots \\ A_{-N} \langle E | e, \varepsilon_{-N}^{vid} \rangle \end{matrix} \right\}.$$

3. Визначення відношення часткового порядку як відношення мажоризації

$$\sum_{i=1}^S x_{\pi(i)} \leq \sum_{i=1}^S y_{\tau(i)}, s = 1, \dots, n-1, \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i, \\ x_{\pi(1)} \geq \dots \geq x_{\pi(n)}, y_{\tau(1)} \geq \dots \geq y_{\tau(n)}.$$

4. Застосування градієнтного алгоритму

$$\alpha^0 \prec (\alpha^0) = \max \prec (\alpha)$$

for $i=1$ to n do

if $\alpha \cup \{e_i\} \in \varepsilon$ then $\alpha := \alpha \cup \{e_i\}$.

5. Застосування методики визначення значення показника функціональної стійкості системи передачі даних АСУПР $P_{\Phi C} = P\{F_t[z(\alpha, t), t \leq \tau] \in B_{A_1}^T\}$.

6. Перебір максимальної бази

While $P(\alpha_i) \leq P^{\max}$ do $i := i + 1$

$$P^0(\alpha_i) := P(\alpha_i).$$

7. Визначення оптимального варіанту

$$\alpha^0 = \langle v, d, f \rangle.$$

В основі процедури оптимального використання надмірності покладено метод поетапного зменшення потужності бази (базису) перестановочного багатогранника, який розроблено одним із авторів статті. Метод класифікується як точний метод дискретної оптимізації, побудований за принципом неясного перебору. В основі методу є науково-обґрунтоване положення про те, що область допустимих рішень асоціюється з таким комбінаторним об'єктом, як перестановочний багатогранник, та про те, що максимальна за включенням незалежна підмножина множини допустимих рішень, тобто база (базис) перестановочного багатогранника, відображає мінімально-необхідний склад системи.

Висновки

Дослідження процесу функціонування автоматизованої системи управління повітряним рухом надали можливість розробити математичну модель системи, яка оснований на описанні структури системи випадковим графом. Необхідність врахування можливих позаштатних ситуацій, які обумовлені внутрішніми та зовнішніми чинниками, призвела до того, що запропонована модель відрізняється від існуючих імовірнісним характером потужності як множини

зв'язків між елементами системи, так і множини вузлів (елементів). Існуюча теорія випадкових графів розроблена для випадків, коли кількість зв'язків випадкова, а кількість вузлів детермінована. Таким чином, забезпечення АСУП властивості функціональної стійкості стикається з новою теоретичною проблемою, що вимагає для її рішення розробки адекватного математичного апарату синтезу системи.

Список літератури

1. Чередніченко Ю.А. Аналіз факторів дестабілізації функціонування аеронавігаційної системи / Ю.А. Чередніченко // Проблеми інформатизації та управління: Збірник наукових праць. Вип. 8. – К.: НАУ, 2003. – С. 3-9.
2. Баранов Г.Л. Структурное моделирование сложных динамических систем / Г.Л. Баранов, А.В. Макаров. – К.: Наук. думка, 1986. – 272 с.
3. Большие технические системы: проектирование и управление / Л.М. Артюшин, Ю.К. Зиятдинов, И.А. Попов, А.В. Харченко / Под ред. И.А. Попова. – Х.: Факт, 1997. – 284 с.
4. Оре О. Графы и их приложение / О. Оре. – М.: Эдиториал, 2003. – 340 с.
5. Колчин В.Ф. Случайные графы / В.Ф. Колчин. – М.: Физматлит, 2004. – 256 с.

Надійшла до редколегії 15.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.В. Барабаш, Національний авіаційний університет, Київ.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТРУКТУРЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВОЗДУШНЫМ ДВИЖЕНИЕМ НА ОСНОВЕ СЛУЧАЙНЫХ ГРАФОВ

С.Н. Неделько, Г.Л. Баранов

Предложена математическая модель структуры системы управления воздушным движением на основе теории случайных графов. Необходимость учета возможных внештатных ситуаций, которые обусловлены внутренними и внешними факторами, привела к тому, что предложенная модель отличается от существующих вероятностным характером мощности как множества числа связей между элементами системы, так и множества числа узлов (элементов). Существующая теория случайных графов разработана для случаев, когда количество связей системы управления воздушным движением случайно, а количество узлов детерминировано.

Ключевые слова: функциональная устойчивость, избыточность, случайный граф.

MATHEMATICAL MODEL OF STRUCTURE OF THE AIR TRAFFIC CONTROL SYSTEM ON THE BASIS OF STOCHASTIC GRAPHS

S.M. Nedilko, G.L. Baranov

The structure mathematical model of the air traffic control system is offered on the basis of the theory of stochastic graphs. The necessity of account of possible supernumerary situations which are conditioned internal and external factors resulted in that the offered model differs from existing probabilistic character of power of both great number of number of connections between the elements of the system and great number of number of knots (elements). The existent theory of the casual graphs is developed for cases, when amount of connections of control the system by air motion by chance, and the amount of knots is determined.

Key words: functional stability, surplus, stochastic graphs.

Неделько Сергій Миколайович – канд. техн. наук, проф., ректор, Державна льотна академія України, Кіровоград.

Баранов Георгій Леонідович – д-р техн. наук, проф., заступник директора, ДП «Центральний науково-дослідний інститут навігації і управління», Київ.

УДК 044.451.5

С.Г. СЕМЕНОВ, С.Ю. ГАВРИЛЕНКО, В.В. ДАВЫДОВ

*Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», Украина*

БЕЗОПАСНОСТЬ ОПЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ

Проведено сравнительное исследование операционных систем реального времени, выявлены их основные особенности, достоинства и недостатки, а также уровень безопасности. Построены сравнительные диаграммы быстродействия компьютерной системы и производительности сетевого оборудования для операционных систем реального времени VxWorks AE, Windows CE.NET/NT и QNX. Сделан вывод о целесообразности использования в автоматизированной системе технологическим процессом системы QNX. Проведено исследование микроядерной архитектуры операционной системы QNX, выявлены основные угрозы безопасности в этой системе.

Ключевые слова: операционные системы реального времени, автоматизированные системы управления, QNX, безопасность.

Постановка проблемы

В соответствии с законом Украины «О телекоммуникациях», государственными стандартами Украины (ДСТУ 2226-93, 3397-96, 3451-96, 3481-96) и другими руководящими документами, наиболее важными факторами эффективной работы автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУ ТП) являются готовность объекта к автоматизации, психологическая настроенность персонала, приспособленность технологии и оборудования и др.

Без указанных факторов будет происходить дискредитация автоматизации, а предприятия вместо ожидаемой прибыли получат убыток.

Существенное место в АСУ ТП занимают средства вычислительной техники, выполняющие трудоемкие операции по сбору и обработке информации, при этом общее администрирование техническими системами осуществляется с помощью общего и специального программного обеспечения.

Анализ современных средств автоматизации производством [2,6] показал, что в настоящее время в АСУ ТП находят применение различные программные пакеты, работающие под управлением операционных систем. При этом более 90% программ выполняют задачи, в которых важны не только правильность решения, но и сроки, в которые эти решения принимаются (оперативность принятия решений).

Поэтому для достижения оптимальных показателей оперативности и обеспечения качества приня-

тия решений в АСУ целесообразно максимально использовать возможности операционных систем реального времени.

Исследования показали, что, несмотря на многообразие операционных систем реального времени (см рис. 1.) в настоящее время в АСУ ТП чаще всего используются три вида: VxWorks AE, Windows CE.NET/NT и QNX [1 – 3, 5, 6].

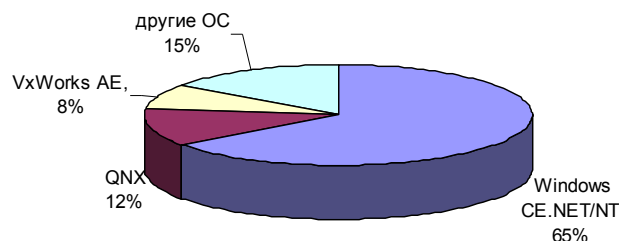


Рис. 1. Использование ОС реального времени в АСУ ТП

Их сравнительный анализ позволил выявить ряд достоинств (высокая надежность и масштабируемость системы QNX, интеграция операционных систем Windows CE.NET/NT с большим количеством уже готовых коммерческих программ, изоляция системы VxWorks AE от внешних воздействий) и недостатков (недостаток современных средств разработки программного обеспечения в системе VxWorks AE, слабая защищенность данных от хакерских атак и возможные негативные последствия от воздействия вирусов в системах Windows CE.NET/NT и QNX). Анализ литературы [1 – 3],

показал, что, в последнее время на крупных предприятиях в качестве операционной системы АСУ ТП все чаще стали использовать систему QNX. Связано это в первую очередь с рядом преимуществ указанной системы, таких как: предсказуемость, означающую ее применимость к задачам с высокими требованиями оперативности; расширяемость и надежность одновременно, поскольку реализованные драйвера не нужно компилировать в ядро, вызывая при этом нестабильность системы; быстрый сетевой протокол FLEET, обеспечивающий отказоустойчивость, распределение сетевой нагрузки и динамическую маршрутизацию; богатый выбор графических подсистем, включающий QNX Windows, X11R5 и Photon и др.

Основная часть

Анализируя структуру операционной системы QNX (рис. 2) можно заметить, что микроядерное построение архитектуры этой системы создает основу для ее надежной (отказоустойчивой), а в ряде случаев и безопасной работы. Из рис. 2 видно, что в перечень основных задач, решаемых операционной системой, составляет: управление адресным пространством, управление потоками и межзадачное взаимодействие. Все другие службы — которые, в случае обычного, монолитного ядра, как правило, выполняются внутри него — реализуются в пользовательском пространстве как самостоятельные процессы или программы.

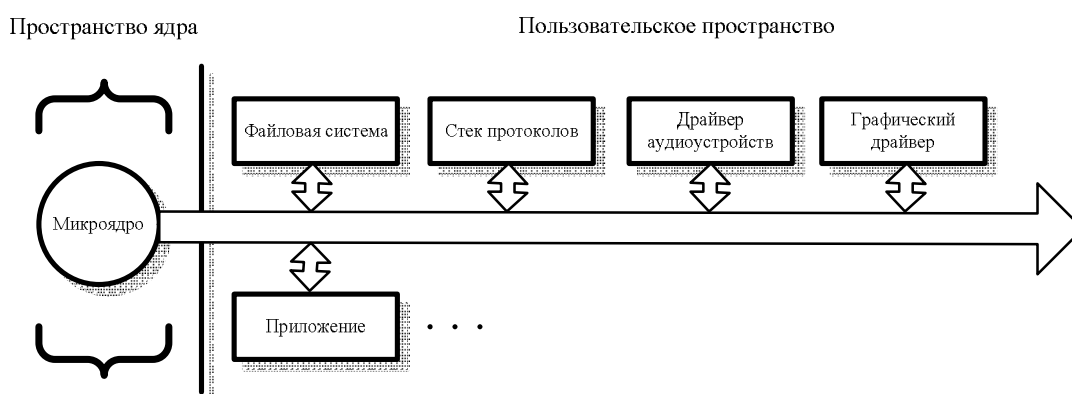


Рис. 2. Микроядерная архитектура QNX

Благодаря реализации системных служб (работа с сетью, драйверы устройств, файловые системы) вне ядра в виде отдельных процессов в пользовательском пространстве, сбой в работе любой службы не влияют на работу ядра или других выполняющихся процессов. Данный модульный подход обеспечивает гибкость и простоту расширяемости, а так же высокую эффективность механизма передачи сообщений внутри системы (рис. 3).

Кроме того, возможность передачи данных по 3 направлениям, с использованием различных технологий канального уровня позволяет существенно (до 40%) повысить производительность QNX сети, что наглядно иллюстрирует рис. 4.

В то же время в указанной системе существует ряд недостатков и ограничений. Часть их связаны с ориентацией системы на рынок встроенных систем реального времени:

- отсутствие поддержки SMP и своппинга виртуальной памяти на диск;
- неэффективная и нестандартная поддержка нитей (threads);
- отсутствие поддержки Java;
- ограниченный набор средств разграничения и контроля доступа пользователей;

- отсутствие средств безопасности (брандмауэра, антивирусных программ) в рамках собственного сетевого протокола;
- потребность в перезагрузке ОС после излечения от вирусов.

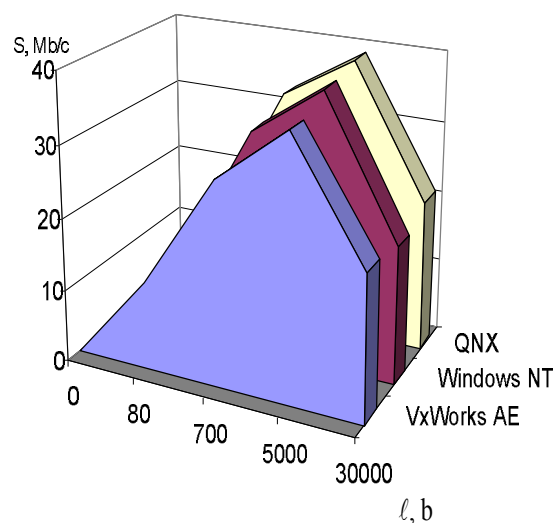


Рис. 3. Зависимость быстродействия S компьютерной системы от объема сообщений для различных операционных систем

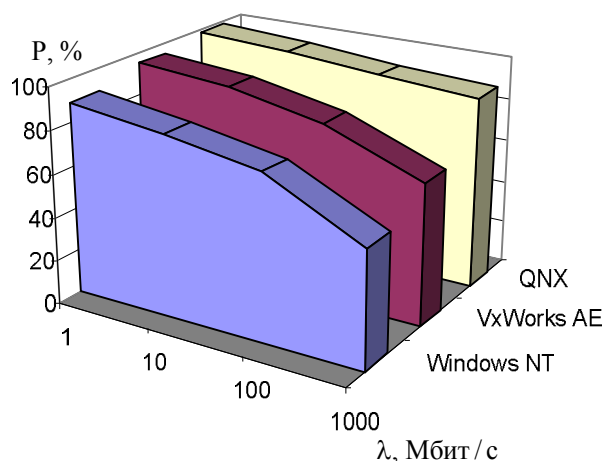


Рис. 4. Зависимость производительности P сетевого оборудования от интенсивности информационного потока λ для различных операционных систем реального времени

Некоторые из них связаны с недостатками в программном коде:

- возможность изменения переменных окружения внутренним программным обеспечением;
- возможности изменения системной области памяти (особенно при работе с компонентами графической подсистемы photon);
- использование необоснованно длинных (по количеству символов) параметров таких программ как SU, PASSWD;
- использование последовательностей команд для таких программ как GDB и др.

Проведенные исследования показали, что если недостатки, связанные с настройками сетевых приложений и внутренним управлением памятью отчасти компенсируются достоинствами (например, отсутствие поддержки SMP и свопинга виртуальной памяти на диск компенсируется быстротой (микросекунды) переключения контекста между процессами), то вопросы обеспечения безопасности информации в этой системе пока, еще не находят должного внимания у разработчиков.

Указанные уязвимости ухудшают в целом степень защиты операционной системы и способствуют проникновению в компьютерные системы (серверы) различных программных угроз.

Поэтому на этапе «внутреннего» функционирования АСУ ТП без выхода в региональные и глобальные сети данная проблема не выглядит актуальной, но в случае вынужденного подключения АСУ ТП к внешним телекоммуникационным сетям повышается опасность нарушения безопасности операционной системы и АСУ в целом.

Поэтому для повышения безопасности АСУ ТП и уменьшения возможных последствий реализации программных угроз в указанной операционной систе-

ме авторам представляется целесообразным использовать новые, комплексные подходы, позволяющие идентифицировать эти угрозы и максимально снизить их негативные последствия.

Проведенные исследования показали, что в настоящее время существует множество программных угроз. Их классификация представлена на рис. 5.

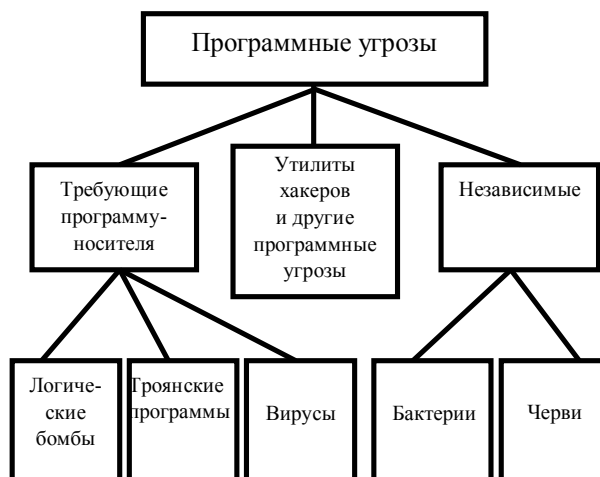


Рис. 5. Классификация программных угроз

Из [4] известно, что среди всего разнообразия приведенных программных угроз наиболее распространенными являются логические бомбы, троянские программы и компьютерные вирусы.

Их опасность для операционной системы QNX заключается в возможности переполнения существующих пользовательских подсистем (файловой подсистемы, графической подсистемы photon и др.), а так же изменении технических характеристик компьютерной системы с дальнейшим выходом из строя основных ее элементов (процессора, памяти, графического адаптера и др.).

Проведенный анализ показал, что особенно опасны данные программные угрозы в фазе распространения (выполнения деструктивных действий).

В этот промежуток времени вирусы могут изменять параметры (технические характеристики) как отдельных узлов, так и компьютерной системы в целом.

Поэтому именно на этой стадии распространения вируса целесообразно производить идентификацию компьютерной системы и уменьшать негативные последствия вирусной атаки.

Выводы

В результате работы проведено сравнительное исследование операционных систем реального

времени, выявлены их основные особенности, достоинства и недостатки, построены сравнительные диаграммы быстродействия компьютерной системы и производительности сетевого оборудования для операционных систем VxWorks AE, Windows CE.NET/NT и QNX. В ходе исследования сделан вывод о целесообразности использования в АСУ ТП системы QNX. Анализ данной системы позволил выявить ее недостатки и определить пути их устранения. Одним из таких путей является разработка и внедрение системы идентификации для устранения угрозы вирусной атаки на компьютерную систему.

Литература

1. Горошко Е. QNX/UNIX: анатомия параллелизма / Е. Горошко, О. Цилорик. – М.: "Символ-Плюс", 2006. – 288 с.
2. Денисенко В.В. Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием / В.В. Денисенко. – М.: Горячая линия–Телеком, 2009. – 608 с.
3. Кртен Р. Введение в QNX Neutrino. Руководство для разработчиков приложений реального времени (2-е издание) / Р. Кртен. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 368 с.
4. Кузнецов О.О. Протоколы защиты информации у компьютерных системах та мережах: Навч. посібник. / О.О.Кузнецов, С.Г.Семенов. – Х.: ХНУРЕ, 2009. – 186 с.
5. Операционная система реального времени QNX Neutrino 6.3. Руководство пользователя / перев. Ю. Асотов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 480 с.
6. Таненбаум Э. Современные операционные системы / Э. Таненбаум; 3-е изд. – СПб.: Питер, 2010. – 1120 с.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Г. Удовенко, проф. кафедры электронных вычислительных машин Харьковского национального университета радиоэлектроники, Харьков, Украина.

БЕЗПЕКА ОПЕРАЦІЙНИХ СИСТЕМ РЕЛЬНОГО ЧАСУ В АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМАХ КЕРУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИМ ПРОЦЕСОМ

С.Г. Семенов, С.Ю. Гавриленко, В.В. Давидов

Проведено порівняльне дослідження операційних систем реального часу. Виявлені їх основні особливості, переваги та недоліки, рівень безпеки. Побудовані порівняльні діаграми швидкодії комп'ютерної системи та продуктивності мережевого обладнання для операційних систем VxWorks AE, Windows CE.NET/NT та QNX. Зроблено висновки о доцільності використання в автоматизованій системі технологічним процесом системи QNX. Проведено дослідження використання мікроядерної архітектури QNX, виявлені основні загрози безпеки в цій системі.

Ключові слова: операційні системи реального часу, автоматизовані системи керування, QNX, безпека.

REAL TIME OPERATION SYSTEM SECURITY IN INDUSTRY CONTROL SYSTEMS

S.G. Semenov, S.Yu. Gavrilenko, V.V. Davydov

Performed comparative research of real time operation systems. Identified their basic features, benefits and limitations, security level. Built comparative diagrams of computer systems and network equipment performance for VxWorks AE, Windows CE.NET/NT and QNX operation systems. Has been made a decision concerned to expediency of using QNX operation system in Industry Control Systems. Performed research of microkernel QNX architecture, identified basic security threats in this system.

Key words: real time operation system, industry control systems, QNX, security.

Семенов Сергей Геннадьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры вычислительной техники и программирования, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: s_semenov@ukr.net.

Гавриленко Светлана Юрьевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры вычислительной техники и программирования, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: gavrilenko-sveta@rambler.ru.

Давыдов Вячеслав Вадимович – аспирант кафедры вычислительной техники и программирования, Национальный Технический Университет «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: davs87@inbox.ru.

УДК 004.891

И.В. ШОСТАК, А.С. НОСИКОВ

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

СИСТЕМНАЯ МОДЕЛЬ АДАПТИВНОГО КОНТРОЛЯ УЧЕБНО-ПОЗНАВАТЕЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В КОМПЬЮТЕРНЫХ СИСТЕМАХ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ

В статье описана системная модель контроля учебно-познавательной деятельности, разработанная на основе модели учебного процесса Растригина, в отличие от которой данная модель имеет в своем составе механизм обеспечивающий непосредственную связь модели обучаемого с процедурами контроля усвоения учебного материала. Это обеспечивает адаптивность процесса контроля и как следствие возможность получения комплексной объективной оценки. Предложенный механизм рассчитан на функционирование в режиме реального времени. Применение на практике данных средств даст возможность повысить эффективность процессов компьютерного дистанционного обучения в целом.

Ключевые слова: контроль знаний, методы, модели, адаптация, классификация, дистанционное обучение, модель студента, учебный процесс.

Введение

В последнее время одним из наиболее перспективных направлений развития компьютерных систем обучения и контроля знаний, которые могут динамически настраиваться под индивидуальные потребности пользователей – это разработка адаптивных обучающих систем. Этим вопросам посвящены работы С. Хагуэ, М.Г. Мора, К.Г. Кречетникова, Л.А. Растригина [1] и других.

Необходимо также отметить, что в последние годы в нашей стране активно формируется законодательная база, регламентирующая использование информационных технологий в образовании, активно развивается система дистанционного обучения. На основании анализа законодательных актов и общегосударственных образовательных стандартов сформулирована актуальная научная задача – разработка моделей и методов компьютерного контроля знаний, умений и навыков обучающихся за счет широкого применения информационных технологий.

Вместе с тем до настоящего момента не создана модель обучаемого, которая была бы способна адекватно отразить все важные аспекты связанные с организацией дистанционного обучения. Одним из наиболее важных аспектов данного процесса является обеспечение в реальном времени учета индивидуальных характеристик обучаемого при оценке его учебно-познавательной деятельности.

Цель статьи состоит в описании системной модели контроля учебно-познавательной деятельности в которой модель обучаемого непосредственно связана в реальном времени с процедурами контроля усвоения учебного материала.

1. Характеристика проблемы

Из всех известных на данный момент моделей учебного процесса наиболее полно особенности организации учебного процесса отражены в модели Растригина. Данная модель содержит пул тестовых заданий, в ней реализован метод подсчета результатов ответов обучаемых на тестовые задания, метод выбора тестовых заданий для предоставления обучаемому, а также модель студента.

Вместе с тем, данная модель не в состоянии обеспечить выполнение таких важных функций как параметризация тестовых заданий, определение начального уровня подготовленности испытуемого, в ней отсутствует критерий завершения теста. Эти недостатки проявляются в недостаточной эффективности механизмов взаимосвязи модели обучаемого с процедурами контроля усвоения учебного материала.

Таким образом, для повышения эффективности процессов контроля в СДО (что означает на практике и повышение эффективности таких систем в целом) необходимо усовершенствование модели учебного процесса Растригина путем ее дополнения средствами учета релевантных характеристик обучаемых.

2. Модель учебного процесса

Учебный процесс может быть рассмотрен как процесс управления сложной технической системой [1], в которой объектом управления является студент. Для его отображения используется модель Растригина, показанная на рис. 1.

В начале обучения студент находится в состоянии Y_1 . На основе информации, хранящейся в базе знаний и данных, а также модели студента, формируются кадры учебного материала. В ходе изучения предоставленной информации обучаемый получает новые знания и переходит в состояние Y_2 . Для проверки усвоения материала и выработки умений генерируются вопросы и задачи, выполняя которые студент переходит в состояние Y_3 . В базе данных хранится общая информация о студентах, учебных курсах и др. База знаний включает набор моделей (например, предмета, диалога).

Алгоритм обучения состоит из 2 частей — модуля анализа ответов и модуля управления, кото-

рый обеспечивает управление процессом обучения с учетом информации из базы знаний и данных, цели обучения Z , ресурсов R и модели студента.

Модель студента является одной из базовых компонент интеллектуальных компьютерных систем обучения. Она содержит достаточно полную информацию об обучаемом: уровень его знаний, умений и навыков, способность к обучению, способность выполнения заданий (умеет ли он использовать полученную информацию), личностные характеристики (тип, ориентация) и другие параметры. Модель студента динамична, т.е. изменяется в процессе прохождения курса, в ходе работы с системой.

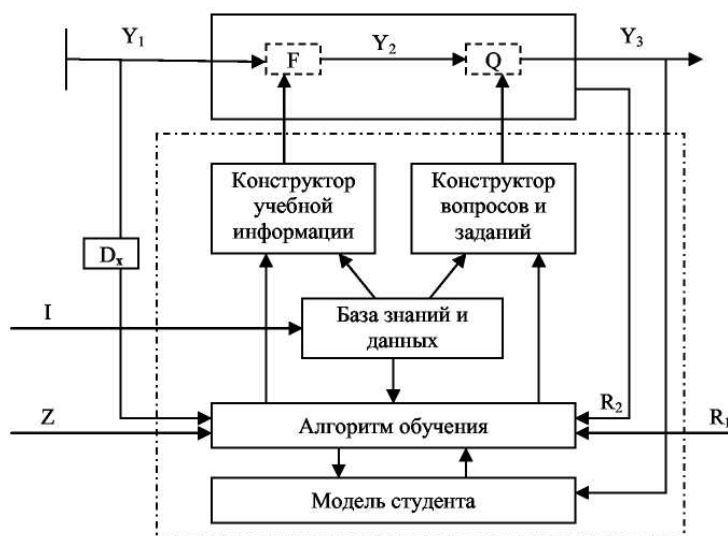


Рис. 1. Модель учебного процесса по Растригину

3. Модели студента в компьютерных системах обучения

Модели студента могут быть разделены на две основные группы: фиксирующие и имитационные. Фиксирующие, в свою очередь, включают скалярные, оверлейные (векторные и сетевые) и генетические графы. К имитационным можно отнести модели ограничений, ошибок и фальшправил [2].

Таким образом, для отображения информации об обучаемом используются различные возможности, например, такие, как граф знаний, база знаний, сети Байеса и другие. Во время исследований было изучено порядка 100 компьютерных обучающих систем, но модели студента использованы лишь примерно в 50. Далее рассмотрены некоторые из них.

Обучающая среда на базе гипермедиа (HBLE, Hypermedia-Based Learning Environment) основана на графовой модели, в вершинах которой находится отметка студента за определенную тему [3].

Экспертная оценка в реальном времени (OLAE,

Online Assessment of Expertise) использует сети Байеса и определяет, что студент знает в отличие от остальных систем, которые определяют то, сколько студент знает [3].

Адаптивная тренировочная система (ATS, Adaptive Training System) отображает положения знаний студента и его переход в положение эксперта, в то же время предлагая адаптивное обучение в зависимости от его стиля [3].

Система Eop использует покрывающую модель для отображения знаний студента по каждому разделу изучаемой темы. Модель студента Eop также может быть использована как «библиотека ошибок», т.к. возможно определение того, что студент не понял в необходимой мере [3].

Подход к моделированию студента для отзывчивого обучения (SMART, Student Modeling Approach for Responsive Tutoring) учитывает уровень знаний, умений и навыков. Изменение значения модели зависит от выполнения задания.

Система KBS Hyperbook основана на определении целей обучаемого для выбора проектов,

а также отображения начальных знаний, умений и навыков [3].

Система IDEAL использует сети доверия Байеса, с помощью которых отображаются навыки студента в виде распределения на уровни (новичок, средний, эксперт и др.).

Интернет-среда удаленного обучения (IDLE, Internet Distance Learning Environment) основана на парадигме гипертекста/гипермедиа. Эта среда использует направленный граф и учитывает уровень знаний студента [4].

Система Sydney принимает во внимание результаты психологического теста для определения последовательности обучения [3].

4. Сравнительный анализ моделей студента

Во время исследований было рассмотрено порядка 50 различных моделей студента с целью определения их типов и выявления самых распространенных из них, а также параметров, влияющих на результат и качество обучения. В результате было установлено, что в настоящее время наиболее часто встречаются векторные и сетевые модели — 45% и 48% соответственно (рис. 2). В сетевых моделях информация о студенте отображается, как правило, с помощью графа знаний, вершины которого соответствуют квантам учебной информации, а дуги показывают отношения между ними.

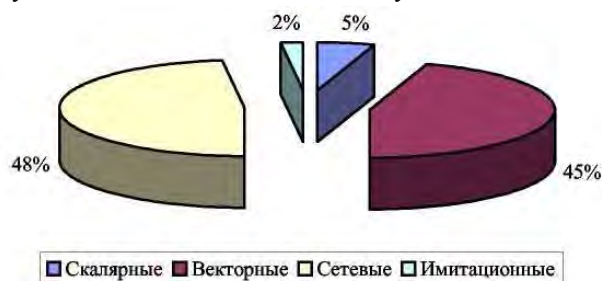


Рис. 2. Распространенность разработанных моделей студента

Анализ моделей также проводился с точки зрения параметров, которые используются для отображения информации об обучаемом. Самыми распространенными, учитываемыми в моделях студента, являются следующие:

- 1) уровень знаний;
- 2) психологические;
- 3) скорость/стиль обучения (усвоения);
- 4) выполнение заданий;
- 5) способность к обучению (очень внимательный, средне, мало);
- 6) уровень умений и навыков;
- 7) метод/стратегия обучения;
- 8) структура курса.

Результаты исследований показаны на рис. 3 (столбцы соответствуют ранее перечисленным параметрам).

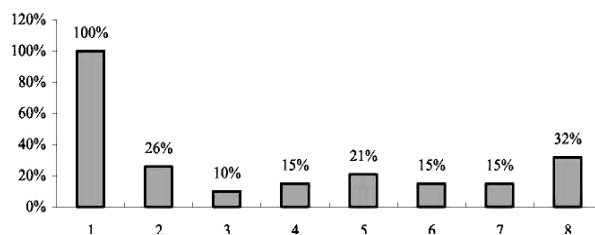


Рис. 3. Использование параметров в модели студента

Исследования показывают, что на результат учебного процесса влияют различные характеристики, при этом некоторые из них отображаются при помощи нескольких составляющих (например, уровень знаний можно разбить по дисциплинам, а также на начальные и текущие знания). По этой причине структура модели студента не является однотипной, а будет содержать такие виды, как:

- вектор (опыт работы с компьютерами и компьютерными системами обучения, психологические характеристики, текущая работа с курсом, общий уровень подготовки);
- взвешенный граф (предыстория обучения);
- скаляр (стратегия, метод обучения, специальность).

5. Модель адаптивного контроля учебно-познавательной деятельности

Модель адаптивного контроля знаний можно разделить на такие блоки (рис. 4).

Блок «Алгоритм контроля» выполняет следующие функции:

- анализ деятельности студента (проверка правильности его ответов и выполняемых действий);
- управление процессом контроля знаний на основе выбранного метода;
- определение результатов контроля, которое обычно сводится к выставлению оценки студенту.

На основе анализа ответа студента, целей контроля Z и используемого метода проведения контроля, учитывая внешние ресурсы $R1$ (например, возможности системы контроля) и внутренние ресурсы студента $R2$ (например, время контроля) посредством модели параметризации тестовых заданий определяет параметры задания P и передает инструкции блоку «Формировщик вопросов и задач». В случае если достигнут критерий завершения K , останавливает процесс тестирования.

Блок «Банк заданий» (БД тестовых заданий) включает наборы тестовых вопросов и задач, предназначенных для проверки знаний студента и/или данные для формирования заданий.

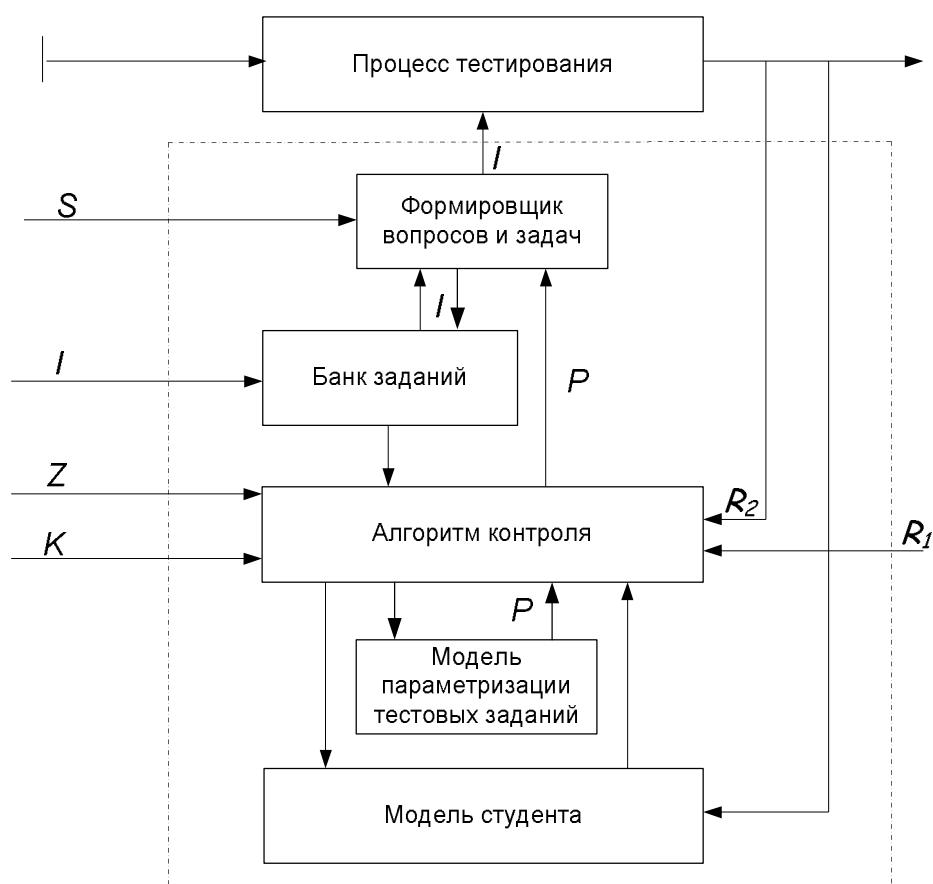


Рис. 4. Модель адаптивного контроля учебно-познавательной деятельности

Тестовые задания динамически выбираются при определенном ответе на задание. Банк заданий совместно с моделью студента образуют репозиторий системы контроля.

«Модель студента» включает разнообразную информацию о студенте: предыстория обучения; результаты текущей работы (тип выполненных заданий, время выполнения заданий, число обращений за помощью и т.д.); личностные психологические характеристики (тип и направленность личности, репрезентативная система, способность к обучению, уровень беспокойства-тревоги, особенности памяти и др.)

Блок «Формировщик вопросов и задач» используется для формирования и выдачи студенту очередного тестового задания.

Контроль знаний осуществляется следующим образом: студент выполняет задание, и результат его работы помещается в модель студента.

Формировщик вопросов и задач, получив данные о параметрах следующего задания от блока «Алгоритм контроля» или от начального уровня S в случае первого вопроса, выбирает из блока «Банк заданий» необходимую информацию I , формирует текст задания и выдает его студенту. В простейшем случае работа этого блока сводится к выбору нужного вопроса или задачи из блока «Банк заданий». При некоторых видах контроля

(например, при текущем КЗ или самопроверке) может быть предусмотрена обратная связь, которая состоит в выдаче комментария на ответ студента.

Модель параметризации тестовых заданий основана на теории параметризации тестовых заданий, известной в англоязычной литературе как Item Response Theory (IRT)

Основным в IRT является предположение о существовании связи между наблюдаемыми результатами теста и латентными качествами испытуемых, которые обычно трактуются как способности испытуемых, или их уровень подготовки K наиболее значимым преимуществам IRT обычно относят следующие:

Устойчивость и объективность оценок параметра, характеризующего уровень подготовки испытуемых. Источником этой устойчивости является относительная устойчивость оценок способностей (знаний) испытуемых от трудности заданий теста.

Выводы

1. Существующие на сегодняшний день модели учебного процесса не вполне пригодны для реализации в компьютерных системах дистанционного обучения.

2. Из всех известных на данный момент моделей учебного процесса наиболее полно особенности организации учебного процесса отражены в модели Растригина, в том числе за счет наличия в своем составе модели студента.

3. Большинство систем, которые основаны на моделях, реализованы на базе оверлейных — векторных и сетевых (графы знаний). Однако они не отображают всю необходимую информацию, а, как правило, включают только уровень знаний.

4. Дополнение модели Растригина такими функциями как параметризация тестовых заданий, определение начального уровня подготовленности испытуемого, критерий завершения теста, а также использования в ее составе модели студента сетевого типа позволяет повысить эффективность компьютерных систем дистанционного обучения в аспекте организации контроля учебно-познавательной деятельности.

Литература

1. Растргин Л.А. Адаптивное обучение с моделью обучаемого: монография / Л.А. Растргин, М.Х. Эренштейн. — Рига: Зинатне, 1988. — 160 с.

2. Атанов Г.А. Обучение и искусственный интеллект, или Основы современной дидактики высшей школы: монография / Г.А. Атанов, И.Н. Пустынникова. — Донецк: ДООУ, 2002. — 504 с.

3. Буль Е.Е. Обзор моделей студента для компьютерных систем обучения [Электронный ресурс] / Е.Е. Буль // *Educational Technology & Society*. — 2003, 6(4). — Режим доступа: WWW.URL: http://ifets.ieee.org/russian/depository/v7_i4/html/1.htm.

4. Удальцов С.В. Среда разработки и поддержки систем дистанционного обучения IDLE: технологический аспект [Электронный ресурс] / С.В. Удальцов. — Режим доступа: WWW.URL: <http://www.mesi.ru/joe/st011.html>.

Поступила в редакцию 7.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.М. Вартамян, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

СИСТЕМНА МОДЕЛЬ АДАПТИВНОГО КОНТРОЛЮ НАВЧАЛЬНО-ПІЗНАВАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ У КОМП'ЮТЕРНИХ СИСТЕМАХ ДИСТАНЦІОННОГО НАВЧАННЯ

І.В. Шостак, О.С. Носиков

У статті описана системна модель контролю навчально-пізнавальної діяльності, розроблена на основі моделі навчального процесу Растрігіна, на відміну від якої дана модель має в своєму складі механізм забезпечує безпосередній зв'язок моделі учня з процедурами контролю засвоєння навчального матеріалу. Це забезпечує адаптивність процесу контролю і як наслідок можливість отримання комплексної об'єктивної оцінки. Запропонований механізм розрахований на функціонування в режимі реального часу. Застосування на практиці даних коштів дасть можливість підвищити ефективність процесів комп'ютерного дистанційного навчання в цілому.

Ключові слова: контроль знань, методи, моделі, адаптація, класифікація, дистанційне навчання, модель студента, учбовий процес.

SYSTEM MODEL OF ADAPTIVE CONTROL OF LEARNING AND COGNITIVE ACTIVITY IN A COMPUTER SYSTEM DISTANCE LEARNING

I.V. Shostak, A.S. Nosikov

The article describes the system model of learning and cognitive control activities based on proven models of educational process Rastrigin, in contrast to the model which incorporates a mechanism which provides a direct connection with the procedures of the student model control of learning. This provides the adaptability of the monitoring process and as a consequence of the possibility of obtaining a comprehensive objective assessment. The proposed mechanism is designed to run in real time. The practical application of these tools will enable more efficient processes for computer distance learning in general.

Key words: control of knowledges, methods, models, adaptation, classification, controlled from distance teaching, model of student, educational process.

Шостак Игорь Владимирович — д-р техн. наук, проф., проф. кафедры инженерии программного обеспечения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: iv_shostak@rambler.ru.

Носиков Александр Сергеевич — заведующий лабораторией дистанционного обучения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.nosikov@mail.ru.

УДК 623.004.67

В.Б. КОНОНОВ

Харківський університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, Харків

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ МЕТРОЛОГІЧНИХ ПІДРОЗДІЛІВ З ВІДНОВЛЕННЯ ПОШКОДЖЕНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Для вирішення таких задач, як визначення обсягу робіт з відновлення засобів вимірювальної техніки військового призначення для підтримання боєздатності угруповання Збройних Сил, вибір раціонального складу метрологічних засобів угруповання та їх технічної оснащеності, розрахунок потрібної кількості ремкомплектів та ЗІП тощо, необхідно прогнозування можливостей метрологічних підрозділів. В статті визначені показники ефективності використання виїзних метрологічних груп (військових метрологічних лабораторій) та розроблена методика прогнозування кількості відновлених пошкоджених засобів вимірювальної техніки військового призначення.

Ключові слова: засоби вимірювальної техніки військового призначення, виїзні метрологічні групи.

Вступ

Постановка задачі. Відновлення засобів вимірювальної техніки військового призначення (ЗВТ ВП) є основним джерелом поповнення втрат в Збройних Силах України. Для досягнення високої якості метрологічного обслуговування засобами виїзної метрологічної групи необхідна чітка організація відновлення, регулювання та калібрування засобів вимірювальної техніки. Тому питання, які пов'язані з прогнозуванням втрат ЗВТ ВП і відновленням пошкоджених ЗВТ ВП відносяться до важливих науково-прикладних задач, актуальність яких полягає в необхідності підтримання озброєння та військової техніки (ОВТ) військ (сил) у боєздатному стані особливо при обмеженому фінансуванні потреб Збройних Сил України.

Аналіз літератури. Питання метрологічного забезпечення у сфері оборони розглядаються в [1 – 5]. В [1] запропонована концепція розвитку системи метрологічного забезпечення у сфері оборони на період до 2015 року та на перспективу до 2025 року. В роботі [2] розглядаються особливості метрологічної діяльності у сфері оборони. В [3] надана оцінка стану метрологічного забезпечення у Збройних Силах України та визначені заходи щодо його покращення. В [4] розглядаються питання організації та порядку експлуатації вимірювальної техніки у ЗС України. В роботі [5] викладені основні питання організації метрологічного забезпечення військ (сил) у мирний час. Разом з цим лишаються відкритими питання, які пов'язані з прогнозуванням втрат ЗВТ ВП та відновленням пошкоджених ЗВТ ВП, які необхідні для підтримання ОВТ військ (сил) у боєздатному стані.

Метою статті є обґрунтування методики визначення втрат засобів ЗВТ ВП і визначення можливостей відновлення пошкоджених ЗВТ ВП.

Основний матеріал

Основним завданням метрологічного забезпечення є організація і проведення калібрування, регулювання та відновлення засобів вимірювальної техніки, їх правильне утримання і застосування, постачання ЗВТ ВП і створення необхідного обмінного фонду (ОФ) (запасу) [2]. Метрологічне забезпечення угруповання Збройних Сил здійснюється постійно як при веденні конфліктної ситуації, так і в мирний час [2].

При цьому важливе значення відіграє питання прогнозування втрат ЗВТ ВП і можливостей з відновлення пошкоджених ЗВТ ВП.

До найбільш важливих задач, для вирішення яких використовуються результати прогнозування, є [4]:

- визначення обсягу робіт з відновлення засобів вимірювальної техніки військового призначення для підтримання боєздатності угруповання Збройних Сил;
- вибір раціонального складу метрологічних засобів угруповання та їх технічної оснащеності;
- визначення обсягів та номенклатури ЗВТ ВП ОФ (запасів);
- розрахунок потрібної кількості ремкомплектів та ЗІП.

При прогнозуванні можливостей виїзних метрологічних груп (військових метрологічних лабораторій), слід виходити з наступного.

Таблиця 3

Укомплектованість особовим складом виїзної метрологічної групи

Виїзна метрологічна група	Особовий склад				Усього
	Офіцери	Прапорщики	Сержанти та солдати	Працівники Збройних Сил	

Для з'ясування можливостей виїзних метрологічних груп з відновлення ЗВТ ВП пропонується наступна методика.

1. Визначаємо добові втрати ЗВТ ВП за співвідношенням:

$$P_i = \frac{A_{i,в}}{100}, \quad (1)$$

де P_i – середньодобові втрати засобів вимірювання i -ї групи (од.);

A_i – кількість засобів вимірювання i -ї групи в з'єднанні (од.);

$в$ – коефіцієнт середньодобових втрат (%).

2. Визначаємо виробничі можливості i -ї виїзної метрологічної групи за співвідношенням:

$$Q_i^k = \frac{N_i T_i}{\tau_i^k + \tau_i^n}, \quad (2)$$

де Q_i^k – кількість засобів вимірювальної техніки, що відновлюється i -ю виїзною метрологічною групою (військовою метрологічною лабораторією) у розрахунковий період (одиниць за добу);

N_i – кількість фахівців-ремонтників (повірвачів) у i -й виїзній метрологічній групі (військовій метрологічній лабораторії) (осіб);

T_i – добовий фонд робочого часу фахівців-ремонтників (повірвачів) у i -й виїзній метрологічній групі (військовій метрологічній лабораторії) (годин) (номінальний фонд робочого часу за добу одного спеціаліста виїзної метрологічної групи (військової метрологічної лабораторії) складає – 10 годин);

τ_i^k – норма часу, яка необхідна на виконання ремонту ЗВТ ВП (годин);

τ_i^n – норма часу, яка необхідна на виконання калібрування ЗВТ ВП (годин).

3. Визначаємо сумарну виробничу можливість задіяних виїзних метрологічних груп (вимірювальних лабораторій) за співвідношенням:

$$Q_{в\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_i^k, \quad (3)$$

де Q_i^k – кількість ЗВТ ВП, що відновлюється i -ю виїзною метрологічною групою (військовою метрологічною лабораторією) у розрахунковий період (одиниць за добу).

4. Визначаємо необхідні обсяги ОФ (запасів) ЗВТ ВП для забезпечення справного стану зразків ОВТ:

$$C_{\text{зап}} = (P - Q_{в\Sigma}) TK_n, \quad (4)$$

де $C_{\text{зап}}$ – необхідна кількість у запасі ЗВТ ВП (од.);

P – середньодобові втрати ЗВТ ВП (од.);

T – кількість діб;

K_n – коефіцієнт неспівпадіння ЗВТ ВП згідно необхідної номенклатури (дорівнює 0,6 – 0,8).

5. Визначаємо добові можливості з відновлення ЗВТ ВП за рахунок ОФ (запасів) за співвідношенням:

$$C_{\text{доп}} = \frac{C_{\text{зап}} K_n}{T}, \quad (5)$$

де $C_{\text{доп}}$ – допустимі добові витрати на поповнення некомплекту ЗВТ ВП за рахунок ОФ (запасів), (од/за добу).

6. Визначаємо сумарні добові можливості задіяних виїзних метрологічних груп (військових метрологічних лабораторій) з відновлення пошкоджених ЗВТ ВП за співвідношенням:

$$Q_{\Sigma} = Q_{в\Sigma} + C_{\text{доп}}, \quad (6)$$

де Q_{Σ} – сумарні добові можливості задіяних виїзних метрологічних груп (військових метрологічних лабораторій) з відновлення втрат засобів вимірювальної техніки військового призначення.

Висновки

1. В статті визначені показники ефективності використання виїзних метрологічних груп (військових метрологічних лабораторій), які використовуються при прогнозуванні втрат ЗВТ ВП.

2. Розроблено методику прогнозування можливостей виїзних метрологічних груп (військових мет-

рологічних лабораторій) щодо відновлення пошкоджених засобів вимірювальної техніки військового призначення.

Література

1. Концепція розвитку системи метрологічного забезпечення у сфері оборони на період до 2015 року та на перспективу до 2025 року. – К.: ЦУМІС, 2009. – 15 с.

2. Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження положення про особливості метрологічної діяльності у сфері оборони» від 15.03.2006 № 328.

3. Директива начальника Генерального штабу Збройних Сил України «Про стан метрологічного забезпечення у Збройних Силах України та заходи щодо його покращення» від 14.07.2006 № 7.

4. Наказ заступника Міністра оборони з озброєння – начальника озброєння ЗС України «Про затвердження Керівництва з організації та порядку експлуатації вимірювальної техніки у ЗС України» від 1.06.2001.

5. Кузнецов, І.Б. Організація метрологічного забезпечення військ (сил): навч. посібн. у 2-х частинах. Ч.1 / І.Б. Кузнецов, П.М. Ябловський. – К.: НУОУ, 2009. – 356 с.

Надійшла до редакції 2.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.І. Кондрашов, Національний технічний університет «ХПІ», Харків.

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТЕЙ МЕТРОЛОГИЧЕСКИХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ ПО ВОССТАНОВЛЕНИЮ ПОВРЕЖДЁННЫХ СРЕДСТВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В.Б. Кононов

Для решения таких задач, как определение объема работ из возобновления средств измерительной техники военного назначения для поддержания боеспособности группировки Вооруженных Сил, выбор рационального состава метрологических средств группировки и их технической оснащенности, расчет нужного количества ремонтных комплектов и ЗИП и других подобных, необходимо прогнозирование возможностей метрологических подразделений. В статье определены показатели эффективности использования выездных метрологических групп (военных метрологических лабораторий) и разработана методика прогнозирования количества восстановленных средств измерительной техники военного назначения.

Ключевые слова: средства измерительной техники военного назначения, выездные метрологические группы.

METHOD OF PROGNOSTICATION OF POSSIBILITIES OF METROLOGY SUBDIVISIONS ON RENEWAL OF THE DAMAGED FACILITIES OF MEASURING TECHNIQUE OF MILITARY-ORIENTED

V.B. Kononov

For the decision of such tasks, as determination of volume of works from proceeding in facilities of measuring technique of military-oriented for maintenance of military efficiency of groupment of Military Powers, choice of rational composition of metrology facilities of groupment and their technical equipped, calculation of necessary amount of repair complete sets and ZIP and other similar, prognostication of possibilities of metrology subdivisions is needed. In the article the indexes of the effectiveness use of departure metrology groups (soldieri metrology laboratories) are certain and the method of prognostication of amount of the recovered facilities of measuring technique of military-oriented is developed.

Keywords: facilities of measuring technique of military-oriented, departure metrology groups.

Кононов Володимир Борисович – д-р техн. наук, доцент, начальник кафедри, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Україна.

УДК 621.396

Е.С. КОЗЕЛКОВА

ГП «Центральный научно-исследовательский институт навигации и управления», Киев

СИНТЕЗ СТРУКТУР ОПТИМАЛЬНОЙ И СУБОПТИМАЛЬНЫХ СХЕМ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ЗОНДИРУЮЩИХ ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННЫХ СИГНАЛОВ В ТРАЕКТОРНЫХ РАДИОСИСТЕМАХ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Статья посвящена рассмотрению вопросов синтеза структур оптимальной и субоптимальных схем обработки сложных зондирующих пространственно-временных сигналов в траекторных радиосистемах ракетно-космического комплекса. Показано, что при использовании субоптимальных схем обработки сложных пространственно-временных сигналов повышения качественных значений показателей не происходит и они остаются на уровне значений показателей систем оптимальной обработки простых пространственно-временных сигналов и в этом случае траекторные радиосистемы со сложными пространственно-временными сигналами функционируют в широком секторе обзора.

Ключевые слова: пространственно-временных преобразований сигналов, ракетно-космический комплекс, сложными диаграммами направленности.

Введение

В процессе пространственно-временных преобразований сигналов траекторными системами РКК со сложными диаграммами направленности осуществляется преобразование пространственного распределения сигналов, приходящих с различных направлений сектора обзора $[-\theta_M; \theta_M]$, во временное (частотное) распределение сигналов на выходе системы обработки.

Основная часть

Задачу оптимальной обработки сложных пространственно-временных сигналов сформулируем следующим образом [1, 2].

На интервалах времени $t \in [-T; T]$ и пространства $\theta \in [-\theta_M; \theta_M]$ на раскрыв приемной антенной системы $\chi \in [-\chi_M; \chi_M]$ поступает поле $y(t; \chi)$ с плотностью распределения по угловой координате

$$y(t; \theta) = \sum_{i=1}^n s_i(t; \theta) + n(t; \theta), \quad (1)$$

представляющее собой аддитивную смесь сложных пространственно-временных сигналов, отраженных либо переизлученными объектами, находящимися в секторе обзора $[-\theta_M; \theta_M]$ и нормальных помех с корреляционной функцией

$$\langle n(t_1; \theta_1) n^*(t_2; \theta_2) \rangle = N_0 \delta(t_1 - t_2) \delta(\theta_1 - \theta_2). \quad (2)$$

Шумы системы обработки, обусловленные аддитивными шумами антенны, потерями в антенно-фидерном тракте и другими аддитивными шумами аппаратуры могут быть пересчитаны ко входу системы и учтены функцией $n(t; \theta)$.

Полезные сигналы $s_i(t; \theta)$ отличаются друг от друга значением параметров $s_i(t; \theta) = s(t; \theta; \bar{\lambda}_i)$. Количество объектов в зоне работы системы в общем случае может быть неизвестным.

Требуется без существенных энергетических потерь произвести оптимальное обнаружение всех сигналов и измерение их информационных параметров.

Для получения обозримых результатов будем полагать, что в каждом элементе разрешения пространства информационных параметров сигнала может находиться лишь один сигнал, т.е. будем полагать, что все сигналы в (1) являются практически ортогональными. Будем также полагать, что единственным существенным параметром сигналов является направление их прихода. Влияние несущественных параметров, роль которых достаточно подробно обсуждена в литературе [1], учитывать не будем. Тогда, при оговоренном выше условии взаимной ортогональности всех принимаемых сигналов, независимо от количества объектов в зоне обзора, оптимальная обработка смеси (1) сводится к формированию выходного эффекта для одиночного сигнала – модульного значения комплексного пространственно-временного корреляционного интеграла. Воспользовавшись общим выражением для сложного пространственно-временного сигнала, где

роль комплексной огибающей $\dot{S}(t; \theta)$ выполняет сложная диаграмма направленности $F(\theta; t)$, приходим к следующему выражению для оптимального выходного эффекта системы обработки сложных пространственно-временных сигналов

$$Y(\theta) = \left| \int_{-T}^T \int_{-\chi_M}^{\chi_M} y(t; \chi) S_0 \exp \left\{ -j \left[2\pi(f_0 t - \theta \chi) + \varphi_0 + \varphi_0 \left(\theta - t \frac{\theta_M}{T} \right) \right] \right\} dt d\chi \right| =$$

$$= \left| \int_{-T}^T S_0 \exp \left\{ -j \left[2\pi f_0 t + \varphi_0 \left(\theta - t \frac{\theta_M}{T} \right) + \varphi_0 \right] \right\} dt \times \right.$$

$$\left. \times \int_{-\chi_M}^{\chi_M} y(t; \chi) \exp \{ j 2\pi \theta \chi \} d\chi \right|. \quad (3)$$

В (3) S_0 и φ_0 произвольные постоянные, определяющие коэффициент усиления и начальную фазу системы обработки. Здесь же обращает на себя внимание факт разделения обработки как по функциональному назначению – на пространственную и временную, так и по порядку их проведения. Обозначим алгоритм пространственной обработки через $F_S(\theta; t)$, который в соответствии с (3) сводится к

$$F_S(\theta; t) = \int_{-\chi_M}^{\chi_M} y(t; \chi) \exp \{ j 2\pi \theta \chi \} d\chi \quad (4)$$

и может быть представлен в виде

$$F_S(\theta; t) = \sum_{k=-m}^m F_S(k\Delta\theta; t) \sin c 2\pi \chi_M (\theta - k\Delta\theta). \quad (5)$$

При этом выражение для оптимального выходного эффекта преобразуется к виду

$$Y(\theta) = \left| \sum_{k=-m}^m \sin c 2\pi \chi_M (\theta - k\Delta\theta) \times \int_{-T}^T F_S(k\Delta\theta; t) S_0 \exp \left\{ -j \left[2\pi f_0 t + \varphi_0 \left(\theta - t \frac{\theta_M}{T} \right) + \varphi_0 \right] \right\} dt \right|, \quad (6)$$

$$\text{где } F_S(k\Delta\theta; t) = \int_{-\theta_M}^{\theta_M} y(t; \hat{\theta}) \sin c 2\pi \chi_M (\hat{\theta} - k\Delta\theta) d\hat{\theta}. \quad (7)$$

Алгоритм (6) можно представить также в следующем виде

$$Y(\theta) = \left\{ \left[\sum_{k=-m}^m \sin c 2\pi \chi_M (\theta - k\Delta\theta) \int_{-T}^T \operatorname{Re} F_S(k\Delta\theta; t) S_0 \times \right. \right.$$

$$\times \cos \left[\omega_0 t + \varphi_0 \left(\theta - t \frac{\theta_M}{T} \right) + \varphi_0 \right] dt^2 +$$

$$\left. + \sum_{k=-m}^m \sin c 2\pi \chi_M (\theta - k\Delta\theta) \int_{-T}^T \operatorname{Re} F_S(k\Delta\theta; t) \times \right.$$

$$\left. \times S_0 \sin \left[\omega_0 t + \varphi_0 \left(\theta - t \frac{\theta_M}{T} \right) + \varphi_0 \right] dt \right\}^{1/2}. \quad (8)$$

В общем-то, мы пришли к известным алгоритмам обработки пространственно-временных сигналов с полностью совпадающей структурой многоканальной пространственной обработки и с некоторыми незначительными особенностями временной, определяемыми формой обрабатываемого сигнала [3]. Структурные схемы систем, моделирующих алгоритмы многоканальной фильтровой и корреляционной обработок, приведены на рис. 1 и 2 соответственно. На рисунках диаграммообразующие схемы (ДОС), реализующие алгоритм пространственной обработки сигналов в (5), формируют диаграмму направленности

$$F(\theta) = \sum_{k=-m}^m \sin c 2\pi \chi_M (\theta - k\Delta\theta). \quad (9)$$

С выходов каждого из каналов (ДОС) колебания $F(k\Delta\theta; t)$ поступают в $(2m+1)$ параллельных каналов временной обработки. Интерполяционные устройства (И) осуществляют формирование выходного эффекта $Y(\theta)$ для всей совокупности значений $\theta \in [-\theta_m; \theta_M]$.

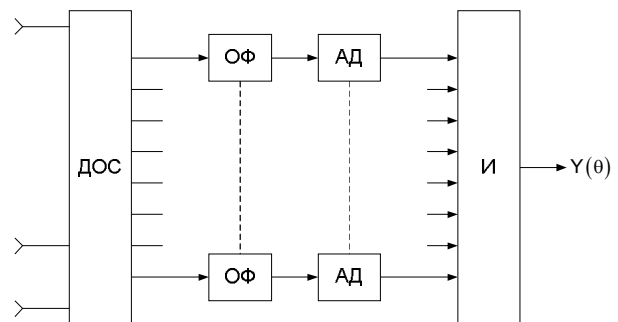


Рис. 1. Оптимальная схема фильтровой обработки сложных пространственно-временных сигналов

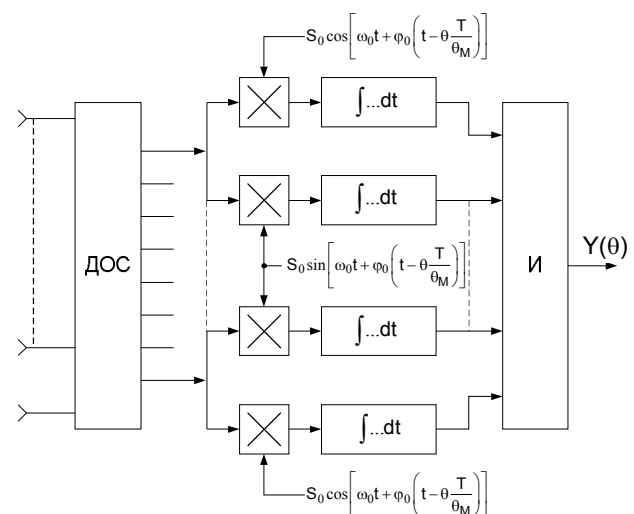


Рис. 2. Оптимальная схема корреляционной обработки сложных пространственно-временных сигналов

При оговоренных выше условиях данные алгоритмы и схемы пригодны для обработки широкого класса пространственно-временных сигналов. Однако они не учитывают специфику зондирующих сигналов, которые формируются таким образом, что для всех направлений (приема-излучения) они отличаются друг от друга только временным сдвигом и при сдвиге, превышающем интервал корреляции по одному из параметров – взаимно ортогональны. В этом случае принимаемые сигналы, приходящие с различных направлений сектора обзора, будут характеризоваться различными временными запаздываниями. С этой точки зрения приемная система может иметь всенаправленную антенную систему, а система обработки может содержать один общий для всех сигналов, согласованный с ними, оптимальный фильтр.

И тогда, исходя из общей структурной схемы системы оптимальной обработки сигналов (рис. 1, 2), можно объединить все результаты пространственной обработки сигналов путем установки на выходе диаграммообразующей схемы сумматора, на вход которого поступают из каналов антенной решетки, при-

ходящие с различных направлений и соответственно сдвинутые друг относительно друга сигналы, которые на выходе оптимального фильтра (ОФ) преобразуются в короткие (сжатые) импульсы, по временному положению каждого из которых однозначно определяется направление их прихода

$$\theta_i = t_i \cdot (\theta_M / T).$$

Структурные схемы систем обработки с объединением пространственных каналов и одним общим каналом временной обработки для случаев фильтровой и корреляционной обработок представлены соответственно на рис. 3 [1]. В данном случае по сравнению со схемами рис. 1, 2 схемы обработки конструктивно выполнены значительно проще. В отличие от схем оптимальной обработки содержащих большое число каналов временной обработки, к которым предъявляются довольно жесткие требования в отношении идентичности и стабильности их характеристик, предложенные схемы обработки сложных пространственно-временных сигналов содержат один общий для всех сигналов канал обработки.

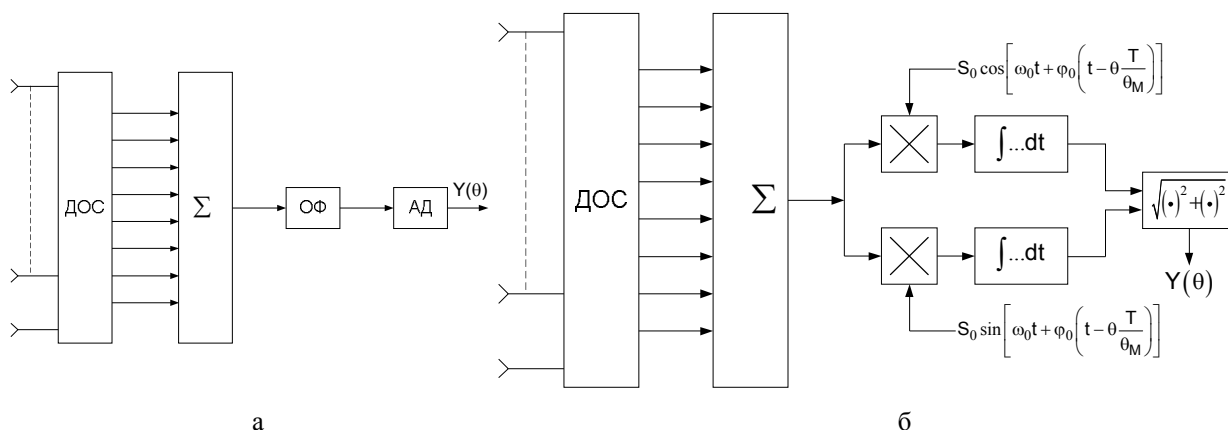


Рис. 3. Многоканальная схема с общим временным каналом фильтровой (а) и корреляционной (б) обработки сложных пространственно-временных сигналов

Это приводит к дальнейшему упрощению системы обработки сложных пространственно-временных

сигналов. Системы обработки, использующие такие антенные системы, представлены на рис. 4.

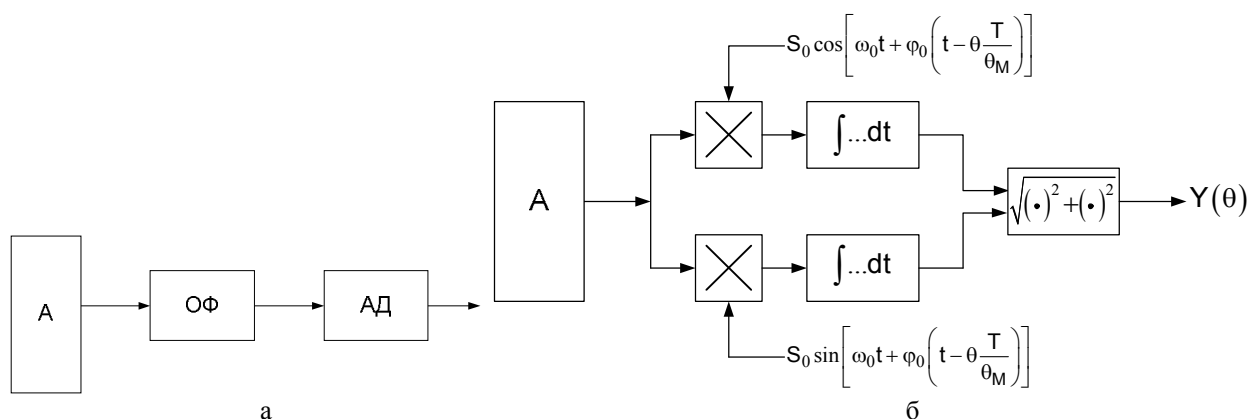


Рис. 4. Одноканальная по пространственной и временной координатам схема фильтровой (а) и корреляционной (б) обработки сложных сигналов

Эти системы обработки более просты даже по сравнению с предыдущими системами (рис. 3) и тем более отличаются значительной конструктивной простотой по сравнению с оптимальными системами обработки (рис. 1, 2). Такое упрощение систем обработки, возможное благодаря своеобразной структуре зондирующих каналов, достигается значительной ценой. В результате объединения пространственных каналов в один значительно ухудшается, по сравнению с оптимальными схемами, отношение сигнал/шум на выходе системы обработки.

Выводы

Выходной эффект оптимальной системы обработки сложных пространственно-временных сигналов в отличие от выходного эффекта оптимальной системы обработки обычно используемых простых пространственно-временных сигналов, описываемого функцией типа $\sin x$, описывается функцией типа $\sin^2 x$. Это позволяет значительно улучшить такие показатели измерительных радиосистем, функционирующих в широком секторе обзора, как разрешающая способность и точность измерения параметров движения. При использовании субоптимальных схем обработки сложных пространственно-

временных сигналов повышения качественных значений показателей не происходит и они остаются на уровне значений показателей систем оптимальной обработки простых пространственно-временных сигналов. Однако, следует отметить, что и в этом случае траекторные радиосистемы со сложными пространственно-временными сигналами функционируют в широком секторе обзора и обладают повышенной пропускной способностью по сравнению с обычно используемыми системами.

Литература

1. Космические радиотехнические комплексы / В.В. Гладченко, А.А. Корниенко, И.Ю. Лютынский и др.; под ред. Г.В. Стогова. – МО СССР, 1986. – 626 с.
2. Ширман Я.Д. Теория и техника обработки радиолокационной информации на фоне помех / Я.Д. Ширман, В.Н. Манжос. – М.: Радио и связь, 1981. – 416 с.
3. Козелкова Е.С. Развитие перспективных космических систем / Е.С. Козелкова // Сучасні напрями розвитку інформаційно-комунікаційних технологій та засобів управління: матеріали першої науково-технічної конференції (13-14 грудня 2010р.) – Харків-Київ: ДП ХНДІ ТМ, К.: ДП ЦНДІ НІУ, 2010. – С. 26-27.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.Ф. Купченко, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

СИНТЕЗ СТРУКТУР ОПТИМАЛЬНОЇ І СУБОПТИМАЛЬНИХ СХЕМ ОБРОБКИ СКЛАДНИХ ЗОНДУВАЛЬНИХ ПРОСТОРОВО-ЧАСОВИХ СИГНАЛІВ В ТРАЄКТОРНИХ РАДІОСИСТЕМАХ РАКЕТНО-КОСМІЧНОГО КОМПЛЕКСУ

К.С. Козелкова

Стаття присвячена розгляду питань синтезу структур оптимальної й субоптимальних схем обробки складних зондувальних просторово-часових сигналів у траекторних радіосистемах ракетно-космічного комплексу. Показано, що при використанні субоптимальних схем обробки складних просторово-часових сигналів підвищення якісних значень показників не відбувається і вони залишаються на рівні значень показників систем оптимальної обробки простих просторово-часових сигналів і в цьому випадку траекторні радіосистеми з складними просторово-часовими сигналами функціонують в широкому секторі огляду.

Ключові слова: просторово-часових перетворень сигналів, ракетно-космічний комплекс, складними діаграмами спрямованості.

A SYNTHESIS OF STRUCTURES OF OPTIMUM AND SUBOPTIMUM CHARTS OF THE DIFFICULT SOUNDINGS SPATIO-TEMPORAL SIGNAL PROCESSING IS IN RADIOSYSTEM OF TRAJECTORIES OF ROCKET-SPACE COMPLEX

E.S. Kozelkova

The article is devoted consideration of questions of synthesis of structures of optimum and suboptimum charts of treatment of difficult soundings spatio-temporal signals in trajectory radiosistemakh of space-rocket complex. It is rotined that at the use of suboptimum charts of treatment of difficult spatio-temporal signals of increase of high-quality values of indexes does not take a place and they remain at the level of values of indexes of the systems of optimum treatment of simple spatio-temporal signals and in this case trajectory radiosistem with difficult spatio-temporal signals function in the wide sector of review.

Keywords: spatio-temporal signal shaping, rocket-space complex, by the difficult diagrams of orientation.

Козелкова Екатерина Сергеевна – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, ГП «Центральный научно-исследовательский институт навигации и управления», Киев, Украина.