

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

В И Б Р А Ц И О Н Н А Я
П Р О Ч Н О С Т Ъ И Н А Д Е Ж Н О С Т Ъ
Д В И Г А Т Е Л Е Й И С И С Т Е М
Л Е Т А Т Е Л Ь Н Ы Х А П П А Р А Т О В

Межвузовский сборник, выпуск 4

В настоящем сборнике продолжается публикация [см. вып. 3] материалов, заслушанных на семинаре по вибродиагностике ГТД и конференции по упруго-демпфирующим материалам и конструкциям, состоявшимся в г. Куйбышеве в 1975 г.

Статьи посвящены теоретическим и экспериментальным исследованиям свойств упруго-демпфирующего пористого материала МР и характеристик изделий из него; изучению поведения систем с конструкционным демпфированием, динамики лопаток, трубопроводов многослойных балок и усталостных испытаний композиционных материалов; рассмотрению статических и динамических характеристик гидро- и газостатических опор, демпферов роторов, элементов гидравлических и газовых систем; разработке методов вибродиагностики ГТД.

Редакционная коллегия:

доц. Белоусов А. И. (отв. редактор), акад. Кузнецов Н. Д.,
проф. Кузьмин Г. А., доц. Пичугин Д. Ф., доц. Шорин В. П.

СВОЙСТВА МАТЕРИАЛА МР И ИЗДЕЛИЙ ИЗ НЕГО

УДК 629.7

*В. Н. БУЗИЦКИЙ, Г. В. ЛАЗУТКИН,
А. Г. ПРИТУЛИН, Е. И. САЛАНОВ*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ УПРУГО-ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Упруго-фрикционные характеристики (УФХ) амортизаторов из материала МР при циклическом деформировании их упруго-демпфирующих элементов (УДЭ) получаются в виде семейств петель гистерезиса. В общем случае форма любой петли семейства зависит от амплитуды циклического деформирования A , предварительного натяга q УДЭ исследуемого амортизатора и знака скорости \dot{x} циклической деформации. Аналитически это записывается как

$$P = \begin{cases} \Phi_1(x; A; q) & \dot{x} > 0 & |x| \leq A \\ \Phi_2(x; A; q) & \dot{x} < 0 & |x| \leq A, \end{cases} \quad (1)$$

где P циклически меняющаяся сила, вызывающая деформацию x . Поставим задачу аппроксимировать зависимость P , получаемую экспериментально в виде множества точек, в классе алгебраических многочленов. Для этого зависимость P зададим совокупностью двух множеств процессов нагрузки ($\dot{x} > 0$) и разгрузки ($\dot{x} < 0$), представленных кусочно-линейными функциями (рис. 1), каждый s -й отрезок которых можно записать в форме

$$P_c^{(A)}(q_k) = P_i^{(A)}(q_k) + B_c^{(A)}(q_k)(x - x_i^{(A)}(q_k)); \quad \dot{x} > 0, \quad (2)$$

$$P_e^{(A_j)}(q_k) = P_i^{(A_j)}(q_k) + B^{(A_j)}(q_k)(x - x_i^{(A_j)}(q_k)); \quad \dot{x} < 0,$$

где $P_i^{(A_j)}(q_k)$, $P^{(A_j)}(q_k)$ ординаты точек петли с амплитудой деформации A_j при натяге q_k в абсциссе $x_i^{(A_j)}(q_k)$; при этом $A_j \in [A_0, A_n]$; $q_k \in [q_0, q_v]$; $j = 0, 1, 2, \dots, n$; $k = 0, 1, 2, \dots, v$; $i = 0, 1, 2, \dots, s$, а

$$B_e = \frac{P_i^{(A_j)}(q_k) - P_{i+1}^{(A_j)}(q_k)}{x_i^{(A_j)}(q_k) - x_{i+1}^{(A_j)}(q_k)}.$$

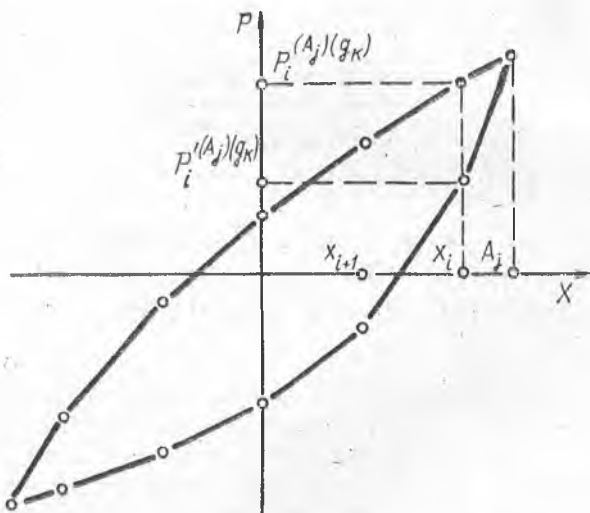


Рис. 1. Промежуточные приближения петель гистерезиса

Зафиксировав A_j и q_k , приблизим функцию $P^{(A_j)}(q_k)$, описывающую в данном случае петлю гистерезиса при j -й амплитуде и k -ом натяге, путем разложения ее по полиномам Чебышева степени m , дающего, как известно, достаточно хорошее приближение [1].

Для этого произведем в уравнении (1) замену переменной x на $\bar{x} = \frac{x}{A} = \cos \varphi_1$. В силу двухзначности функции $P^{(A_j)}(q_k)$ получим в результате тригонометрический ряд сумм четной и нечетной функций. Тогда введением новой переменной $\bar{y} = \cos \varphi_2$, где $\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{\pi}{2}$, функцию $P^{(A_j)}(q_k)$ можно описать только в

классе четных функций, но уже двух переменных $\bar{x} = \cos \varphi_1$ и $\bar{y} = \cos \varphi_2$. Это позволяет применять при разложении функции $P^{(A_j)}(q_k)$ полиномы Чебышева первого рода в виде

$$P^{(A_j)}(q_k) = \sum_{\lambda_1, \lambda_2=0}^m P^{(A_j)}(q_k) \bar{x}^{\lambda_1} \bar{y}^{\lambda_2}, \quad (3)$$

причем коэффициенты $P_{\lambda_1 \lambda_2}^{(A_j)}(q_k)$ линейно зависят от коэффициентов $a_{\lambda_1 \lambda_2}^{(A_j)}(q_k)$ [2].

Отметим, что подобного типа задача решена в [2]. Однако в силу формальности введения \bar{x} в качестве второй переменной полученная в [2] полиномиальная модель двух переменных x и \bar{x} оказалась зависимой не только от знака скорости, но и от частоты циклического нагружения.

В нашем случае с учетом уравнения (2) имеем

$$a_{\lambda_1, 0}^{(A_j)}(q_k) = \frac{2}{\pi} \sum_{i=0}^s \int_{\varphi_{1,i}}^{\varphi_{1,i+1}} \left(P_c^{(A_j)}(q_k) + P_c'^{(A_j)}(q_k) \right) \cos \lambda_1 \varphi_1 d\varphi_1; \quad (4)$$

$$a_{\lambda_1, \lambda_2}^{(A_j)}(q_k) = \frac{4}{\lambda_2 \pi^2} \sin \frac{\lambda_2 \pi}{2} \sum_{i=0}^s \int_{\varphi_{1,i}}^{\varphi_{1,i+1}} \left(P_c^{(A_j)}(q_k) - P_c'^{(A_j)}(q_k) \right) \cos \lambda_1 \varphi_1 d\varphi_1, \quad (5)$$

где $\varphi_{1,i} \in [0, \pi]$; $\varphi_{1,i} = \arccos \bar{x}_i$; $\bar{x}_i \in [-1, 1]$;

причем для $m=3$:

$$P_{00}^{(A_j)}(q_k) = \frac{1}{4} \left(a_{00}^{(A_j)}(q_k) - 2a_{20}^{(A_j)}(q_k) \right);$$

$$P_{10}^{(A_j)}(q_k) = \frac{1}{2} \left(a_{10}^{(A_j)}(q_k) - 3a_{30}^{(A_j)}(q_k) \right);$$

$$P_{20}^{(A_j)}(q_k) = a_{20}^{(A_j)}(q_k); \quad P_{30}^{(A_j)}(q_k) = 2a_{30}^{(A_j)}(q_k); \quad P_{11}^{(A_j)}(q_k) = a_{11}^{(A_j)}(q_k);$$

$$P_{01}^{(A_j)}(q_k) = \frac{1}{2} \left(a_{01}^{(A_j)}(q_k) - 3a_{03}^{(A_j)}(q_k) - 2a_{21}^{(A_j)}(q_k) \right);$$

$$P_{03}^{(A_j)}(q_k) = 2a_{03}^{(A_j)}(q_k); \quad P_{21}^{(A_j)}(q_k) = 2a_{21}^{(A_j)}(q_k). \quad (6)$$

Перебирая все A_j по q_k , получим полиномиальную модель формы (3), в которой коэффициенты $P_{\lambda_1 \lambda_2}^{(A_j)}(q_k)$ задаются некоторым множеством. Аппроксимируем функцию $P_{\lambda_1 \lambda_2}^{(A_j)}(q_k)$ двух пере-

мелких A и q , заданную на этом множестве, с помощью полиномов Чебышева.

Как и ранее, зафиксируем одну переменную, например, q , и заменим в (1) A на $\bar{A} = \frac{2A - A_0 - A_n}{A_0 - A_n} = \cos \varphi$. Представим $P_{\lambda_1, \lambda_2}^{(q_k)}$ множеством кусочно линейных функций и, воспользовавшись соотношениями (4) и (6), заменив в них соответственно переменные и индексы, получим

$$P^{(q_k)} = \sum_{\lambda_1}^m \sum_{\lambda_2=0}^f \sum_{\lambda_3=0}^r p_{\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3}^{(q_k)} x^{-\lambda_1} y^{-\lambda_2} \bar{A}^{-\lambda_3}. \quad (7)$$

Далее, поступая аналогично с коэффициентами $p_{\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3}^{(q_k)}$, вводя переменную $\bar{q} = \frac{2q - q_0 - q_v}{q_0 - q_v}$, находим

$$P = \sum_{\lambda_1}^m \sum_{\lambda_2=0}^f \sum_{\lambda_3=0}^r p_{\lambda_1 \dots \lambda_4} x^{-\lambda_1} y^{-\lambda_2} \bar{A}^{-\lambda_3} \bar{q}^{-\lambda_4}. \quad (8)$$

Возвращаясь к старым переменным x, A, q , учитывая, что $\bar{y} = \pm \sqrt{1 - x^2}$, окончательно имеем

$$P = \sum_{\lambda_1}^m \sum_{\lambda_2=0}^f \sum_{\lambda_3=0}^r p_{\lambda_1 \dots \lambda_4}^* x^{\lambda_1} \sqrt{(A^2 - x^2)^{\lambda_2}} \left(A - \frac{A_0 + A_n}{2} \right)^{\lambda_3} \times \\ \times \left(q - \frac{q_0 + q_v}{2} \right)^{\lambda_4}, \quad (9)$$

причем

$$p_{\lambda_1 \dots \lambda_4}^* = \frac{p_{\lambda_1 \dots \lambda_4} \cdot 2^{\lambda_3 + \lambda_4}}{(A_0 - A_n)^{\lambda_3} A^{\lambda_1 + \lambda_2} (q - q_v)^{\lambda_4}}. \quad (10)$$

В качестве примера для амортизатора типа ДК-54 была получена полиномиальная модель в форме (9):

$$P = \sum_{\lambda_1}^3 \sum_{\lambda_2=0}^3 \sum_{\lambda_3=0}^1 \frac{p'_{\lambda_1 \dots \lambda_4}}{A^{\lambda_1 + \lambda_2}} \cdot x^{\lambda_1} \sqrt{(A^2 - x^2)^{\lambda_2}} (A - 2,6)^{\lambda_3} q^{\lambda_4}. \quad (11)$$

Значения коэффициентов $p'_{\lambda_1 \dots \lambda_4} \left[\frac{\text{кГ}}{\text{мм}^{\lambda_3 + \lambda_4}} \right]$ даны в таблице. Ошибка при такой аппроксимации, отнесенная к амплитудному значению силы, не превышает 0,02—0,05.

λ_1, λ_2

λ_3, λ_4	00	10	20	30	01	11	21	03
00	0,8130	17,6524	-1,0490	6,1719	15,8832	0,1271	-8,3219	-7,8100
01	-0,0368	-0,5155	0,2590	-0,2098	-0,2554	0,0495	0,0542	0,1529
10	0,1158	4,3246	-1,0803	1,3526	2,6541	-0,0280	-1,1517	-1,3679
11	-0,0569	-0,2637	0,1978	-0,0251	-0,0884	0,0451	0,0198	0,0597
20	-0,0377	-0,3094	-0,2272	-0,1414	-0,5676	-0,0363	0,3235	0,2592
21	-0,0088	-0,0139	0,0014	0,0189	-0,0017	0,0127	0,0062	-0,0064
30	0,0189	0,0528	0,0053	0,0640	0,1605	-0,0045	-0,0786	-0,0796
31	0,0067	0,0089	-0,0139	-0,0079	0,0012	0,0014	0,0065	-0,0021

На рис. 2, а, б приведены экспериментальные данные в виде точек, там же сплошной линией приведены расчетные зависимости, полученные на основе аппроксимации (11). Таким образом, рассмотренная математическая модель упруго-фрикционных характеристик амортизаторов из материала МР достаточно хорошо отображает реальные семейства петель гистерезиса и может быть использована для решения целого ряда динамических задач.

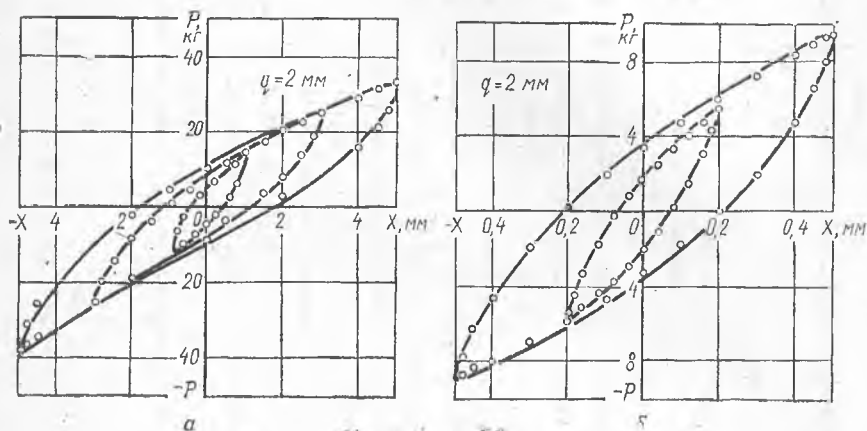


Рис. 2. Поле петель гистерезиса

В заключение отметим, что в силу идентичности характеристик тросовых, сетчатых, пластинчатых и других цельнометаллических амортизаторов можно рекомендовать модель в форме (9) для описания их упруго-фрикционных свойств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Березин И. С., Жидков Н. П. Методы вычислений. М., 1959, т. I.
2. Мельников Г. И. Динамика нелинейных механических и электромеханических систем. Л., 1975.
3. Бузицкий В. Н., Лазуткин Г. В. Исследования характеристик амортизаторов из материала МР.— В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Труды КуАИ, 1976, вып. 3.

В. Ф. ГОРБУНОВ, А. П. ПОВИКОВ,
А. В. РУДАЧЕНКО, С. С. КАМИНСКАЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

В последнее время все большее распространение для целей виброизоляции получают амортизаторы в цельнометаллическом исполнении [1]—[4]. Они способны воспринимать большие динамические и статические нагрузки, работать в сложных климатических условиях и агрессивных средах.

В связи с этим на кафедре горных машин Томского политехнического института разработаны амортизаторы с большим внутренним трением: тросовые стерженьковые и втулочные [3], [5], нелинейные пружинные амортизаторы с сухим трением [4] и амортизаторы с сыпучим рабочим телом. Указанные амортизаторы обладают нелинейными характеристиками различного вида и предназначены для защиты от вибрации различных объектов весом от 10 до 15000 Н.

Исследования их характеристик проводились на установке (рис. 1), смонтированной на базе горизонтально-фрезерного станка ТГ-2. Исследуемый амортизатор 1 закреплялся между задней опорой 2 и силовым штоком силоизмерительной головки 4, состоящей из стержня 3 и динамометрического кольца 5 с наклеенными на него двумя тензодатчиками R_1 , R_2 . Последние соединены по мостовой схеме с регулируемым R и компенсационным R датчиком. Нагрузка на амортизатор задается от вращающегося на валу станка кулачка 6 через силовой шток с динамометрическим кольцом. Сигнал с мостовой схемы, запитываемой постоянным током, поступает через усилитель постоянного тока (УПТ) на вход осциллографа С1-16. Питание усилителя производится от блока питания (БПУ).

В качестве датчика перемещений использовался световой датчик 7, состоящий из осветителя и транзистора с обнаженным кристаллом, принцип действия которого основан на изменении величины пропускаемого транзистором тока при изменении освещенности его кристалла. Осветитель со сфокусированным пучком света, укрепленный на силовом штоке, запитывается постоянным током напряжением 15 В. Сигнал с датчика поступает на вход второго усилителя осциллографа. Вся установка с по-

мощью болтов крепится на столе станка. Регистрирование осциллограмм с экрана производится фотоаппаратом.

При проведении экспериментов исследовалась зависимость коэффициента рассеяния энергии амортизаторов ϕ от величины асимметрии цикла, амплитуды нагружения и конструктивных параметров амортизаторов. Определение зависимости коэффициента рассеяния энергии от асимметрии цикла нагружения имеет важное значение, так как амортизаторы в большинстве случаев работают при различной величине статического нагружения и асимметрии динамической нагрузки.

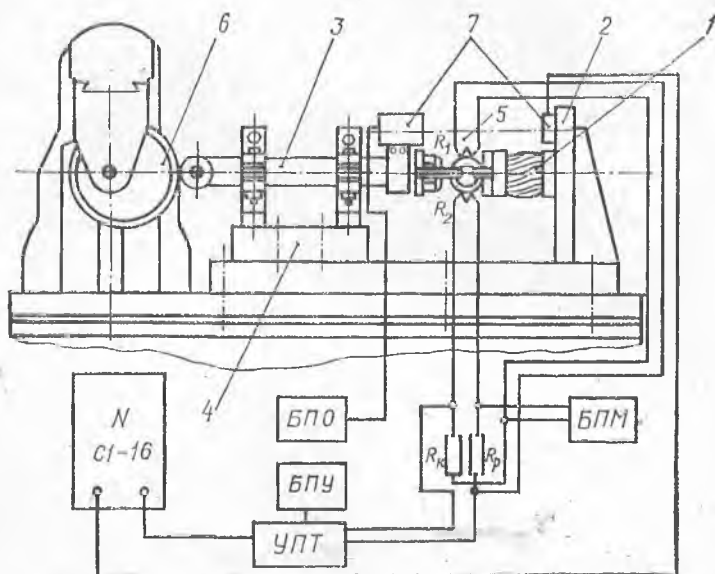


Рис. 1. Схема установки

Исследованию подвергались тросовые стерженьковые амортизаторы с различным числом тросиков n , диаметром d и рабочей высотой h тросиков, амортизаторы с сыпучим рабочим телом и пружинные нелинейные с сухим трением, представляющие собой системы предварительно напряженных пружин различного назначения: основные упругие элементы, стабилизирующие и фрикционные, которые включаются либо с зазором S , либо без него.

Из полученных зависимостей (рис. 2, 3) видно, что величины ϕ данных амортизаторов не являются постоянными, а зависят как от конструктивных параметров, так и от параметров цикла

нагрузки. Так, в тросовых амортизаторах с ростом асимметрии цикла нагружения ψ изменяется в соответствии с жесткостью амортизатора [3], [5]. Максимальное значение ψ соответствует участку квазиулевой жесткости на их упругой характеристике. По мере выхода на участок с повышенной жесткостью ψ уменьшается. Кроме того, значение ψ у тросовых амортизато-

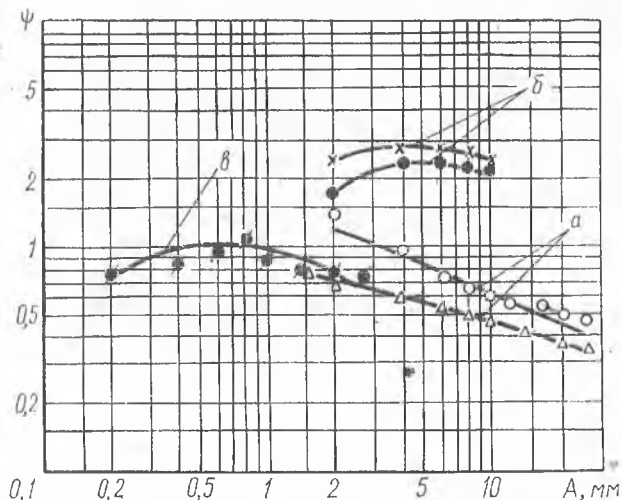


Рис. 2. Зависимость коэффициента рассеяния энергии амортизаторов от амплитуды деформации:

- а — тросовый стерженьковый амортизатор
 - $d = 9$ мм, $n = 8$, $h = 66$;
 - △ $d = 8$ мм, $n = 12$, $h = 58$;
- б — нелинейный пружинный с сухим трением
 - × $S = 0$; ● $S = 1,5$ мм;
- в — амортизатор с сыпучим рабочим телом

ров стерженькового типа можно изменять без изменения конструктивных параметров амортизатора. Так как при деформации в направлении свивки троса и в противоположном ψ меняется от 0,8 до 0,3 соответственно. У нелинейных амортизаторов с сухим трением снижение ψ при увеличении асимметрии цикла свидетельствует об увеличении сил упругости по отношению к силе сухого трения, которая остается постоянной. Коэффициент рассеяния энергии у амортизаторов с сыпучим рабочим телом растет до определенной величины, которая соответствует оптимальному уплотнению сыпучего материала, а затем снижается

по мере увеличения сил упругого взаимодействия между частями.

Анализируя полученные зависимости, можно сказать, что при выборе амортизирующего устройства необходимо учитывать как конструктивные параметры исследуемых амортизаторов, так и условия их работы: уровень статической нагрузки, амплитуду колебаний и величину асимметрии цикла нагружения.

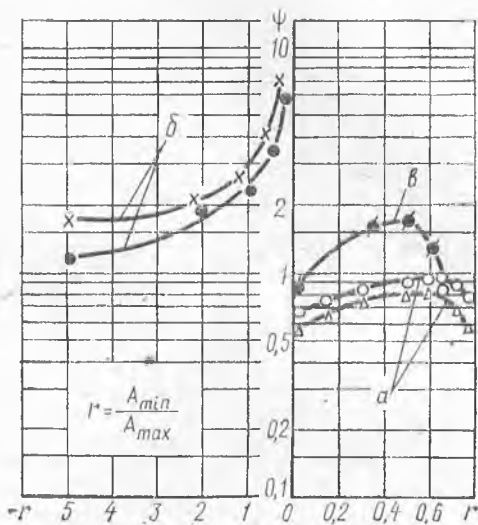


Рис. 3. Зависимость коэффициента рассеяния энергии амортизаторов от асимметрии цикла нагружения. Обозначения те же, что и на рис. 2

ЛИТЕРАТУРА

1. Бузицкий В. Н., Сойфер А. М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение. Труды КуАИ, 1965, вып. 19.
2. Бузицкий В. Н. Цельнометаллические амортизаторы из материала МР. — В сб.: Вибрационная техника, М., МДИТТ, 1967, № 2.
3. Горбунов В. Ф., Резников И. Г., Новиков А. П. Международный симпозиум по динамике тяжелых машин горной и металлургической промышленности. Тезисы докладов. Донецк, 1974.
4. Карпенко В. М., Каминская С. С., Туктаев И. И. О требованиях к амортизаторам. — «Проектирование устройств электропривода». Т. I. М., «Энергия», 1973.
5. Горбунов В. Ф., Резников И. Г., Козлов В. В., Рудаченко А. В. «Строительные и дорожные машины», 1975, № 4.

А. А. КАМАЕВ, В. С. КОНОНОВ

О ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВАХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ
С МР В БУКСОВОМ ПОДВЕШИВАНИИ

Повышение технической скорости движения грузовых вагонов требует создания ходовой части, обеспечивающей приемлемые динамические качества. Для решения этой задачи проведены исследования вертикальных и горизонтальных колебаний одноосных грузовых вагонов на прямых и кривых участках пути. Влияние параметров двухосных тележек на динамические качества грузовых вагонов оценивалось методами математического и физического моделирования в комплексе: по вертикальным колебаниям надрессорного строения и по горизонтальным колебаниям на прямых и кривых участках пути. Исследования выполнены с учетом целого ряда нелинейных параметров при установленных и неустановившихся режимах движения. Это позволило получить более достоверные результаты, хорошо согласующиеся с практикой. Исследовано в общей сложности свыше 150 вариантов конструкций ходовой части грузовых вагонов — совместные конструктивные проработки Крюковского вагоностроительного завода (КВЗ), Брянского института транспортного машиностроения и Брянского машиностроительного завода.

Некоторые параметры грузового вагона и тележки представлены в таблице.

Исследования проведены на пути с характеристикой Р65(6) 1840(П)Ц. Горизонтальная и вертикальная жесткости пути соответственно равны $1,57 \cdot 10^7$ Н/м и $6 \cdot 10^7$ Н/м. Масса пути, приведенная к колесу, 250 кг.

Исследования колебаний надрессорного строения грузовых вагонов проведены на периодических неровностях вида

$$\eta = \eta_0 \sin 2\pi \frac{V}{L} t$$

и единичных неровностях с уравнением профиля

$$\eta = \frac{\eta_0}{2} \left(1 - \cos 2\pi \frac{V}{L} t \right),$$

где η_0 и L — амплитуда и длина неровностей, $\eta_0 = 0,005$ м;

V — скорость движения экипажа.

П а р а м е т р ы	Размерность	Р е ж и м	
		груженный	порожный
Вес вагона	Н	$84 \cdot 10^4$	$19,5 \cdot 10^4$
Расстояние между шкворнями тележек	м	8,650	8,650
Вес тележки:			
общий	Н	4,6390	4,6390
обрессоренный	Н	5070	5070
необрессоренный	Н	41320	41320
База тележки	м	1,850	1,850
Диаметр колеса	м	0,950	0,950
Статический прогиб рессорного подвешивания	м	0,050	0,050
Поперечная жесткость винтовых пружин тележки	Н/м	$3803 \cdot 10^3$	$3803 \cdot 10^3$
Расстояние между центрами упругости рессорного подвешивания	— м	2,036	2,036
Расстояние между кругами катания	м	1,580	1,580
Момент трения в пяте при коэффициенте трения 0,2	Н/м	7100	970
Угловая жесткость пружин надрессорной балки относительно тележки	Нм/рад	3803000	3803000

Оценка колебаний экипажа при пездах на неровности производилась по максимальным ускорениям надрессорного строения и коэффициентам динамики рессорного подвешивания.

Исследования вертикальных колебаний проведены с использованием расчетной схемы (рис. 1).

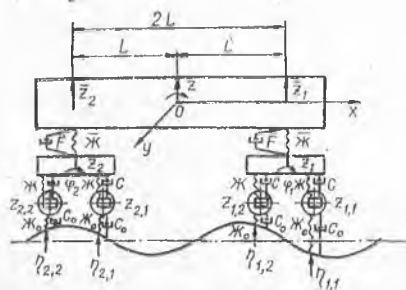


Рис. 1. Расчетная схема вагона для вертикальных колебаний

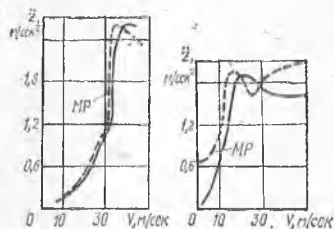


Рис. 2. Ускорение кузова вагона без надбуксовых прокладок и с прокладками из МР: а — единичные неровности; б — периодические неровности

Суммарный статический прогиб рессорного подвешивания $f_{ст} = 0,050$ м, статический прогиб надбуксовых прокладок $\Delta_{ст.п} = 0,004$ м. При этом трение (суммарное по вагону) в надбуксовых прокладках, определенное по тарировочным характеристикам КВЗ, составляет $55 \cdot 10^4 - 62 \cdot 10^4$ Н. Исследованы прокладки с нижним и верхним пределом относительного трения.

Динамические характеристики вагонов с надбуксовыми прокладками и без прокладок приведены на рис. 2. Анализ графиков показывает, что при наличии таких прокладок ускорения вагонов практически не отличаются от ускорений вагонов без надбуксовых прокладок.

Таким образом, для безопасного движения, повышения плавности хода, а также для уменьшения напряжений в осях колесных пар грузовых вагонов рекомендована постановка МР в надбуксовом подвешивании, практически не влияющая на динамические качества наддресорного строения вагонов.

УДК 620.178.311.6

А. А. ТРОЙНИКОВ

ИЗМЕНЕНИЕ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА МР В УСЛОВИЯХ ДЛИТЕЛЬНОГО ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ψ — коэффициент рассеяния энергии в материале, равный отношению рассеянной за цикл энергии к максимальной потенциальной энергии деформации;

$\bar{C}_3 = \frac{C_3}{C_p}$ — относительная эквивалентная жесткость;

C_3 — эквивалентная жесткость (по методу прямой линеаризации);

$C_p = \frac{T}{a}$ — расслоенная жесткость;

T, a — коэффициенты подобных преобразований по силе и перемещению, найденные при условии $\bar{A} = 5$;

$\bar{A} = \frac{A}{a}$ — относительная амплитуда деформации;

A — амплитуда деформации.

Основное требование, предъявляемое к амортизаторам и демпферам из материала МР при длительном циклическом деформировании, состоит в обеспечении постоянства их упруго-демпфирующих характеристик, которые достаточно полно определяются эквивалентной жесткостью и коэффициентом рассеяния энергии [1].

Задача исследования состояла в определении характера изменения свойств материала при наработке и выявлении главных факторов, влияющих на это изменение.

Исследование проводилось на втулочных элементах (ВЭ), собранных в амортизатор по схеме двустороннего гистерезисного упора. Экспериментальная обработка проводилась методом обобщенных переменных, позволяющим исключить из рассмотрения непосредственное влияние геометрических размеров, формы и исходных параметров материала [2].

Длительные испытания проводились на установке УКИ-10М. Изменение характеристик в процессе наработки определялось по изменению коэффициента рассеяния и эквивалентной жесткости на установке статических испытаний.

На рис. 1 приведена зависимость изменения коэффициента рассеяния в процессе наработки для различных режимов нагружения. На начальной кривой (1) выбрано несколько точек (2, 3, 4, 5, 6), соответствующих различным относительным амплитудам деформации.

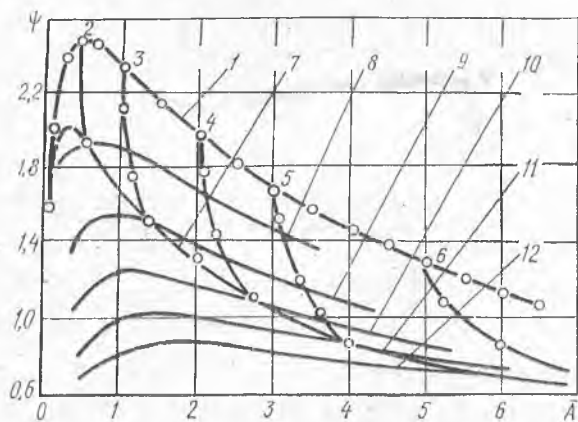


Рис. 1. Зависимость коэффициента рассеяния энергии в материале от относительной амплитуды деформации при наработке

Начиная с первых циклов, процесс деформирования ВЭ сопровождается снижением коэффициента рассеяния для всех режимов. Однако характер и темп изменения различны и, если скорость нагружения постоянна, зависят только от амплитуды деформации. Снижение коэффициента рассеяния при наработке связано с изменением характера взаимодействия между элементами в точках их контакта. В процессе приработки технологический рельеф переходит в рабочий, площадь фактического контакта увеличивается, жидкостное трение переходит в граничное, коэффициент трения растет [3]. В результате увеличения трения часть элементов (витки спирали) теряет способность ко взаимному перемещению в точках контакта и образует неподвижные соединения элементов. В контактах, сохранивших подвижность после возрастания коэффициента трения, интенсивно повышается температура [4], [5].

Повышение температуры в контакте приводит к схватыванию поверхностей. При этом контакты, образующие устойчивые соединения элементов, увеличивают долю неподвижных соединений в образце, а в контактах с неустойчивыми зонами схватывания развивается патологический износ [6]. Этот период наработки характеризуется интенсивным разрушением поверхностей в точках контакта элементов, обильным выделением продуктов износа и высоким темпом снижения коэффициента рассеяния по процессам 2, 3, 4, 5, 6 (рис. 1). Виброразогрев образца приводит к изменению механических свойств исходного материала элементов и снижению их упругих свойств [7].

Через определенное количество циклов, равное числу циклов стабилизации, в результате износа уменьшаются сдавливающие нагрузки между элементами и снижается температура в образце [8]. Структура материала (соотношение между подвижными и неподвижными контактами) стабилизируется. Изменение коэффициента рассеяния происходит по закону 7 (рис. 1), общему для всех режимов. При этом темп изменения существенно снижается, но по-прежнему остается различным для каждого режима. Переход с одного режима на другой в течение всего периода наработки осуществляется по процессам, идентичным по форме 8, 9, 10, 11, 12, но расположенным на различных по коэффициенту рассеяния уровнях.

Изменение относительной эквивалентной жесткости от относительной амплитуды деформации при наработке (рис. 2) протекает по начальному закону I в сторону увеличения амплитуды. При малых амплитудах $\bar{A} < 3$ процесс образования неподвижных соединений элементов выражен слабее по сравнению с износом в точках контакта. С появлением зон износа ослабля-

ется жесткость связей между элементами, поэтому при нормальных условиях нагружения (граничное трение, нормальный износ) относительная жесткость ВЭ уменьшается. При нарушении условий граничного трения характер изменения относительной жесткости может протекать по законам, отличным от начального, а при жестких режимах трения (внутреннее трение) относительная жесткость может возрастать.

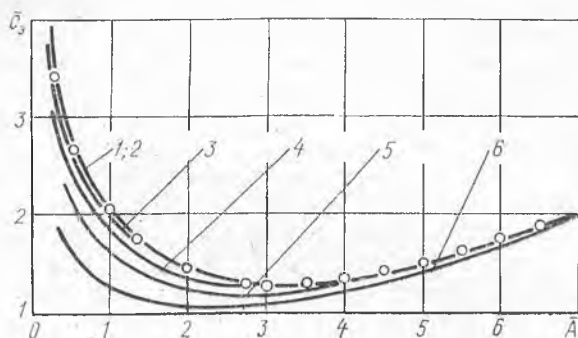


Рис. 2. Зависимость относительной эквивалентной жесткости от относительной амплитуды деформации при парботке

При амплитудах $\bar{A} > 3$ увеличиваются сдавливающие нагрузки и виброскорость в контактах, возрастает коэффициент трения, повышается температура; число неподвижных соединений возрастает, что приводит к увеличению относительной жесткости ВЭ.

В окрестности точки $\bar{A} = 3$ существует равновесие между процессами ослабления связей в результате износа и образования неподвижных соединений элементов в связи с увеличением коэффициента трения. В этой области изменение относительной жесткости при парботке незначительно.

При переходе с более тяжелого режима нагружения на легкий (с больших относительных амплитуд на малые) изменение жесткости протекает по процессам, идентичным 2, 3, 4, 5, 6. Такой характер изменения вызван износом элементов и появлением динамической усадки ВЭ.

Таким образом, экспериментально установлено, что существенное влияние на изменение свойств материала при парботке оказывает виброскорость, определяемая амплитудой деформации и частотой нагружения. С виброскоростью связаны температурный режим в точках контакта элементов, интенсивность

износа, характер процесса трения, а также изменение механических характеристик исходного материала проволоки.

Наиболее эффективным способом повышения стабильности свойств материала является изменение режима трения в контактах, например, путем введения в образец смазки. Для этих целей можно применять жидкие, густые и твердые смазки. Приведенные зависимости (рис. 3) позволяют сделать вывод об эффективности каждого метода.

Жидкие смазки хорошо охлаждают материал и особенно зоны контакта элементов, однако сложность в применении и невысокая надежность ограничивают их широкое применение. Более доступным является применение густых смазок, но этот способ предотвращения износа малоэффективен при больших виброскоростях деформирования материала. Перспективным можно считать применение твердых смазок на основе графита или дисульфидного молибдена. Твердые смазки значительно снижают износ в широком интервале скоростей скольжения контактирующих поверхностей [9]. Основная трудность в этом случае состоит в технологии нанесения тонкого слоя смазки и термической обработке полученного защитного слоя. Однако первые опыты показывают, что этот путь в дальнейшем может в значительной мере решить вопрос о стабильности характеристик материала МР в условиях длительного циклического нагружения.

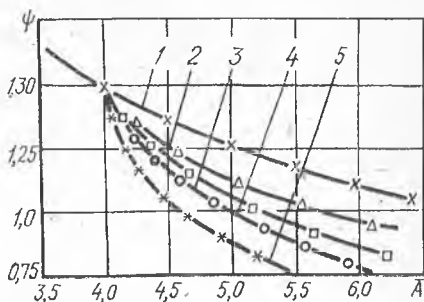


Рис. 3. Влияние вида смазки на характер изменения коэффициента рассеяния при наработке:
1—исходная кривая (статика); 2—жидкая смазка; 3—твердая смазка; 4—густая смазка; 5—смазка в состоянии поставки

ЛИТЕРАТУРА

1. Бузицкий В. Н., Тройников А. А. Расчет втулочных амортизаторов. — В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Куйбышев, 1976, вып. 3.

2. Тройников А. А., Трубин В. Н., Лазуткин Г. В. К вопросу об упругодемпфирующих свойствах материала МР. — В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Куйбышев, 1975, вып. 2 (73).

3. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев, «Техника», 1970.
4. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М., «Машиз», 1962.
5. Виноградов Ю. М. Трение и износ модифицированных металлов. М., «Наука», 1972.
6. Лозовский В. Н. Схватывание в прецизионных парах трения. М., «Наука», 1972.
7. Красильников Л. А., Зубов В. Я. Релаксационная прочность и циклическая стойкость холоднотянутой проволоки. М., «Металлургия», 1970.
8. Тройников А. А. Стабильность упругих свойств материала МР. — В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Куйбышев, 1976, вып. 3.
9. Трение и износ при высоких температурах. АН СССР, М., 1973.

УДК 620.178.311

Д. Ф. ПИЧУГИН, Л. Г. ШАЙМОРДАНОВ

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ И ОБЪЕМА ИЗДЕЛИЯ ИЗ МР НА ЕГО УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Упруго-демпфирующие свойства материала МР оцениваются относительным упругим восстановлением $\Delta \bar{h}$, условным модулем упругости E_m и коэффициентом рассеяния ψ .

Под относительным упругим восстановлением понимается величина $\Delta \bar{h} = \Delta h / h_n$, где $\Delta h = h_n - h_k$,

h_n — высота изделия вне пресс-формы в ненагруженном состоянии;

h_k — высота изделия, находящегося в пресс-форме под действием силы прессования.

Условный модуль упругости определен в виде

$E_m = c \frac{h_n}{s}$, где s — площадь основания;

c — средняя жесткость изделия, определяемая как тангенс угла наклона прямой, соединяющей точки в начале и в конце деформационного цикла.

Под коэффициентом рассеяния понимается отношение циклической энергии рассеяния ΔW к потенциальной энергии цикла W .

Исследование влияния формы изделия на относительное упругое восстановление, условный модуль упругости и коэффициент рассеяния выполнено на цилиндрических образцах $\varnothing 40$ мм, изготовленных из проволоки X18H10T диаметром $\delta=0,2$ мм при диаметре спирали $d=2$ мм. Относительная плотность заготовки ρ_3 , определяемая как отношения плотности заготовки ρ_3 к плотности исходного материала проволоки ρ_0 , выдерживалась равной 0,077, а относительная начальная плотность МР $\rho_n = \rho_n / \rho_0$ изменялась от 0,12 до 0,39.

Форму изделия оценивали фактором формы [1]:

$$\Phi = \frac{F}{2s},$$

где F — площадь боковой поверхности изделия.

Исследования показали, что даже при значительном изменении фактора формы (от 0,66 до 6,6) ни относительное упругое восстановление Δh (рис. 1), ни условный модуль упругости E_M (рис. 2) не зависят от формы изделия. Неизменным остается также и коэффициент рассеяния.

Наряду с этим более ранними исследованиями в КуАИ установлено, что с изменением фактора формы изделия (при неизменной средней по объему МР плотности ρ_{cp}) местные значения плотности изменяются по высоте весьма значительно. Это обусловлено уменьшением действующей силы прессования от подвижного пуансона к неподвижному вследствие трения витков проволоки о стенки матрицы пресс-формы.

Исследование распределения плотности МР по высоте изделия выполнено на составных образцах, отдельные части которых были разделены промежуточными пуансонами. Высота каждой составной части образца выполнялась настолько малой, что изменением плотности по высоте этой части можно было пренебречь.

На рис. 3 показано изменение относительной начальной плотности ρ_n по высоте составного образца и соответствующее ей изменение давления прессования $p_{пр}$. При достаточно большой высоте образца плотность МР может изменяться в несколько раз, а давление прессования — на порядок.

Изменение давления прессования по высоте изделия определяется силой трения витков спирали о стенки пресс-формы. Эта сила, с одной стороны, зависит от фактора формы, а с другой — от величины деформации материала в процессе прессования, так как с увеличением деформации растет давление на стенки пресс-формы. Деформация при прессовании МР определяется степенью опрессовки $\eta = \rho_n / \rho_3$.

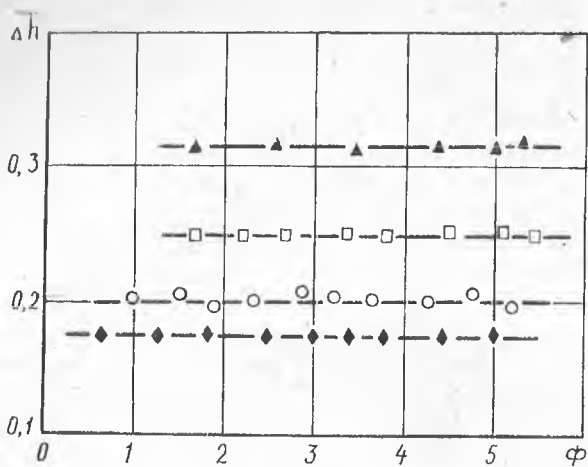


Рис. 1. Зависимость относительного упругого восстановления от фактора формы:

▲ — $\bar{s}_H = 0,128$; □ — $\bar{s}_H = 0,256$; ○ — $\bar{s}_H = 0,321$;
 ◆ — $\bar{s}_H = 0,363$

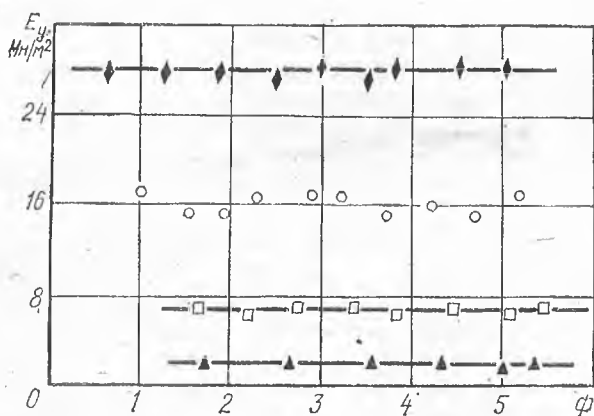


Рис. 2. Зависимость углового модуля упругости от фактора формы:

◆ — $\bar{s}_H = 0,363$; ○ — $\bar{s}_H = 0,321$; □ — $\bar{s}_H = 0,256$;
 ▲ — $\bar{s}_H = 0,128$

По результатам испытания большого количества образцов с различными параметрами материала МР построена зависимость степени опрессовки от фактора формы (рис. 4), которая устанавливает однозначную связь безразмерных параметров η и Φ . Поэтому появилась возможность использования зависимости $\eta = f(\Phi)$ для нахождения распределения плотности по высоте изделия из МР.

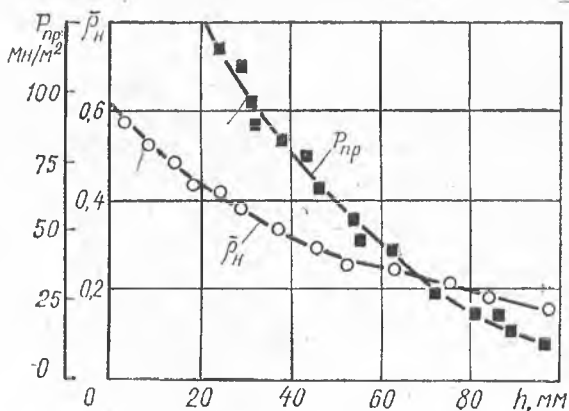


Рис. 3. Зависимость начальной плотности и давления прессования от высоты втулки с диаметром основания 25×10 мм

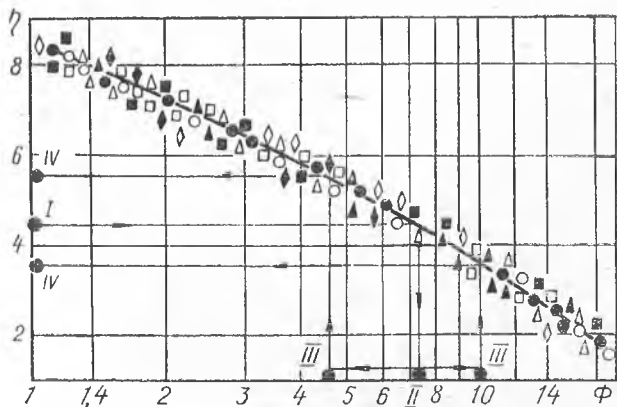


Рис. 4. Зависимость степени опрессовки от фактора формы

Так, например, для определения плотности МР по торцам изделия, имеющего $\Phi = 5,5$ и значение $\eta_{\text{ср}} = 4,5$, необходимо по величине η (точка I) найти условный фактор формы, который будет равен 7,25 (точка II). Отложив от точки II вправо и влево интервалы, равные $\Phi/2$, получим условные факторы формы 4,5 и 10 (точки III), по которым определим степени опрессовки по торцам изделия, равные 3,6 и 5,6 (точки IV). Если относительная плотность заготовки $\bar{\rho}_3 = 0,072$, то значения начальной относительной плотности по торцам изделия соответственно будут $\bar{\rho}_n = 0,25$ и $\bar{\rho}_n = 0,4$.

Такая значительная разница $\bar{\rho}_n$ по высоте изделия должна учитываться при его проектировании, так как и статическая, и динамическая прочность изделия будут определяться наименьшей плотностью материала. В то же время такие величины, как Δh , E_m и ψ , являющиеся выражением интегральных свойств изделия, от распределения местной плотности не зависят.

Исследование влияния объема изделия на его характеристики выполнено при постоянном факторе формы ($\Phi = 6,25$) на образцах в форме цилиндров, втулок и прямоугольников. Изменение объема образцов от $V = 10^4$ до $V = 5 \cdot 10^5$ мм³, т. е. в 50 раз заметного влияния на Δh , E_m и ψ не оказало.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Погурасов В. Н.* Резиновые и резино-металлические детали машин. М., «Машиностроение», 1966.

КОНСТРУКЦИОННОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

УДК 539.433:621.643.4

В. А. БОРИСОВ, Н. Д. ВОЙТЕХ, Е. А. ПАНИН

НАДЕЖНОСТЬ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ПРИ ВИБРАЦИИ

Вибрации трубопроводов являются одним из основных факторов, вызывающих повреждения различных гидрогазовых систем. Возникающие при этом дефекты, как правило, связаны с усталостными поломками трубопроводов или с потерей герметичности соединений. При этом для трубопроводов малого диаметра большую часть дефектов составляют усталостные поломки. С увеличением диаметра трубопроводов растет доля дефектов, связанных с потерей герметичности соединений [1].

Распространенности усталостных поломок трубопроводов посвящено много работ. В то же время вопросу потери герметичности соединений до сих пор уделяется мало внимания. В какой-то степени объяснить это можно методической сложностью исследования герметичности соединений при вибрации трубопровода. Поэтому и в описанном ниже эксперименте было введено ряд упрощений. Первое упрощение состояло в том, что исследовалась герметичность только фланцевого соединения малого диаметра, в котором легко контролировать стягивающее усилие и достаточно просто наладить измерение утечки рабочей среды. Другое упрощение было в том, что переменная сила действовала только в осевом направлении. В действительности вибрации трубопроводов обычно представляют собой изгибные колебания, при которых на соединение действует переменный изгибающий момент.

Схема установки показана на рис. 1. Основная часть установки представляла собой имитатор фланцевого соединения с

проходным диаметром 17 мм. В качестве уплотнительного элемента использовалась плоская медная прокладка толщиной 1 мм. Нижний фланец имитатора крепился на столе электродинамического вибратора. Для получения необходимых динамических нагрузок к верхнему фланцу прикреплялась специально подобранная масса. Внутри соединения подводился воздух под давлением $p = 6 \text{ Мн/м}^2$ или вода $p = 20 \text{ Мн/м}^2$.

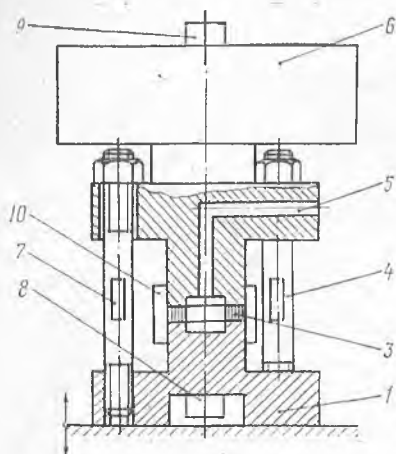


Рис. 1. Схема установки для вибрационных испытаний соединений трубопроводов:

1 и 2 — верхний и нижний фланцы имитатора; 3 — прокладка; 4 — шпильки; 5 — канал для подвода испытательной среды; 6 — инерционная масса; 7 — тензодатчики; 8 и 9 — нижний и верхний датчики виброперегрузки; 10 — датчик замера утечек

лический хомут, охватывающий соединение около прокладки. Под хомут подкладывалась полоска сухой фильтровальной бумаги, так что он был электрически изолирован от деталей соединения. Если вода проникала через уплотнение и впитывалась в бумагу, то изменялось электрическое сопротивление датчика. Измерение величины электрического сопротивления цепи хомут—соединение производилось с помощью специально созданного прибора и позволяло определять утечку воды с высокой точностью.

Известно, что под действием динамической нагрузки проис-

Производились измерения усилия в шпильках, величины утечки испытательной среды, частоты колебаний и значений виброперегрузок нижнего и верхнего фланцев имитатора. Для измерения утечек воздуха использовалась система, состоящая из коллектора, охватывающего уплотнительные разъемы соединения, гибких трубок, электрического датчика давления и дренажного клапана. Перед замером утечки давление в коллекторе при помощи клапана выравнивалось с атмосферным. Одновременно с закрытием клапана начинался отсчет времени, который продолжался до повышения давления в системе на $0,1 \text{ Мн/м}^2$. Полученные данные использовались для расчета величины утечки.

Для измерения утечек воды был разработан датчик, который представлял собой метал-

ходит снижение начального усилия затяжки резьбовых соединений. На рассмотренной установке исследовался этот процесс и его влияние на изменение утечки воздуха через соединение. Испытания проводились при постоянном режиме максимальных динамических нагрузок. При этом виброперегрузка на нижнем фланце составляла 50 g, а частота колебаний устанавливалась равной собственной частоте имитатора (за собственную частоту имитатора принималась частота, при которой отношение виброперегрузки верхнего фланца к виброперегрузке нижнего фланца было максимальным). Для измерения усилия затяжки шпидек через равные промежутки времени производилось выключение вибростенда. Одновременно с усилием затяжки измерялась и величина утечки испытательной среды. Испытания продолжались до тех пор, пока величина усилия затяжки и утечки не переставала заметно изменяться. Обычно стабилизация этих характеристик происходила в течение первых 30 мин.

Результаты экспериментов показаны в виде графиков на рис. 2, из которых видно, что снижение усилия затяжки достигало 15% от начальной величины. Однако величина утечки воздуха при этом снижалась. Это объясняется, по-видимому, тем, что при динамическом нагружении происходит дополнительная пластическая деформация микронеровностей на уплотнительных поверхностях и сближение этих поверхностей.

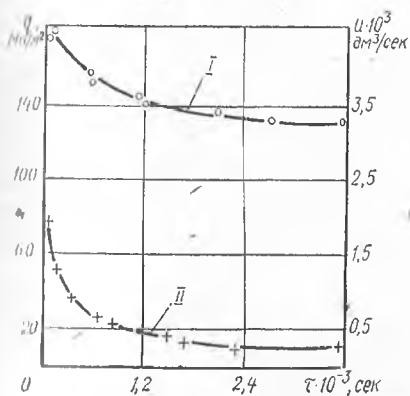


Рис. 2. Зависимость контактного давления на прокладке (кривая I) и утечки воздуха (кривая II) от времени испытания при вибрациях. Давление воздуха $p = 4$ Мн/м², перегрузка нижнего фланца 50 g, верхнего 100 g

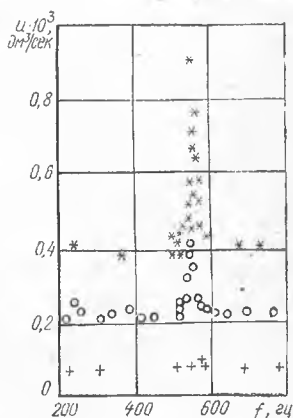


Рис. 3. Зависимость утечки воздуха от частоты возбуждения имитатора: + — $p = 2$ Мн/м²; о — $p = 4$ Мн/м²; * — $p = 6$ Мн/м²

Для проверки этого явления были сняты статические зависимости величины утечки воздуха от контактного давления на уплотнительных поверхностях для новой прокладки до и после испытания на вибростенде в течение 30 мин (вибростабилизация). При этом было установлено, что после вибростабилизации утечки воздуха существенно меньше.

Необходимо отметить, что снижение утечки воздуха было получено при осевых колебаниях соединения и ограниченном времени испытаний. Поперечные колебания трубопроводов вызывают деформацию сдвига в плоскости соединения. В этом случае снижения утечки может и не быть. По-видимому, при осевых колебаниях соединения и достаточно большом времени испытания снижения утечек также может не наблюдаться.

Исследование влияния частоты колебаний возбуждающей силы на величину утечки проводилось на стабилизированном соединении. Во время опыта на нижнем фланце имитатора поддерживалась постоянная виброперегрузка независимо от частоты возбуждения. Результаты эксперимента, когда испытательной средой являлся воздух, показаны на рис. 3. Как видно из рисунка, при определенной частоте возбуждения величина утечки резко возрастала. Эта частота близка к собственной частоте колебаний фланцев относительно друг друга. Особенно было заметно возрастание утечек при резонансном возбуждении и высоком давлении. Аналогичные результаты были получены при эксперименте, в котором в качестве испытательной среды использовалась вода.

Для предотвращения возникновения утечек и для уменьшения падения усилия затяжки соединений при вибрационных нагрузках необходимо уменьшать амплитуды переменных сил. При прочих равных условиях этого можно достигнуть уменьшением амплитуды колебаний трубопроводов. Поэтому демпфирование, применяемое для снижения в трубопроводах переменных напряжений, является также средством обеспечения надежной герметичности соединений.

В связи с этим было проведено исследование и разработка эффективных средств демпфирования трубопроводов.

В системах трубопроводов применяют точечное и распределенное демпфирование. Точечное демпфирование реализуется постановкой специальных подвесных демпферов или упруго-демпфирующих опор. Было выяснено, что упруго-демпфирующие опоры применять предпочтительнее, так как они эффективно гасят колебания, одновременно являясь элементами, воспринимающими все виды нагрузок. Распределенное демпфирование с помощью вибропоглощающих покрытий можно

применять в сложных системах, если нет возможности использовать другие средства.

Цельнометаллические упруго-демпфирующие опоры, разработанные при нашем участии и применяемые в промышленности, представляют собой упругий элемент в виде прокладки из эластичного материала МР [2]. Прокладка помещена в штампованный корпус и приварена к нему точечной электросваркой.

С целью повышения упруго-демпфирующих свойств и выносливости она имеет направленное расположение витков спирали.

Были также разработаны многослойные пластинчатые упруго-демпфирующие опоры. Максимальное значение коэффициента поглощения достигается в них при полном расслоении пакета пластины.

Коэффициент поглощения всех разработанных опор достигает величины 3,5—4. По этому параметру они превосходят в 3—4 раза опоры с резиновыми прокладками. Металлические опоры могут использоваться в широком диапазоне температуры (максимальная допустимая температура 500°C).

Как показал опыт, применение разработанных опор позволяет снизить число неисправностей трубопроводных систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комаров А. А., Сапожников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. М., «Машиностроение», 1967.
2. Сойфер А. М. и др. Материал МР. Авт. свид. № 183174, 1966.

УДК 621.165.—226.2.001.2

К. Н. БОРИШАНСКИЙ

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБИН ЗА СЧЕТ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЯЮЩИХ ЛОПАТКИ СВЯЗЕЙ

В практике стационарного турбостроения значительное распространение получили различные по конструкции связи (рис. 1), соединяющие все лопатки ступени в единый замкнутый на круг пакет. Для конструкций, изображенных на рис. 1, соединение

лопаток обеспечивается силами трения, возникающими в результате действия центробежных сил или комбинации центробежных сил и усилий, возникающих при сборке.

Известно, что при соединении всех лопаток на колесе имеют место либо синфазные колебания, либо так называемые внутрипакетные, при которых различные компоненты перемещений и усилий по длине пакета изменяются по синусоидальному зако-

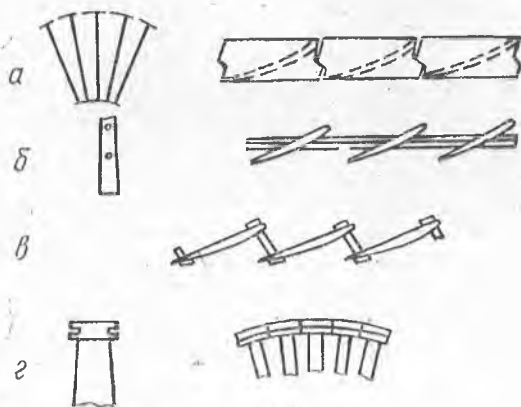


Рис. 1. Конструктивное выполнение лопаток и связей: *а* — бадажированные лопатки; *б* — лопатки с демферными проволоками; *в* — лопатки с z-образными связями; *г* — лопатки с демферными проволоками в пределах бадажных полок

ну, причем между ними может существовать определенный фазовый сдвиг [1]. Теоретические соображения и опыт эксплуатации показывают, что наибольшую опасность для лопаток с замкнутыми на круг связями представляют именно внутрипакетные колебания, так как при синфазных колебаниях пакетный множитель оказывается равным нулю [2]. При внутрипакетных колебаниях от лопаток на связи действуют перерезывающие силы, что обуславливает принципиальную возможность возникновения проскальзывания по контактным поверхностям. В [3] приведены граничные условия для расчета собственных частот внутрипакетных колебаний лопаток, соединенных замкнутыми на круг связями. Показано, что уровень напряжений в лопатках, соответствующий началу проскальзывания, может быть весьма невелик, причем после возникновения проскальзывания имеет

место существенное увеличение декремента колебаний при слабом росте динамических напряжений.

Значительный практический интерес представляет возможность изменения уровня напряжений, соответствующий началу проскальзывания в широких пределах, так как в зависимости от требований эксплуатации может оказаться необходимым как снижение этого уровня (например, для уменьшения динамических напряжений в лопатках на проходных режимах), так и повышение (например, для предотвращения истирания контактных поверхностей). Учитывая изменение натяга во время эксплуатации и необходимость изменения величины оптимального натяга при различных оборотах и температурном состоянии ротора, приведенный в [4] метод расчетного выбора оптимального натяга по контактным поверхностям не может быть практически реализован. Таким образом, весьма полезно иметь способ, позволяющий изменять уровень напряжений, соответствующий началу проскальзывания, на один—два порядка с тем, чтобы было возможно удовлетворить различным, подчас противоречивым, запросам практики.

Воздействовать на уровень напряжений, соответствующий началу проскальзывания, можно как за счет изменения относительной величины перерезывающей силы $Q_{отп}^*$, действующей на связи от лопаток при колебаниях, так и за счет изменения величины контактного давления, определяемого конструкцией связей и технологией сборки (рис. 2). Существенное уменьшение $Q_{отп}$ возможно при «слишком податливых» или «жестких» связях, устанавливаемых вблизи узла при какой-либо собственной форме колебаний отдельной лопатки. Второй случай реально может иметь место для рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбины. Так, на рис. 3, а приведены собственные формы, соответствующие II частоте отдельной лопатки с бандажной полкой, а на рис. 3, б — внутрипакетные колебания этих лопаток с 4 узловыми диаметрами. На рис. 3, а приведена собственная форма при внутрипакетных колебаниях с 4 узловыми диаметрами тех же лопаток, дополнительно соединенных демпферными проволоками на расстоянии $0,6 \cdot l$ от корня для отстройки собственных частот от рабочего числа оборотов. Как видно, собственные формы, изображенные на рис. 3, а и 3, б, отличаются весьма незначительно, что приводит к уменьшению $Q_{отп}$ и, следовательно, возрастанию величины динамических напряжений в лопатках, соответствующих началу проскальзывания. Собственная форма, изображенная на рис. 3, в, отличается

* Величина силы, соответствующая единичным динамическим напряжениям в лопатках.

от формы отдельной лопатки весьма существенно, что приводит к резкому возрастанию $Q_{отн}$. Расчеты показывают, что установка дополнительных демпферных проволок приводит в данном случае к возрастанию величины $Q_{отн}$ более чем в 10 раз [3].

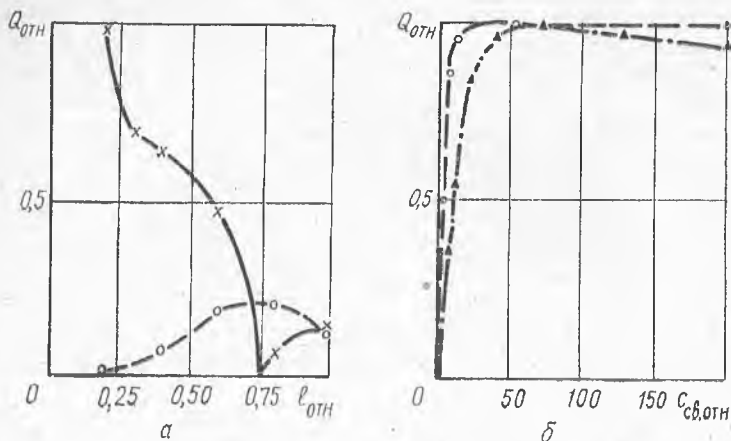


Рис. 2. Зависимость относительной величины перерезывающей силы от места расположения связи по высоте лопатки (а) и жесткости связи (б):

х — х «жесткие связи»; о — о «податливые связи»; ▲ — ▲ изгибные колебания;
• — • крутильные колебания

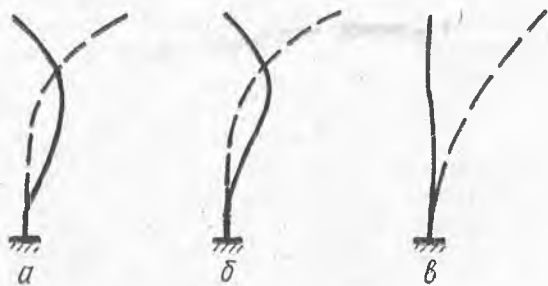


Рис. 3. Сравнение собственных форм колебаний бандажированных лопаток: а — I частота отдельной лопатки; б — внутрипакетные колебания с 4-мя узловыми диаметрами; в — внутрипакетные колебания с 4-мя узловыми диаметрами; — прогиб в плоскости диска; - - - прогиб в осевом направлении

С другой стороны, повышения уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, можно достичь за счет увеличения силы прижатия лопаток друг к другу или связей к лопаткам. Широко применяемая сборка лопаток с натягом не может существенно (например, на порядок) увеличить усилия на контактных поверхностях из-за возникновения значительных дополнительных напряжений в лопатках. Для резкого увеличения уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, весьма эффективным средством может оказаться установка демпферных проволок в пределах бандажных полок [5], [6], (рис. 1, г).

Относительная высота лопаток D_{cp}/l	Бандажированные лопатки без дополнительных связей	$\sigma_{отп. пр}$		
		Бандажированные лопатки, дополнительно соединенные демпферными проволоками, расположенными		
		в проточной части		в пределах бандажных полок
1 проволока	2 проволоки			
2,58	1	0,123	0,0635	13,1
2,78	1	0,085		
3,36	1			

В таблице сведены результаты расчетов относительных величин динамических напряжений, соответствующих началу проскальзывания $\sigma_{отп. пр}$ при I группе форм внутрипакетных колебаний лопаток, соединенных различными по конструкции связями.

Как видно, установка демпферных проволок в пределах проточной части приводит к резкому уменьшению величины динамических напряжений в лопатках, соответствующих началу проскальзывания, установка демпферных проволок в пределах бандажных полок — к столь же резкому увеличению напряжений.

На рис. 4 приведена зависимость экспериментально замеренной величины декремента колебаний от расчетного уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, для указанных в таблице трех различных ступеней. Значения декремента определялись для внутрипакетных колебаний с различным числом узловых диаметров, возбуждавшихся при существенно отличающихся числах оборотов, а также с различным числом демпферных проволок, устанавливаемых как в средней

части лопаток, так и в пределах бандажных полок. Испытания проводились по методике, описанной в [6].

Очевидно, теоретические результаты получили хорошее экспериментальное подтверждение: уменьшение расчетного уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, сопро-

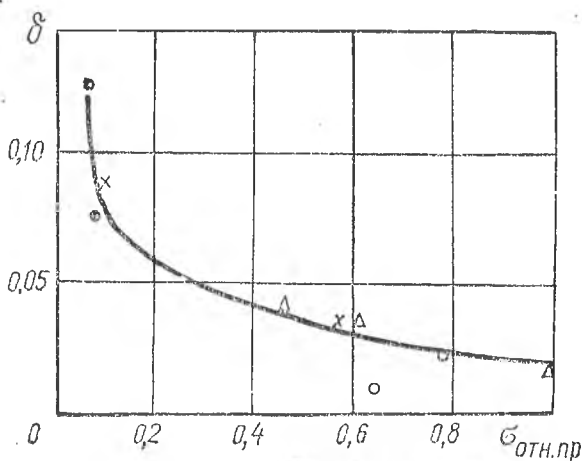


Рис. 4. Зависимость декремента δ от относительной величины напряжений, соответствующих началу проскальзывания $\sigma_{отн.пр}$

\times — $D_{ср}/l = 2,58$; \circ — $D_{ср}/l = 2,78$; \triangle — $D_{ср}/l = 3,36$

вождается существенным (в несколько раз) увеличением экспериментально замеренной величины декремента и, следовательно, соответствующим снижением уровня динамических напряжений в лопатках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смольников Б. А. Труды ЛПИ, 1960, № 210.
2. Левин А. В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. М., ГЭИ, 1953.
3. Боришанский К. Н. «Проблемы прочности», 1974, № 9.
4. Уильямс и Эрлс. «Конструирование и технология машиностроения». Труды американского общества инженеров-механиков, 1974, № 2.
5. Шубенко-Шубин Л. А., Островский С. И. М., «Энергомашиностроение», 1962, № 6.
6. Боришанский К. Н. «Проблемы прочности», 1975, № 5.

В. Н. ГНЕЗДИЛОВ, А. И. ЕРМАКОВ, Б. М. МАРТЫНОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ В СТЕРЖНЕВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ С ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИМИ ПОКРЫТИЯМИ

Большое распространение для гашения колебаний конструкций, работающих в условиях вибрационного воздействия, получили вибропоглощающие покрытия.

Значительное уменьшение амплитуд колебаний элементов конструкций наблюдается при применении двухслойного вибропоглощающего покрытия. Такое покрытие представляет собой вязкоупругий слой, нанесенный на поверхность конструкции, поверх которого находится эластичный (сдерживающий) слой.

В настоящее время демпфирование с помощью таких покрытий изгибных колебаний пластин и балок наиболее изучено.

Однако представляет большой интерес исследование влияния демпфирующих свойств вязкоупругого материала и конструктивных параметров слоев вибропоглощающего покрытия на демпфирование колебаний стержней профильных сечений.

В данной работе приводятся результаты экспериментального исследования влияния вибропоглощающих свойств полимерного слоя и конструктивного исполнения сдерживающего слоя на декремент колебаний стержней кольцевого сечения.

Исследования проводились на специальной установке (рис. 1), основным элементом которой является вибрационная система, состоящая из образца кольцевого сечения 1, закрепленного с помощью клиновых зажимов в двух массивных баншаках 2. Конструкция сменных зажимов обеспечивает возможность исследования образца с различным профилем (прямоугольник, круг, швеллер, тавр и т. д.). Габариты испытуемых образцов могут изменяться в пределах: $d = 0-60$ мм, $L = 200-1000$ мм.

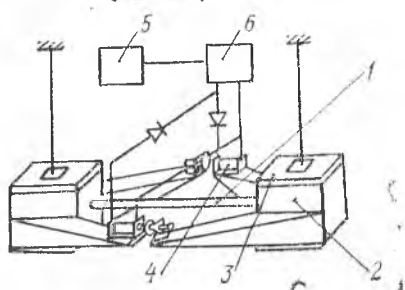


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Для сведения к минимуму внешних энергетических потерь вибрационная система подвешена на длинных стержнях.

Точный подвес вибрационной системы в ее узлах колебаний обеспечивают специальные подвижные каретки 3, находящиеся в верхней части башмаков.

Возбуждение колебаний вибрационной системы осуществляется с помощью двух электромагнитов 4, закрепленных на кронштейнах и жестко связанных с башмаками. Работа электромагнитов обеспечивает возникновение циклического крутящего момента вокруг узлов колебаний и тем самым изгиб образца. Электромагниты расположены в плоскости колебаний нейтральной оси образца, что позволяет получить при опытах картину чистого изгиба исследуемого профиля.

Питание электромагнитов осуществляется генератором ИЧГ ПК-2(5). Полупроводниковая схема обеспечивает попеременную подачу сигнала на каждый электромагнит. Для точного замера частоты колебаний используется электронно-счетный частотомер ЧЗ-24 (6).

Для определения характеристик диссипации энергии в стержнях с вибропоглощающим покрытием при циклическом его деформировании используется метод затухания колебаний, который реализуется при срыве возбуждения после достижения заданной амплитуды колебаний.

Регистрация колебательного процесса, осуществляемого оптическим методом, и последующая обработка виброграмм производилась по методике, изложенной в работе [1].

Экспериментальному исследованию подвергались стальные трубы длиной 600 мм с наружным диаметром 12 мм и толщиной стенки 2 мм. В качестве вязкоупругого слоя использовались два полимерных состава:

А — композиция на основе поливинилацетата.

В — резина Р410 (разработка ЛФНИИРП).

Сдерживающий слой был выполнен из стальной трубы с внутренним диаметром 16 или 14 мм, с толщиной стенки 1 мм, цельным или разрезным.

На рис. 2 приведены результаты экспериментов в виде графических зависимостей декремента колебаний от амплитуды относительной деформации для трубы с вязкоупругим слоем А (кривая 2) и трубы с вязкоупругим слоем В (кривая 4). Для сравнения приведена зависимость δ (ϵ) для трубы без покрытия (кривая 5).

Из сравнения полученных значений δ (ϵ) видно, что величина декремента колебаний для трубы с вязкоупругим слоем из композиции на основе поливинилацетата в среднем на 30% боль-

не, чем для покрытия из Р410. Это обусловлено гораздо большей демпфирующей способностью самого полимера.

Резкое увеличение декремента колебаний (в 3—4 раза) наблюдалось у тех же образцов (кривые 1 и 3 соответственно), но при сдерживающем слое, выполненным не цельным, как в первом случае, а разрезным. Причем для большего эффекта разрезы должны быть перпендикулярны плоскости колебаний.

Объяснить это явление можно тем, что при колебаниях стержней в случае разрезного сдерживающего слоя значительно в о з р а с т а ю г сдвиговые деформации в вязкоупругом слое.

Эксперименты также показали, что с увеличением толщины полимерного слоя происходит некоторое снижение декремента в области малых деформаций и увеличение его в области больших деформаций.

Такое поведение исследуемых покрытий объясняется, по-видимому, тем, что при небольших амплитудах колебаний трубы деформации сдвига в более тонком полимерном слое быстрее достигают максимальной величины, т. е. в работе поглощения принимает участие относительно большее количество полимерного материала.

Это обстоятельство может быть использовано для рационального выбора требуемой толщины вязкоупругого слоя вибропоглощающего покрытия в соответствующем диапазоне деформаций конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хильчевский В. В. Об одной методике экспериментального исследования рассеяния энергии в материале. Труды научно-технического совещания по изучению рассеяния энергии при колебаниях упругих тел. Киев, АН УССР, 1958.

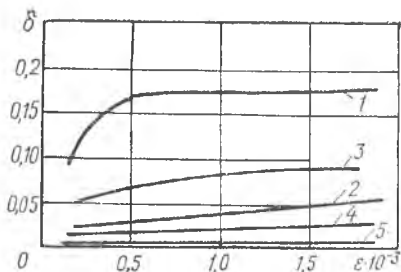


Рис. 2. Экспериментальная зависимость δ (ϵ) при различном конструктивном исполнении сдерживающего слоя

И. Н. КАБАНОВ, А. П. КОБЦЕВ, В. И. ПЕРЕПЕЛКА

ПРИМЕНЕНИЕ ГИБРИДНОГО ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ ГИСТЕРЕЗИСНЫХ СИСТЕМ

Известны работы [1], [2], посвященные изучению влияния конструкционного демпфирования на динамические характеристики сложных конструкций. Решение задач о крутильных и изгибно-крутильных колебаниях крыла осуществлялось на ЭВМ методами численного интегрирования. Применение гибридной вычислительной системы (ГВС) [3] вносит некоторые изменения в методику решения, однако никаким образом не сказывается на подготовке задачи к решению.

Крыло схематизируется как система с сосредоточенными инерционными и упруго-гистерезисными параметрами. Схема крыла (рис. 1) представлена в виде совокупности жестких инерционных элементов-дисков, закрепленных на невесомом валу с помощью связей, обладающих билинейным гистерезисом. Моменты инерции элементов, расположенных на упругой оси, равны моментам инерции соответствующих участков разбивки крыла. На диски, совершающие поворотные колебания, действует внешнее возмущение в виде сосредоточенного крутящего момента $M_i(t)$.

Движение системы, изображенной на рис. 1, а, описывается дифференциальными уравнениями вида

$$I_i \ddot{\varphi}_i + k_i \dot{\varphi}_i + F_{i-1}(\varphi_i - \varphi_{i-1}) - F_i(\varphi_{i+1} - \varphi_i) = M_i \sin \omega t, \quad (1)$$

где F_i — нелинейно-петлевая функция.

Функция F_i в данном случае с учетом знакового множителя на различных этапах движения имеет следующий вид:

$$F_i = \begin{cases} c_i' \delta_i + q_i, & \text{I этап} \\ c_i'' \delta_i + q_i - \delta_{i \text{ экстр}} (c_i'' - c_i') & \text{II этап} \\ c_i' \delta_i - q_i & \text{III этап} \\ c_i'' \delta_i - q_i + \delta_{i \text{ экстр}} (c_i'' - c_i') & \text{IV этап} \end{cases}$$

Здесь q_i — параметр трения; c_i' и c_i'' — жесткости, $\delta_i = \varphi_i - \varphi_{i-1}$ — относительное угловое перемещение элементов. Петля гистерезиса, отвечающая этой аналитической форме записи (2), приведена на рис. 1, б.

Система уравнений движения (1), приведенная к безразмерному виду, решена численным методом на ЭВМ [1] и с использованием гибридной вычислительной системы ГВС.

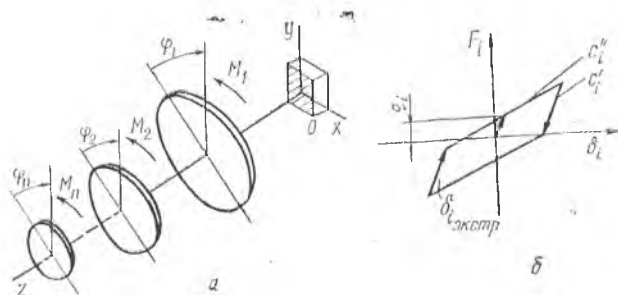


Рис. 1. Схема модели и билинейная гистерезисная характеристика

В качестве примера рассмотрена система с тремя степенями свободы. При решении этой задачи основное внимание было сосредоточено на изучении влияния интенсивности момента трения на величины амплитуд резонансных режимов. На основании полученных результатов удалось сравнить эффективность применявшихся способов расчета. Результаты, полученные при интегрировании (1) на ЭВМ (рис. 2), брались для сравнения в качестве эталонных. Было установлено, что ГВС обеспечивает получение количественных результатов с погрешностью не выше 5% по сравнению с расчетами на ЭВМ. Наряду с этим машинное время, требуемое для решения однотипной задачи на ГВС, оказывается на порядок меньше.

При подготовке задач к решению на ГВС необходимо учитывать, что она объединяет универсальную моделирующую установку (АВМ) и цифровую вычислительную машину (ЭВМ). Построение системы под названием ГВС осуществлено на базе серийно выпускаемых машин ЭВМ «Урал-11», АВМ «ЭМУ-10» и стандартных аналого-цифроаналоговых преобразователей АЦПК-100-11/2 и ЦАПТ-5-11/2. Синхронизация работы ГВС производится блоком сопряжения (БС). Этот блок обеспечивает как скоростной обмен данными, так и выполнение разнообразных управляющих функций. В основном это функции, связанные с начальной настройкой и управлением режимами работ АВМ по командам от ЭВМ. Разделение задач между ЭВМ и АВМ равномерное с учетом параллельного принципа работы АВМ. Таким образом, с точки зрения эффективности

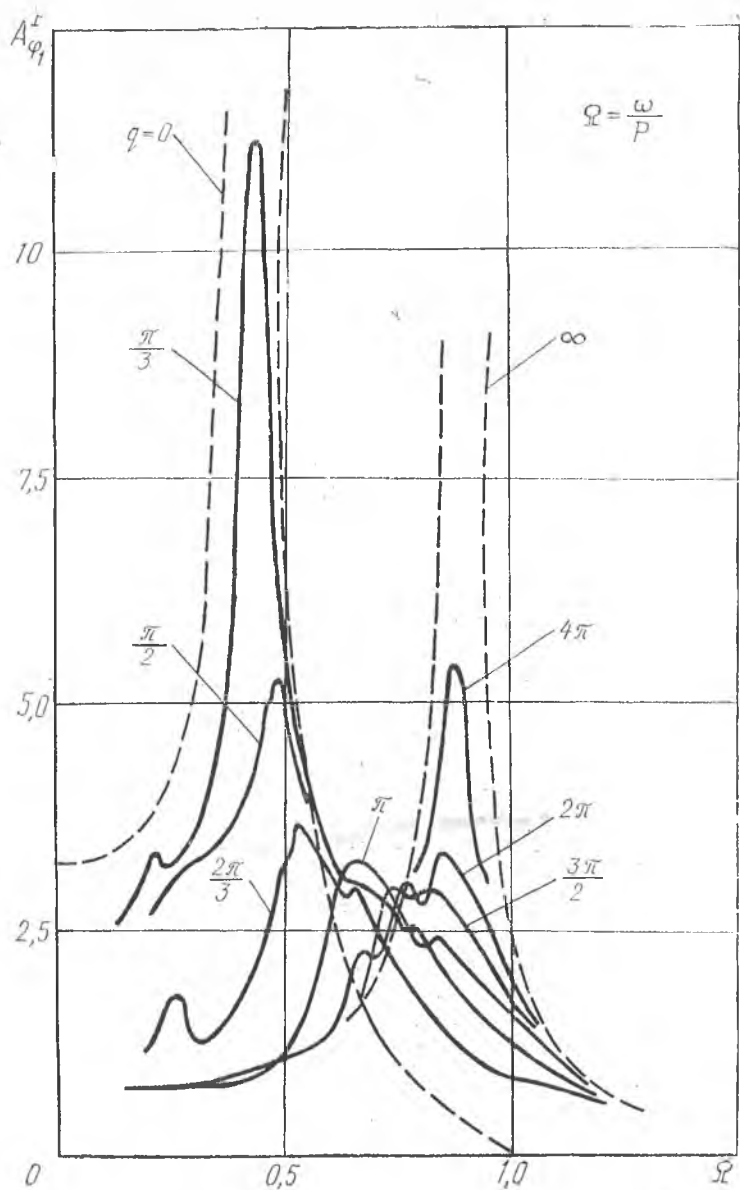


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики для первой массы в зоне I резонанса при $q = 0 - \infty$

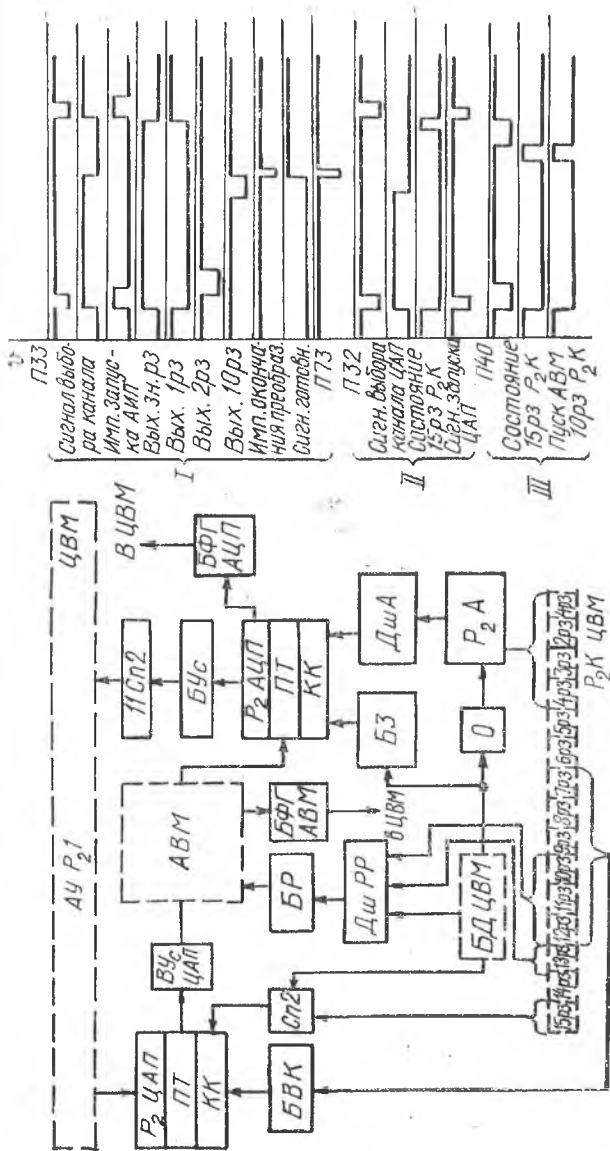


Рис. 3. Функциональная схема ГВС и временная диаграмма блока связи;

АУРг1 — входной регистр арифметического устройства ЦВМ; ВГ ЦАП — входной регистр цифрового преобразователя; БУС ЦАП — выходные усилители ЦАП; ПТ — токовые преобразователи; КК — коммутатор каналов; БВК — блок выбора каналов ЦАП; Рг АЦП — выходной регистр аналого-цифрового преобразователя; БФГ АЦП — блок формирования готовности АЦП; БУС — блок усилителей кода; ДША — дешифратор адреса АЦП; РгА — регистр адреса АЦП; О — обновлятор; БЗ — блок задержки; БД ЦВМ — блок дешифратора ЦВМ; ДШРР — дешифратор режима работы АБМ; БР — блок регистров удержки; БФГ АБМ — блок формирования готовности АБМ; РгК ЦВМ — регистр команд ЦВМ; ПСл 2, Сл 2 — схемы совпадения

использования вычислительных методов обе главные части ГВС равноправны. Обмен информацией между ЭВМ и АВМ осуществляется по информационным каналам через ЦАП и АЦП. Прием информации от АВМ производится через АЦП на входной регистр процессора. Выдача информации из ЭВМ осуществляется через ЦАП с его выходных усилителей. Работу блока сопряжения можно проследить с помощью временной диаграммы (рис. 3). В соответствии с содержанием команд, поступающих от ЭВМ в БС, формируются сигналы, необходимые для работы преобразователей и выбора режима работы АВМ. Опрос каналов преобразователя АЦП может быть произведен со скоростью 10000 обращений в секунду. Выдача информации через ЦАП может достигать скорости 22000 обращений в секунду.

Сопоставление результатов численного и гибридного интегрирования, полученных в виде передаточных функций рассматриваемой системы при различных параметрах конструкционного гистерезиса, дало основание для утверждения о целесообразном использовании гибридных методов расчета при анализе существенно нелинейных систем со многими степенями свободы.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кобцев А. Н.* Нагрузки, колебания механических систем и методы их измерения. Труды РКИИГА, Рига, 1971, вып. 189, сб. № 6.
2. *Кабанов Н. Н., Кобцев А. Н.* Нагрузки, колебания механических систем и методы их измерения. Труды РКИИГА, Рига, 1972, вып. 222, сб. № 9.
3. *Кабанов Н. Н., Перепелка В. И.* Автоматика и вычислительная техника. ИЭВТ АН ЛССР, Рига, 1975, № 2.

УДК 534.1:629.734.4:621.45.00.11

Ю. К. ПОНОМАРЕВ

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА УПРУГО-ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Предлагаемая методика создана на базе экспериментально-го исследования многослойных гофрированных пакетов, работающих в режиме одностороннего упора (рис. 1; а). Пакеты ком-

изготавливались из одинаковых гофрированных прокладок, изготовленных из термообработанной стальной (У8А-У12А, 65Г) пружинной ленты по ГОСТ 2416—65. Шероховатость контактных поверхностей пластины соответствовала восьмому классу чистоты. Перед экспериментом пластины смазывались маслом МС-20.

Определяющими параметрами в эксперименте были: начальный шаг гофра t , толщина пластины h , начальная высота гофра h^* , угол при вершине α , ширина пластины b , длина прямолинейного участка на склоне гофра e , число пластины n , число пролетов m , деформация y и модуль упругости ленты E . Вследствие идентичности состояния контактных поверхностей во всех исследуемых пакетах величина коэффициента трения в эксперименте не измерялась и не была введена в состав определяющих параметров.

Определяемыми параметрами были: сила P_1 на этапе нагрузки и P_2 — на этапе разгрузки (рис. 1, б). Для удобства исследования вместо сил P_1 и P_2 были использованы два других параметра — среднециклическая сила $R = 0,5(P_1 + P_2)$ и обобщенная сила трения $T = P_1 - P_2$. Из системы выделенных параметров по π -теореме [1] было найдено десять критериев подобия. Определяющие критерии находились в виде

$$a, m, n, \bar{h} = \frac{h}{b}, \bar{h}^* = \frac{h^*}{t}, \bar{e} = \frac{e}{t}, \bar{\xi} = \frac{y}{h^*}, \bar{b} = \frac{b}{t}, \quad (1)$$

и определяемые — безразмерная среднециклическая сила \bar{R}^* и безразмерная обобщенная сила трения \bar{T}^* — в виде комплексов

$$\bar{R}^* = \frac{R t^3}{E I h^*}, \bar{T}^* = \frac{T t^3}{E I h^*}, \quad (2)$$

где $I = \frac{bh^3}{12}$ — момент инерции сечения одной прокладки.

Безразмерные параметры изменялись в эксперименте в следующих диапазонах: $n = (15-100)$, $m = (1-10)$, $\alpha = (0,314-0,524)$ рад, $\bar{h} = (0,0062-0,0186)$, $\bar{h}^* = (0,05-0,1)$, $\bar{e} = (0,2-0,4)$, $\bar{b} = (0,5-1,55)$, $\bar{\xi} = (0-1,0)$.

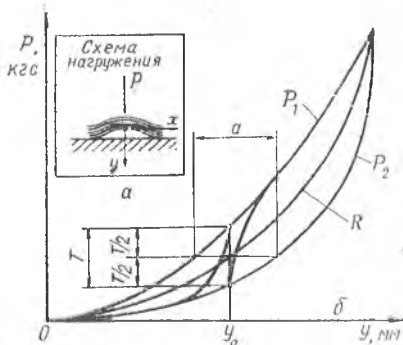


Рис. 1. К выбору определяемых параметров гофрированного пакета

Исследование влияния изменения критериев (1) на определяемые критерии (2) позволило найти их наиболее оптимальный вид:

$$\bar{R} = R t^3 / EI h^* n m k_m; \quad \bar{T} = T t^3 / EI h^* n^2 m k_m, \quad (3)$$

где $k_m = 4 - 3 \exp[-0,4(m-1)]$ — некоторая функция числа пролетов. При этом оказалось, что из всех критериев, определяемых в виде (1), безразмерные критерии (3) заметно зависят лишь от безразмерной деформации $\bar{\xi}$. Используя метод наименьших квадратов, нашли аналитический вид функции $\bar{R}(\bar{\xi})$ и $\bar{T}(\bar{\xi})$:

$$\bar{R}(\bar{\xi}) = |\operatorname{tg}(\pi \bar{\xi} / 2)| \{ 30 + [10 + 50(1 - \bar{\xi})] \sigma_0(\bar{\xi} - 0,6) \};$$

$$\bar{T}(\bar{\xi}) = 0,16 \bar{\xi} + 0,4 \bar{\xi}^2 - [6,222(\bar{\xi} - 0,7)^2 \sigma_0(\bar{\xi} - 0,7)],$$

где $\sigma_0(x)$ — импульсная функция Хевисайда

$$\sigma_0(x) = 1, \text{ если } x \geq 0;$$

$$\sigma_0(x) = 0, \text{ если } x < 0.$$

Окончательное выражение для расчета внешней петли гистерезиса многослойных пакетов имеет вид

$$P(y, \nu) = nm h^* EI k_m t^{-3} [\bar{R}(\bar{\xi}) + (-1)^{\nu+1} 0,5 n \bar{T}(\bar{\xi})], \quad (4)$$

где величина ν , условно названная параметром загрузки, для нагрузочной ветви равна единице, а для разгрузочной — двум. Под термином «внешняя петля» гистерезиса здесь понимается петля, полученная при циклическом деформировании пакета на величину, равную начальной высоте гофра.

Если же деформирование пакета осуществляется из некоторой точки y_0 , лежащей на одной из ветвей внешней петли (рис. 1, б), следует пользоваться зависимостью

$$P(y, y_0, \nu) = mn h^* EI t^{-3} k_m \left\{ \bar{R}(\bar{\xi}) + (-1)^{\nu+1} \cdot 0,5 n \bar{T}(\bar{\xi}) + (-1)^\nu n \bar{T}(\bar{\xi}_0) \exp \left[- \frac{10 |\bar{\xi} - \bar{\xi}_0|}{n \bar{a}(\bar{\xi}_0)} \right] \right\}, \quad (5)$$

где $\bar{\xi}_0 = y_0 / h^*$, а безразмерная обобщенная деформация $\bar{a}(\bar{\xi})$ также является единственной функцией относительной деформации и определяется достаточно точно из выражения

$$\bar{a}(\bar{\xi}) = a / nh^* = 0,00625 \bar{\xi} - 0,0148 (\bar{\xi} - 0,35)^2 \cdot \sigma_0(\bar{\xi} - 0,35), \quad (6)$$

где обобщенная деформация a равна отрезку, отсекаемому процессами P_1 и P_2 внешней петли гистерезиса и проходящему через середину отрезка T параллельно оси y (рис. 1, б).

Зависимости (4) — (6) позволяют рассчитать поле упруго-гистерезисных петель плоского многослойного демпфера, который может быть использован для демпфирования агрегатов с фланцевым креплением.

Для демпфирования колебаний трубопроводов и роторов ГТД применяются демпферы кольцевого типа (рис. 2, а). Рассмотрим методику расчета упруго-фрикционных характеристик такого демпфера при циклическом перемещении вибратора демпфера вдоль оси Y . Для простоты примем, что геометрические параметры всех пролетов демпфера одинаковы. Угловое положение каждого пролета относительно вертикальной оси обозначим через φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_0 + \frac{2\pi}{m} (i - 1),$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, m$, а φ_0 — угловая координата первого пролета (рис. 2, а).

Обозначим текущее смещение вибратора вдоль оси Y через y_n , а коэффициент трения скольжения пары «вибратор-гофрированный пакет» через f . Будем считать, что демпфер собран в опоре с некоторым натягом, причем поджатия всех пакетов одинаковы и составляют величину y_n , связанную с радиальным зазором в демпфере δ соотношением

$$y_n = h^* - \delta.$$

Рассмотрим сразу процесс повторного деформирования демпфера. Условно примем, что нагружение демпфера осуществляется при движении вибратора в направлении, совпадающем с положительным направлением оси Y , а разгружение — в противоположном направлении. Тогда, изменяя на этапе нагружения значения смещения вибратора y_n в диапазоне от $-A$ до $+A$, а на этапе разгружения — от $+A$ до $-A$, необходимо вычислять значения нормальных сил на вершинах гофров по формуле

$$P_i(y_i, y_{0i}, \nu_i) = nh^* k_m t^{-3} EI \{ R(\bar{\xi}_i) + (-1)^{\nu_i+1} \times \\ \times 0,5 n \bar{T}(\bar{\xi}_i) + (-1)^{\nu_i} n \bar{T}(\bar{\xi}_{0i}) \exp \left[- \frac{10 |\bar{\xi}_i - \bar{\xi}_{0i}|}{n \bar{a}(\bar{\xi}_{0i})} \right] \},$$

($i = 1, 2, 3, \dots, m$),

$$\text{где } \bar{\xi}_i = y_i/h^*; \quad \bar{\xi}_{0i} = y_{0i}/h^*; \quad y_i = y_n + y_n \cos \varphi_i; \quad y_{0i} = y_n + \\ + (-1)^{\nu_i} |A| \cos \varphi_i,$$

ν_i — параметр загрузки демпфера в целом, принятый равным единице на этапе нагрузки и двум — на этапе разгрузки.

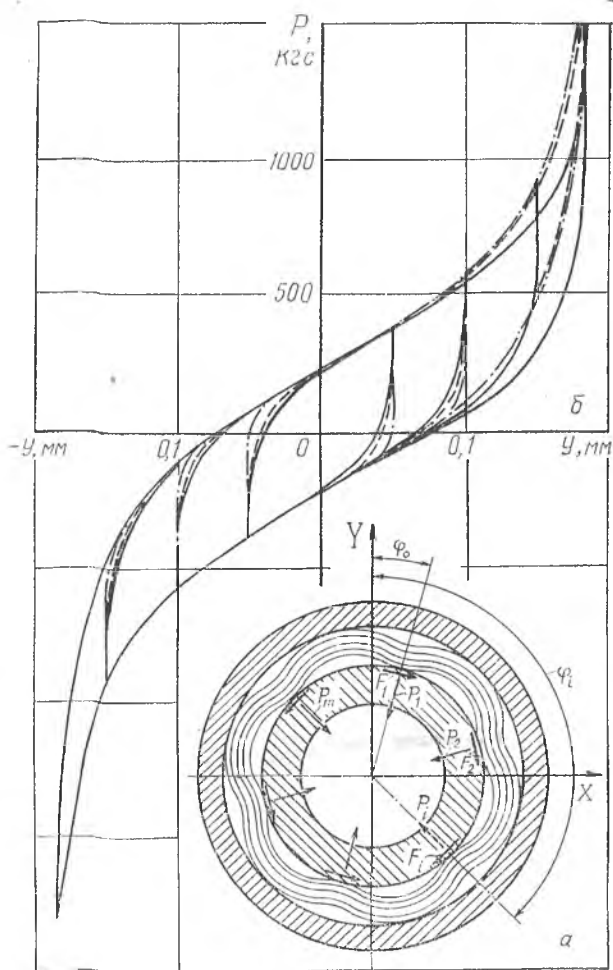


Рис. 2. Поле упруго-гистерезисных петель кольцевого гофрированного демпфера:

— расчетная линия с использованием Кулона-Амонтона; — расчетная линия с использованием разработанной модели трения в контакте; — экспериментальная линия

Этот параметр связан с параметром загрузки i -го гофрированного пролета следующими соотношениями:

$$\gamma_i = \begin{cases} 1, & \text{если } \gamma_d = 1 \text{ и } \operatorname{sign}(\cos \varphi_i) = 1; \\ 2, & \text{если } \gamma_d = 1 \text{ и } \operatorname{sign}(\cos \varphi_i) \neq 1; \\ 1, & \text{если } \gamma_d = 2 \text{ и } \operatorname{sign}(\cos \varphi_i) \neq 1; \\ 2, & \text{если } \gamma_d = 2 \text{ и } \operatorname{sign}(\cos \varphi_i) = 1. \end{cases}$$

Силы трения F_i^* в местах контакта вершин гофров с вибратором в первом приближении можно подсчитать, воспользовавшись законом Кулона-Амонтона: $F_i^* = f P_i$.

Спроектировав все силы, в том числе и силы трения, развивающиеся в контактах гофров с вибратором, на ось Y , получим силу сопротивления демпфера, зависящую для данных геометрических параметров пакета от смещения вибратора y_v и параметра загрузки γ_d в виде

$$P(y_v, \gamma_d) = \sum_{i=1}^m [P_i \cos \varphi_i + (-1)^{\gamma_d+1} \cdot F_i^* |\sin \varphi_i|].$$

Поле петель гистерезиса, полученное расчетным путем по настоящей методике и экспериментально, приведено на рис. 2, б.

К недостаткам методики следует отнести наличие у расчетных петель вертикальных участков, которые получаются при использовании закона Кулона-Амонтона.

Исследования ряда авторов [2]—[4] показывают, что сила трения в контакте достигает своего предельного значения не мгновенно, а на протяжении определенной зоны проскальзывания, именуемой «зоной предварительного смещения» [3]. Это свойство положено в основу обобщенной математической модели сухого трения, разработанной Ю. П. Бусаровым [5], которой можно воспользоваться для более точного расчета сил трения в контакте. Однако модель Ю. П. Бусарова даст удовлетворительные результаты в диапазоне амплитуд взаимных проскальзывания в контакте, больших зоны предварительного смещения.

Поскольку амплитуды смещений вибратора в демпферах современных ГТД малы (0,1—0,15 мм), тангенциальные смещения вершин гофрированного пакета относительно вибратора являются соизмеримыми с величиной зоны предварительного смещения. В этом случае лучшие результаты дает следующая модель сухого трения:

$$F_i = F_{i1} - [F_{i1} + (-1)^{\gamma_d} F_i^*] (1 - \exp[-k \frac{F_i^*}{(F_i^* + (-1)^{\gamma_d} F_{i1})} (-1)^{\gamma_d+1} \times (\tau_i - \tau_{i1})]), \quad (7)$$

где $F_{i1} = -F_i^* (1 - \exp[-kA |\sin \varphi_i|])$ и $\tau_{i1} = -A |\sin \varphi_i|$ — координаты точки, из которой начинается процесс проскальзывания контак-

тирующих элементов, и лежащей в декартовой системе координат $F_i - \tau_i$ (сила трения — взаимное проскальзывание) между двумя асимптотами $+F_i^*(\tau_i)$ и $-F_i^*(\tau_i)$; $\tau_i = y_v \cdot |\sin \varphi_i|$; k — константа, косвенно характеризующая протяженность зоны предварительного смещения, измеренная в 1/мм.

Математическая модель сухого трения в виде выражения (7) примечательна тем, что в ней реализуется принцип Мазинга [6], являющийся неотъемлемым свойством систем конструкционного демпфирования [7]. Результаты расчета нагрузочных кривых кольцевого демпфера с использованием разработанной модели сухого трения показаны на рис. 2, б пунктиром.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Алибужев П. М.* и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. М., «Высшая школа», 1968.
2. *Максак В. И., Митрофанов Б. П.* Упругое предварительное смещение дискретного контакта при сложном нагружении. — В кн.: Контактные задачи и их инженерные приложения. М., изд-во ИИИМаш, 1969.
3. *Коняхин И. Р.* Теория предварительных смещений применительно к вопросам контактирования деталей. Томск, изд-во Томского университета, 1965.
4. *Бойден Ф. П., Тейбор Д.* Трение и смазка твердых тел. М., «Машиностроение», 1968.
5. *Бусаров Ю. П.* Исследование и учет гистерезисных свойств амортизаторов при расчете систем виброизоляции. Автореф. канд. дис. М., 1965.
6. *Masing G.* — Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens — Konzern. Bd. 5, 135, 1926.
7. *Страхов Г. И.* Инженерные задачи статики, динамики и устойчивости систем с большим гистерезисом. Автореф. докт. дис., Рига, АН Латв. ССР, 1969.

УДК 534.62—413/—415

И. Д. СТЕПАНЕНКО, В. И. ВЯКИН

УСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ПЛОСКОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Высокочастотные усталостные испытания материалов в условиях плоского напряженного состояния при поперечном изгибе обычно проводят на образцах, выполненных в виде круглых [1] или кольцевых [2] пластин.

Использование указанных методов для изучения прочности композиционных материалов затруднено, так как не обеспечивается требуемый диапазон изменения соотношения главных нормальных напряжений вследствие существенной анизотропии свойств материалов.

Ниже рассматривается метод усталостных испытаний, который позволяет проводить испытания композиционных материалов в широком диапазоне частот и соотношений нормальных напряжений.

Метод основан на испытании образцов в виде прямоугольных пластин постоянной толщины, шарнирно опертых по периметру, в которых возбуждают резонансные колебания низших изгибных форм с помощью воздушных вибростендов, например, типа КуАИ-ВВ-3 [3].

С целью установления диапазона изменения соотношения нормальных напряжений по обсуждаемому способу испытаний рассмотрено напряженно-деформированное состояние образцов (рис. 1).

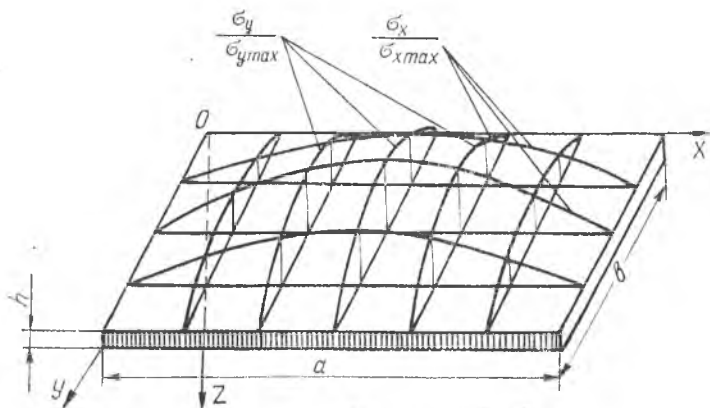


Рис. 1. Система координат и эпюры распределения относительных нормальных напряжений в пластине

Уравнения, описывающие колебания ортотропных прямоугольных пластин с учетом межслойного сдвига, имеют вид [4]

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{\partial \psi}{\partial y} &= \frac{12\gamma}{h^3 g} h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}; \\ \left[B_{11} \frac{\partial^3}{\partial x^3} + (B_{12} - 2B_{66}) \frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2} \right] w - \frac{h^2}{10} \left[a_{55} (B_{11} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \right. & \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned}
 & + B_{66} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \varphi + a_{44} (B_{12} + B_{66}) \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \Big] + \varphi = 0; \\
 & \left[B_{22} \frac{\partial^3}{\partial y^3} - (B_{12} - 2B_{66}) \frac{\partial^3}{\partial y \partial x^2} \right] \varpi - \frac{h^2}{10} \left[a_{44} (B_{22} \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \right. \\
 & \left. + B_{66} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) \psi + a_{55} (B_{12} - B_{66}) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial x} \Big] - \psi = 0,
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где W , φ , ψ — искомые функции; γ — удельный вес материала пластинки; g — ускорение силы тяжести; B_{11} , B_{12} , B_{66} , a_{55} , a_{44} — коэффициенты, зависящие от упругих постоянных; h — толщина пластинки.

Из принятых граничных условий свободного опирания пластины по контуру представим, согласно [4], решение системы (1) в виде

$$\left. \begin{aligned}
 \varpi(x, y, t) &= \varpi_0 \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b} \cos \omega_{m n} t; \\
 \varphi(x, y, t) &= c_\varphi \cos \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b} \cos \omega_{m n} t; \\
 \psi(x, y, t) &= c_\psi \sin \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b} \cos \omega_{m n} t;
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где W_0 , c_φ , c_ψ — постоянные; m и n — число полуволн деформаций; a и b — длина и ширина пластинки.

Из (2) и соотношений связи между внутренними усилиями и перемещениями для ортотропных тел [4] получим следующие формулы для определения нормальных и касательных напряжений:

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_x &= \frac{E_1 z w_0}{(1-\nu_1 \nu_2)} \left[\left(\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{\nu_2 n^2 \pi^2}{b^2} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{4} - \frac{z^2}{3} \right) \left(\frac{c_\varphi m \pi}{w_0 G_{13} a} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{c_\psi \nu_2 n \pi}{w_0 G_{23} b} \right) \right] \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b}; \\
 \sigma_y &= \frac{E_2 z w_0}{(1-\nu_1 \nu_2)} \left[\left(\frac{n^2 \pi^2}{b^2} + \frac{\nu_1 m^2 \pi^2}{a^2} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{4} - \frac{z^2}{3} \right) \left(\frac{c_\psi n \pi}{w_0 G_{23} b} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{c_\varphi \nu_1 m \pi}{w_0 G_{13} a} \right) \right] \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b}; \\
 \sigma_{xy} &= z \tau_{xy} \left[-2 G_{12} \frac{m n \pi^2}{a b} + \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{4} - \frac{z^2}{3} \right) G_{12} \left(\frac{c_\varphi n \pi}{w_0 G_{13} b} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{c_\psi m \pi}{w_0 G_{23} a} \right) \right] \cos \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b}; \\
 \tau_{xz} &= \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{4} - z^2 \right) c_\varphi \cos \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b}; \\
 \tau_{yz} &= \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{4} - z^2 \right) c_\psi \sin \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b}.
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Коэффициенты c_φ и c_ψ определяются из рассмотрения системы уравнений, получающейся после подстановки (2) в (1):

$$c_\varphi = \omega_0 \frac{\frac{\gamma}{g} \omega^2 \left[E_1 \nu_2 + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] - \frac{5}{6} \pi^2 G_{23} \left\{ \frac{m^2}{a^2} E_1 + \dots \right.}{\frac{h^2 m \pi}{12a} \left[E_1 \nu_2 + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] - \frac{5a}{6 m \pi} G_{23} \times \dots} \dots$$

$$+ \left[E_1 \nu_2 + 2G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] \frac{n^2}{b^2} \left. \right\} ;$$

$$\times \left\{ \frac{\pi^2 h^2}{10 G_{13}} \left[E_1 \frac{m^2}{a^2} + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \frac{n^2}{b^2} \right] + 1 \right\} ;$$

$$c_\psi = \omega_0 \frac{\frac{\gamma}{g} \omega^2 \left[E_1 \nu_2 + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] - \frac{5}{6} \pi^2 G_{13} \left\{ \frac{n^2}{b^2} E_2 + \dots \right.}{\frac{h^2 n \pi}{12b} \left[E_1 \nu_2 + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] - \frac{5b}{6 n \pi} G_{13} \times \dots} \dots$$

$$+ \left[E_1 \nu_2 + 2G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \right] \frac{m^2}{a^2} \left. \right\} ;$$

$$\times \left\{ \frac{\pi^2 h^2}{10 G_{23}} \left[E_2 \frac{n^2}{b^2} + G_{12} (1 - \nu_1 \nu_2) \frac{m^2}{a^2} \right] + 1 \right\} ;$$

(4)

где $E_1 = E_x$, $E_2 = E_y$ — модули Юнга по главным направлениям упругости x , y ; $G_{23} = G_{yz}$, $G_{13} = G_{xz}$, $G_{12} = G_{xy}$ — модули сдвига; $\nu_2 = \nu_{12} = \nu_{xy}$; $\nu_1 = \nu_{21} = \nu_{yz}$ — коэффициенты Пуассона.

Для удобства определения напряжений в формулах (4) коэффициенты c_φ и c_ψ выражены через максимальные прогибы W_0 пластины в местах пучностей при колебаниях по принятой форме (m, n) . Используя выражения (3) и (4), можно определить величины напряжений при известных (замеренных) значениях прогиба W_0 пластины.

При измерении относительных деформаций точность их определения и, следовательно, точность результатов усталостных испытаний во многом зависит от характера эпюры распределения деформаций (напряжений), особенно в местах максимального значения. Расчетные соотношения для определения относительных напряжений следуют из формул (3):

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{x \max}} = \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b} ;$$

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_{y \max}} = \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b} ;$$

$$\frac{\tau_{xy}}{\tau_{xy \max}} = \cos \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b} ;$$

$$\frac{\tau_{xz}}{\tau_{xz \max}} = \cos \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{b} ;$$

$$\frac{\tau_{yz}}{\tau_{yz \max}} = \sin \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{b} .$$

(5)

На рис. 1, в качестве примера, показаны эпюры распределения относительных нормальных напряжений $\sigma_x/\sigma_{x\max}$ и $\sigma_y/\sigma_{y\max}$ при колебаниях пластины по основной форме ($m=n=1$). Как следует из рис. 1, напряжения меняются плавно, что обеспечивает возможность косвенного измерения их с необходимой для практических целей точностью. Из (5) видно, что в местах максимальных нормальных напряжений касательные напряжения τ_{xy} , τ_{xz} и τ_{zy} равны нулю. Это означает, что усталостные характеристики материала пластин определяются в условиях приближающихся к чистому изгибу. Это важно по той причине, что композиционные материалы обладают малой прочностью на межслойный сдвиг и наличие касательных напряжений в местах действия максимальных нормальных напряжений может внести неопределенность в результаты испытаний. Касательные напряжения достигают максимальных значений либо в углах на поверхности пластины (τ_{xy}), либо на нейтральной линии по серединам длинной (τ_{yz}) и короткой (τ_{xz}) сторон пластины. При закреплении образца свободные кромки выступают за пределы опорного контура и, кроме того, пластина по контуру сжата. По указанным причинам и вследствие малой величины касательных напряжений они не оказывают влияния на характер разрушения образцов, что подтверждено экспериментально.

Хотя нормальные и касательные напряжения в плоскости листа материала зависят от функций $\psi(x, y)$ и $\varphi(x, y)$, характеризующих роль межслойных сдвигов, относительные величины этих напряжений, как следует из первых трех формул (5), не зависят от указанных функций. Это обеспечивает простоту экспериментального определения и расчетного построения эпюр напряжений.

При справедливости формулы $E_1\nu_2 = E_2\nu_1$ с учетом выражения (5) соотношение между нормальными напряжениями, действующими на поверхности пластины, можно представить в виде

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \frac{\nu_1 \left[\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{\nu_2 n^2}{b^2} \right) - \frac{h^2}{12} \left(\frac{c_\psi m}{w_0 a G_{13} \pi} + \frac{c_\varphi \nu_2 n}{w_0 G_{23} b \pi} \right) \right]}{\nu_2 \left[\left(\frac{n^2}{b^2} + \frac{\nu_1 m^2}{a^2} \right) - \frac{h^2}{12} \left(\frac{c_\psi n}{w_0 b G_{23} \pi} + \frac{c_\varphi \nu_1 m}{w_0 G_{13} a \pi} \right) \right]} \quad (6)$$

В рамках классической теории ($G_{13} = G_{23} = \infty$), справедливой для тонких анизотропных пластин, соотношение между нормальными напряжениями описывается формулой, вытекающей из (6):

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_y} = K \frac{\left(\frac{m^2}{\nu_1} + \frac{n^2 c^2}{K} \right)}{\left(\frac{n^2 c^2}{\nu_1} + m^2 \right)}, \quad (7)$$

где $K = E_1/E_2$; $c = a/b$,

Видно, что соотношение нормальных напряжений (7), в частности, в месте их максимального значения, зависит от формы колебаний (m, n), соотношения геометрических размеров пластины $(\frac{a}{b})$, упругих свойств материала (ν) и степени анизотропии упругих свойств, характеризуемой в данном случае отношением модулей упругости (E_1/E_2).

Предельные значения σ_x/σ_y

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } c \rightarrow 0 \\ \text{при } c \rightarrow \infty \end{array} \right\} \begin{array}{l} \frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \frac{K}{\nu_1} \\ \frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \nu_1 \end{array} \quad (8)$$

Возможности по управлению соотношением нормальных напряжений иллюстрируются на примере стеклопластика ЭДЦ-В с однонаправленной укладкой арматуры в направлении оси X (рис. 2).

Упругие постоянные материала определены по методике [5], принятой к стандартизации: $E_1 = 4,12 \cdot 10^5$ дан/см², $E_2 = 2,03 \cdot 10^5$ дан/см², $\nu_1 = 0,215$.

Выбор форм колебаний, которые возбуждают в образце, зависит от целей эксперимента — изучения влияния частоты нагружения, типа армирования материала и т. п. Наиболее предпочтительными являются первые три формы изгибных колебаний, эффективно возбуждаемые на воздушных вибростендах. Расчет собственных частот колебаний образцов производится по формулам работы [4].

Испытания проводятся в режиме постоянных относительных деформаций с использованием

для их замера обычной потенциометрической схемы. Вследствие разогрева большинства композиционных материалов на высоких уровнях нагружения при высокочастотных колебаниях применяется дополнительный обдув образцов сжатым воздухом. В этих условиях испытаний, когда приняты меры по отводу тепла,

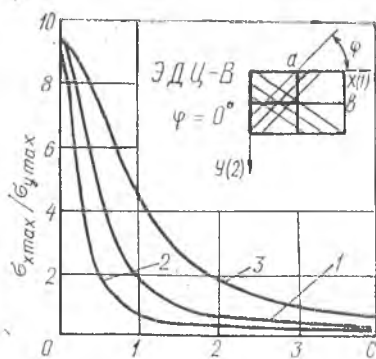


Рис. 2. Соотношение максимальных нормальных напряжений в зависимости от отношения сторон a/b и формы колебаний:
 1 — $n = 1; m = 1$ ($n = 2; m = 2$);
 2 — $n = 1; m = 2; m = 1$
 3 — $n = 2; m = 1$

снижение резонансной частоты при наработке образцом 10^7 и более циклов до разрушения обычно не превышает 5%. Поэтому пересчет деформаций ε_x и ε_y , замеренных в эксперименте, в напряжения производится по закону Гука:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E_1 \varepsilon_x + \nu_1 E_2 \varepsilon_y}{1 - \nu_1 \nu_2} ; \\ \sigma_y &= \frac{E_2 \varepsilon_y + \nu_2 E_1 \varepsilon_x}{1 - \nu_1 \nu_2} . \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

На основании (9) соотношение нормальных деформаций имеет вид

$$\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y} = \frac{\frac{\sigma_x}{\sigma_y} - \nu_1}{K - \nu_1 \frac{\sigma_x}{\sigma_y}} \quad (10)$$

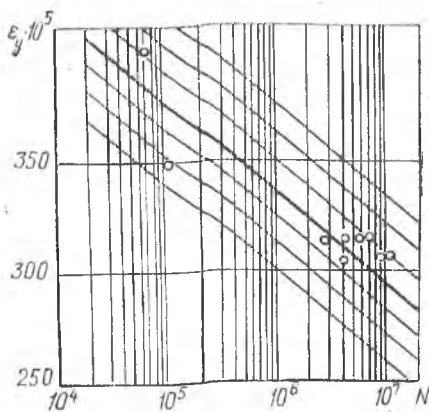


Рис. 3. Кривая усталости стеклопластика ЭДЦ-В с однонаправленной структурой армирования при соотношении главных нормальных напряжений $\frac{\sigma_x}{\sigma_y} = 1$

На рис. 3 представлены результаты усталостных испытаний образцов 68×45 (2—2,3) мм из материала ЭДЦ-В при соотношении напряжений $\sigma_x/\sigma_y = 1$.

Опыты проводились по основной форме колебаний ($m = n = 1$) с частотой 2830—3050 Гц. Указанные соотношения напряжений обеспечиваются, как видно из рис. 2, при соотношении размеров сторон пластины $c = 1,51$

Диаграмма усталости на рис. 3 построена в координатах $\varepsilon_y - \lg N$, так как в процессе испытаний проводился замер деформации ε_y в месте их максимальных значений (в центре образ-

цов). Ограниченный предел выносливости в напряжениях на базе 10^7 циклов равен $7,65 \text{ кг/мм}^2$.

Для принятых образцов при $c = 1,51$ и $\sigma_x/\sigma_y = 1$ расчетное соотношение нормальных деформаций $\varepsilon_x/\varepsilon_y = 0,434$. Тензометрирование образцов на различных уровнях нагружения показало, что отличие экспериментальных значений $\varepsilon_x/\varepsilon_y$ от расчетного не превышало 3,5%, что свидетельствует о реализации расчет-

ной схемы (тонкая, свободно опертая пластина) и о возможности практического использования данного метода испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Писаренко Г. С., Трапезон А. Г. Определение усталостной прочности материалов в условиях плоского напряженного состояния. — «Проблемы прочности», 1975, № 4.
2. Корнилов А. А. Способ исследования усталости листовых материалов. А. с. № 308333 от 17.IX.1971.
3. Степаненко Н. Д., Ковешников Б. П. Методика определения усталостных свойств стеклопластиковых лопаток компрессоров и стеклопластиков при высокочастотных колебаниях. — В сб.: «Усталостная прочность и долговечность авиационных конструкций». Труды КуАИ, Куйбышев, 1974, вып. 1.
4. Амбарцумян С. А. Теория анизотропных пластин. М., «Наука», 1967.
5. Ковешников Б. П., Степаненко Н. Д. Влияние типа армирования и частоты нагружения на упругие свойства стеклопластиков. — В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Куйбышев, 1975, вып. 1 (68).

УДК 623.428.1

Т. Г. ТАГИШВИЛИ, М. В. ХВИНГИЯ

КОЛЕБАНИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ БАЛОК С УЧЕТОМ РЕАЛЬНОЙ ПЕТЛИ ГИСТЕРЕЗИСА

Известно, что упругая характеристика многослойной балки, нагруженной сосредоточенной нагрузкой, описывается петлей гистерезиса [1], [2].

Рассмотрим колебания слоистой невесомой балки (полосы), в середине которой закреплена масса; защемленные концы балки нагружены упругими моментами сил трения. Уравнение вынужденных колебаний такой системы имеет вид

$$m\ddot{x} + P(x) = F(x, t), \quad (1)$$

где m — масса, $P(x)$ — характеристика упруго-фрикционной силы, $F(x, t)$ — нелинейная возмущающая сила.

Статическая характеристика упруго-фрикционных сил может быть симметричной или несимметричной, состоять из прямолинейных или криволинейных участков, а также иметь и другие особен-

ности III. Рассмотрим общий случай, когда эта характеристика замкнута и состоит из пяти последовательных участков P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 (рис. 1). Как видно из рисунка, гистерезисная петля несимметрична. Несимметричность вызвана конструктивными особенностями, которые заключаются в неодинаковых условиях заземления при прямом и обратном циклах, и является характерной особенностью граничных условий реальных упругих конструкций.

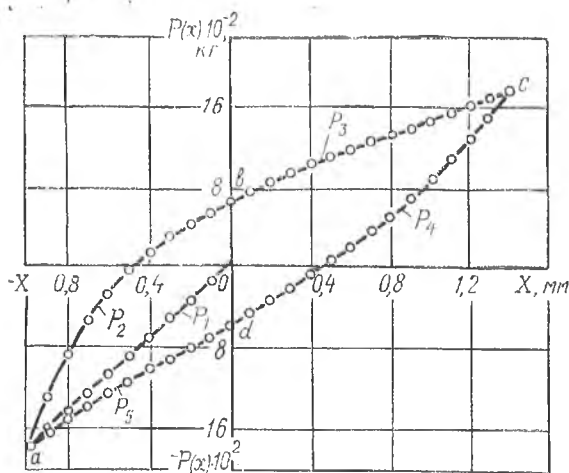


Рис. 1. Статическая характеристика упруго-фрикционных сил

Уравнение ветвей можно получить либо математической обработкой экспериментальных данных петли, либо приближенной аппроксимацией ее теоретического очертания.

Метод аппроксимации удобен тем, что исключает выполнение трудоемких экспериментов при различных коэффициентах трения, предварительных давлениях, амплитудных значениях внешней нагрузки и перемещения; однако необходимым условием его использования является наличие экспериментально проверенного теоретического метода расчета.

В случае многослойной балки (полосы) можно воспользоваться уравнениями петель, приведенными в [2], обработать результаты на ЦВМ и получить аппроксимированные уравнения отдельных участков. При этом изменение амплитудных значений перемещения и нагрузки в реальных пределах дает эквиди-

стантные петли гистерезиса, ветви которых можно описать следующими уравнениями:

$$P_1 = A_1x + B_1x^2 + C_1x^3;$$

$$P_2 = A_{01}x_{1\max} + A_2(x_{1\max})x + B_2x^2 + C_2x^3;$$

$$P_3 = A_{01}x_{1\max} + A_3x + B_3x^2 + C_3x^3;$$

$$P_4 = A_{02}x_{2\max} + A_4(x_{2\max})x + B_4x^2 + C_4x^3;$$

$$P_5 = A_{02}x_{2\max} + A_5x + B_5x^2 + C_5x^3, \quad (2)$$

где A_i , B_i , C_i ($i=0-5$) — постоянные, полученные при аппроксимации, а $x_{1\max}$ и $x_{2\max}$ — максимальные отклонения системы от нулевого положения.

Показанная на рис. 1 петля соответствует следующей упругой системе [2]: длина×ширина×толщина = 750×100×10 мм, число полос — 6; материал — сталь 65Г; ориентировочный коэффициент трения $f=0,14$; жесткость системы от изменения условий заземления на концах меняется в 1,4 раза.

Вычисленные точных сопряженных значений нагрузка — перемещение при прямом и обратном ходах и дальнейшая аппроксимация согласно уравнениям (2) по участкам начального нагружения (P_1), а также после выхода системы на циклический режим работы (P_2 , P_3 , P_4 , P_5) выполнялись с помощью ЦВМ, с шагом по перемещениям $\Delta x = 0,01$ мм. Погрешность аппроксимирующих формул по сравнению с точным на всех участках изменения x не превосходит 1%.

Уравнение вынужденных колебаний балки решалось на аналоговой вычислительной машине типа МН-17М.

Необходимость такого метода была вызвана большой продолжительностью переходного процесса в исследуемой системе (40—50 циклов) и соответствующим возрастанием машинного времени. АВМ дает возможность в данном случае при некотором снижении точности вычислений (ожидаемая погрешность 3—5%) воспроизвести весь процесс, включая и переходный режим за 15—20 мин.

Особенностью воспроизведения петли гистерезиса является то, что машина с помощью дополнительных схем выполняет логические операции по запоминанию сигналов, соответствующих максимальным перемещениям. Переключение решений с одной ветви на другую осуществлялось согласно заданной программе, заключающейся в выполнении условий стыковки ветвей по перемещениям и скоростям.

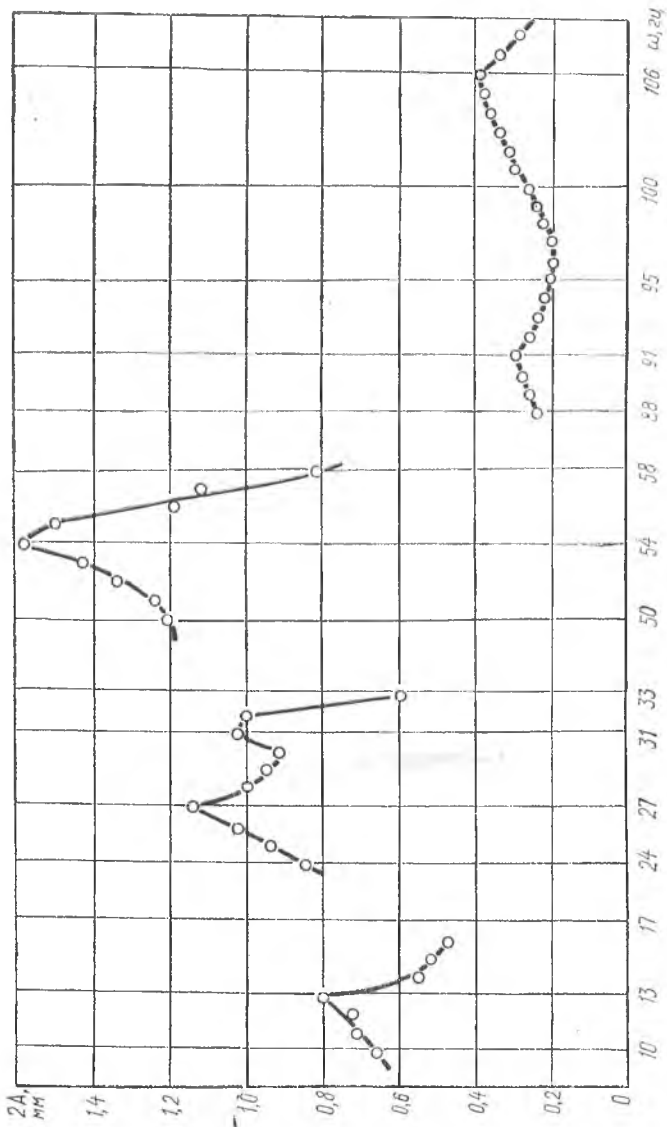


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика, полученная на АВМ

Возмущающая сила менялась по сложному нелинейному закону, соответствующему закону формирования электромагнитной силы в магните с переменным зазором

$$F(x, t) = \frac{0,051}{\mu_0 S} \Phi^2, \quad (3)$$

где Φ определяется из выражения

$$\Phi = \frac{U}{W} \sin \omega t - \frac{(\delta - x)z}{\mu_0 S W^2} \Phi. \quad (4)$$

Здесь U — переменное напряжение; W — число витков катушки электромагнита; δ — зазор между якорем и статором; z — активное сопротивление; μ_0 — магнитная постоянная; S — сечение магнитопровода.

На рис. 2 показана амплитудно-частотная характеристика в широком диапазоне изменения возмущающей частоты ω ; кривая указывает на наличие в системе суб- и супергармонического резонансов, являющихся следствием нелинейной асимметрии

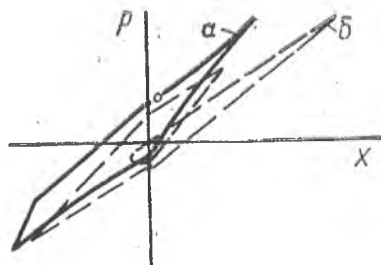


Рис. 3. Реальные петли, воспроизведенные на АВМ: для основного резонанса (а) и для субгармонического резонанса (б)

характеристики петли гистерезиса. Реальная петля, воспроизведенная на АВМ по уравнениям (2), соответствует установившимся режимам основного и субгармонического резонанса, что показано на рис. 3, а, б. Как видно из этого рисунка, решение, полученное на АВМ, совпадает с экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М., Физматгиз, 1960.
2. Хвингия М. В., Пулая Г. Г., Гоглашвили В. Н., Татишвили Т. Г. Конструктивное демпфирование в узлах вибрационных машин. Тбилиси, ГПИ, 1973.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

УДК 621.822.5.032

И. П. АРТЕМЕНКО, В. Г. ЗОРЯ,
Ф. Ф. КУЗЬМИНОВ, А. И. ПОДДУБНЫЙ

ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ УПОРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

В работе приводятся результаты исследований упорных гидростатических подшипников (УГСП) с подачей рабочей жидкости в камеры через радиальные щели (рис. 1).

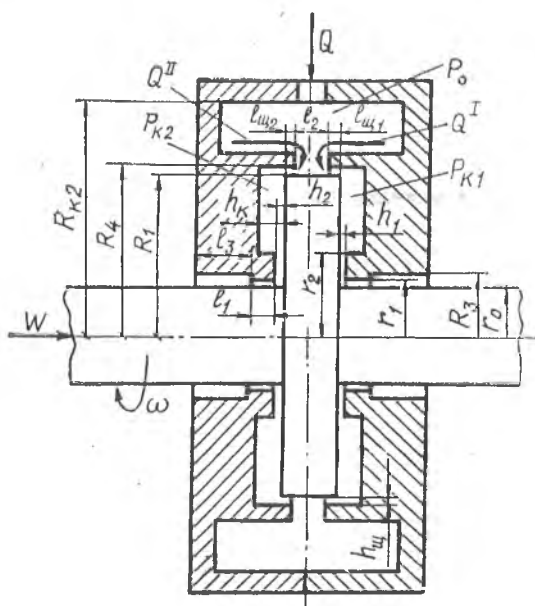


Рис. 1. Схема двустороннего УГСП с радиальным подводом рабочей жидкости

Независимо от режима течения в кольцевой радиальной щели расход через нее определяем как

$$Q_{ш} = \frac{2\pi R_1 h_{ш}^3 \Delta P}{12\mu l_{ш} k_{ш}}; \quad (1)$$

где R_1, R_4 — наружные радиусы диска, пяты и подпятника;

$h_{ш} = R_4 - R_1$ — радиальный зазор;

$\Delta P = P_0 - P_k$ — перепад давления в радиальной щели;

P_0, P_k — давление питания на входе в подшипник и в камере подпятника;

$l_{ш}$ — длина радиальной щели;

μ — коэффициент динамической вязкости;

$k_{ш}$ — безразмерный коэффициент, учитывающий режим течения в щели.

При ламинарном течении, когда $Re_{ш} < Re_{кр}$ $k_{ш} = 1 + \frac{Re_{ш} h_{ш}}{32 l_{ш}}$;

при $Re_{ш} > Re_{кр}$ $k_{ш} = \left(\frac{Re_{ш}}{Re_{кр}}\right)^{3/4} + \frac{Re_{ш} h_{ш}}{32 l_{ш}}$;

$Re_{ш}$ и $Re_{кр}$ — осевое число Рейнольдса в щели и его критическое значение.

Применяя метод, изложенный в [1], окончательно получим выражения расхода через весь подшипник и грузоподъемности:

$$Q = Q^I + Q^{II} = \frac{\pi R_1 h_{ш}^3 P_0}{6\mu} \left[\frac{(1 - k_{p1})}{l_{ш1} k_{ш1}} + \frac{(1 - k_{p2})}{l_{ш2} k_{ш2}} \right]; \quad (2)$$

$$W = W^I - W^{II} = \frac{\pi P_0}{2 l_n \frac{r_2}{r_1}} \left(2 R_1^2 l_n \frac{r_2}{r_1} - r_2^2 + r_1^2 \right) (k_{p1} - k_{p2}), \quad (3)$$

$$\text{где } k_{p1} = \frac{P_{k1}}{P_0} = \frac{1 + a_1 c}{1 + a_1}, \quad a_1 = \frac{h_1^3 l_{ш1}}{R_1 h_{ш}^3 l_n \frac{r_2}{r_1}} k_{ш1},$$

$$c = \frac{3\rho\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{20 P_0}, \quad h_1 = h_0 (1 - \varepsilon); \quad h_2 = h_0 (1 + \varepsilon),$$

Q^I и Q^{II} — расход жидкости через внутренние перемычки УГШ с правой и левой сторон подшипника.

h_1, h_2 — толщина слоя смазки между пятой и подпятником;

r_1, r_2 — радиусы подпятника;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость вращения ротора-пяты;

k_{p1}, k_{p2} — относительные давления в камерах подшипника;

ρ — плотность жидкости;

ε — эксцентриситет.

Значения параметров $a, h, l_{ш}, k_{ш}, P_k, k_p, Re_{кр}, Re_{ш}$ с индексом 1 внизу относятся к нагруженной (правой) стороне, с индексом 2 — к ненагруженной (левой) стороне подшипника (рис. 1).

Для определения момента трения в подшипнике воспользуемся методом, предложенным в работе [1]. Касательные напряжения на роторе-пяте при турбулентном течении рабочей жидкости

$$\tau = \mu \frac{\omega r}{h} k(Re), \quad (4)$$

где $k(Re) = 1 + 0,0525 (\sigma^{*2} Re \omega)^{0,75}$.

Уравнение (4) отличается от соответствующего выражения для ламинарного режима только множителем $k(Re)$. Момент трения, препятствующий вращению пяты,

$$M_{тр} = M_{раб} + M_{пр}, \quad (5)$$

где $M_{раб}$ — момент трения в рабочем зазоре упорного подшипника;

$M_{пр}$ — момент трения нерабочих поверхностей упорного диска и вала о жидкость.

Для УГСП с центральной кольцевой камерой (схема подшипника представлена в [1]), $M_{раб}$ и $M_{пр}$ могут быть представлены в виде

$$M_{раб} = 2 M_{грк} + M_{тр1}^I + M_{тр1}^{II} + M_{тр2}^I + M_{тр2}^{II}. \quad (6)$$

Момент трения $M_{пр}$ равен сумме моментов трения на торцовых $M_{т}$ и цилиндрических $M_{ц}$ поверхностях:

$$M_{пр} = M_{т} + M_{ц}. \quad (7)$$

Используя выводы Т. Кармана [4], получим

$$2 M_{т} = 0,073 \rho \omega^2 \left(\frac{\nu}{\omega R^2} \right)^{\frac{1}{5}} (R^5 - r_4^5), \quad (8)$$

где r_4 — максимальный радиус наружной перемычки подпятника;

R — максимальный радиус нерабочей части диска ($R > r_1$),

ν — коэффициент кинематической вязкости.

Момент трения

$$M_{ц} = 2\pi \tau_{\omega} r^3 l = \pi C_{fw} r^2 \rho \omega^2 l, \quad (9)$$

где τ_{ω} — напряжение сил трения;

l, r — длина и радиус цилиндрической нерабочей части вала-пяты;

C_{fw} — коэффициент трения.

В области турбулентного режима при $Re > 2000$ для гладких цилиндров C_{fw} определяется по формуле Ютаки [3]:

$$C_{fw} = \frac{0,0018}{Re_{\omega}^{0,24} \left[1 + 5,22 \left(\frac{Re_{oc}}{Re_{\omega}} \right)^2 \right]^{0,38}}; \quad (10)$$

$$Re_{oc} = \frac{2}{\nu};$$

$$Re_{\omega} = \frac{hr_{\omega}}{\nu},$$

где V_{oc} — средняя скорость жидкости в осевом направлении;
 $h = R_k - r$ — зазор между корпусом (радиус R_k) и цилиндрической поверхностью нерабочей части вала-пяты (радиус r).

На ЭЦВМ БЭСМ-4 по разработанной программе выполнен расчет характеристик двустороннего УГСН с радиальным подводом рабочей жидкости для следующих геометрических и рабочих параметров:

$$\begin{aligned} r_1 &= 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & r_2 &= 17 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & R_1 &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ R_1 &= 25,07 \cdot 10^{-3}; & l_{ш} &= 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & h_0 &= 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ \varepsilon &= 0-0,95 \text{ с шагом } 0,05; & h_k &= 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & r_0 &= 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ l_1 &= 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & l &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & R &= 15 \cdot 10^{-3}; & l_2 &= 11,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ R_{к2} &= 69 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \varepsilon^* &= 0,27; & \mu &= 0,801 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}; \\ \nu &= 0,804 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; & P_0 &= 0,4-1,2 \frac{\text{Мн}}{\text{м}^2} \text{ с шагом } 0,4; \\ n &= 0-30 \cdot 10^3 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \text{ с шагом } 5 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

Отдельные результаты расчетов и экспериментов, проведенных на установке, описанной в [2], представлены на рис. 2 и 3.

Как показали эксперименты, с увеличением давления питания от 0,4 до 1,2 Мн/м² при постоянной угловой скорости вращения растет расход рабочей жидкости и грузоподъемность подшипника.

С увеличением скорости вращения при постоянном эксцентриситете и $P_0 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ наблюдалось увеличение расхода рабочей жидкости через подшипник (рис. 2). Теоретические значения расходов уменьшаются с ростом скорости вращения ротора-пяты.

Грузоподъемность подшипника с ростом скорости вращения при постоянном эксцентриситете незначительно уменьшается. Это подтверждают и данные эксперимента, приведенные на рис. 3. С ростом эксцентриситета от 0 до 1 при прочих равных условиях наблюдается уменьшение расхода Q через подшипник и увеличение грузоподъемности. Характер экспериментальных кривых, представленных на рис. 2 и 3, такой же, как и теоретических.

Расхождение результатов теоретических и экспериментальных значений расходов и грузоподъемности свидетельствует о

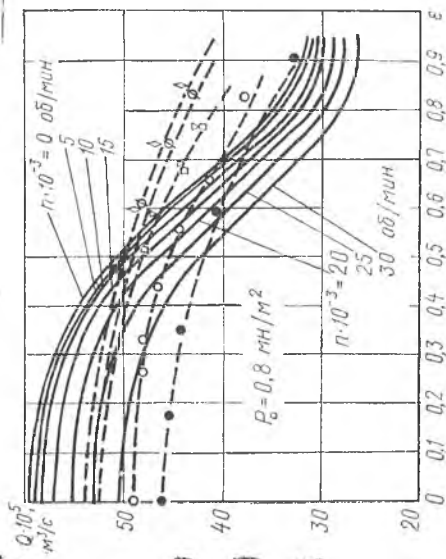


Рис. 2. Влияние скорости вращения ротора-пяти (об/мин) на расход рабочей жидкости Q через подшипник при $P_0 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ и $\epsilon = 0-0,9$:

— теоретическая линия; —●— экспериментальная линия; —○— $5 \cdot 10^3$; —□— $15 \cdot 10^3$; —∇— $25 \cdot 10^3$; —◇— $3 \cdot 10^4$

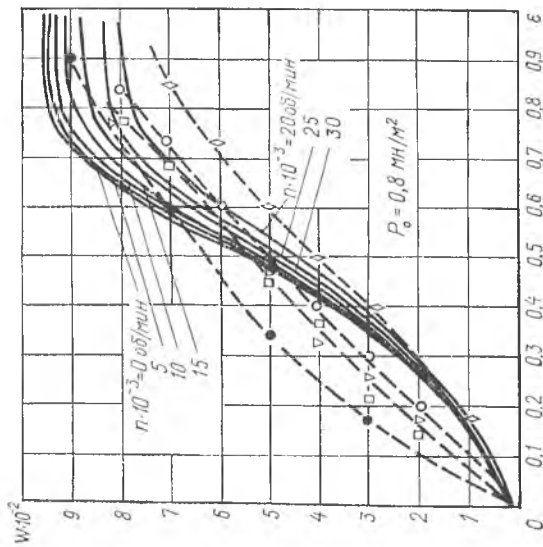


Рис. 3. Влияние скорости вращения ротора-пяти (об/мин) на грузоподъемность подшипника при $P_0 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ и $\epsilon = 0-0,9$:

— теоретическая линия; —●— экспериментальная линия; —○— $5 \cdot 10^3$; —□— $15 \cdot 10^3$; —∇— $25 \cdot 10^3$; —◇— $3 \cdot 10^4$

наличии неламинарного режима течения рабочей жидкости на перемычках подпятника и значительном влиянии центробежных сил, забирающих входную (питающую) радиальную щель подпятника на больших скоростях вращения ($n = 25 \cdot 10^3$ об/мин) при $P_0 = 0,4$ Мн/м².

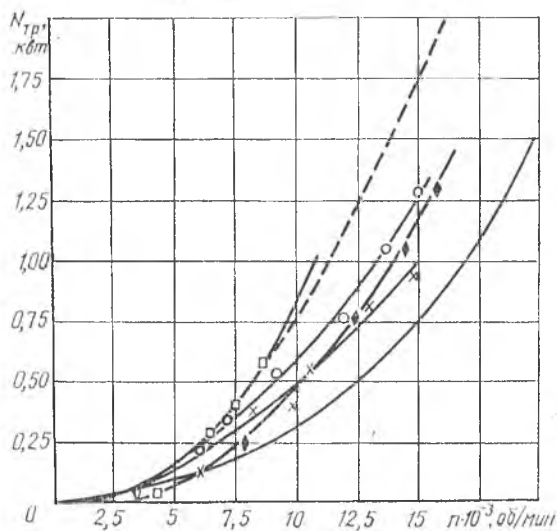


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение $N_{тр}$ от оборотов ротора-пятя n при $\epsilon = 0,2-0,4$ и $h_0 = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м:

----- $N_{тр}$ — теоретическая кривая (нижняя), учитывающая потери трения на рабочих поверхностях ротора-пятя; — — — — — $(N_{тр} + N_{тр пр})$ — теоретическая кривая, учитывающая потери трения на нерабочих поверхностях ротора-пятя; \circ — $P_0 = 0,3$ Мн/м², $\epsilon = 0,2$; \square — $P_0 = 0,2$ Мн/м², $\epsilon = 0,4$; \blacklozenge — $P_0 = 0,5$ Мн/м², $\epsilon = 0,4$; \times — $P_0 = 0,3$ Мн/м², $\epsilon = 0,4$

Эксперименты по определению потерь мощности на трение показали (рис. 4):

а) в теоретических расчетах следует учитывать потери мощности трения на всех нерабочих поверхностях подпятника;

б) с увеличением давления питания наблюдается увеличение потерь мощности;

в) изменение эксцентриситета незначительно влияет на из-

менение потерь мощности трения, что следует из теоретических данных.

Опыты показали надежность и работоспособность двусторонних УГСП с указанными выше системами подачи маловязкой рабочей жидкости в камере при $n = 0-30 \cdot 10^3$ об/мин и давлений питания выше $0,4 \text{ Мп/м}^2$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Артеменко П. П., Кузьминов Ф. Ф.* Расчет характеристик высокооборотных упорных гидростатических подшипников. — В кн.: «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

2. *Кузьминов Ф. Ф.* Установка для исследования упорных гидростатических подшипников. — В кн. «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

3. *Yutaka Yamada*, Torque Resistance of aflow between Rotating Co-Axial Cylinders having axial flow Bulletin of JSME, 1962, vol 5, № 20, p. 634—642.

4. *Karman Th.*, Über laminare und turbulente Reibung. ZAMM 1, 233—252 (1921); NASA TM 1092 (1946).

УДК 62—762.001.5

А. Н. БЕЛОУСОВ, В. А. ЗРЕЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ

В последние годы все большее применение получают бесконтактные торцовые уплотнения с гидростатической разгрузкой. Основные причины их распространения состоят в том, что использование гидростатической разгрузки повышает ресурс и расширяет область применения такого типа уплотнений, а утечки в них на порядок меньше, чем в традиционных лабиринтных уплотнениях.

Пленка жидкости толщиной 5—30 мкм, находящаяся между рабочими торцами, создает необходимую несущую способность уплотнения и предотвращает износ. Такой тип разгрузки подробно изучен в теории гидростатических опор, что позволяет эффективно использовать имеющиеся результаты для проекти-

рования и расчета гидростатического уплотнения. При этом под гидростатическими уплотнениями понимаются устройства, работающие как на капельной жидкости, так и на газе.

Настоящая работа посвящена решению задачи расчета торцового уплотнения с гидростатической разгрузкой, определению динамических характеристик жидкостного слоя и устойчивости подвижного элемента.

Исследуется торцовое гидростатическое уплотнение (ГСУ), показанное на рис. 1. Перетеканию уплотняемой жидкости, находящейся под давлением p_1 , в среду с давлением p_a препятствует разделяющая жидкость, подаваемая под давлением $p_{вх}$ через дроссель 5 в разгрузочную камеру с давлением p_k . В дальнейшем разделяющая жидкость попадает во внешнюю среду через торцовый зазор h , образованный подвижным элементом 1 и козырьком ротора 7. Подвижный элемент зафиксирован в корпусе 3 вторичными уплотнениями 2 и 6, предотвращающими возможные утечки рабочего тела, и упругим элементом 4.

В исследовании принято [1]:

распределение давления в зазоре h логарифмическое;

величина давления в окружающем направлении и по толщине жидкостного слоя постоянна;

отклонения геометрических размеров уплотнения, погрешности формы и перекося отсутствуют;

течение жидкости по тракту уплотнения изотермическое

($T_{вх} = T_k = T_a = T = \text{const}$);

динамический коэффициент вязкости жидкости постоянный, а плотность ее есть функция только давления ($\mu = \text{const}$, $\rho = \rho(P)$).

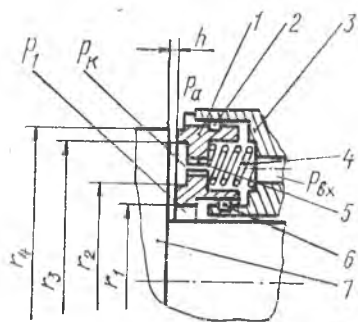


Рис. 1. Конструкция гидростатического уплотнения

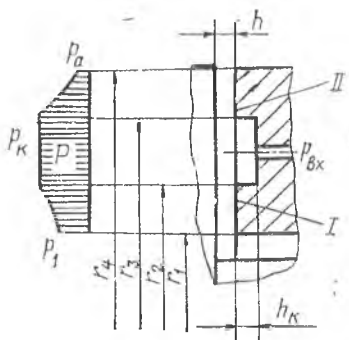


Рис. 2. Расчетная схема уплотнения

Схема исследуемого уплотнения представлена на рис. 2. Согласно закону сохранения массы разность между вытекающим из камеры и втекающим в нее количеством жидкости равна секунднему изменению массы в камере, т. е.

$$M_{\text{вых}} - M_{\text{вх}} = \frac{d}{dt} (\rho_k V_k),$$

где $V_k = F_k (h_k + h)$ — объем камеры;

$F_k = \pi (r_3^2 - r_2^2)$ — площадь камеры;

ρ_k — плотность жидкости в камере;

r_2, r_3 — внутренний и наружный радиусы камеры;

h_k — глубина камеры;

t — время.

Отсюда следует уравнение неразрывности через уплотнение в приращениях:

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = V_k \frac{d}{dt} \Delta \rho_k + \rho_k \frac{d}{dt} \Delta V_k. \quad (1)$$

Считая расход жидкости через ГСУ зависящим от давления в камере и величины зазора, запишем

$$d M_{\text{вых}} = \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial h} dh; \quad (2)$$

$$d M_{\text{вх}} = \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial h} dh.$$

Введем обозначения:

$$a_1 = \frac{\partial Q_{\text{вх}}}{\partial h}; \quad a_2 = \frac{\partial Q_{\text{вых}}}{\partial h}; \quad b_1 = \frac{\partial Q_{\text{вх}}}{\partial p_k}; \quad b_2 = \frac{\partial Q_{\text{вых}}}{\partial p_k},$$

где $Q_{\text{вх}}$ и $Q_{\text{вых}}$ — объемные расходы на входе и выходе уплотнения.

После замены в уравнениях (2) дифференциалов приращениями получим

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = \rho_k (b_1 - b_2) \Delta p_k + \rho_k (a_1 - a_2) \Delta h. \quad (3)$$

Приравнявая левые части уравнений (1) и (3), имеем

$$\rho_k (a_1 - a_2) \Delta h + \rho_k (b_1 - b_2) \Delta p_k = V_k \frac{d}{dt} \Delta \rho_k - \rho_k F_k \frac{d}{dt} \Delta h. \quad (4)$$

Уравнение (4) — общее для капельной жидкости и газа. Для несжимаемой жидкости $\frac{d}{dt} \Delta \rho_k = 0$.

Для сжимаемой рабочей жидкости

$$\frac{d}{dt} \Delta \rho_k = \beta \rho_k \frac{d}{dt} \Delta p_k, \quad (5)$$

где β — коэффициент объемного сжатия жидкости.

Ниже исследуются гармонические перемещения подвижного элемента уплотнения, равные $\Delta h = a_0 e^{j\omega t}$, с малой амплитудой a_0 по сравнению с зазором h (здесь $j = \sqrt{-1}$). Это дает возможность использовать линейную теорию для описания динамических процессов системы.

Динамическая жесткость гидростатического уплотнения

$$C_{\text{дин}} = \frac{\Delta(pF)}{\Delta h},$$

где $F = \pi(r_4^2 - r_1^2)$ — площадь уплотнительного торца.

Подставив выражение (5) в уравнение (4) и произведя преобразования, можно получить выражение динамической реакции жидкостного слоя:

$$\bar{C}_{\text{лин}} = \frac{h_0}{p_{\text{вх}}} \frac{\Delta \bar{p}_k}{\Delta h} = \bar{C} \frac{1 + T_1 s}{1 + T_2 s}, \quad (6)$$

где $\bar{C} = \frac{h_0}{p_{\text{вх}}} \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$ — коэффициент статической жесткости;

$T_1 = \frac{F_k}{a_1 - a_2}$ — постоянная времени опережения;

$T_2 = \frac{V_k \rho}{b_2 - b_1}$ — постоянная времени запаздывания;

$$\bar{p}_k = \frac{p_k}{p_{\text{вх}}},$$

$$\bar{h} = \frac{h}{h_0},$$

h_0 — фиксированное значение зазора.

Выражение для коэффициента динамической жесткости ГСУ является общим для всех комбинаций режимов течения жидкости на входе и выходе из ГСУ.

Уравнение (6) полностью определяет динамическое состояние жидкостного слоя уплотнения и устойчивость его подвижного элемента, условие которой имеет вид $T_1 > T_2$ [2].

Жесткость ГСУ обычно нелинейна и зависит от давления на входе в уплотнение, геометрических параметров конструкции и условий работы. Демпфирование в ГСУ возникает за счет диссипации энергии при дросселировании жидкости, протекающей через входной и выходной элементы уплотнения.

В элементах гидравлического тракта ГСУ (рис. 2) возможен ламинарный или турбулентный режим течения жидкости. Комбинации режимов течения в дросселе и торцевой щели составят четыре расчетных случая:

- а) ламинарный—ламинарный (Л—Л);
- б) турбулентный—ламинарный (Т—Л);

в) ламинарный—турбулентный (Л—Т);

г) турбулентный—турбулентный (Т—Т).

Здесь первым обозначен режим течения через входной дроссель, вторым — режим течения через выходной торцовый зазор.

Расход через входные дроссели при ламинарном режиме

$$Q_{\text{вх}} = \frac{\pi r_{\text{др}}^4 (p_{\text{вх}} - p_{\text{к}})}{8 \mu l_{\text{др}}} z,$$

а при турбулентном режиме

$$Q_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вх}} \pi r_{\text{др}}^2 z \sqrt{(p_{\text{вх}} - p_{\text{к}}) 2 \rho},$$

где $\alpha_{\text{вх}}$ — коэффициент расхода через дроссель на входе;
 z — число дросселей.

Расход через выходной зазор при ламинарном режиме имеет вид

$$Q_{\text{вых}} = \frac{\pi h^3 p_{\text{вх}}}{6 \mu DE} [(D + E) \bar{p}_{\text{к}} - D \bar{p}_{\text{а}} - E \bar{p}_{\text{л}}],$$

при турбулентном режиме

$$Q_{\text{вых}} = \pi h \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho}} [\alpha_{\text{вых1}} r_1 \sqrt{\bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{л}}} + \alpha_{\text{вых2}} r_4 \sqrt{\bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{а}}}],$$

где $D = \ln \frac{r_2}{r_1}$; $E = \ln \frac{r_4}{r_3}$ — геометрические параметры ГСУ;

$\alpha_{\text{вых1}}$, $\alpha_{\text{вых2}}$ — коэффициенты расхода через кольцевые щели, образованные радиусами r_2 , r_1 и r_4 , r_3 соответственно.

Используя эти выражения для расходов и обозначения уравнения (6), получим для каждого расчетного случая выражение для статической жесткости, постоянных времени опережения и запаздывания:

а) Л—Л

$$\bar{C} = \frac{12 \bar{h}^2 h_0^3 l_{\text{др}} [\bar{p}_{\text{а}} D + \bar{p}_{\text{л}} E - \bar{p}_{\text{к}} (D + E)]}{4 h^3 h_0^3 l_{\text{др}} (D + E) + 3 r_{\text{др}}^4 z DE};$$

$$T_1 = \frac{2 \mu (r_3^2 - r_2^2) DE}{\bar{h}^2 h_0^2 p_{\text{вх}} [(D + E) \bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{л}} E - \bar{p}_{\text{а}} D]};$$

$$T_2 = \frac{12 (r_3^2 - r_2^2) (h_{\text{к}} + h) 3 \mu l_{\text{др}} DE}{4 \bar{h}^3 h_0^3 l_{\text{др}} (D + E) - 3 r_{\text{др}}^4 z DE}.$$

б) Т—Л

$$\bar{C} = \frac{\bar{h}^2 h_0^3 [E \bar{p}_{\text{а}} + D \bar{p}_{\text{л}} - (D + E) \bar{p}_{\text{к}}]}{\frac{1}{z} \bar{h}^3 h_0^3 p_{\text{вх}} (D + E) + \alpha_{\text{вх}} \mu r_{\text{др}}^2 z} \frac{DE}{\sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_{\text{к}})}};$$

$$T_1 = \frac{2 r DE (r_3^2 - r_2^2)}{\bar{h}^2 h_0^2 p_{\text{вх}} [E \bar{p}_{\text{а}} + D \bar{p}_{\text{к}} - (D + E) \bar{p}_{\text{к}}]};$$

$$T_2 = \frac{6 \mu \beta DE (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0) \cdot \sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_k)}}{\bar{h}^3 h_0^3 (D + E) \sqrt{p_{\text{вх}}^3 (1 - p_k)} + 3 \alpha_{\text{вх}} \mu r_{\text{др}}^2 z DE};$$

в) Л—Т

$$\bar{C} = \frac{h_0 (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \cdot r_1 \cdot \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}{\bar{h} h_0 p_{\text{вх}} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \frac{r_{\text{др}}^4 \cdot \sqrt{p_{\text{вх}}}}{8 \cdot \sqrt{2 \mu \cdot l_{\text{др}}}};$$

$$T_1 = \frac{r_3^2 - r_2^2}{\sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}};$$

$$T_2 = \frac{8 \mu \beta (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0) \cdot l_{\text{др}}}{4 \bar{h} h_0 \mu l_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{\sqrt{p_k - p_a}} + \alpha_{\text{вх}2} \frac{1}{\sqrt{p_k - p_a}})} + r_{\text{др}}^4 z};$$

г) Т—Т

$$\bar{C} = \frac{\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a}}{\bar{h} p_{\text{вх}} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \frac{\alpha_{\text{вх}} \cdot r_{\text{др}}^2 \cdot z \cdot \sqrt{\rho}}{2 h_0 \cdot \sqrt{1 - p_k}};$$

$$T_1 = \frac{r_3^2 - r_2^2}{\sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}};$$

$$T_2 = \frac{\beta (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0)}{\bar{h} h_0 \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \alpha_{\text{вх}} r_{\text{др}}^2 z \frac{1}{2 \sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_k)}}}.$$

Таким образом, полученные зависимости можно использовать при проектировании ГСУ, обладающих заданными статическими и динамическими свойствами, оценивать их устойчивость и работоспособность на различных рабочих режимах.

Для рассмотренной конструкции уплотнения (рис. 1), работающего на воде ($\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ г/мм·с; $\beta = 0,475 \cdot 10^{-2}$ мм²/кг) при ламинарном режиме на входе и выходе, построены графики, учитывающие влияние относительного зазора \bar{h} в уплотнении на безразмерное давление в камере \bar{P}_k и расход разделяющей жидкости $Q_{\text{вх}}$ (рис. 3), а также влияние частоты $f = \frac{\omega}{2\pi}$ на динамическую реакцию жидкостного слоя $\bar{C}_{\text{дин}}$ (рис. 4).

Из этих зависимостей видно, что с увеличением относительно-го зазора давление в камере падает до величины $\bar{P}_k = \frac{D \bar{P}_a + E \bar{P}_1}{D + E}$, зависящей от геометрии уплотнения.

Ширина камеры ($r_3 - r_2$) на зависимость $\bar{P}_k = f(\bar{h})$ влияния практически не оказывает (рис. 3, кривые 1 и 4).

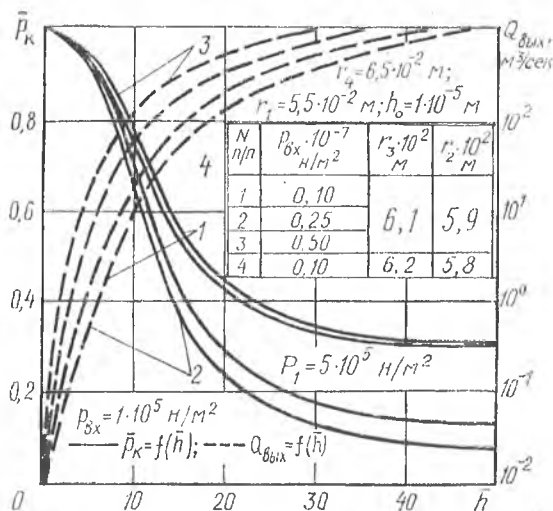


Рис. 3. Зависимость безразмерного давления в камере и расхода рабочего тела через уплотнение от величины относительного зазора

Зависимость динамической жесткости от частоты имеет два явно выраженных горизонтальных участка. Первый, расположенный в зоне низких частот, соответствует статической жесткости уплотнения \bar{C} , а второй — жесткости «квазинепроточного» уплотнения $\frac{T_1}{T_2} \bar{C}$. Условием для оценки динамического состояния являются предельные значения соотношения жесткостей (6). Устойчивость подвижного элемента уплотнения определяется соотношением $T_1 > T_2$ [2].

Из анализа приведенных характеристик (рис. 4) следует, что при заданных параметрах уплотнения работают устойчиво ($\bar{C}_{\text{дин}}$ возрастает с увеличением f). Однако с увеличением $P_{\text{вх}}$ при неизменном \bar{h} уплотнение становится менее устойчивым и при определенных $P_{\text{вх}}$ теряет устойчивость. Возникают самопро-

извольные вибрации. Аналогичная картина наблюдается при постоянном $\bar{P}_{вх}$ и увеличивающемся \bar{h} , причем с увеличением \bar{h} жесткость жидкостного слоя падает. С увеличением ширины камеры частота переходного процесса, т. е. зоны между горизонтальными участками кривой, и динамическая жесткость жидкостного слоя уменьшаются (рис. 4, кривые 1 и 2).

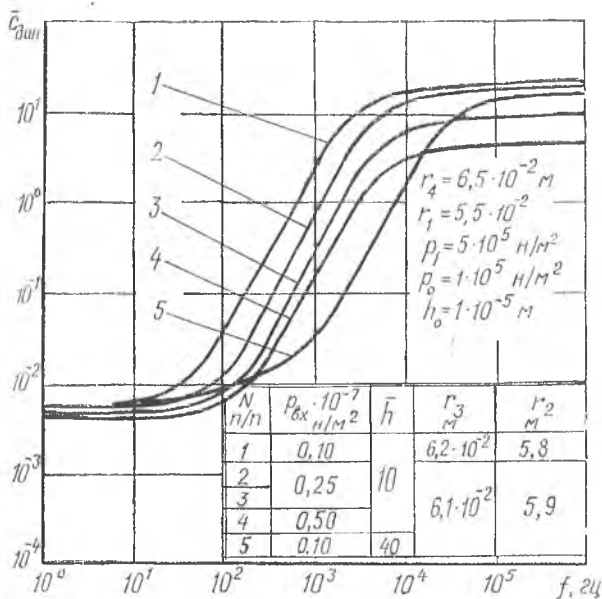


Рис. 4. Зависимость динамической реакции жидкостного слоя от частоты

Из анализа расходных характеристик (рис. 3) можно сделать вывод, что увеличение $\bar{P}_{вх}$ или ширины камеры при постоянном $\bar{P}_{вх}$ вызывает повышение расхода через уплотнение $Q_{вых}$. При некоторых значениях \bar{h} давление в камере $\bar{P}_к$ становится меньше давления \bar{P}_1 , что приводит к изменению расчетной схемы.

Уплотнения с гидростатической разгрузкой могут применяться как разделительные уплотнения, полностью предотвращающие утечки уплотняемого тела, работающие на дополнительной (разделяющей) жидкости, в устройствах, не допускающих утечек уплотняемой жидкости. Если в объекте допускаются утечки в определенном объеме, то подобное уплотнение может работать

и на самой уплотняемой жидкости (самопитающиеся уплотнения).

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М., «Машиностроение», 1974.
2. Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. Сб. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, Куйбышев, 1974, вып. 67.

УДК 621.51—225:533.6

А. И. ВЛАДИСЛАВЛЕВ, В. В. КИРЯ, Л. А. НОВИКОВ,
В. А. НОВИКОВА, А. А. ТУЖИЛИН

О ГАШЕНИИ КОЛЕБАНИЙ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ЗА СЧЕТ СОГЛАСОВАНИЯ ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ГЕНЕРАТОРОВ КОЛЕБАНИЙ

В статье рассматриваются результаты проводимых в МИИХ и ГП им. И. М. Губкина исследований, связанных с применением метода активного гашения колебаний для уменьшения или компенсации колебаний давления и расхода газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров. С этой целью изучалась возможность согласования возмущающих воздействий двух генераторов колебаний (компрессоры) с произвольными значениями импедансов z_0 и z_r , подключенных к общему трубопроводу с импедансом концевой нагрузки z_e (рис. 1). Кроме того, исследовалось влияние на характер согласования сил вязкого трения.

Для описания нестационарного движения газа в трубопроводе использована линеаризованная система уравнений:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} \rho_0 &= \left(\frac{\partial w}{\partial t} + 2aW \right); \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= \rho_0 c^2 \frac{\partial W}{\partial x}, \end{aligned} \quad (1)$$

где P, W — давление и скорость движения газа;
 ρ_0 — средняя плотность;
 c — скорость звука;
 a — приведенный коэффициент линейного трения.

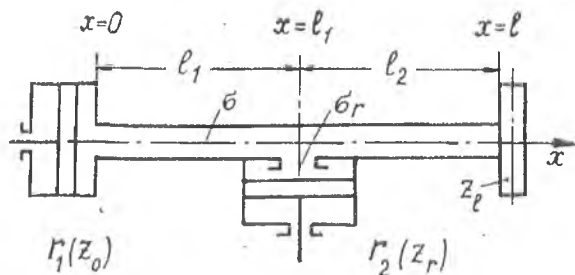


Рис. 1. Схема подключения двух генераторов колебаний газа к общему трубопроводу

Анализ выражений, полученных для характеристик пульсирующего потока (давление и скорость) на различных участках трубопровода, показал, что при определенных условиях возможна компенсация произвольной (c номером n) гармонической составляющей давления и расхода газа на втором участке трубопровода (e_2). Условие согласования возмущающих воздействий генераторов колебаний в режиме компенсации, записанное в комплексной форме, имеет вид

$$\dot{W}_{r,n} \cdot \sigma_r = - \frac{F'_{o,n} \cdot \sigma}{z'_{o,n} \operatorname{ch} \gamma_n l_1 + \operatorname{sh} \gamma_n l_1}, \quad (2)$$

где $\dot{W}_{r,n}$ — амплитуда скорости газа второго генератора в горловом сечении трубопровода с площадью поперечного сечения σ_r ,

$F'_{o,n}$ — приведенная амплитуда вынуждающей силы первого генератора колебаний;

σ, l_1 — площадь поперечного сечения и длина первого участка трубопровода;

γ_n — постоянная распространения волны давления (скорости).

Условие (2) не зависит от импеданса z_e и длины второго участка l_2 . Оно может быть реализовано двумя путями:

— за счет согласования амплитуд и фаз возмущающих воздействий генераторов колебаний с учетом их расположения;

— с помощью специального управляемого генератора колебаний (УГК) с регулируемыми значениями амплитуды, фазы и частоты расхода газа.

В последнем случае настройка УГК может быть изменена в соответствии с изменениями отдельных параметров в процессе работы компрессорных установок.

Проанализирован случай, когда первый генератор колебаний является источником колебаний расхода газа ($z_{0,n} \rightarrow \infty$).

Выражения для относительной амплитуды $G_{r,n} = \frac{G_{r,n}}{G_{0,n}}$ и разности фаз $\varphi_n = \varphi_{r,n} - \varphi_{0,n}$ расходов газа генераторов в режиме компенсации следующие:

$$\bar{G}_{r,n} = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{ch}^2(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) - \sin^2(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}}; \quad (3)$$

$$\varphi_n = \begin{cases} \operatorname{Arctg} [-\operatorname{th}(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) \cdot \operatorname{tg}(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)] \\ \operatorname{Arcsin} \frac{\operatorname{sh}(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) \cdot \sin(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}{\sqrt{\operatorname{ch}^2(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) - \sin^2(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}} \end{cases}, \quad (4)$$

где N_n — безразмерный параметр расстояния между генераторами;

$$N_n = \frac{l_n}{\lambda_n};$$

λ_n — длина волны;

$$A_n = \sqrt{\frac{\sqrt{1+4\psi_n^2+1}}{2}}; \quad B_n = \sqrt{\frac{\sqrt{1+4\psi_n^2-1}}{2}};$$

ψ_n — безразмерный параметр вязкого трения;

$$\psi_n = \frac{a_n}{\omega_n};$$

ω_n — частота.

Анализ этих выражений показал, что оптимальными в случае малых активных потерь ($\omega_n \ll 1$) являются расстояния между генераторами, кратные половине длины волны. В этих случаях компенсация колебаний произвольной гармонической составляющей давления (расхода) газа на втором участке (L_2) сочетается с минимальными значениями амплитуд колебаний давления на первом участке трубопровода, включая сечения, граничные с цилиндрами компрессоров. Максимальные амплитуды колебаний на первом участке в режиме компенсации соответствуют расстояниям, близким к четверти длины волны.

Для оценки эффективности гашения колебаний газа при рас- согласовании возмущающих воздействий генераторов по амплитуде и фазе получены выражения для амплитуд колебаний дав-

ления газа, возникающих на втором участке в зависимости от малых отклонений амплитуды $\Delta W_{r_1, n}$ и фазы $\Delta \varphi_{r_1, n}$ скорости газа второго генератора от значений, соответствующих режиму компенсации.

В случаях, когда влияние сил вязкого трения пренебрежимо мало ($\psi_n \approx 0$), они имеют вид

$$\Delta \dot{P}_{2n}(x) = \frac{\rho_0 c \left(\frac{\Delta W_{r_1, n}}{W_{r_1, n}} \right) \cdot \dot{W}_{r_1, n} (z'_{0, n} \cos k_n l_1 + i \sin k_n l_1) \{z'_{l_1, n} \cos k_n (l-x) + i \sin k_n (l-x)\}}{(z'_{0, n} + z'_{l_1, n}) \cos k_n l + i (1 + z'_{0, n} \cdot z'_{l_1, n}) \sin k_n l}, \quad (5)$$

$$\Delta \dot{P}_{2n}(x) = \frac{\rho_0 c i \cdot \Delta \varphi_{r_1, n} \cdot \dot{W}_{r_1, n} (z'_{0, n} \cos k_n l_1 + i \sin k_n l_1) \{z'_{l_1, n} \cos k_n (l-x) + i \sin k_n (l-x)\}}{(z'_{0, n} + z'_{l_1, n}) \cos k_n l + i (1 + z'_{0, n} \cdot z'_{l_1, n}) \sin k_n l}, \quad (6)$$

где k_n — волновое число, а импедансы включений представлены в безразмерной форме.

Анализ выражений (5) и (6) показал, что максимальная эффективность гашения колебаний соответствует нерезонансным режимам и расстояниям между генераторами, кратным четверти длины волны. Минимальная эффективность, напротив, соответствует резонансным режимам и расстояниям между генераторами, кратным половине длины волны.

Результаты теоретических исследований использованы для согласования динамических расходов газа двух генераторов колебаний на лабораторной компрессорной установке.

Предварительно достигнута компенсация колебаний газа на втором участке трубопровода при согласовании динамических расходов газа двух генераторов гармонических колебаний (компрессоры со снятыми клапанами). Диапазон изменения частоты колебаний $\omega = 20-100$ рад/сек. Согласование осуществлялось за счет изменения амплитуды и фазы расхода газа второго генератора (УГК).

Кроме того, получена компенсация первой гармонической составляющей пульсирующего потока при согласовании динамических расходов газа: компрессора и УГК, двух компрессоров, включенных к трубопроводу по схеме рис. 1. В результате полный размах колебаний давления газа в трубопроводе снижался на 40—65%. Одновременно при оптимальных расстояниях между генераторами на 47—73% уменьшались результирующие колебания давления в сечениях трубопровода, граничных с цилиндрами компрессоров.

1. Для демпфирования вредных колебаний газа в трубопроводах предлагается согласовывать амплитуды и фазы возмущений, возникающих при работе компрессоров. В частности, может быть применено попарное согласование нескольких одновременно работающих машин.

2. Применение специальных управляемых генераторов колебаний с регулируемыми амплитудами и фазами расхода газа позволит:

— демпфировать колебания с учетом изменений отдельных параметров системы;

— осуществлять направленное воздействие на пульсирующий поток с целью получения заданных характеристик на отдельных участках трубопровода.

УДК 621.822.2

В. С. КАРНОВ, Е. Г. ГРУДСКАЯ

ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ УСТРОЙСТВА НАДДУВА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Для подачи газа в зазор аэродинамических подшипников применяют различные устройства наддува. Наиболее распространенной является схема, приведенная на рис. 1. Газ из камеры наддува 1 через подводящий канал 2 диаметром d поступает в карман 3 и далее в зазор между валом 4 и внятой 5. Течение газа в устройстве наддува носит весьма сложный характер, поэтому в настоящее время для расчета аэродинамических подшипников используется приближенная модель [1], согласно которой расход газа, поступающего в смазочный слой, можно определить, используя формулу для изэнтропического истечения идеального газа из большого резервуара в безграничное пространство [2]:

$$q = q_{\max} \Theta(P_{sl}/P_{II}), \quad (1)$$

где q_{\max} — критический расход газа при заданном давлении в камере нагнетания p_n ;

$\Theta(p_s/p_n)$ — функция истечения, определяемая как отношение расхода через устройство наддува при отношении давлений в кармане и камере наддува p_s/p_n к q_{\max} .

В реальных условиях зависимость расхода от перепада давлений может иметь более сложный вид. Так, в [1] для упорного подпятника (рис. 1) в диапазоне чисел $Re_a = a d \rho / \mu = 10^4 - 9 \cdot 10^4$ (a — скорость звука, d — диаметр подводящего канала, μ — динамический коэффициент вязкости, ρ — плотность газа) было показано, что расход при фиксированном значении $p_s/p_n = \bar{p}_s$ существенно зависит от отношения длины подводящего канала l к диаметру канала d :

$$q = \xi(\bar{l}) q_{\max}(p_n) \Theta_1(\bar{l}, \bar{p}_s), \quad (2)$$

где $\xi(l)$ — поправочный коэффициент.

Экспериментально полученную функцию истечения Θ_1 можно аппроксимировать с помощью параметрической зависимости [3]:

$$\Theta_1 = \begin{cases} \frac{1}{0,5 + \delta} (\bar{p}_s(1 - 2\delta) - \bar{p}_s^2 + 2\delta)^{1/2} & 0,5 - \delta \leq \bar{p}_s \leq 1 \\ 1 & 0 \leq \bar{p}_s \leq 0,5 - \delta \end{cases} \quad (4)$$

Здесь δ — параметр, значение которого можно выбрать на основании экспериментальных данных [1], [2].

Таким образом, расход газа через реальные устройства наддува существенно отличается от рассчитанного по изэнтропической формуле (1). Оценим влияние геометрии устройства наддува на характеристики подшипников, а также величину ошибки, возникающей при использовании изэнтропической формулы (1).

Зависимость расхода газа q от коэффициента $\xi(\bar{l})$ легко исключить, приняв критический расход газа через опору равным действительному максимальному расходу $q_1 = \xi(\bar{l}) q_{\max}$. Сложнее оценить влияние параметра δ , т. е. вида функции истечения $\Theta_1(\bar{l}, \bar{p}_s)$, так как зависимость $\Theta_1(\bar{l}, \bar{p}_s)$ существенно нелинейна, а давление в кармане p_s может быть определено только в процессе решения задачи.

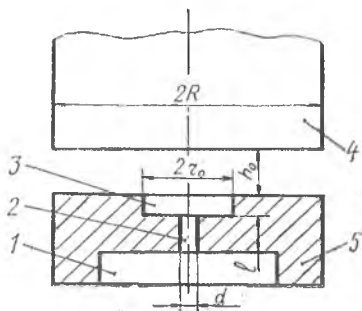


Рис. 1. Упорный подпятник с наддувом

Рассмотрим теперь влияние параметра δ на устойчивость упорного подпятника, используя функцию истечения в виде (2).

Распределение давления p в смазочном зазоре подпятника удовлетворяет уравнению Рейнольдса [4], которое в безразмерной форме при отсутствии перекоса осей пяты и подпятника имеет вид

$$\frac{h^3}{z} \frac{\partial}{\partial z} \left(z \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial (ph)}{\partial t}, \quad (P = p^2). \quad (4)$$

За масштаб давления принято давление в камере нагнетания P_n , длины — радиус пяты R , толщины смазочного зазора — зазор в стационарном положении h_0 , масштаб времени выберем таким образом, чтобы коэффициент при частной производной по времени был бы равен 1, т. е. $T_0 = (24\mu R^2)/(h_0^2 P_n)$.

Граничные условия для (4) можно записать следующим образом:

$$P|_{z=1} = \bar{p}_a, \quad P|_{z=r_0} = \bar{p}_s, \quad (5)$$

где \bar{p}_a и \bar{p}_s — безразмерные давления соответственно на торцах подпятника и в кармане, r_0 — радиус кармана.

Давление в кармане p_s можно найти из условия баланса расхода [4]:

$$-r_0 h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \Big|_{r=r_0} = m_1 \Theta_1 - \frac{d}{V \sqrt{P}} \frac{\partial P}{\partial t} \Big|_{r=r_0}; \quad \left(\alpha = \frac{V}{4\pi h_0 R^2} \right), \quad (6)$$

где $m_1 = (12\rho q_{\max} \xi(t) / \pi h_0^3 P_n \rho_n)$ — коэффициент режима, рассчитанный по действительному максимальному расходу;

V — объем кармана.

Уравнение движения вала можно представить в следующей форме:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} = 2\pi \int_0^1 (p - \bar{p}_a) r dr + g, \quad \left(M = \frac{m h_0}{R^2 T_0^2 P_n} \right), \quad (7)$$

где m — масса вала;

$g = W/(R^2 p_n)$ — безразмерная нагрузка.

Подставим квадрат безразмерного давления в виде [5]

$$P(r, t) = P_0(z) + P_1(r) \delta h(t) + P_2(r) \delta^2 h(t) \quad \text{при} \quad \delta h \ll \delta^2 h \ll 1, \quad (8)$$

тогда уравнение движения (7) с учетом разложения (8) принимает следующий вид:

$$M \delta h = W_1 \delta h + W_2 \delta^2 h \quad (W_i = \pi \int_0^1 \frac{P_i r}{V P_0} dr, \quad i = 1, 2). \quad (9)$$

Для устойчивости рассматриваемого подпятника необходимо и достаточно выполнение условий $W_1 < 0$ и $W_2 < 0$ (в этом случае $\delta h \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$). Первое неравенство, эквивалентное условию статической устойчивости, для данной опоры выполняется всегда, что следует из решения стационарного уравнения Рейнольдса. Таким образом, подпятник будет устойчив, если $W_1 < 0$.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента W_z от модифицированного коэффициента режима $m_1 = \xi m$ при разных значениях параметра δ . Для простой диафрагмы ($l=0$, $\delta \cong 0,1$) при расчете величины W_z можно, по-видимому, использовать изэнтропическую функцию истечения ($\delta = 0$). Однако при увеличении δ влияние этого параметра на величину становится более заметным, что вызывает необходимость учета параметра δ при $l \gg 1$.

Важно отметить, что влияние параметра δ на коэффициент W_z более существенно, чем на величину стационарной несущей способности.

На рис. 3 приведены результаты расчета коэффициента W_z , полученные с помощью обычно используемой изэнтропической модели (1) и рассчитанные в соответствии с данными эксперимента [1] для подпятника с длиной подводящего канала $l = 10$.

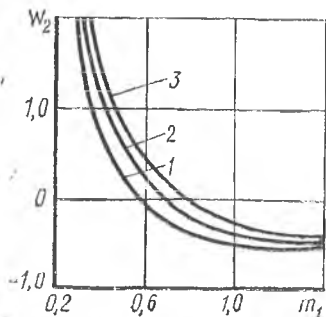


Рис. 2. Зависимость коэффициента W_z от коэффициента режима m_1 при $p_a = 0,333$, $z_0 = 0,05$; $\alpha = 0,625$:

1 — $\delta = 0$; 2 — $\delta = 0,3$; 3 — $\delta = 0,5$

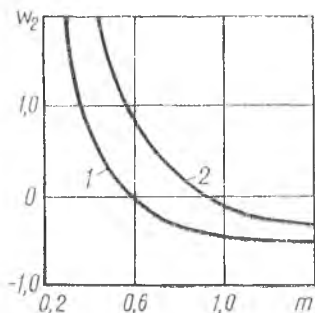


Рис. 3. Зависимость коэффициента W_z от коэффициента режима m , при $p_a = 0,333$; $z_a = 0,05$; $\alpha = 0,625$; $l = 10$:

1 — $\delta = 0$; $\xi = 1$ (изэнтропическая модель истечения); 2 — $\delta = 0,3$; $\xi = 0,75$

Из представленных данных следует, что применение изэнтропической модели для определения расхода газа через устройство наддува вносит существенную погрешность при определении ус-

тоичности подпятника. Учет коэффициента $\xi(\bar{l})$, а при $\bar{l} \gg 1$ и параметра δ , представляется необходимым при расчете устойчивости газовых подпятников с наддувом. Важно также отметить, что увеличение длины подводящего канала l ухудшает устойчивость газовых опор.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Заблоцкий Н. Д., Карпов В. С.* Характеристики устройств наддува газовых опор. — «Механика жидкости и газа», Изв. АН СССР, 1973, № 2.
2. *Лойцянский Л. Г.* «Механика жидкости и газа». М., «Наука», 1970.
3. *Заблоцкий Н. Д.* Влияние закона истечения воздуха через устройство наддува на аэродинамические характеристики упорного подшипника. — «Машиноведение», 1969, № 2.
4. *Константинеску В. Н.* Газовая смазка. М., «Машиностроение», 1968.
5. *Маккэни.* Устойчивость ненагруженных подшипников скольжения смазкой. — «Техническая механика», 1963, т. 85, № 4.

УДК 621.512.001:5

В. А. КОЗЛОВ, В. М. ПИСАРЕВСКИЙ, Л. И. СОКОЛИНСКИЙ

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОТОКА ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как известно, при работе поршневых компрессоров, широко применяющихся в нефтехимической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности, в трубопроводах возникают колебания газа.

Эти колебания вызывают снижение КПД компрессорной установки, существенную вибрацию элементов, присоединенных к компрессору, что может привести к их поломке [1].

Одним из широко применяемых способов устранения колебаний потока газа является установка различных типов гасителей пульсации. В настоящее время в качестве гасителей пульсации в большинстве случаев используются пустотелые емкости. Однако из-за низких частот и высоких статических давлений, характерных для работы компрессорных установок, гасители этого типа обладают большими габаритами, достигающими в

ряде случаев нескольких кубометров. Вместе с тем в машиностроении, авиационной промышленности и ряде других отраслей промышленности с пустотелыми емкостями успешно конкурируют резонансные гасители, обладающие значительно меньшими габаритами.

Настоящая статья посвящена проверке возможности использования поршневых резонансных гасителей в трубопроводных линиях поршневых компрессоров.

Поршневой резонансный гаситель, представленный на рис. 1, состоит из цилиндра 1, верхняя и нижняя камеры которого разделены подвижным поршнем 2, соединенным с помощью пружины 3 с верхней крышкой гасителя 4. Камеры гасителя соединены между собой трубкой 5 с ventилем 6. Верхняя крышка гасителя имеет патрубки для его установки в линии.

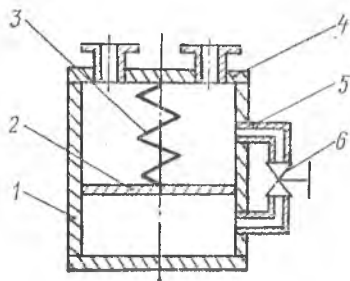


Рис. 1. Схема резонансного гасителя колебаний давления

Пружина 3 предназначена для фиксации среднего положения поршня. Параметры ее выбираются таким образом, чтобы она не влияла на упругие характеристики гасителя. Трубка 5 с ventилем 6 необходима для выравнивания статического давления в камерах гасителя в период пуска компрессора.

Принцип действия такого гасителя заключается в том, что при частоте возмущения, близкой к собственной частоте гасителя, определяемой инерционностью поршня и упругостью газа в нижней камере, происходит обмен колебательной энергией между гасителем и системой. Это приводит к уменьшению амплитуд колебаний газа на данной частоте.

Верхняя камера гасителя, с точки зрения гашения колебаний, представляет собой пустотелую емкость, рассчитанную на гашение высокочастотных составляющих пульсирующего потока газа.

Теоретические исследования [2] показали, что поршневые резонансные гасители могут применяться для широкого круга поршневых компрессоров.

Экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 2, состояла из компрессора ФАК-07 III, трубопровода 2 длиной 20 м и диаметром 19 мм, гасителя 3, ventиля 4 и пустотелой емкости 5 объемом 2 м³.

В эксперименте определялась эффективность работы поршневого резонансного гасителя при обычной обработке трущихся поверхностей пары поршень — цилиндр и проводилось его сравнение по эффективности гашения с пустотелой емкостью равного объема.

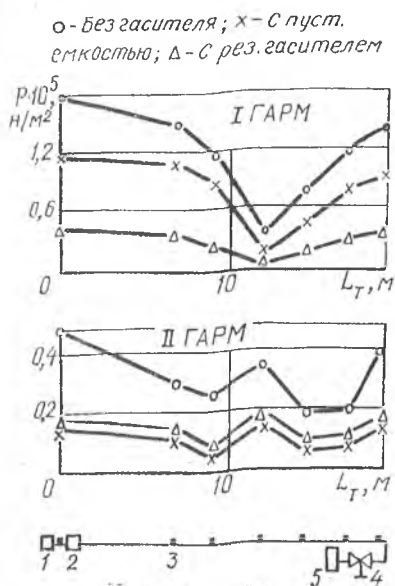


Рис. 2. Распределение амплитуд колебаний давления по длине трубопровода без гасителя и с гасителями

где P_0 — среднее давление в линии и гасителе; S — площадь поршня гасителя; ω — частота основной гармоники, генерируемой компрессором; κ — показатель адиабаты.

В экспериментальной установке диаметр поршня гасителя был равен 44 мм, объем нижней камеры — $25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, масса поршня — 0,46 кг. Пара поршень — цилиндр изготавливалась по четвертому классу точности с ходовой посадкой. Фактический зазор между поршнем и цилиндром оказался равным 0,12 мм на сторону.

Гаситель устанавливался в непосредственной близости от компрессора (длина трубопровода между компрессором и гасителем составляла 0,2 м). Нагнетательный трубопровод выби-

рались следующим образом. Объем нижней камеры гасителя V_n задавался таким, чтобы выполнялось условие

$$V_{n1}/V_n \leq 0,3, \quad (1)$$

где V_{n1} — амплитуда основной гармоники переменного объема, генерируемого компрессором, определенная по его расходной характеристике при допущении постоянства плотности газа в нагнетательной линии. Выполнение условия (1) обеспечивает работу гасителя в практически линейном диапазоне. В противном случае гаситель может генерировать в линию высокочастотные колебания.

Масса поршня гасителя M определялась согласно формуле

$$M = \frac{\kappa P_0 S^2}{\omega^2 V_n} \left[1 + 1,38 \left(\frac{V_{n1}}{V_n} \right)^2 \right], \quad (2)$$

рался такой длины, чтобы в нем можно было создать резонансные колебания потока газа. С помощью вентиля 4 реализовывался акустически закрытый конец для переменной составляющей потока газа в сечении у пустотелой емкости 5.

В исследуемой системе регистрировались переменные давления газа в различных сечениях трубопровода, определялся спектральный состав пульсации давления газа в этих сечениях при работе установки без гасителя, с поршневым резонансным гасителем или с пустотелой емкостью.

По полученным данным определялось распределение давления первой и второй гармоник по длине линии при различных режимах работы установки. Полученные результаты для резонансного режима (частота вращения вала компрессора — 500 об/мин) представлены графически на рис. 2.

Анализ результатов эксперимента показал следующее.

1. При установке в линию поршневого резонансного гасителя пульсации амплитуда основной гармоники переменного давления газа снизилась в 4—5 раз.

2. Исследуемый резонансный гаситель снижает амплитуду пульсации давления основной частоты в 2—2,5 раза эффективнее, чем пустотелая емкость равного объема.

3. Поршневой резонансный гаситель и пустотелая емкость равного объема практически одинаково снижают амплитуды пульсаций давления высших гармоник.

Следует отметить, что при изготовлении пары поршень — цилиндр гасителя по высшему классу точности возможно получение более существенного снижения амплитуды пульсации давления основной гармоники. Так, при выполнении пары поршень — цилиндр по классу χ_3 максимальное значение амплитуды давления основной гармоники уменьшилось в 7—8 раз.

Использование предложенного гасителя позволит существенно снизить пульсации потока газа и уменьшить вибрацию трубопроводов компрессорных станций на предприятиях нефтехимической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Владиславлев А. С. и др. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. М., «Машиностроение», 1972.
2. Тондл А. Цепные колебания механических систем. М., «Мир», 1973.

Н. С. КОНДРАШОВ, В. И. СУСЛИКОВ

ЭФФЕКТ ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕАКТИВНОЙ СТРУИ

При поперечных колебаниях консольного стержня, по которому протекает поток жидкости или газа, происходит взаимодействие между колеблющимся стержнем и потоком, вследствие чего возникает ряд дополнительных эффектов. Во-первых, реактивная следящая сила, сжимающая рассматриваемую систему, может привести к асимптотической (колебательная) потере устойчивости стержня. Во-вторых, колеблющийся стержень сообщает вытекающему потоку поперечную составляющую скорости и, таким образом, осуществляется вынос из системы колебательной энергии — демпфирование.

Наиболее полно задачу об устойчивости консольного стержня, нагруженного следящей сжимающей силой, рассмотрел В. В. Болотин. Он совместно с другими исследователями [1] вычислил значение критической сжимающей силы, которое значительно превосходит величину эйлеровой критической силы. Задачей о демпфировании колебаний консольного стержня потоком при его движении по стержню занимался А. П. Коврезский [2], который точным методом интегрирования довел задачу до числовых значений, однако им не был учтен диссипативный член в граничных условиях на свободном конце стержня.

В статье решается задача о поперечных колебаниях консольного стержня, по которому протекает поток массы, с учетом диссипативного члена на конце стержня.

Пусть $y(x, t)$ прогиб в любой точке x стержня, l , F , EI его длина, площадь поперечного сечения и изгибная жесткость, P , ρ , v — давление, плотность и скорость потока в стержне, $m_{ст}$, m_n — погонная масса стержня и потока, t — время.

Уравнение малых изгибных колебаний стержня с учетом протекающего по нему потока имеет вид [2]

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \alpha \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

Коэффициенты α и β , характеризующие величину сжимающей силы и демпфирования потока,

$$\alpha = \frac{l^2}{EI} (PF + \rho F v^2); \quad \beta = 2 \frac{l}{\sqrt{mEI}} \rho F v; \quad m = m_{ст} + m_n.$$

Решение уравнения (1) ищут в виде

$$y(x, t) = y_0 t^{\lambda x + \rho t}, \quad (2)$$

где y_0, ρ, λ — комплексные параметры.

После подстановки зависимости (2) в (1) получим характеристическое уравнение

$$\lambda^4 + \lambda \alpha^2 + \rho \beta \lambda + \rho^2 = 0. \quad (3)$$

Представим параметр ρ в виде суммы $\rho = -\delta + i\omega$, где ω характеризует частоту процесса, δ — его затухание или неустойчивость. Частотный коэффициент ω связан с круговой частотой Ω колебания стержня известным соотношением

$$\Omega = \frac{\omega}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}},$$

а коэффициент затухания δ выражается через логарифмический коэффициент затухания Δ

$$\delta = \frac{\Delta \omega}{2\pi}.$$

Характеристическое уравнение (3) имеет четыре корня, поэтому решение уравнения (2) можно представить в виде

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^4 c_n e^{\lambda_n x + \rho t}. \quad (4)$$

Произвольные постоянные C_n находятся из граничных условий:

при $x = 0$ $y = 0; \quad \frac{\partial y}{\partial x} = 0;$

при $x = l$ $\frac{d^2 y}{dx^2} = 0; \quad \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = \frac{1}{2} \beta \frac{\partial y}{\partial t} + \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}.$ (5)

Последнее условие выражает равенство перерезывающих сил на свободном конце стержня поперечным силам от потока и силам инерции от сосредоточенной массы M .

Эти две силы А. П. Ковревский в своей работе [2] учитывал.

Если подставить решение (4) в условия (5), то получим систему 4 уравнений относительно C_n . Определитель этой системы

$$D(p) = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ \lambda_1 & \lambda_2 \\ \lambda_1^2 e^{\lambda_1} & \lambda_2^2 e^{\lambda_2} \\ e^{\lambda_1} (\lambda_1^3 - \frac{\beta}{2} p - \mu p^2) & e^{\lambda_2} (\lambda_2^3 - \frac{\beta}{2} p - \mu p^2) \\ 1 & 1 \\ \lambda_3 & \lambda_4 \\ \lambda_3^2 e^{\lambda_3} & \lambda_4^2 e^{\lambda_4} \\ e^{\lambda_3} (\lambda_3^3 - \frac{\beta}{2} p - \mu p^2) & e^{\lambda_4} (\lambda_4^3 - \frac{\beta}{2} p - \mu p^2) \end{vmatrix}.$$

С учетом характеристического уравнения (3) определитель представляет собой нелинейную функцию аргумента p . Приравнивая определитель к нулю и разделяя это равенство на вещественную и мнимую части, получим

$$\operatorname{Re} \{ D(\delta, \omega) \} = 0; \quad \operatorname{Im} \{ D(\delta, \omega) \} = 0, \quad (6)$$

из которых находятся δ и ω .

В результате решения системы (6) на ЭВМ получены зависимости изменения коэффициента ω и коэффициента затухания δ от коэффициентов α и β (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что с увеличением коэффициента демпфирования β частотный коэффициент ω уменьшается и при некоторой величине $\beta = \beta_{\text{кр}}$ движение стержня становится апериодическим. Увеличение коэффициента снимающей силы α увеличивает ω и $\beta_{\text{кр}}$. При любом α с ростом β коэффициент δ растет, вплоть до достижения $\beta = \beta_{\text{кр}}$, после чего начинает резко падать. Таким образом, для каждого значения сжимающей силы существует значение $\beta_{\text{кр}}$, при котором изменяется характер движения стержня. Зависимость $\beta_{\text{кр}} = f(\alpha)$ близка к линейной. На рис. 1 также приведены зависимости $\omega = f(\beta)$, $\delta = f(\beta)$ при выполнении соотношения $\alpha = \gamma\beta^2$ при $\gamma = 1$, характерного для случая течения несжимаемой жидкости. Здесь $\gamma = m/4\rho$. Получено $\beta_{\text{кр}} = 2$. В эксперименте по продувке трубок водой с изменением γ от 0,845 до 1,345 в работе [3] получено $\beta_{\text{кр}} = 1,3-1,7$.

Представляет интерес исследование влияния демпфирования на величину критического значения сжимающей силы $\alpha_{\text{кр}}$, при превышении которой стержень теряет устойчивость.

На рис. 2 приведены кривые $\omega = f(\alpha)$, полученные при решении уравнения (1). Кривая при $\beta = 0$ совпадает с кривой, полученной в работе [1], при этом, как известно, $\alpha_{\text{кр}} = 20$. Наличие демпфирования снижает частоту первого тона колебаний стержня и при достижении $\alpha = 20$ стержень не теряет устойчивость.

Рассмотрим поведение стержня при наличии на его конце сосредоточенной массы. Результаты расчетов, проведенные для этого случая при постоянном $\alpha = 1$, представлены на рис. 3. На рис. 3 видно, что увеличение $\mu = M/ml$ уменьшает частотный коэффициент стержня и влияние потока на характер колебаний стержня. Коэффициент затухания δ у стержня с массой на конце также ниже по сравнению с δ для свободного стержня и уменьшается с увеличением μ .

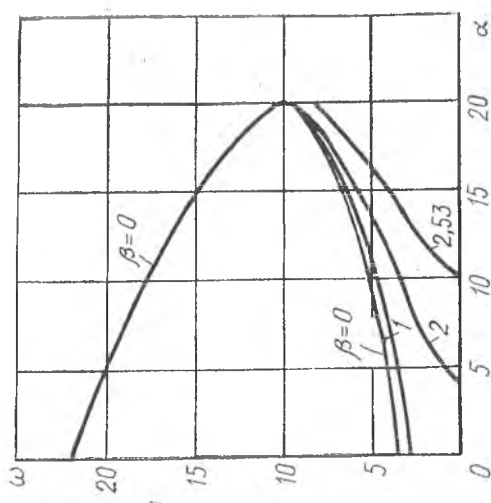


Рис. 2. Зависимость коэффициента ω от коэффициента α при различных значениях β

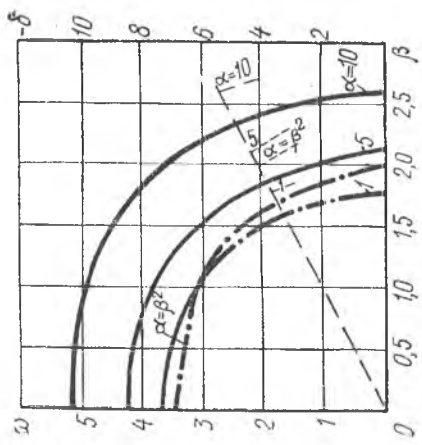


Рис. 1. Зависимость коэффициентов ω и δ от коэффициентов α и β :
 — частотный коэффициент ω ;
 --- коэффициент затухания δ

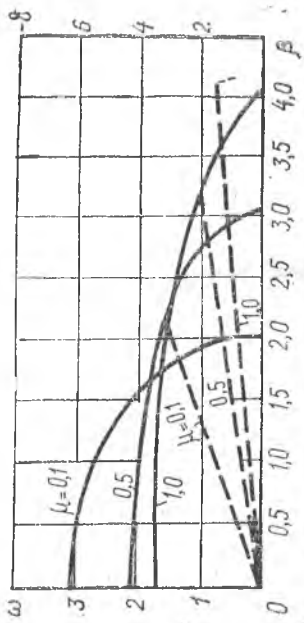


Рис. 3. Зависимость коэффициентов δ и ω от коэффициентов β при различных соотношениях масс на конде-
стержня:

$\alpha = 1$: — частотный коэффициент ω ; — — — ча-
стотный коэффициент δ

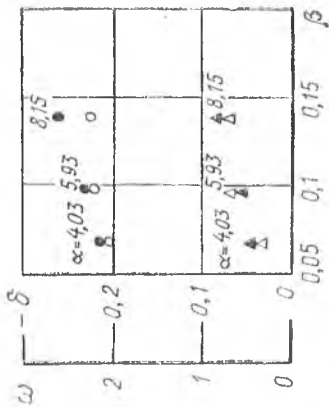


Рис. 4. Результаты экспериментов:
стальная труба $\varnothing 27 \times 1$ мм; $l =$
 $= 1800$ мм; $\mu = 0.795$; частотный коэф-
фициент ω : \odot — расчетная и \circ —
экспериментальная точки; коэффициент
затухания δ : \blacktriangle — расчетная и
 Δ — экспериментальная точки

В заключение отметим, что выводы настоящей работы проверялись экспериментально при продувке воздухом вертикальных консольных труб с массой на конце. Колебания труб вызывались разрывом поперечной связи, обеспечивающей предварительное отклонение трубы. Полученные результаты приведены на рис. 4. Как следует из рис. 4, экспериментальные точки удовлетворительно совпадают с результатом расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Болотин В. В.* Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М., Физматгиз, 1961.
2. *Ковревский А. П.* Свободные колебания консольной балки, несущей поток массы. — В сб.: «Динамика и прочность машин». Харьков, ХГУ, 1965, вып. 2.
3. *Ковревский А. П.* Экспериментальное и теоретическое исследование свободных колебаний труб, содержащих протекающую жидкость. «Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика», 1964, № 4.

УДК 621.438 (088.8)

В. К. ЛОБАНОВ, А. Б. ХРУСТАЛЕВ

ОЦЕНКА ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ОДНОГО ТИПА УПРУГИХ ОПОР ГТД

На рис. 1 приводится вариант конструктивного исполнения опоры [1] с двумя упругими кольцами Аллисона, в осевой зазор между которыми подается масло. В настоящее время опоры такого типа включены в конструкцию ряда ГТД.

Рассмотрим работу демпфера с одним упругим кольцом при малых круговых колебаниях подшипника с амплитудой a и частотой ω . Введем систему координат $\xi O \eta$, вращающуюся с угловой скоростью ω относительно неподвижной системы координат $хоу$. Ось ξ проходит через центр корпуса опоры o и центр подшипника o_1 (рис. 2). Между угловыми координатами неподвижных точек в системах $\xi O \eta$ и $хоу$ (соответственно, φ и ψ) имеет место соотношение

$$\varphi = \psi - \omega t. \quad (1)$$

С точностью до величин порядка $\frac{d^2}{R^2}$, где R — радиус подшипника, радиальное перемещение точки поверхности подшипника с координатой φ

$$\xi = a \cos \varphi. \quad (2)$$

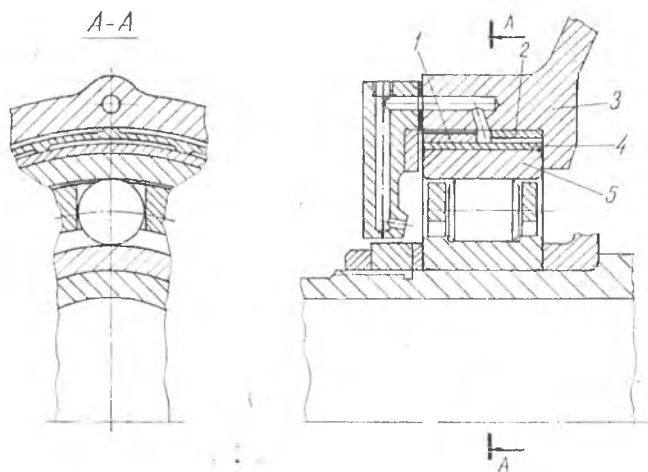


Рис. 1. Упруго-демпферная опора:
1, 2 — упругие элементы; 3 — корпус опоры; 4 — втулка; 5 — подшипник

Экспериментально установлено, что выступы кольца, находящиеся со стороны, противоположной перемещению центра подшипника, отрываются от обеих опорных поверхностей.

Имея в виду такую картину деформации упругого кольца, будем отдельно рассматривать его половины, находящиеся слева и справа от оси η , причем, считая число выступов кольца n достаточно большим, сжатую половину (справа от оси η) упрощенно представим как совокупность балочек с заделанными концами (рис. 3). Каждая балочка находится между двумя плоскими параллельными поверхностями, верхняя из кото-

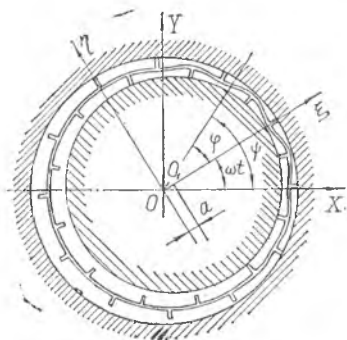


Рис. 2. Схема деформации упругого элемента

рых связана с выступом в середине балочки и перемещается по закону

$$\xi_n = a \cos \varphi_n,$$

где φ_n — координата середины n -й балочки. Сверху и снизу на балочку действуют динамические давления масла, соответ-

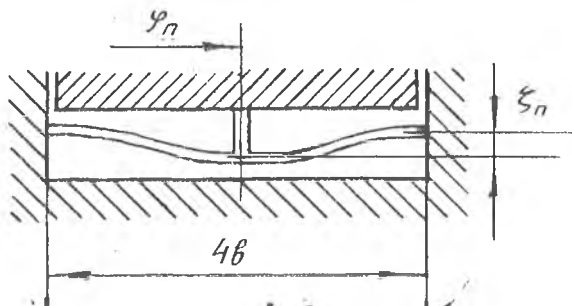


Рис. 3. Элемент сжатой половины демфера

ственно, p_v и p_n , для определения которых не используем известное выражение [2]

$$p(s, u, t) = \frac{6\mu h(s, t)}{h^3(s, t)} (u^2 - l^2), \quad (3)$$

где s — продольная координата;

u — координата по ширине балочки, $-l \leq u \leq l$.

μ — динамическая вязкость масла;

$h(s, t)$ — толщина слоя.

Для толщины слоя сверху и снизу балки имеем, соответственно:

$$h_n = h_0 - \xi_n + z; \quad h_v = h_0 - z, \quad (4)$$

где h_0 — толщина слоя при несмещенном подшипнике;

z — упругий прогиб балки.

Подставляя (4) в (3) и отбрасывая нелинейные члены, находим погонную нагрузку на балку:

$$q = \int_{-l}^l (P_v - P_n) du = -2\mu \Lambda^3 \dot{z} + \mu \Lambda^3 a \omega \sin \varphi_n, \quad (5)$$

$$\text{где } \Lambda = \frac{2l}{h_0}.$$

Уравнение равновесия балки без учета инерционной нагрузки будет иметь вид

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial s^4} + 2\mu \Lambda^3 \dot{z} = \mu \Lambda^3 a \omega \sin \varphi_n. \quad (6)$$

где EI — изгибная жесткость балки.

Избавляясь от неоднородности уравнения (6), представим его решение в виде $z = \frac{a}{2} \cos \varphi_n + z_0$, где z_0 находится из следующей краевой задачи:

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 z_0}{\partial s^4} + 2\mu \Lambda^3 \dot{z}_0 &= 0, & 0 \leq s \leq b; \\ z_0(0, t) = \frac{\partial z_0}{\partial s}(0, t) = \frac{\partial z_0}{\partial s}(b, t) &= 0; \\ z_0(b, t) &= \frac{a}{2} \cos \varphi_n. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Часть реакции демпфера, образуемая n -й балочкой, складывается из давления масла под ней и реакции выступа:

$$\begin{aligned} R_n &= 2 \left[\int_{-b}^b \int_{-l}^l p_n du ds - EI \frac{\partial^3 z_0}{\partial s^3}(b, t) \right] = \\ &= 2 \left[\mu \Lambda^3 b a \omega \sin \varphi_n - EI \frac{\partial^3 z_0}{\partial s^3}(b, t) \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Проекция полной реакции рассматриваемой половины демпфера на ось η_1 , определяющая ее неупругое сопротивление,

$$R_{\eta_1} = - \sum_n R_n \sin \varphi_n = - a \omega n_1,$$

где n_1 — коэффициент гидродинамического демпфирования.

Найдя точное решение задачи (7) обычным методом решения линейных уравнений и подставив его в (9), мы придем к следующему выражению для n_1 :

$$n_1 = 2 \mu \Lambda^3 \sum_n \left[b + \frac{1}{2} \Theta_1(b) \right] \sin^2 \varphi_n, \quad (10)$$

$$\text{где } \Theta_1(b) = \frac{4}{\gamma} - \frac{LM + KN}{M^2 + N^2}; \quad \gamma = \sqrt{\frac{2 \mu \Lambda^3 \omega}{EI}};$$

$$K = \alpha (H_g - H_6) - \beta (H_{15} + H_6);$$

$$L = \alpha (H_{15} + H_6) + \beta (H_g - H_6);$$

$$M = H_{13} + H_2 - H_{10} - H_5;$$

$$N = H_{11} - H_4 + H_{12} + H_3;$$

$$\alpha = \cos \frac{\pi}{8}; \quad \beta = \sin \frac{\pi}{8}.$$

H_k ($k=0, 1, \dots, 15$) обозначают произведения двух тригонометрических и двух гиперболических функций с зафиксированным порядком следования аргументов. Для восстановления вида функции по обозначению достаточно записать ее индекс в виде четырехзначного двоичного числа и затем поставить в со-

ответствие единицам — косинусы (тригонометрический или гиперболический), а нулям — синусы, причем первым двум цифрам индекса должны соответствовать тригонометрические функции, а последним — гиперболические.

Нетрудно убедиться, что

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \sum \frac{b}{n} \sin^2 \varphi_n = \frac{\pi R}{8}. \quad (11)$$

Рассмотрим теперь вторую половину демпфера. Вычисляя, как и в случае балки, погонную нагрузку и отбрасывая инерционный член, получим следующее уравнение равновесия полукольца:

$$\omega^{IV} + 2\omega^{II} + \omega + 2\mu \Lambda^3 \frac{R_K^4}{EI} \omega = -\mu \Lambda^3 \frac{R_K^4}{EI} a \omega \sin \varphi, \quad (12)$$

где $\omega = w \varphi$ — радиальное перемещение;

R_K — средний радиус кольца;

\bar{I} — усредненный момент инерции поперечного сечения кольца.

Представив упругий прогиб кольца в виде $w = w_0 - \frac{a}{2} \cos \varphi$, мы приходим к следующей краевой задаче для w_0 :

$$\left. \begin{aligned} \omega_0^{IV} + 2(\omega_0^{II} - \kappa \omega_0') \omega_0 &= 0, & -\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}; \\ \omega_0 \left(\pm \frac{\pi}{2} \right) &= \omega_0' \left(\pm \frac{\pi}{2} \right) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где $\kappa = \frac{R_K^4}{EI} \mu \Lambda^3 \omega$.

Характеристическое уравнение задачи (13)

$$\lambda^4 + 2\lambda^2 + 1 - 2\kappa\lambda = 0 \quad (14)$$

не имеет простого точного решения, поэтому его следует решать численно. Нетрудно показать, что для реальных параметров демпфера оно имеет два положительных вещественных корня λ_1 и λ_2 , один из которых близок к нулю, и два комплексно-сопряженных корня, представленных в виде $\lambda_{3,4} = -\gamma + i\delta$, где $\gamma > 0$, $\delta > 0$. Решение задачи (13) будет иметь вид $w_0(\varphi) =$

$a \sum_{k=1}^4 C_k W_k(\varphi)$, где $W_k(\varphi)$ — фундаментальные решения однородного уравнения; C_k — постоянные, определяемые из граничных условий.

Найдя $w(\varphi)$, можно вычислить проекцию на ось η реакции рассматриваемой половины демпфера:

$$R_{\eta} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \int_{-l}^l P_B \sin \varphi \, du R_k \, d\varphi = \mu \Lambda^3 R_k w \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} (w' - a \sin \varphi) \sin \varphi \, d\varphi =$$

$$= -a w n_2, \quad (15)$$

где n_2 — коэффициент гидродинамического демпфирования.

Отсюда получаем:

$$n_2 = \mu \Lambda^3 R_k \left[\frac{\pi}{4} + \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \Theta_2(\varphi) \sin \varphi \, d\varphi \right], \quad (16)$$

где $\Theta_2(\varphi) = -\sum_{k=1}^4 C_k W_k'(\varphi)$.

Принимая для первого слагаемого (10) предельное выражение (11) и полагая $R_k \approx R$, находим полный коэффициент демпфирования:

$$n_d = n_1 + n_2 = \mu \Lambda^3 R \left[\frac{\pi}{2} + \sum \Theta_1(b) \sin^2 \varphi_n + \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \Theta_2(\varphi) \sin \varphi \, d\varphi \right], \quad (17)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Лобанов В. К., Субботин А. М., Трушкин А. А. Демпферная опора. А. с., кл. F 16 Г 15/04, № 456107, заявл. 19.07.72, опубли. 05.01.75.
2. Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний. М., Физматгиз, 1959.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДШИПНИКА
С МИКРОКАНАВКАМИ НА ГАЗОВОЙ СМАЗКЕ

В статье исследуется устойчивость радиальной гибридной опоры с микроканавками, развертка боковой поверхности которой схематически представлена на рис. 1.

Будем считать, что давление по периметру каждой канавки быстро выравнивается. Оправданность такого допущения была подтверждена при экспериментальном исследовании опоры в режиме подвеса на испытательном стенде котлотурбинного ЦНИПКИ имени И. И. Ползунова.

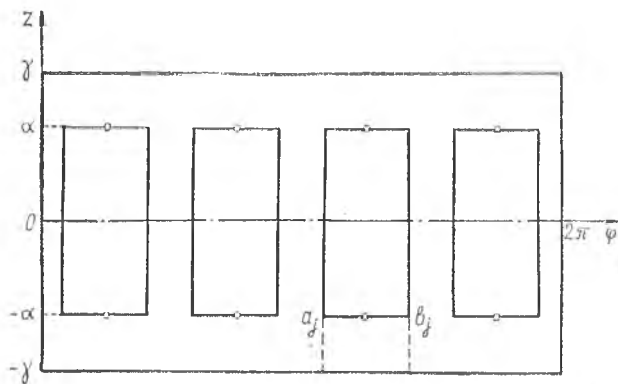


Рис. 1. Развертка боковой поверхности опоры

В основу изучения динамического поведения подшипника наряду с уравнениями динамики подвижных звеньев опоры положено уравнение Рейнольдса для нестационарного случая:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 2\Lambda \frac{\partial (h \sqrt{P})}{\partial \varphi} + 2\sigma \frac{\partial (h \sqrt{P})}{\partial t}, \quad (1)$$

где h — местная толщина слоя;

$P = p^2$ — квадрат давления;

$\Lambda = \frac{6\mu \omega}{P_{II}} \left(\frac{R}{C} \right)^2$ — число сжимаемости (μ — вязкость газа);

ω — угловая скорость вращения вала; p_n — давление в камере нагнетания, R — радиус вала, C — средний радиальный зазор;

$$\tau = \frac{12 \mu \omega}{p_n T} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \text{ — число сдвливания (} T \text{ — масштаб времени).}$$

Представим входящие в уравнение (1) мгновенные значения h и P в виде суммы стационарной составляющей и малой добавки, обусловленной возмущенным движением шипа, снабдив их индексами θ и Ω соответственно:

$$h = h_0 + h_\Omega; \quad h_\Omega \ll h_0; \quad P = P_0 + P_\Omega; \quad P_\Omega \ll P_0. \quad (2)$$

Подставляя (2) и (3) в уравнение (1) и учитывая малость h_Ω и P_Ω , получим уравнение в вариациях:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h_0^3 \frac{\partial P_\Omega}{\partial \varphi} + 3 h_0^2 h_\Omega \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h_0^3 \frac{\partial P_\Omega}{\partial i} + \right. \\ \left. + 3 h_0^2 h_\Omega \frac{\partial P_0}{\partial z} \right) = 2 \Lambda \left\{ \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h_0}{2 \sqrt{P_0}} P_\Omega - h_\Omega \sqrt{P_0} \right) + \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{h}{2 \sqrt{P_0}} P_\Omega + h_\Omega \sqrt{P_0} \right) \right\}. \quad (3) \end{aligned}$$

Была использована приближенная методика [2], [3]. Суть ее сводится к тому, что для определения параметров опоры на пороге устойчивости центрального положения используются реакции газового слоя, возникающие при обращении центра шипа во круг центра подшипника по круговой орбите. При этом критическая частота обращения определяется из равенства нулю осредненной за период обращения тангенциальной составляющей реакции слоя. Приравнивание центробежной силы инерции ротора к осредненной радиальной составляющей реакции слоя на этой частоте определяет критерий устойчивости опоры — безразмерную критическую массу.

На рис. 2 показано поперечное сечение подшипника радиуса R' с центром O_1 и шипа радиуса R . Стационарным положением центра шипа является точка O_2 . Расстояние $O_1 O_2$ есть стационарный эксцентриситет l_0 . Окружность радиуса R , изображенная пунктиром, показывает шип в стационарном положении, а сплошная окружность того же радиуса — мгновенное возмущенное положение шипа. Оно определяется положением его центра шипа O_3 , движущегося по круговой орбите радиуса l_1 с частотой Ω .

Зазор

$$h = h_0 - \varepsilon_1 \cos(\varphi - \Omega t), \quad (4)$$

$$\text{где } \varepsilon_1 = \frac{l_1}{e}.$$

Сравнивая уравнения (2) и (4), запишем

$$h_{\Omega} = -z_1 \cos(\varphi - \Omega t). \quad (5)$$

Будем искать добавку P_{Ω} , входящую в третье и четвертое выражения (2), в виде

$$P = \operatorname{Re} \{ P_1 \cdot \varepsilon_1 l^{i\Omega t} \} = \operatorname{Re} \{ (X + iY) z_1 l^{i\Omega t} \}. \quad (6)$$

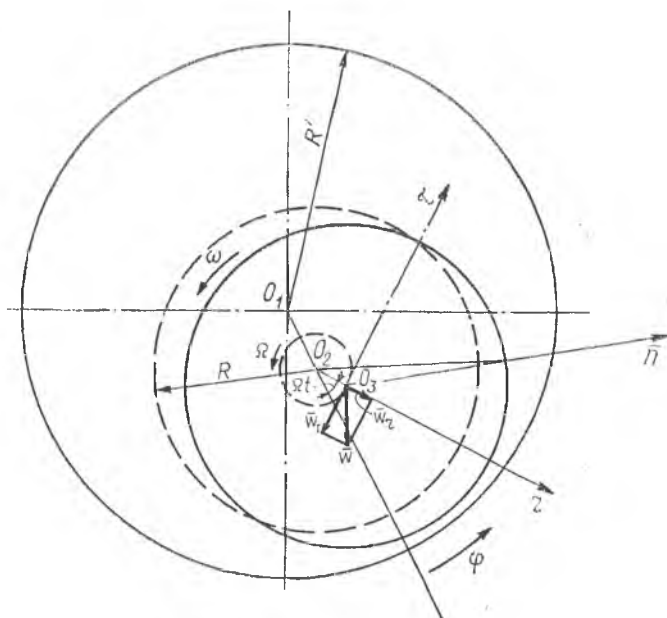


Рис. 2. Поперечное сечение опоры

Здесь P_1 — функция координат, X и Y — ее действительная и мнимая части соответственно.

Использование выражений (5) и (6) в уравнении (3) приводит к следующей системе уравнений для X и Y :

$$\frac{\partial^4 X}{\partial z^4} + \frac{\partial^2 X}{\partial z^2} + k_1 \frac{\partial X}{\partial \varphi} + k_2 X + k_3 Y + k_4 = 0;$$

$$\frac{\partial^4 Y}{\partial z^4} + \frac{\partial^2 Y}{\partial z^2} + g_1 + \frac{\partial Y}{\partial \varphi} + g_2 Y + g_3 X + g_4 = 0. \quad (7)$$

Коэффициенты системы (7) могут быть определены после решения уравнения Рейнольдса (1) для стационарного случая. Очевидно, что для функций X и Y будут справедливы условия

симметрии относительно плоскости $z=0$, периодичности и однородности на торцах. При определении условия для X и Y на канавках эфффекты, вызываемые нестационарностью в системе наддува, во внимание не принимаются. Запишем условие только для функции X (условие для Y будет иметь аналогичный вид):

$$\begin{aligned}
 h_0^3 \int_0^x \left(\frac{\partial X}{\partial \varphi} \Big|_{a_j+0} - \frac{\partial X}{\partial \varphi} \Big|_{a_j-0} \right) dz - 3h_0^2 \cos \varphi \int_0^x \left(\frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \Big|_{a_j+0} - \right. \\
 \left. - \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \Big|_{a_j-0} \right) dz + \int_{a_j}^{b_j} \left(\frac{\partial X}{\partial z} \Big|_{z+0} - \frac{\partial X}{\partial z} \Big|_{z-0} \right) h_0^3 d\varphi - \int_{a_j}^{b_j} \left(\frac{\partial P_0}{\partial z} \Big|_{z+0} - \right. \\
 \left. - \frac{\partial P_0}{\partial z} \Big|_{z-0} \right) 3h_0^2 \cos \varphi d\varphi + h_0^3 \int_0^x \left(\frac{\partial X}{\partial \varphi} \Big|_{b_j+0} - \frac{\partial X}{\partial \varphi} \Big|_{b_j-0} \right) dz - \\
 - 3h_0^2 \cos \varphi \int_0^x \left(\frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \Big|_{b_j+0} - \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \Big|_{b_j-0} \right) dz = \frac{4m}{n} P_0^3 X. \quad (8)
 \end{aligned}$$

Здесь $j=1, 2, \dots, n$ — номер канавки;

a, a_j, B_j — координаты границы канавки (рис. 1);

n — число канавок;

$m = \frac{12\mu M^*}{P_n \rho_n C^3}$ — коэффициент режима (M^* — максимальный расход через подшипник, ρ_n — плотность газа в камере нагнетания).

Интегрирование системы (7) с вышеуказанными условиями было осуществлено итерационным методом Зейделя [4] на ЭВМ М-220. Порог устойчивости опоры будет выражаться следующими равенствами:

$$\begin{aligned}
 \widetilde{M} &= -\frac{2}{Q^2} \int_0^1 \int_0^{2\pi} \frac{X \cos \varphi - Y \sin \varphi}{V \rho_0} d\varphi dz; \\
 0 &= \int_0^1 \int_0^{2\pi} \frac{X \sin \varphi + Y \cos \varphi}{V \rho_0} d\varphi dz, \quad (9)
 \end{aligned}$$

где $\widetilde{M} = \frac{M C \omega^2}{P_n R^2}$ — безразмерная масса шина;

M — масса шина.

Справа в равенствах (9) стоят осредненные за период обращения радиальные и тангенциальные составляющие коэффициента несущей способности \overline{W}_z и \overline{W}_τ (рис. 2). Удовлетворяя второму из

равенств (9), находят критическое значение частоты $\Omega_{кр}$, а затем из первого равенства определяют критическую безразмерную массу $\tilde{M}_{кр}$.

Влияние изменения числа сжимаемости на порог устойчивости показано на рис. 3. Обнаружено уменьшение $\tilde{M}_{кр}$ при увеличении Λ , причем при $\Lambda \rightarrow \infty$ кривая $\tilde{M}_{кр}(\Lambda)$ выходит на асимптоту. Коэффициент режима, равный 7, является оптимальным или близким к оптимальному по несущей способности в стационарном режиме [1]. Как видно из рис. 3, режим, соответствующий $m=7$, оказался в каком-то смысле оптимальным и в задаче устойчивости: значения критической массы при $m=7$ получились наибольшие. Зависимость частоты возмущенного движения от числа сжимаемости монотонно убывающая, стремящаяся к асимптоте, равной 1 при $\Lambda \rightarrow \infty$. Это означает, что только при достаточно больших числах сжимаемости частота обращения по круговой траектории становится равной половине угловой скорости собственного вращения ротора.

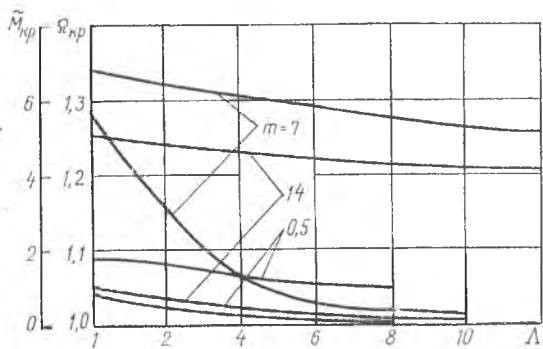


Рис. 3. Зависимость безразмерной критической массы $\tilde{M}_{кр}$ и критической частоты обращения $\Omega_{кр}$ от числа сжимаемости Λ при $\varepsilon_0 = 0$; $p_a = 0,353$; $\gamma = 1,28$

Итак, при коэффициенте режима, не равном нулю, центральное положение опоры с канавками при определенном выборе параметров может быть устойчивым, т. е. принудительный наддув может явиться действенным средством подавления неустойчивости типа полускоростного вихря.

1. *Маковец Т. В.* Статистические характеристики четырехсекционного радиального газового подшипника.— В сб.: «Опоры скольжения с внешним источником давления». Красноярск, 1974.
2. *Шейнберг С. А.* Полускоростной вихрь в аэродинамических подшипниках.— «Станки и инструмент», 1965, № 2.
3. *Ran C. H. T.* Spectral Analysis of Gas Bearing Systems for Stability Studies Developments in mechanics, 1965, 3 (Pt 2). John Wiley and Sons Inc, New York.
4. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений. Т. II. М., Физматгиз, 1962.

УДК 621.51—225:533.6

Ю. М. ХОХЛОВ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ АКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИИ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Для демпфирования колебаний потока жидкости и газа, возникающих в трубопроводных системах насосов и компрессоров, в гидравлических и пневматических системах управления и ряде других установок, широко используются специальные гасители пульсации. При проектировании гасителей необходим динамический расчет трубопроводной системы. При этом влияние гасителей на колебания потока учитывают при определении граничных условий в местах их установки в трубопроводе.

В аналитических методах расчета трубопроводных систем используются линеаризованные уравнения [1], и граничные условия удобно записывать в импедансной форме:

$$\frac{P^*}{W^*} \operatorname{Re} Z + \operatorname{Im} Z, \quad (1)$$

где P^* — динамическое давление в граничном сечении трубы;
 W^* — средняя по сечению динамическая скорость.

В общем случае импеданс гасителя пульсации состоит из активной $\operatorname{Re} Z$ и реактивной $\operatorname{Im} Z$ частей. Реактивная часть определяется с помощью методов линейной акустики [2], [3]. При определении активной составляющей обычно используется эмпирическая зависимость

$$\Delta P = \xi_{\text{ст}} \rho_0 \frac{|W| W}{2}, \quad (2)$$

где ΔP — перепад давления на неоднородности;

$\xi_{ст}$ — коэффициент гидравлического сопротивления, определенный для условий стационарного движения.

Для распределения активной составляющей $Re Z$ зависимость (1) линеаризуют, полагая $W^* \ll W_0$ (стационарная скорость движения).

В ряде работ [4], [5], [6] отмечается, что зависимость (1) для нестационарного движения несправедлива, а возмущения стационарного движения в отдельных случаях достигают значительных величин, т. е. $W^* > W_0$. Таким образом, вопрос определения активных сопротивлений неоднородностей различных гасителей пульсаций остается нерешенным до настоящего времени.

Особое значение имеет данный вопрос применительно к трубопроводным системам поршневых компрессоров, т. к. в этих системах часто используются гасители активного типа (например, «согласующая» диафрагма), а динамические составляющие скорости движения газа могут превышать стационарные в несколько раз [3]. Поэтому настоящая работа посвящена вопросу определения сопротивлений неоднородностей активных гасителей пульсации в трубопроводных системах поршневых компрессоров.

Следует отметить, что по вопросу оценки величины коэффициента гидравлического сопротивления неоднородности ξ в нестационарном движении нет единого мнения даже у одних и тех же авторов. Не определены однозначно и параметры, от которых зависит коэффициент ξ . Это объясняется сложностью данного вопроса и необходимостью проведения трудоемких экспериментальных исследований.

В связи с этим в ранее выполненной работе [7] был использован инженерный подход, при котором предлагалось при определении активного сопротивления неоднородности в расчетных формулах использовать коэффициент гидравлического сопротивления, найденный для условий стационарного движения, а влияние нестационарности потока на коэффициент ξ учитывать при определении эквивалентной скорости $\overline{W}_{экв}$. В результате были получены экспериментальные соотношения для определения активных сопротивлений диафрагмы в зависимости от пара-

$$метра $A = \frac{W_A^*}{W_0}$,$$

где W_A^* — амплитуда динамической составляющей скорости движения газа.

$$\text{Так, для } A \leq 2 \quad Re Z = \xi_{ст} \rho_0 W_0; \quad (3)$$

$$2 < A < 10 \quad Re Z = \xi_{ст} \rho_0 W_0 [1 + 0,30 (A - 2)]; \quad (4)$$

$$A > 10 \quad Re Z = 0,30 \xi_{ст} \rho_0 W_A^*. \quad (5)$$

Из формулы (1) получим линеаризованные выражения для $\text{Re } Z$ и сравним их с полученными экспериментальными данными. В соответствии с условиями эксперимента

$$W = W_0 + W_A^* \sin \omega t. \quad (6)$$

Используя метод линеаризации, изложенный в работе [1], получим для $A < 1$

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 [1 - 0,33 A]. \quad (7)$$

Линеаризованное соотношение (7) существенно отличается от экспериментального (3) при $A \approx 1$. Далее используем метод гармонической линеаризации. Разлагая в ряд Фурье и выделяя первую гармонику ряда, получим (для $A < 1$):

$$\Delta P^* = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 W_A^* \sin \omega t, \quad (8)$$

откуда

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0. \quad (9)$$

Для $A > 1$ при нахождении коэффициентов ряда Фурье необходимо учитывать, что величина подынтегральной функции (1) определяется направлением скорости движения газа и в некоторые моменты переходит через нуль. Произведя необходимые вычисления, получим для $A > 1$:

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 \frac{\left[2 \arcsin \frac{1}{A} + (1,34 + \frac{0,66}{A^2}) \sqrt{A^2 - 1} \right]}{\pi}. \quad (10)$$

На рис. 1 нанесены графические зависимости, построенные по формулам (3), (4), (9), (10).

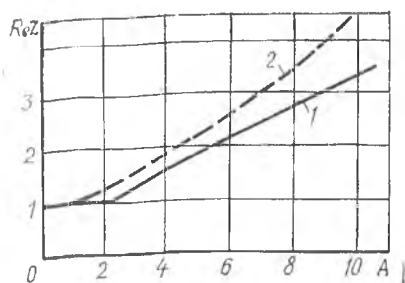


Рис. 1. Зависимость активного сопротивления диафрагмы от параметра A :

1 — экспериментальная зависимость;
2 — зависимость, полученная методом гармонической линеаризации

Сравнивая линеаризованные зависимости (9), (10) с экспериментальными (3), (4), отмечаем, что величины сопротивлений неоднородностей, определенные с помощью метода гармонической линеаризации формулы (1) в диапазоне $0 < A < 1$, совпадают с экспериментальными данными. При $A > 1$ наблюдается отличие линеаризованной зависимости от экспериментальной, с увеличением параметра A отличие увеличивается. Учитывая погрешность эксперимента порядка 10%, можно заключить, что в

диапазоне изменения параметра $0 < A < 4$ совпадение экспериментальных и линеаризованных зависимостей удовлетворительное.

Таким образом, активные сопротивления неоднородностей гасителей пульсаций в трубопроводах поршневых компрессоров при $A < 4$ можно определять из выражения (1), используя метод гармонической линеаризации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черный И. А. Неустановившееся течение реальной жидкости в трубах. Гостоптехиздат, 1951.
2. Ржевкин С. Н. Основы теории звука. МГУ, 1960.
3. Владиславлев А. П. и др. Трубопроводы поршневых компрессоров. М., «Машиностроение», 1972.
4. Седач В. С., Дядичев К. М. Потери в трубопроводе с местными сопротивлениями при пульсирующем течении газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика», 1971, № 1.
5. Шорин В. П. О периодическом течении жидкости через диафрагмы. «Изв. высш. учеб. заведений. Авиацонная техника», 1970, № 4.
6. Zarek I. M., Earles S. M. Use of Sharp-edged orifices for metering pulsating flow. Proceedings of the institution of mechanical engineers v. 177, № 37, p. 997, 1963.
7. Писаревский В. М., Хохлов Ю. М. О характеристике неоднородности в неустановившемся потоке газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Нефть и газ», 1974, № 5.

УДК 621.822.2

Д. Е. ЧЕГОДАЕВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Динамика любых гидрогазостатических устройств описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [1], [2]. Особенность таких систем в том, что демпфирование в них имеет оптимум по частоте возмущения. Это обусловлено наличием релаксационной пружины C_2 , установленной последовательно вязкому демпферу h (рис. 1, а). В реальном

подшипнике уменьшение демпфирования на частотах выше оптимальных связано с проявлением сжимаемости рабочего вещества в камерах, что приводит к снижению доли расхода, вытесненного через дроссели.

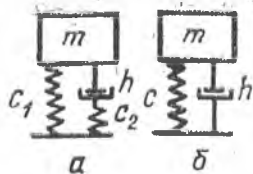


Рис. 1. Динамические модели: а — с релаксационным демпфированием; б — с вязким демпфированием

$$T_2 = \frac{\rho_k \Gamma_k}{n p_k (b_2 - l_2)} \text{ — постоянная времени запаздывания;}$$

ω — частота возмущения; ρ_k — плотность; f_k — площадь; V_k — объем камеры; n — показатель политроны; p_k — давление в камере;

$$a_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial l} ; \quad a_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial l} ; \quad b_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial p_k} ; \quad b_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial p_k} ;$$

l — длина выходного канала; $M_{вх}$, $M_{вых}$ — входной и выходной расходы.

Зависимости коэффициента сопротивления от частоты возмущения (рис. 2) показывают слабое изменение демпфирования на низких частотах. Однако с некоторого значения частоты характеристики резко падают, асимптотически приближаясь к оси абсцисс. Таким образом, особенность динамических систем с релаксационным демпфированием в том, что на низких частотах демпфирование пропорционально скорости, как и в известной модели Кельвина (рис. 1, б), а на высоких частотах оно близко к нулю. Значения частот, на которых происходит уменьшение коэффициента сопротивления до нуля, лежат в пределах еди-

В работе [1] получена динамическая реакция газового слоя, откуда следует что коэффициент сопротивления в газостатических опорах определяется соотношением

$$h = C \frac{T_1 - T_2}{1 + T_2^2 \omega^2} \quad (1)$$

где $C = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$ — статическая жесткость системы;

$T_1 = \frac{\rho_k f_k}{a_1 - a_2}$ — постоянная времени опережения;

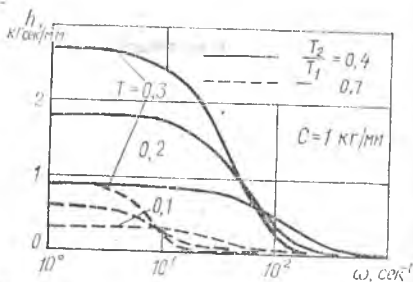


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления h от частоты ω

ниц-десятков герц и зависят от параметров T_1 и T_2 . Демпфирование таких систем при гармоническом возмущении имеет по частоте максимальные значения (рис. 3), величина и расположение которых определяются параметрами T_1 и T_2 . Следовательно, варьированием этих величин можно настраивать систему на оптимальный режим демпфирования. Для сравнения на графике штрихпунктирными линиями приведены соответствующие зависимости вязкого демпфирования от частоты. Видно, что до некоторых частот кривые демпфирования различных моделей расположены весьма близко. Однако с дальнейшим ростом их частоты влияние демпфера ослабляется релаксационной пружиной и при больших значениях частот демпфер отключается.

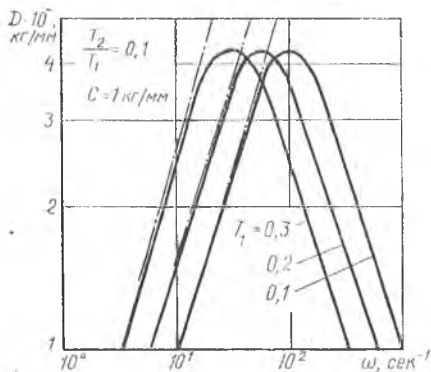


Рис. 3. Зависимость демпфирования D от частоты ω

Условие максимума демпфирования определится из соотношения $\frac{dD}{d\omega} = 0$, что выполняется при $(T_1 - T_2)(1 - T_2^2 \omega^2) = 0$. Если $T_1 = T_2$, то система находится на границе устойчивости. В этом случае демпфирование равно нулю при любых значениях ω . Следовательно, при $T_1 > T_2$ частота, соответствующая максимуму демпфирования,

$$\omega = \frac{1}{T_2}. \quad (2)$$

При подстановке выражения (2) в соотношение (1), с учетом того, что $D = h\omega$, получается равенство $D = \frac{C}{2} \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$, из которого видно, что диссипативная составляющая динамической жесткости газостатических опор определяется параметром $\frac{T_2}{T_1}$.

В работе III получено значение оптимального демпфирования минимизацией максимума амплитудно-частотной характеристики газостатической опоры при кинематическом возмущении. Показано, что при условии максимального демпфирования в системе коэффициент перегрузки η объекта, установленного на газостатической опоре,

$$\eta = \frac{1 + T_2/T_1}{1 - T_2/T_1}, \quad (3)$$

а безразмерная частота

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{\omega}}{p_0} \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}}, \quad (4)$$

где p_0 — собственная частота объекта.

Выражения (3) и (4), определяющие величины коэффициента перегрузки и собственной частоты, зависят только от отношения $\frac{T_2}{T_1}$, т. е. отношение постоянных времени запаздывания и опережения полностью определяет выбор характеристик при максимальном демпфировании.

Из сравнения выражений (2) и (4) следует, что частота, при которой обеспечивается максимум коэффициента сопротивления демпфера в общем случае не совпадает с частотой, при которой достигается максимум демпфирования в системе при кинематическом возмущении, поскольку минимум максимального значения резонансной характеристики определяется не только величиной демпфирования, но и собственной частотой системы. Совпадение максимумов величины демпфера h и демпфирования системы происходит при условии $p_0 = (T_2 \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}})^{-1}$.

Таким образом, расчет демпфирования в газостатических опорах необходимо проводить с учетом специфики их динамического состояния, свойственной всем системам с релаксационным демпфированием. Эта специфика состоит в том, что демпфирование вязким трением имеет место лишь до частот, определенных параметром $\frac{T_2}{T_1}$. Далее происходит уменьшение его величины до нуля. Максимум диссипативной составляющей динамической жесткости расположен на частоте $\omega = \frac{1}{T_2}$. Его величина инвариантна к каждому из параметров T_1 и T_2 и определяется лишь отношением T_2/T_1 . Максимальное значение резонансной характеристики системы не определяется лишь максимумом диссипативной составляющей, а зависит еще и от собственной частоты объекта.

1. Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. — В сб.: «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, 1974, вып. 67.

2. Ruzicka Jerome E. Active vibration and shock isolation SAE Preprints, s. a., 680747. (рус. пер. Активные виброзащитные системы. Экспресс-информация «Испытательные приборы и стенды», 1969, № 10, реф. 59, с. 14—25).

УДК 621.22—522.001.5

В. П. ШОРНН, А. Г. КОНЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОИУЛЬСАТОРА

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

$F_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; c — жесткость пружины клапана постоянного перепада давлений КППД; x и δx — соответственно осевое перемещение золотника КППД под действием статического и динамического перепада давлений; g — ускорение свободного падения; γ_0 — удельный вес рабочей жидкости; E — модуль упругости жидкости; d_1 и d_2 — соответственно диаметр золотника КППД со стороны высокого и низкого давлений; λ — коэффициент трения золотника КППД; P_1 и δP_1 — статическая и динамическая составляющие давления в первой емкости; P_2 и δP_2 — соответственно статическая и динамическая составляющие давления во второй емкости; P_{10} — давление начала открытия КППД (заданный перепад давления между основной и вспомогательной камерами гидроиульсатора); ΔP и $\delta \Delta P$ — абсолютная статическая и динамическая ошибки регулирования; $P_1^1 = P_1 - P_{10}$ — разность между давлением в первой емкости и давлением начала открытия КППД; V_2 — объем второй емкости; F_1 и F_2 — площади золотника со стороны высокого и низкого давления; Q — сила пружины; Q_0 — сила пружины, соответствующая началу открытия КППД.

Для динамических испытаний элементов гидроавтоматики и датчиков давления часто используются объемные (плунжерные) гидроиульсаторы, реализующие форму кривой давления, близкую к синусоидальной. Они должны обеспечивать плавное изменение амплитуды и частоты колебаний в широком диапазоне, а также проведение испытаний на различных уровнях статического давления. Простейший одноплунжерный гидроиульсатор

не позволяет проводить испытания на высоких частотах ввиду большой инерционности и неуравновешенности подвижных частей. Кроме того, при работе на высоком уровне статического давления значительно возрастают нагрузки на механизм привода и утечки жидкости между плунжером и корпусом, что приводит к необходимости повышения мощности приводного устройства. Этих недостатков лишен гидропульсатор, разработанный в лаборатории № 1 КуАИ III (рис. 1). Генерирование колебаний жидкости в нем осуществляется за счет периодического изменения объема, состоящего из рабочей камеры 1 и полости присоединенного испытуемого объекта, за счет возвратно-поступательного движения шариков 2, которое обеспечивается внутренней профилированной дорожкой вала 3, приводимого во вращение электродвигателем. Поджатие шариков к профилированной дорожке происходит под действием стационарного перепада давления жидкости между рабочей камерой 1 и вспомогательной полостью 4 устройства. Частота колебаний давления регулируется изменением числа оборотов вала 3. Величины

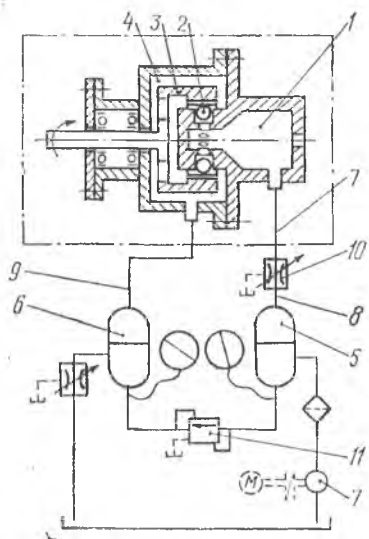


Рис. 1. Конструктивная схема гидропульсатора

средних давлений в рабочей камере и вспомогательной полости равны соответственно величинам давлений в ресиверах 5 и 6. Диаметры соединительных трубопроводов 7, 8 и 9 выбираются из условия практически полного сглаживания колебаний давления во вспомогательной полости 4 и в рабочей камере 1 устройства. Во вспомогательной полости колебания давления сглаживаются ресивером постоянно. В рабочей камере 1 колебания давления жидкости сглаживаются только при полностью открытом дроссельном кране 10. По мере закрытия дроссельного крана амплитуда колебаний давления в рабочей камере и присоединенном к ней испытуемом объекте возрастает, а при

открытии дроссельного крана уменьшается. Независимо от величины среднего давления в рабочей камере 1 клапаном постоянного перепада давлений 11 поддерживается заданный пере-

над давлений между ресиверами 5 и 6, а, следовательно, между рабочей камерой 1 и вспомогательной полостью 4. Наличие в гидропульсаторе вспомогательной камеры (полость противодействия) и автоматической системы, поддерживающих постоянный статический перепад давления между рабочей и вспомогательной камерами, позволяет проводить испытания объектов при любых уровнях статического давления.

В работе исследуются статические и динамические характеристики системы регулирования гидропульсатора с точки зрения поддержания заданного перепада давлений между основной и вспомогательной камерами, оптимальной энергетики и устойчивости функционирования. Решается задача выбора основных параметров системы регулирования гидропульсатора. Пренебрегая утечками через зазоры между шариками и корпусом (ввиду их малости), расчетную схему системы регулирования можно представить в виде, показанном на рис. 2. Запишем основные уравнения статики для данной системы.

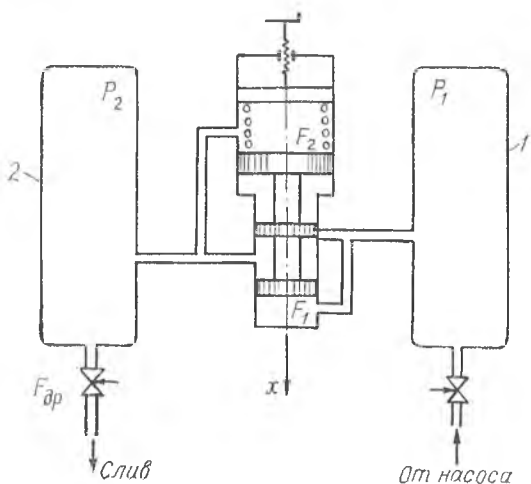


Рис. 2. Схема системы регулирования гидропульсатора

Уравнение равновесия золотника КППД
 $Q = P_1 F_1 - P_2 F_2$, так как $Q = Q_0 + cx$; $P_1 = P_{10} + P_1'$, то
 $cx = P_1' F_1 - P_2 F_2$. (1)

Расход через КППД

$$G_1 = \mu_1 \pi d_1 x \sqrt{2g \gamma (P_1' + P_{10} - P_2)}. \quad (2)$$

В связи с тем, что система регулирования работает при достаточно высоком уровне среднего давления, то давление слива можно принять равным нулю. Тогда расход через дроссель определяется зависимостью

$$G_2 = \mu_2 F_{др} \sqrt{2g \gamma P_2}. \quad (3)$$

Если за номинальное значение поддерживаемого перепада принять давление открытия КППД, то абсолютная погрешность поддержания заданного перепада $\Delta P = P_1 - P_2$ и уравнение (2) примет вид

$$G_1 = \mu_1 \pi d_1 x \sqrt{2g \gamma (P_{10} + \Delta P)}. \quad (4)$$

Уравнение (1) можно записать:

$$c x = \Delta P F_1 + P_2 (F_1 - F_2). \quad (5)$$

Из формул (3), (4) и (5), учитывая, что $P_2 = P_1 - (P_{10} + \Delta P)$, получим

$$\frac{c \mu_2 F_{др}}{\mu_1 \pi d_1} \frac{\sqrt{P_1 - (P_{10} + \Delta P)}}{\sqrt{P_{10} + \Delta P}} = \Delta P F_1 + P_2 (F_1 - F_2). \quad (6)$$

Преобразуя уравнение (6), будем иметь:

$$\left(\frac{4 c \mu_2 F_{др}}{P_{10} \mu_1 \pi^2 d_1^3} \right)^2 \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right] = \left\{ \left(\frac{\Delta P}{P_{10}} \right)^2 + 2 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) \frac{\Delta P}{P_{10}} \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right] + \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^2 \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right]^2 \right\} \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right). \quad (7)$$

Обозначим: $\frac{4 c \mu_2 F_{др}}{P_{10} \mu_1 \pi^2 d_1^3} = \alpha$ — конструктивный параметр;

$\frac{\Delta P}{P_{10}} = \beta$ — относительная погрешность поддержания заданного перепада давлений;

$\frac{P_1}{P_{10}} = \lambda$ — относительный диапазон изменения давления;

$\frac{F_2}{F_1} = \gamma$ — отношение площадей торцов золотника КППД.

Тогда уравнение (7) запишется:

$$\alpha^2 [\lambda - (1 + \beta)] = \{ \beta^2 + 2(1 - \gamma)\beta [\lambda - (1 + \beta)] + (1 - \gamma)^2 [\lambda - (1 + \beta)]^2 \} (1 + \beta), \quad (8)$$

$$\text{при } \gamma = 1 \quad \alpha^2 [\lambda - (1 + \beta)] = \beta^2 (1 + \beta). \quad (9)$$

Уравнения (8) и (9) получены в безразмерных параметрах, что позволяет проводить анализ статических характеристик системы в общем виде. Из анализа уравнения (8) следует, что наиболее точно поддержание перепада давлений реализуется

при параметре γ , равном единице. Графики статических характеристик приведены на рис. 3. Из графиков следует, что уменьшение конструктивного параметра α приводит к увеличению точности поддержания заданного перепада давлений или при заданной точности к расширению диапазона изменения давлений λ . Уменьшение параметра α возможно путем увеличения d_1 или уменьшения c и $F_{др}$. С энергетической точки зрения оптимальный режим работы системы будет обеспечиваться при малом расходе жидкости, т. е. при малом $F_{др}$.

При исследовании динамических характеристик системы регулирования примем следующие допущения: жидкость баротропна и отношение торцовых площадей золотника КППД равно единице. Уравнения системы регулирования в малых отклонениях имеют вид:

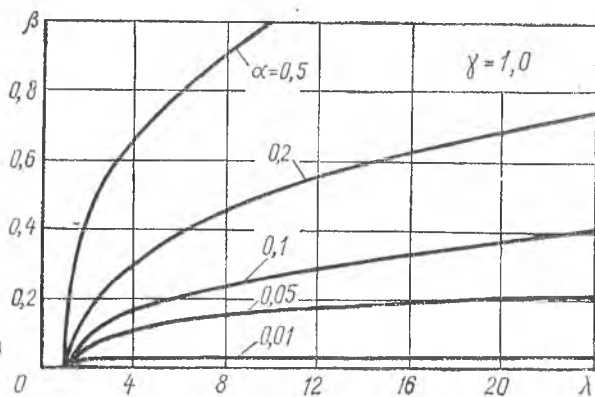


Рис. 3. Статические характеристики системы регулирования

уравнение равновесия золотника КППД

$$m \frac{d^2 \delta x}{dt^2} + a_3 \frac{d \delta x}{dt} + c \delta x = F_1 \cdot \delta \Delta P; \quad (10)$$

расход через КППД

$$\delta G_1 = \frac{G_1 \cdot \delta x}{x} + \frac{G_1 \delta \Delta P}{2(P_{10} + \Delta P)}; \quad (11)$$

расход через дроссель

$$\delta G_2 = \frac{G_2 \delta P_1'}{2(P_1' - \Delta P)} - \frac{G_2 \delta \Delta P}{2(P_1' - \Delta P)}; \quad (12)$$

уравнение баланса расходов для второй емкости

$$g \frac{d \delta M}{dt} = \delta G_1 - \delta G_2. \quad (13)$$

Так как $g \frac{d \delta M}{dt} = g V_2 \frac{\rho_0}{E} \frac{d \delta P_2}{dt} = g V_2 \frac{\rho_0}{E} \frac{d (\delta P_1' - \delta \Delta P)}{dt}$, то уравнение (13) с учетом (11), (12) и $G_1 = G_2 = G_0$ запишется следующим образом:

$$g V_2 \frac{\rho_0}{E G_0} \frac{d \delta P_1'}{dt} - g V_2 \frac{\rho_0}{E G_0} \frac{d \delta \Delta P}{dt} = \frac{\delta x}{x} + \frac{\delta \Delta P}{2(P_{10} + \Delta P)} - \frac{\delta P_1'}{2(P_1' - \Delta P)} + \frac{\delta \Delta P}{2(P_1' - \Delta P)}. \quad (14)$$

На основе (10) и (14) уравнение движения системы в операторной форме запишем:

$$[a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_4 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_4 + a_{3x} k_2) p + (a_{3x} k_4 + k_1)] \delta \Delta P = [a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_3 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_3 + a_{3x} k_2) p + a_{3x} k_3] \delta P_1', \quad (15)$$

где $a_{1x} = m$; $a_{2x} = \alpha_3$; $a_{3x} = c$; $k_1 = F_1$;

$$k_2 = \frac{g V_2 \rho_0 x}{E G_0}; \quad k_3 = \frac{x}{2(P_1' - \Delta P)}; \quad k_4 = \frac{x(P_1' + P_{10})}{2(P_{10} + \Delta P)(P_1' - \Delta P)}.$$

Характеристическое уравнение системы

$$a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_4 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_4 + a_{3x} k_2) p + (a_{3x} k_4 + k_1) = 0. \quad (16)$$

После нормирования из условия $p = \sqrt{\frac{c}{m}} \rho_0$ и преобразований уравнение (16) в безразмерных параметрах примет вид

$$\varepsilon \rho_0^3 + (\varepsilon \xi + \delta) \rho_0^2 + (\varepsilon + \xi \delta) \rho_0 + (\delta + 1) = 0, \quad (17)$$

где $\delta = \frac{\Delta P (P_{10} + P_1')}{2(P_{10} + \Delta P)(P_1' - \Delta P)}$ — режимный параметр;

$\varepsilon = \sqrt{\frac{c}{m}} \frac{\gamma_0 V_2 \Delta P}{E G_0}$ — параметр, характеризующий соотношение динамических характеристик КППД и объекта;

$\xi = \frac{\alpha_3}{\sqrt{mc}}$ — параметр, определяющий величину демпфирования золотника.

Уравнение границ областей устойчивости на основании критерия Гурвица запишется:

$$(\varepsilon \xi + \delta)(\varepsilon + \xi \delta) - \varepsilon(\delta + 1) = 0. \quad (18)$$

Области устойчивости, построенные в соответствии с уравнением (18), показаны на рис. 4. Параметр δ может быть выражен через безразмерные параметры статических характеристик:

$$\delta = \frac{\beta \lambda}{2(1 + \beta)[\lambda - (1 + \beta)]}. \quad (19)$$

Определив λ из уравнения (9), получим

$$\delta = \frac{\beta^2 + \alpha^2}{2\beta(1 + \beta)}. \quad (20)$$

Из анализа выражения (20) и статических характеристик следует, что режимный параметр δ при заданном значении β увеличивается с уменьшением относительного диапазона изменения давления λ . В соответствии с зависимостью (19) повышение относительной ошибки поддержания заданного перепада давлений приводит к увеличению параметра δ .

При увеличении конструктивного параметра α и фиксированном β режимный параметр δ также увеличивается.

Таким образом, область устойчивости расширяется при сохранении заданной статической точности с уменьшением относительного диапазона изменения давлений λ и с увеличением конструктивного параметра α . Расширение области устойчивости может быть осуществлено также путем увеличения параметра ξ .

Для проектирования системы регулирования гидронульсатора должны быть заданы: перепад давлений на КППД P_{10} , максимально-допустимая абсолютная ошибка поддержания перепада ΔP , диапазон изменения давления в первой емкости, $P_{1\min}$ — $Q_{1\max}$, коэффициент трения золотника α_3 , параметры рабочей жидкости γ_0 , E , мощность насосной станции $N_{\text{н}}$. Подлежат определению m , c , d_1 , $F_{\text{др}}$.

Расчет проводится в следующей последовательности:

а) по статической характеристике определяется значение конструктивного параметра α ;

б) из условия обеспечения давления $P_{1\max}$ в соответствии с заданной производительностью насосной станции определяется величина $F_{\text{др}}$;

в) задается диаметр золотника d_1 и его масса m и из выражения для α определяется жесткость пружины c ;

г) определяется значение ξ ;

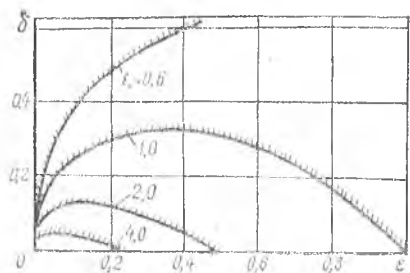


Рис. 4. Области устойчивой работы системы регулирования

д) по известным параметрам статики β и λ определяется δ_p и на графике областей устойчивости проводится линия $\delta = \delta_p$.

Если линия $\delta = \delta_p$ находится выше границы устойчивости для полученного значения ξ , то система регулирования будет устойчиво работать с заданной точностью и в заданном диапазоне изменения давления. Если же линия $\delta = \delta_p$ пересекается с границей устойчивости, то необходимо либо изменить в соответствующую сторону параметры пружины и золотника, либо увеличить величину ξ за счет демпфирования золотника дополнительным жиклером.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шорин В. П., Кравченко Ю. М. Устройство для создания колебаний давления жидкости. А. с. № 137535. Бюллетень № 28, 1975.

УДК 621.317.757

А. А. АВРАМЕНКО, П. П. ВЛАСОВ

ВЛИЯНИЕ ФЛУКТУАЦИИ ОБОРОТОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Спектральный анализ является основным аппаратом обработки вибрационных экспериментов.

Однако применительно к газотурбинной технике спектральный анализ имеет ряд ограничений, связанных с флуктуацией оборотов. Относительная величина этих флуктуаций невелика (от $\pm 0,4\%$ до $\pm 1\%$), но в связи с расширением частотного диапазона измеряемых вибраций учет их, особенно в области высоких частот, становится необходимым.

Представим компоненту вибрационного сигнала, вызванную вибрацией определенного узла двигателя, в следующем виде:

$$s(t) = A_0 \cos [kz \omega_{\text{рот}} t + \varphi(t)], \quad (1)$$

где A_0 — амплитуда компоненты;

k — номер гармоники, $k = 1, 2, 3, \dots$;

z — число лопаток или зубцов данного узла двигателя (для роторных компонент $z = 1$);

$\varphi(t)$ — случайный процесс, описывающий закон изменения фазы компоненты.

Обозначим $kz \omega_{\text{рот}} = \omega_0 = \omega_0$ и учтем, что в данном случае

$$\varphi(t) = \sigma_\omega \int a(t) dt. \quad (2)$$

В данном выражении $\sigma_\omega = 2\pi\sigma_f$ — среднеквадратичное отклонение частоты, равное

$$\frac{1}{3} \delta kz \omega_{\text{рот}} - \frac{1}{3} \delta \omega_0, \quad (3)$$

$a(t)$ — модулирующая случайная функция, имеющая энергетический спектр $G_a(\omega)$.

Энергетический спектр сигнала типа зависимости (1) равен [2]:

$$G(\omega) = \frac{0,5 A_0^2}{\pi} \int_0^{\infty} e^{-\tau^2 \omega} \int_0^{\infty} \frac{G_a(\omega) (1 - \cos \omega \tau)}{\omega^2} d\omega \cos(\omega - \omega_0) \tau d\tau.$$

Для дальнейших вычислений необходимо знание энергетического спектра модулирующего случайного процесса $a(t)$. Флуктуации оборотов ротора вызываются многими одновременно действующими причинами, например, пульсациями в системе подачи топлива, периодическим поднятием и опусканием центра тяжести вращающегося вала, случайными изменениями условий обтекания лопаток [1], [3] и т. д. Все эти возмущения обрабатываются системой автоматического регулирования, описываемой дифференциальными уравнениями. Например, в III система регулирования совместно с ротором двигателя выражается дифференциальным уравнением пятого порядка. При этом инерционность всей системы сказывается в том, что система отзывается на возмущения, ограниченные частотным диапазоном до некоторой определенной частоты Ω_a . Высокий порядок дифференциального уравнения приводит к крутому спаду частотной характеристики системы автоматического регулирования совместно с валом выше частоты Ω_a . Поэтому примем спектр модулирующей функции равномерным до частоты Ω_a :

$$G_a(\omega) = \begin{cases} \frac{1}{\Omega_a} = \frac{1}{2\pi Fa} & \text{при } \omega \leq \Omega_a \\ 0 & \text{при } \omega > \Omega_a. \end{cases} \quad (5)$$

Частоту Ω можно определить из времени приемистости двигателя следующим образом. При любом законе модуляции частота компоненты не может изменяться быстрее, чем на приемистости. Определим скорость изменения частоты при синусоидальной модуляции. Мгновенная частота компоненты при этом

$$f(t) = f_0 + \Delta f \sin \Omega_m t, \quad (6)$$

где $\Delta f = \delta k z f_{\text{рот}}$ — амплитуда изменения частоты;
 Ω_m — модулирующая частота, примем $\Omega_m = \Omega_a$.

Максимальная скорость изменения частоты определится как производная в точке, где $\sin \Omega_m t = 0$, т. е.

$$f(t) = \Delta f \Omega_a \delta k z f_{\text{рот}} \Omega_a. \quad (7)$$

С другой стороны, из приемистости максимальная скорость изменения частоты компоненты

$$\frac{n_{\text{ном}} - n_{\text{м.г}}}{60 t_{\text{пр}}} k z, \quad (8)$$

где $n_{\text{ном}}$ — номинальные обороты;

$n_{\text{м.г}}$ — обороты малого газа.

Приравнявая (7) и (8), получаем

$$\Omega_a = \frac{n_{\text{ном}} - n_{\text{м.г}}}{60 t_{\text{пр}} \delta f_{\text{рот}}} = \frac{c_{\text{пр}}}{\delta f_{\text{рот}}}, \quad (9)$$

где $c_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{ном}} - n_{\text{м.г}}}{60 t_{\text{пр}}}$ — скорость изменения частоты вращения ротора при приемистости.

Определив вид энергетического спектра модулирующего воздействия, продолжим вычисление спектра компоненты. Подставив значение $G_a(\omega)$ из (5) в (4), получим

$$G(\omega) = \frac{0,5 A_0^2}{\pi} \int_0^{\infty} e^{-\tau^2 \omega} \int_0^{\omega} \frac{1 - \cos \omega \tau}{\Omega_a^2 \omega^2} d\omega \cos(\omega - \omega_0) \tau d\tau. \quad (10)$$

Решение разбивается на 2 случая:

$$G(\omega) = \begin{cases} 0,5 \frac{\frac{\tau^2 \omega}{2 \Omega_a}}{\left(0,5 \frac{\tau^2 \omega}{\Omega_a}\right)^2 + (\omega - \omega_0)^2} \text{ при } \frac{\tau \omega}{\Omega_a} \leq 0,8 \\ 0,5 A_0^2 / \sqrt{2\pi} \tau \omega l \frac{-(\omega - \omega_0)^2}{2 \tau^2 \omega} \text{ при } \frac{\tau \omega}{\Omega_a} \geq 1,2. \end{cases} \quad (11)$$

Определим отношение среднеквадратического отклонения частоты к частоте модуляции:

$$\frac{\sigma_{\omega}}{\Omega_a} = \frac{2\pi}{3} k z \frac{(\delta f_{\text{рот}})^2}{c_{\text{пр}}}. \quad (12)$$

Вычислив по данной формуле для конкретного двигателя отношение σ_{ω} к Ω_a , можно выбрать нужное описание спектра компоненты.

Определим ширину спектра компоненты вибрационного сигнала P_f , т. е. интервала частот около $f_0 = k z f_{\text{рот}}$, на границах которого спектральная плотность составляет половину своего максимального значения:

$$P_f = \begin{cases} \pi \sigma_f^2 / F_a = 2\pi^2 \cdot \delta^3 f_{\text{рот}}^3 k^2 z^2 / 9 c_{\text{пр}} \text{ при } \sigma_f / F_a < 0,8 \\ 2\sigma_f \sqrt{2 \text{Ln } 2} = 0,787 \delta f_{\text{рот}} k z \text{ при } \sigma_f / F_a \geq 1,2. \end{cases} \quad (13)$$

Перейдем к определению влияния флуктуаций оборотов на показания спектральных анализаторов. При этом необходимо различать ошибки двух родов. Ошибка первого рода возникает при узкополосной фильтрации, которая применяется в исследовательских целях для разделения всех составляющих вибрации. Из-за флуктуаций оборотов полоса пропускания фильтра становится уже ширины энергетического спектра компоненты $f_0 = kz f_{\text{рот}}$, и не вся энергия компоненты попадает в полосу фильтра. В результате показания анализатора уменьшаются на некоторую величину. При этом влиянием шума в связи с узкой полосой пропускания фильтра пренебрегаем. Ошибка второго рода возникает, когда полоса фильтра выбрана такой, что вся энергия компоненты попадает в фильтр. Эта ошибка связана с вибрационным шумом: из-за вынужденного расширения полосы пропускания нельзя пренебрегать статистической ошибкой. Кроме того, из-за вынужденного расширения полосы пропускания возникает опасность потери разрешающей способности анализатора, т. е. он не сможет разделить, например, гармоники $kz f_{\text{рот}}$ и $(kz + n) f_{\text{рот}}$.

Определим ошибку первого рода. Показания анализатора на частоте компоненты $f_0 = kz f_{\text{рот}}$ могут быть выражены следующим образом:

$$A(f_0) = 2_0 \int_0^{\Pi_{\Phi}} |K_{\Phi}(f)|^2 G(f) df, \quad (14)$$

где $K_{\Phi}(f)$ — частотная характеристика фильтра;
 Π_{Φ} — полоса пропускания фильтра.

При узкополосной фильтрации обычно используют кварцевые фильтры с крутым спадом частотной характеристики фильтра за пределами полосы пропускания. Поэтому примем

$$K_{\Phi}(f) = \begin{cases} 1 & \text{при } f_0 - \frac{\Pi_{\Phi}}{2} \leq f \leq f_0 + \frac{\Pi_{\Phi}}{2} \\ 0 & \text{при } f_0 + \frac{\Pi_{\Phi}}{2} \leq f \leq f_0 - \frac{\Pi_{\Phi}}{2} \end{cases} \quad (15)$$

Используя (14) и (11), получим для показаний анализатора следующие выражения:

$$A(f_0) = \begin{cases} \frac{A_0^2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{18 \Pi_{\Phi} c_{\text{нр}}}{4\pi^2 (6/f_{\text{рот}})^3 k^2 z^2} & \text{при } \frac{\sigma_f}{F_a} \leq 0,8 \\ A_0^2 \left[\Phi\left(\frac{\Pi_{\Phi}}{2\sigma_f}\right) - 0,5 \right] & \text{при } \frac{\sigma_f}{F_a} \geq 1,2, \end{cases} \quad (16)$$

где $\Phi\left(\frac{\Pi_{\Phi}}{2\sigma_f}\right)$ — интеграл вероятности.

Примем время приемистости $t_{пр} = 10$ сек и трехкратное изменение оборотов ротора от 3000 до 9000 об/мин. Полосу пропускания фильтра примем равной 5 Гц (серийный анализатор С4-48). При таких условиях просчитан поправочный коэффициент k_u по действующему значению:

$$k_u(f_0) = \sqrt{\frac{A(f_{шикн})}{A(f_0)}}, \quad (17)$$

где $A(f_{шикн}) = 0.5$ — показания анализатора на частотах, где ширина компоненты значительно уже полосы пропускания фильтра (влияние флуктуаций оборотов мало). Значения $k_u(f_0)$ в зависимости от частоты компоненты вибрационного сигнала $f_0 = kz f_{рот}$ приведены на рис. 1.

Определим ошибку второго рода. Примем ширину фильтра такой, чтобы почти вся энергия компоненты попала в полосу фильтра. При условии, что на границах полосы фильтра спектральная плотность равна 0,1, получим

$$P_{\phi 1} = \begin{cases} \frac{3\pi\sigma^2 f}{F_a} & \text{при } \frac{\sigma f}{F_a} \leq 0,8 \\ 6,54 \sigma f & \text{при } \frac{\sigma f}{F_a} \geq 1,2. \end{cases} \quad (18)$$

При отсутствии вибрационного шума оценка интенсивности компоненты равна A_0 (аппаратурные погрешности не учитываем). При наличии шума получим оценку, равную среднему значению случайного процесса, представляющего из себя сумму синусоиды и шума. Согласно [4] такая оценка

$$m_V = \frac{A_0}{a} \sqrt{\frac{\pi}{2}} \left[\left(1 + \frac{1}{2}a^2\right) I_0\left(\frac{1}{4}a^2\right) + \frac{1}{2}a^2 I_1\left(\frac{1}{4}a^2\right) \right] e^{-\frac{a^2}{4}}, \quad (19)$$

где I_1 и I_0 — модифицированные функции Бесселя;

$a = \frac{A_0}{\sigma} = \frac{A_0}{\sqrt{\sigma_0 P_{\phi 1}}}$ — спектральная плотность шума.

G_0 — отношение сигнал/шум в полосе фильтра;

Ошибку измерения оценим следующим образом:

$$\xi_1 = \frac{m_V - A_0}{A_0}. \quad (20)$$

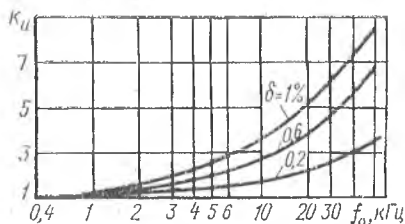


Рис. 1. Значение поправочного коэффициента в зависимости от частоты компоненты вибрационного сигнала

Эта ошибка определяется отношением сигнал/шум, которое изменяется при полосе фильтра $\Pi_{\phi} = 5$ Гц от 2 до 100. Для фильтра с иной полосой пропускания данное отношение пересчитывается:

$$a_1 = a \sqrt{\frac{\Pi_{\phi}}{\Pi_{\phi 1}}} \quad (21)$$

Используя в (21) значения $\Pi_{\phi 1}$ согласно (18), а также выражения (19) и (20), определим ошибку второго рода в зависимости от частоты компоненты $f_0 = kz f_{\text{рот}}$. Данная зависимость приведена на рис. 2.

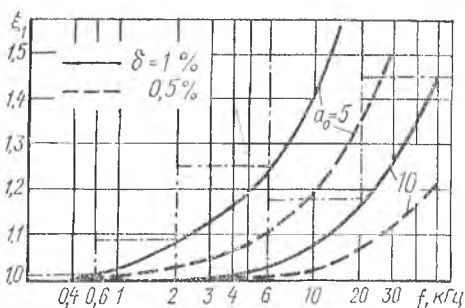


Рис. 2. Зависимость ошибки из-за присутствия вибрационного шума от частоты компоненты вибрационного сигнала

На практике нет возможности изменять полосу пропускания фильтра согласно выражению (18). Поэтому весь диапазон вибраций разбивается на ряд поддиапазонов, и в каждом из них анализ проводится фильтром постоянной ширины. В этом случае ошибка второго рода представляется штрих-пунктирной линией на рис. 2.

Рассмотрим вопрос способности разрешающей способности анализатора в связи с вынужденным расширением полосы пропускания фильтра. Примем условие разрешения двух компонент при спектральном анализе

$$f_1 - f_2 \gg b \Pi_{\phi}, \quad (22)$$

где b определяется формой частотной характеристики фильтра и методом спектрального анализа.

В качестве частот f_1 и f_2 примем границы спектральной плотности составляющих согласно выражениям (13). Величину полосы пропускания фильтра выберем равной ширине высшей составляющей спектра.

Тогда условие разделимости

$$\left[(kz + n) f_{\text{рот}} - 2 \sqrt{2 \ln 2} \frac{1}{3} (kz + n) f_{\text{рот}} \delta \right] - \left[kz f_{\text{рот}} + 2 \sqrt{2 \ln 2} \frac{1}{3} kz f_{\text{рот}} \delta \right] \gg 4 \cdot 2 \sqrt{2 \ln 2} \frac{1}{3} (kz + n) f_{\text{рот}} \delta. \quad (23)$$

Решая неравенство, получим

$$n \geq \frac{0,594 \, bkz \, \delta}{1 - 1,97 \, \delta} \quad (24)$$

Для случая фильтра с постоянной полосой пропускания условие разделимости принимает вид

$$n \geq \frac{b \Pi \omega // f_{\text{пор}} + 0,788 \, kz \, \delta}{1 - 0,394 \, \delta} \quad (25)$$

Это выражение означает, что начиная с некоторого номера гармоники $m = kz$ при данной относительной флуктуации оборотов δ мы не можем разделить две соседние гармоники спектральным анализом даже при полосе фильтра, стремящейся к 0, т. е. наступает значительное перекрытие спектров двух соседних составляющих. Как показывают расчеты, при последовательном спектральном анализе при $\delta = 0,01$ не могут быть разделены две соседние гармоники при $m = 42$, при $m = 85$ будут сливаться уже три соседние гармоники.

Таким образом, флуктуации оборотов значительно влияют на результаты и возможности спектрального анализа вибраций. В случае узкополосной фильтрации необходимо вводить поправочный коэффициент. В то же время в связи с тем, что в фильтр попадает малая часть энергии составляющей, появляется и шумовая ошибка. При широкополосной фильтрации, когда вся энергия составляющей попадает в фильтр, может быть значительной ошибка из-за вибрационного шума, особенно при малых отношениях сигнал/шум, что и характерно для составляющих, свидетельствующих о зарождающемся дефекте. Поэтому в обоих случаях возникает необходимость решения о наличии составляющих по определенным правилам статистических решений. Кроме того, при широкополосном фильтре появляется опасность потери разрешающей способности для определенных компонент вибрационного сигнала.

Очевидно, для точного измерения малых составляющих спектра вибраций с целью диагностики ГТД необходимо использовать анализаторы, обладающие высокой разрешающей способностью по частоте и снабженные блоком синхронной перестройки частотно-избирательной системы в соответствии с законом флуктуации оборотов. Такой способ спектрального анализа, получивший название следящего анализа, устраняет влияние флуктуации оборотов на результаты исследования газотурбинных двигателей спектральным методом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боднер В. А. Автоматика авиационных двигателей. М., «Оборонгиз», 1956.
2. Назаров М. В. и др. Теория передачи сигналов. М., «Связь», 1970.
3. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. М., «Машиностроение», 1969.
4. Тихонов В. И. Статистическая радиотехника. М., «Советское радио», 1956.

УДК 621.396.668

А. В. АСМОЛОВСКИИ, Г. М. ПОЛТОРАК

СЛЕДЯЩИЙ АНАЛИЗАТОР СПЕКТРА ВИБРАЦИИ

Решение аппаратурных вопросов предварительной обработки спектров вибраций газотурбинных двигателей для диагностики их технического состояния методами распознавания образов (сравнением спектров исправных и дефектных двигателей) затруднено различиями и нестабильностями частот вращения роторов сравниваемых изделий. Это приводит к отличиям спектров, превосходящим отличия, служащие диагностическими признаками. Кроме того, взаимное перекрытие спектров гармоник различных роторов не позволяет обычной фильтрацией разделить гармоники по источникам их происхождения, особенно на переходных и нестабильных режимах, важных для ранней диагностики дефектов. Поэтому необходимы следящие анализаторы спектра, управляемые частотами соответствующих роторов и выделяющие их гармоники заданной кратности.

Устранение избыточности спектральной информации сужением полосы фильтрации при отслеживании флуктуаций роторных частот, разделение сложного спектра вибраций на более простые гармонические, связанные с отдельными роторами, возможность программного поиска диагностически ценных или потенциально опасных по априорным данным гармоник и перспективная возможность коррекции режима двигателя для уменьшения интенсивности этих гармоник делают следящий анализатор спектра необходимым как для оперативной и точной диаг-

ностики дефектов, так и для повышения надежности исправных двигателей.

Получение управляющих сигналов для следящего гетеродина анализатора спектра с заданной кратностью гармоник усложняется отсутствием в конструкциях ряда двигателей и их узлов безредукторных датчиков оборотных частот, что требует компенсировать коэффициент редукции дробным преобразованием частот.

В разработанном и изготовленном многоканальном следящем гетеродинном анализаторе спектра гармоник вибраций компенсация редукции и установка кратности отслеживаемых гармоник получены в системе импульсно-фазовой подстройки частоты гетеродина с делителями частот опорного и синтезированного сигналов.

Каналы анализатора функционально разделены на ведущие, в которых осуществляется компенсация коэффициента редукции в приводе датчика оборотов, синтез, отслеживание и контроль уровня первых роторных гармоник, и ведомые, отслеживающие частоты и измеряющие интенсивности верхних гармоник. Диапазон отслеживаемых частот ведущего канала 20—1000 Гц, ведомых — 20—50000 Гц, числитель и знаменатель дробного преобразования частоты в компенсаторе редукции и кратность гармоник устанавливаются декадно из значений от 1 до 99.

Система фильтрации с двойным преобразованием частоты, с полосами фильтров 500, 50, 5 и 1 Гц, с последовательным для повышения избирательности включением фильтров и с параллельной регистрацией уровней их выходных сигналов обеспечивает минимум динамических погрешностей анализа при больших скоростях перестройки.

Быстродействие при поиске и отслеживании гармоник в соответствии с приемистостью двигателя повышено системой автоматического управления полосами захвата и удержания с нелинейным фильтром сигнала после импульсно-фазового детектора и счетной системой поиска по частоте.

Исследуются возможности изменения некоторых характеристик следящего анализатора по мере накопления достаточного опыта его эксплуатации в связи с появлением дополнительных требований: контроля фазовых соотношений отслеживаемых гармоник, выделения опорных частот из вибраций, функционального управления полосой фильтрации, контроля спектра условных модуляций, сопряжения с датчиками давлений, напряжений и пульсаций, представления выходных сигналов в форме, удобной для ввода в ЭВМ, и других.

И. Д. ВИЛЬНЕР, Ф. В. ГОЛОВ

ПОГРЕШНОСТИ СЛЕДЯЩЕГО АНАЛИЗА
ИЗ-ЗА НЕТОЧНОГО ЗАДАНИЯ ЧАСТОТЫ НАСТРОЙКИ

При вибрационной диагностике напряженных вращающихся узлов (подшипники, шестерни, элементы роторов) применяется метод выделения и последующего анализа тех частотных составляющих процесса вибраций, которые характеризуют состояние этих узлов. Такими частотами являются частоты вращения, соударений и их гармоники. Для выделения частот используется фильтрация с полосой пропускания фильтра порядка 1% и менее. Частота вращения диагностируемых узлов не является постоянной, поэтому фильтрация должна проводиться с непрерывной подстройкой под частоту вращения детали. Так как деталь приводится во вращение ротором, то для задания частоты настройки достаточно измерить только частоту вращения ротора, которая затем пересчитывается в частоту настройки. Следящий анализ может быть реализован на ЭВМ. Одним из возможных алгоритмов является

$$y(t_0) = \frac{1}{L} \left| \int_{-\infty}^{t_0} x(t) \exp \{ j \omega t + \tau \omega (t - t_0) \} dt \right|,$$

где L — нормирующая постоянная;

τ — постоянная, определяющая полосу пропускания фильт-

$$\text{ра: } \tau = \frac{\Delta f}{2};$$

ω — круговая частота настройки фильтра;

Δf — относительная полоса пропускания фильтра.

Этот алгоритм удобен для реализации на ЭВМ, так как позволяет вести расчет по рекурсивным формулам по мере поступления информации.

Для простоты расчетов примем $t_0 = 0$ и ошибки определения частоты настройки фильтра введем в анализируемый процесс:

$$x(t) = \sin \omega [1 + \beta(t)] t.$$

Предположим, что $\beta(t)$ — случайная ошибка.

Для нормального закона распределения ошибки с параметрами $(0, \sigma)$ относительная ошибка Δ_n определения амплитуды

$$\Delta_n = 1 - \sqrt{\pi} z l^2 [1 - \Phi(z)], \quad (1)$$

$$\text{где } \Phi(z) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \int_0^z l^{-l^2} dt,$$

$$z = \sqrt{\frac{\tau}{2\sigma}}.$$

Для равномерного закона распределения ошибки с параметрами $[-\beta_0, \beta_0]$ относительная ошибка Δ_p определения амплитуды

$$\Delta_p = 1 - \frac{\tau}{\beta_0} \operatorname{arctg} \frac{\beta_0}{\tau}. \quad (2)$$

Формулы относительных ошибок получены вычислением интеграла вида

$$y(t) = \left\langle \int_0^{\infty} l^{-\tau_0 t} \sin \omega t \cdot \sin \omega [1 + \beta] t dt \right\rangle,$$

где $\langle \quad \rangle$ — операция математического ожидания.

При реализации следящего анализа на ЭВМ система обработки информации строится следующим образом: сигналы датчиков регистрируются на магнитофон, а затем с помощью системы «аналог-код» в виде кодов вводятся в ЭВМ. Значение частоты настройки определяется измерением временного интервала (путем подсчета количества периодов калиброванной частоты, появившихся в заданный интервал) между соответствующими точками сигнала с датчика оборотов. При использовании тахометрического датчика, дающего гармонику с частотой, пропорциональной частоте вращения, измеряется период гармонического сигнала, а при использовании импульсного датчика, когда частота следования импульсов пропорциональна частоте вращения — период следования импульсов. При такой системе обработки возникают следующие погрешности задания частоты настройки: от детонации магнитной ленты (МЛ) магнитофона при записи и воспроизведении, от искажения формы импульсов (гармоники), от дискретности измерения времени, кинематической цепи от датчика оборотов до диагностируемой детали.

Рассмотрим каждый вид погрешности. При записи и воспроизведении сигналов на магнитофоне, в результате изменения скорости движения МЛ возникают ошибки детонации. Процесс изменения скорости движения ленты — нормальный случайный процесс, с параметрами закона распределения (V, σ_V) . Если

$s(\Omega)$ — спектральная плотность детонации, то дисперсия скорости

$$D_V = \int_0^{\Omega_0} s(\Omega) d\Omega,$$

Значение Ω_0 определяется через частоту опроса информации f_0 . Поэтому среднеквадратическое отклонение будет зависеть от частоты опроса:

$$\sigma_V = V \overline{D_V} = \left(\int_0^{\pi f_0} s(\Omega) d\Omega \right)^{1/2}.$$

Зная величину σ_V , можно вычислить относительную погрешность от детонации МД по формуле (1).

Погрешности от искажения формы импульсов (гармоники) возникают из-за электрических помех.

Импульсный сигнал представим в виде

$$\gamma(t) = N(t) + \xi(t),$$

где $N(t)$ — импульсный процесс;

$\xi(t)$ — шумовая помеха.

Закон распределения шумовой помехи — нормальный с параметрами $(0, \sigma_\xi^2)$. Тогда, при измерении интервала Δt , среднеквадратическое отклонение ошибки

$$\sigma_\gamma = \left| \frac{V \sqrt{2} \sigma_\xi}{N'(t) \Delta t} \right|,$$

где $N'(t)$ — производная в характерной точке импульса.

Относительная погрешность от искажения формы импульса может быть вычислена по уравнению (1), при известном σ_γ .

Погрешность от дискретности измерения времени является случайной функцией с равномерным законом распределения. Если измеряется временной интервал Δt и частота опроса f_0 , то границы изменения погрешности

$$\rho_0 = \pm \frac{1}{2\Delta t f_0}.$$

Относительная погрешность от дискретности может быть вычислена по формуле (2).

Кинематическая погрешность появляется для диагностируемой детали, так как измеряется частота вращения ротора, которая затем пересчитывается в частоту вращения детали, связанной с ротором кинематически. Связь детали с ротором осуществляется через элементы, имеющие геометрические погрешности.

Для детали, имеющей связь с ротором через группу в n шестерен, среднеквадратическое отклонение вычисляется по формуле

$$\sigma_k = \sigma_t \sqrt{n},$$

где σ_t — среднеквадратическое отклонение относительной ошибки основного шага для шестерни.

Так как кинематическая погрешность распределена нормально, то по уравнению (1) можно вычислить относительную погрешность. Суммарная относительная погрешность вычисляется по формуле

$$\Delta = \sqrt{\Delta_{\gamma}^2 + \Delta_V^2 + \Delta_D^2 + \Delta_k^2},$$

где Δ_V , Δ_{γ} , Δ_D , Δ_k — вычисленные относительные погрешности от детонации, искажения формы импульса, дискретности и кинематической погрешности соответственно.

По проведенным экспериментальным работам были получены данные по погрешностям. Влияние детонации изучалось на магнитофоне «Юпитер 201». Для частоты $f_0 > 300$ Гц значение $\sigma_V = 0,004$. Для датчика ИС-445 (импульсный)

$$\sigma_{\gamma} = \frac{0,3 \cdot 10^{-6}}{\Delta t},$$

а для тахометрического типа ДТЭ-5М погрешность не зависит от Δt :

$$\sigma_{\gamma} = 0,02.$$

Из приведенных погрешностей для датчиков ИС-445 и ДТЭ-5М видно, что тахометрический датчик обладает значительно худшими метрологическими свойствами. Например, для реального значения $\Delta t = 0,01$ среднеквадратическое отклонение тахометрического датчика более чем в 600 раз превосходит отклонение для импульсного; поэтому из дальнейшего рассмотрения датчик ДТЭ-5М исключается.

Граница изменения погрешности от дискретности для частоты опроса $f_0 = 25$ кГц по формуле (3)

$$\sigma_0 = \pm \frac{2 \cdot 10^{-5}}{\Delta t}.$$

Кинематическая погрешность при заданной ошибке основного шага в 7 мкм и для колес с $m = 3$ при $n < 9$

$$\sigma_k = \frac{\delta_t}{p \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{n} < 8 \cdot 10^{-4},$$

где p — число среднеквадратических отклонений в допуске;

δ_l — допуск на отклонение основного шага;
 m — модуль зубчатого колеса;
 α — угол зацепления.

Относительные ошибки определения амплитуды при заданных погрешностях для фильтров с 1 и 0,5% полосой пропускания соответственно равны ($\Delta l = 0,01$): $\Delta_V = 0,31; 0,72; \Delta_Y = 0; 0; \Delta_D = 0,14; 0,15; \Delta_k = 0; 0; \Delta = 0,33; 0,865$.

Следовательно, погрешности могут быть очень велики и снижать амплитуду в несколько раз. При применении импульсных датчиков оборотов основную долю в погрешности вносят детонация и дискретность измерения времени. Для компенсации детонации необходимо применять запись синхронимпульсов на магнитную ленту и считывание информации производить по этим синхронимпульсам. Для компенсации ошибок дискретизации можно рекомендовать применение низкочастотных цифровых фильтров, например, рекурсивных [1]:

$$u_k = a u_{k-1} + (a-1) n_k,$$

где a — постоянная, определяющая частотную характеристику фильтра;

n_k — значение частоты вращения детали.

Выводы

При реализации следящего анализа на ЭВМ необходимо учитывать влияние неточного задания частоты настройки на погрешность определения амплитуды заданной гармоника. Наиболее сильное влияние на погрешность оказывает детонация магнитной ленты регистратора, а также дискретность измерения временных интервалов, задающих частоту вращения. При применении импульсных датчиков погрешность от искажения формы импульсов мала. Кинематическая погрешность, возникающая вследствие геометрических погрешностей передающих вращение деталей, также незначительна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М., «Мир», 1975.

И. И. ВОЛКОВ, В. В. МОТОВ, В. К. СЕМЕНЫЧЕВ

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОШЕНИЯ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДВУХ ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ

В ряде задач информативным сигналом изменения состояния работающего механизма, т. е. параметром модели при статистической идентификации, является отношение энергетических характеристик двух сигналов.

Примером может служить диагностика износа опоры долота турбобура, представляющей собой трехрядный подшипник качения. При сильном износе опоры довольно регулярные крутильные колебания турбобура начинают прерываться, на них накладывается случайная, с растущей дисперсией составляющая из-за заеданий в опоре, разворота роликов, схватывания отдельных элементов опоры и т. д. Как показали исследования, при этом нарушается энергетическое взаимодействие порождаемых долотом продольных и крутильных колебаний, что удобно оценивать безразмерным отношением среднеквадратических отклонений, дисперсий соответствующих вибрационных сигналов.

Известные устройства для решения этой задачи требуют раздельной оценки среднеквадратического отклонения, дисперсии каждого из сигналов с последующим делением. Высокая точность подобных устройств разомкнутой структуры может быть достигнута лишь при высокой точности и, как правило, сложности всех блоков [1], [2].

Величину K , равную отношению среднеквадратических отклонений центрированных и стационарных сигналов $\hat{X}(t)$ и $\hat{Y}(t)$

$$k = \frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \frac{\sqrt{M[\hat{X}^2(t)]}}{\sqrt{M[\hat{Y}^2(t)]}}; \quad (1)$$

возведем в квадрат и запишем в виде уравнения относительно K :

$$\begin{aligned} K^2 M[\hat{Y}^2(t)] - M[\hat{X}^2(t)] &= M[K \hat{Y}^2(t) - \hat{X}^2(t)] = \\ &= M\{[K \hat{Y}(t) - \hat{X}(t)][K \hat{Y}(t) + \hat{X}(t)]\} = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Полученное уравнение может служить алгоритмом построения автокомпенсационного устройства, блок-схема которого изображена на рис. 1, где I — последовательно включенные

аналоговый ключ и фильтр нижних частот; 2 — инвертор; 3, 4 — сумматоры; 5 — перемножитель с коэффициентом преобразования C_1 ; 6 — блок усреднения с постоянной времени T ; 7 — широтно-импульсный модулятор с коэффициентом преобразования по постоянному току C_2 , длительность импульсов которого пропорциональна сигналу с блока 6; 8 — фильтр нижних частот.

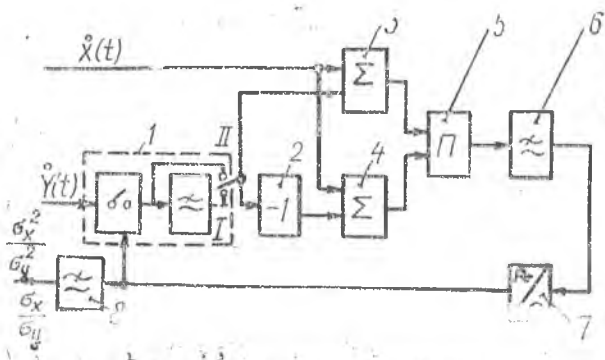


Рис. 1. Блок-схема устройства

При выборе частоты широтно-импульсного модулятора, намного превышающей среднюю частоту спектра входного сигнала $\hat{Y}(t)$, а фильтра нижних частот в блоке 1, пропускающего без искажений лишь спектр сигнала $\hat{Y}(t)$, блок 1 будет выполнять роль линейного преобразователя. Значение этого коэффициента преобразования выделяется блоком 8 и принимается за качество оценки отношения среднеквадратических отклонений сигналов $\hat{X}(t)$ и $\hat{Y}(t)$.

Выходной сигнал $\varphi(t)$ широтно-импульсного модулятора состоит из средней за период модулятора $\bar{\varphi}(t)$ и флуктуирующей $\tilde{\varphi}(t)$ составляющих.

Считая постоянные времени фильтра нижних частот в блоках 1 и 6 ламного больше периода широтно-импульсного модулятора, опишем работу устройства относительно выходного сигнала $\varphi(t)$ нелинейным дифференциальным уравнением

$$T \frac{d\bar{\varphi}(t)}{dt} + \mu \bar{\varphi}(t) = C [\hat{X}^2(t) - \bar{\varphi}^2(t) \cdot \hat{Y}^2(t)], \quad (3)$$

где $C = C_1 \cdot C_2$,

$\mu = 0; 1$ в зависимости от выполнения блока усреднения 6 в виде интегратора или фильтра нижних частот соответственно.

Воспользовавшись методом неканонических разложений [3], определим решение уравнения (3) в установившемся режиме:

$$\bar{\varphi}(t) \approx \frac{(V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu) \sigma_x}{\beta \sigma_Y} + \frac{C}{T} \int_0^\infty e^{-\frac{V^{\mu^2 + \beta^2}}{T} \tau} \times \\ \times \{ [X^2(t - \tau) - \sigma_x^2] - [Y^2(t - \tau) - \sigma_Y^2] \frac{(V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu)^2 \sigma_x^2}{\beta^2 \sigma_Y^2} \} d\tau, \quad (4)$$

где $\beta = 2 C \sigma_x \sigma_Y$.

Математическое ожидание полученной оценки

$$M[\bar{\varphi}(t)] = \frac{(V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu) \sigma_x}{\beta \sigma_Y}. \quad (5)$$

Погрешность от смещенности определяется следующим выражением:

$$\gamma_c = \frac{M[\bar{\varphi}(t)] - \sigma_x / \sigma_Y}{\sigma_x / \sigma_Y} = \frac{V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu - \beta}{\beta}. \quad (6)$$

Стремясь удовлетворить требования минимально необходимого априорного знания о входных сигналах и получения результатов возможно общего характера, дадим статистической методической погрешности оценки отношения среднеквадратических отклонений следующую оценку сверху:

$$\gamma_M = \sqrt{\frac{M\{[\bar{\varphi}(t) - M[\bar{\varphi}(t)]]^2\}}{M^2[\bar{\varphi}(t)]}} \ll \\ \ll \sqrt{\frac{(V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu)^2}{2 V^{\mu^2 + \beta^2}} \frac{\tau_{kX}}{T} + \frac{(V^{\mu^2 + \beta^2} - \mu)^2}{2 V^{\mu^2 + \beta^2}} \frac{\tau_{kY}}{T}}, \quad (7)$$

где $\tau_{kX} = \int_0^\infty \rho_X^2(\tau) d\tau$, $\tau_{kY} = \int_0^\infty \rho_Y^2(\tau) d\tau$,

$\rho_X(\tau)$, $\rho_Y(\tau)$ — нормированные автокорреляционные функции сигналов $\overset{\circ}{X}(t)$ и $\overset{\circ}{Y}(t)$ соответственно.

Здесь при вычислении моментов четвертого порядка принималось, что входные сигналы распределены по нормальному закону.

Из формул (6) и (7) видим, что применение интегратора в блоке б ($\mu = 0$) или выполнение условия $\beta \gg 1$ при применении фильтра нижних частот ($\mu = 1$) делает оценку отношения среднеквадратических отклонений несмещенной и не зависящей от значений коэффициентов преобразования отдельных блоков устройства в динамическом и частотном диапазонах входных сигналов. Последнее позволяет существенно снизить требования при технической реализации к блокам перемножителя 5, ши-

отно-импульсного модулятора 7, обращая основное внимание на обеспечение требуемой чувствительности.

Задаваясь допустимыми значениями статистической методической погрешности и характеристиками входных сигналов из формулы (7), можно выбрать параметры устройства.

Рассматриваемое устройство значительно проще известных, позволяет, используя выход непосредственно широтно-импульсного модулятора 7, легко получить цифровой выход результатов, обладает высокой точностью. Кроме указанных областей применения при добавлении соответствующих фильтров оно может быть использовано для определения соотношения мощностей основной гармоник анализируемого сигнала и паразитных гармоник, соотношения мощностей составляющих сигнала, лежащих в разных полосах частот.

До сих пор переключатель находился в положении I. Если перевести его в положение II, а широтно-импульсный модулятор 7 выполнить выдающим положительные однополярные импульсы, то устройство приобретет способность оценки отношения дисперсии анализируемых сигналов со свойствами, близкими к формулам (6), (7). При этом используется свойство равенства сформированного сигнала с широтно-импульсного модулятора 7 его квадрату.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мирский Г. Я. Аппаратурное определение характеристик случайных процессов. М., «Энергия», 1972.
2. Жилинских Р. П. Измерители отношения. М., «Советское радио», 1975.
3. Чернецкий В. И. Анализ точности нелинейных систем управления. М., «Машиностроение», 1968.

УДК 621.317.757

Ю. В. КИСЕЛЕВ

О ПРИМЕНИМОСТИ МЕТОДА ВЗАИМНЫХ СПЕКТРОВ К ЗАДАЧАМ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ГТД

В настоящее время для виброакустической диагностики ГТД обычно используют информацию о спектрах вибрации и шума при различных оборотах и режимах работающих изделий.

Однако простым спектральным анализом не решаются вопросы идентификации источников шума и вибрации ГТД (в случае перекрывающихся спектров), определения степени преобразования входного возмущения при распространении по конструкции, определения связности колебаний различных точек изделия. Под идентификацией источника шире будет пониматься определение доли колебательной энергии, вкладываемой отдельным источником в уровень колебательной энергии контрольной точки на данной частоте или в данной полосе частот. Эти проблемы в линейной постановке могут быть решены путем определения спектральных и взаимоспектральных характеристик на входах и выходах многомерной системы, в виде которой могут быть представлены отдельные узлы и целиком ГТД [2]. Многомерной системой будем называть систему, имеющую множество входов и выходов. Под входом системы понимается точка приложения возмущения (для механической системы это точка приложения механической силы или момента, для акустической — точка возникновения акустических возмущений). Под выходом будем понимать место установки контрольного датчика.

В настоящей работе сделан обзор метода взаимных спектров с целью оценки возможности применения этого метода в виброакустической диагностике для определения динамических характеристик ГТД и идентификации источников шума и вибрации в условиях нормальной работы изделия.

Рассмотрим общую схему преобразования входного возмущения $x(t)$ при прохождении через линейную стационарную систему (рис. 1).

Математически преобразование входного возмущения $x(t)$ в выходное $y(t)$ описывается следующим образом:

$$y(t) = A[x(t)],$$

где $A[]$ — оператор системы.

Для одномерной системы (один вход и один выход) (рис. 2) и задания входного и выходного сигналов в спектральной форме связь между спектром входного процесса $G_x(f)$, спектром выходного сигнала $G_y(f)$ и взаимным спектром $G_{xy}(f)$ определяется следующими выражениями:

$$G_y(f) = |H(f)|^2 G_x(f); \quad (1)$$

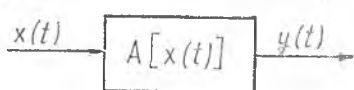


Рис. 1. Общая схема линейной стационарной системы

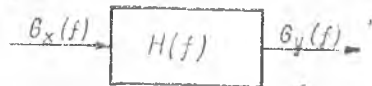


Рис. 2. Схема одномерной системы

$$G_{xy}(f) = H(f)G_x(f), \quad (2)$$

где $H(f)$ — комплексная частотная характеристика системы.

Под входными процессами могут пониматься все физические процессы, протекающие в ГТД: переменные механические силы, пульсации давления, акустические шумы, вибрация узлов и т. п. Под выходными процессами, с точки зрения виброакустической диагностики, будем понимать вибрационные или акустические процессы.

В случае изучения акустических явлений входным и выходным процессами будут шумы ГТД, воспринимаемые микрофонами. Частотная характеристика является безразмерной величиной, указывающей, каким образом изменяется шум при распространении от источника к контрольной точке. Следует оговориться, что в отличие от случая, рассмотренного в работе [2], когда источником шума являлась целиком какая-либо машина (например, станок), при локализации шума ГТД источниками шума являются отдельные узлы ГТД (например, компрессор, сопловой аппарат, турбина и т. п.). В этом случае следует быть осторожным в выборе места установки датчика и оценке результатов. Датчик (микрофон) необходимо устанавливать таким образом, чтобы он оценивал шум источника в целом, а влияние других источников было как можно меньше. Поскольку расстояние между источниками мало и они связаны между собой не только акустической средой, но и вибропроводящими конструкциями, то взаимосвязь источников шума необходимо учитывать.

При исследовании процессов распространения вибрации по конструкции входными и выходными процессами будет вибрация различных узлов или участков корпуса ГТД. Частотная характеристика является безразмерной величиной, определяющей, каким образом изменяется вибрационный процесс при распространении по конструкции.

При исследовании связи сил и вибрации r частотная характеристика имеет размерность. Размерность ее определяет величину (энергия) вибрационного процесса, вызванного единичным силовым нагружением. Сама частотная характеристика определяет характер преобразования возмущающих сил в вибрационный процесс. В этом случае при использовании выражений (1), (2) необходимо точно определить место приложения силы и установить в этом месте датчик силы. Подобная процедура весьма сложна. Это обусловлено, во-первых, распределенным характером нагрузки (особенно от сил газо- и гидродинамического происхождения); во-вторых, трудностями, связанными с созданием датчиков, замеряющих необ-

ходимые усилия. Часто пользуются следующими упрощениями. Во-первых, считают, что целесообразно говорить о приведенных, локальных силах, которые являются равнодействующими распределенных нагрузок и воздействуют на конструкцию в некоторых точках (точках приведения). Во-вторых, вместо измерения сил производят измерение вибрации в точках действия равнодействующих сил (в точках приведения). При этом считают, что составляющие вибрации в этих точках определяются соответствующими составляющими сил.

Все вышесказанное относится и к многомерным системам (рис. 3). Однако в этом случае необходимо учитывать, что входные процессы могут быть коррелированы. Например, при исследовании распространения вибрации по конструкции необходимо учитывать связность входных процессов, поскольку датчики, регистрирующие входные вибрационные процессы, расположены на вибропроводящей конструкции.

Для многомерных систем с одним выходом $y(t)$ и n входами $x_i(t)$ (где $i = 1, 2, \dots, n$) выражения (1), (2) примут следующий вид:

$$G_y(f) = \sum_{i=1}^n G_i(f) |H_i(f)|^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n G_{ij}(f) H_i^*(f) H_j(f); \quad (3)$$

$$G_{iy}(f) = \sum_{j=1}^n G_{ij}(f) H_j(f), \quad (4)$$

где $H_i(f)$ — частотная характеристика между входом и выходом;

$H_i^*(f)$ — частотная характеристика, комплексно сопряженная с $H_i(f)$;

$G_{iy}(f)$ — взаимный спектр между процессами на i и j входах.

Используя выражения (3) — (4), можно по известным спектральным и взаимоспектральным характеристикам входных и выходных процессов определять частотные характеристики систем или по известным частотным характеристикам систем и спектрам входных процессов определять спектральные и взаимоспектральные характеристики выходного процесса.

Выражения (3), (4) можно использовать для определения доли колебательной энергии, которую вносит отдельный источник в общий уровень колебательной энергии в контрольной точке

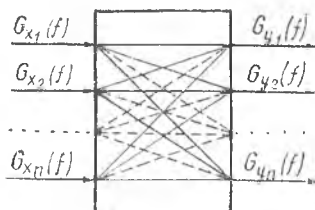


Рис. 3. Схема многомерной системы

(произвести локализацию источников). Количество колебательной энергии, которую вкладывает i входной процесс в выходной, определяется следующим выражением:

$$G_y^i(f) = G_i(f) \cdot |H_i(f)|^2 + \sum_{j=1}^n G_{ij}(f) H_i^*(f) \cdot H_j(f). \quad (5)$$

Доля колебательной энергии, вкладываемая i источником в суммарный колебательный процесс, определяется выражением

$$c^i(f) = \frac{G_i(f)}{G_y(f)} |H_i(f)|^2 + \sum_{j=1}^n \frac{G_{ij}(f)}{G_y(f)} H_i^*(f) H_j(f). \quad (6)$$

Таким образом, сравнительная оценка степени влияния отдельных источников на суммарный колебательный процесс сводится к оценке влияния отдельных произведений правой части уравнения (5) на их сумму. Уравнение (6) можно записать следующим образом:

$$c^i(f) = A_i(f) + \sum_{j=1}^n B_{ij}(f). \quad (7)$$

Коэффициенты $A_i(f)$ пропорциональны части суммарного колебательного процесса, обусловленной действием каждого из входных процессов при отсутствии между источниками корреляционной связи. Коэффициенты $B_{ij}(f)$ характеризуют степень влияния корреляционной связи между источниками на уровень суммарного колебательного процесса.

Использование спектральных и взаимоспектральных характеристик для изучения динамических свойств узлов ГТД и локализации источников шума и вибрации ГТД предъявляет определенные требования к точности измерения этих характеристик, а следовательно, и к метрологическим характеристикам анализаторов спектра и взаимного спектра [1]. Особенно повысятся требования к точности в случае многомерной системы с коррелированными входами, так как в этом случае необходимо определять взаимоспектральные характеристики для каждой пары входных процессов.

Из вышеизложенного следует, что при локализации источников шума и вибрации большое значение имеет правильное определение возмущающих (входных) процессов. Эту задачу необходимо решать как путем построения обоснованной модели системы действующих сил или обоснованной модели системы источников шума и вибрации (т. е. определение мест установки датчиков, измеряющих входные процессы), так и выбором датчика, который должен правильно отражать физическую сущность процесса (измерение сил, пульсаций давления и т. п.) или

измерять процесс, физически связанный с процессом, возбуждающим колебания (например, вместо силы измерять вибрацию в точке действия силы).

Рассмотренный подход можно использовать при решении задач виброакустической диагностики, например, для определения чувствительности датчика, установленного в контрольной точке, к вибрации какого-либо узла, который необходимо подвергнуть диагностике; для идентификации каких-либо участков спектра или составляющих с источниками (если это невозможно сделать обычным спектральным анализом). Сведения о спектральных и взаимоспектральных характеристиках можно использовать для получения частотных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новиков А. К. Корреляционные измерения в корабельной акустике. Л., «Судостроение», 1971.
2. Попков В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. Л., «Судостроение», 1974.

УДК 534.1:539.433

В. И. КОСТИН, Е. В. СУНДУКОВ

К ВОПРОСУ ОБ ОЦЕНКАХ ИНТЕНСИВНОСТИ УЗКОПОЛОСНОЙ НЕГАРМОНИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ

Повышение удельных параметров энергетических машин приводит к необходимости более строгого подхода к оценке интенсивности вибрации. Основная доля энергии опасных колебаний, как правило, концентрируется в нескольких относительно узких полосах. Поэтому оценка интенсивности вибрации сводится, в конечном счете, к оценке интенсивности узкополосной вибрации. В настоящее время отсутствует единый подход к этому вопросу.

Ниже приведены некоторые методы оценки интенсивности.

Согласно ГОСТ 12379-66 «Машины электрические. Методы оценки вибрации» интенсивность R в диапазоне до 500 Гц оце-

нивается эквивалентным значением измеряемого параметра в виде

$$R_1 = A_{\text{экв}} = \sqrt{2} x_{\text{эфф}}, \quad (1)$$

$$\text{где } x_{\text{эфф}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{\tau} x^2(\tau) d\tau};$$

$x(\tau)$ — мгновенное значение процесса.

Известна оценка интенсивности случайной вибрации, которая выводится из условия обеспечения с запасом такой же реакции конструкции, как на однокомпонентную гармоническую с той же частотой [1]. При этом эквивалентная амплитуда гармоника принимается равной трем среднеквадратическим значениям случайного процесса (S_v):

$$R_4 = A_{\text{экв}} = 3 S_v. \quad (2)$$

В работе [2] на базе информационного подхода предложена оценка интенсивности узкополосной вибрации эквивалентным значением амплитуды гармоника:

$$R_5 = A_{\text{экв}} = K \sqrt{2} S_v, \quad (3)$$

где $K = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \frac{e^{\pi}}{S_v}$ — коэффициент, учитывающий вид плотности распределения и изменяющийся от 1,0 (для гармонического процесса) до 1,86 (для гауссовского процесса);

H — приведенная энтропия кривой плотности распределения.

В практике применяются оценки по среднему значению амплитуд

$$R_6 = \bar{A} \quad (4)$$

и формуле [3]

$$R_7 = \bar{A} + z S_A, \quad (5)$$

где S_A — среднеквадратическое значение амплитуд;

z — числовой коэффициент.

Величина z в работе [3] не приводится. Для случая $z = 3$ выражение (5) принимает вид оценки по практически максимальной величине амплитуды:

$$R_8 = \bar{A} + 3 S_A. \quad (6)$$

С целью анализа приведенных выше оценок интенсивности сформулируем ряд требований к ним.

В случае возможности статической поломки деталей или превышения ими допустимых относительных перемещений оценкой интенсивности является максимальное значение амплитуды виброперемещения за период работы машины.

На практике наиболее часто опасность вибрации рассматривается с точки зрения возможности накопления усталостных повреждений. При этом оценка интенсивности должна обеспечивать для всего многообразия свойств материалов и конструкций, а также законов распределения действующих нагрузок, меньшую или равную долговечность по сравнению с оцениваемым случайным процессом.

Назовем оценку интенсивности вибрации достаточной в случае, если опасность накопления усталостных повреждений при воздействии нагрузки с уровнем оценки больше или равна опасности, вызываемой оцениваемым процессом.

Оценку интенсивности будем называть однозначной, если она принимает равные или достаточно близкие значения для процессов, одинаковых по возможности накопления усталостных повреждений.

Для конкретизации критерия однозначности рассмотрим экспериментальные данные по усталостным испытаниям деталей и образцов. Сравнение повреждающей способности различных узкополосных процессов проведем на основании данных экспериментов по усталости путем сопоставления с гармоническим нагружением однотипных образцов и конструкций для случая равной долговечности.

На рис. 1 представлены экспериментальные данные в зависимости от характера узкополосного процесса, определяемого коэффициентом вариации

$$v = \frac{S_{\sigma_A}}{\bar{\sigma}_A}, \quad (7)$$

где S_{σ_A} — среднеквадратическое значение амплитуд напряжений;

$\bar{\sigma}_A$ — среднее значение амплитуд напряжений.

Там же пунктиром нанесена огибающая по экспериментальным данным.

По оси ординат отложено отношение амплитуды гармонических напряжений σ_r к среднеквадратическому значению узкополосного процесса S_{σ} .

Величину S_{σ} можно выразить через параметры огибающей [2] в виде

$$S_{\sigma} = \sqrt{\frac{\sigma_A^2 + S_{\sigma_A}^2}{2}}. \quad (8)$$

Использованы экспериментальные данные различных авторов как для случайной узкополосной, так и для программной

нагрузок в широком диапазоне прочностных свойств материалов и конструкций, что характеризуется значениями $m = 5-20$ в уравнении кривой выносливости $\sigma^m N = \text{const}$, что близко к предельным значениям показателя m для применяемых в настоящее время материалов. Вопрос эквивалентности узкополосной случайной и гармонической нагрузок более подробно рассмотрен в [4].

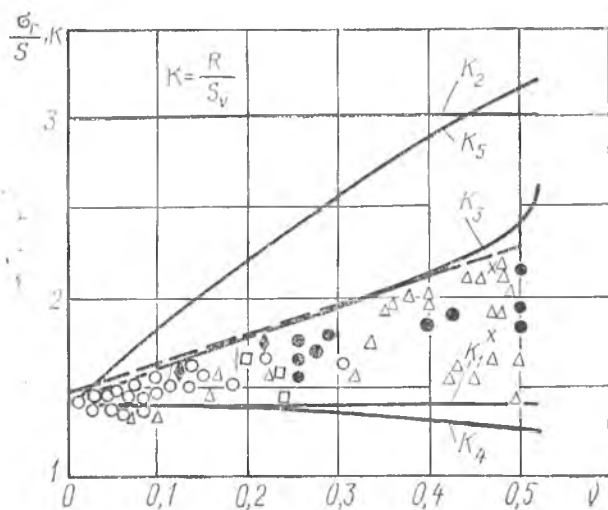


Рис. 1. Зависимость соотношения гармонической и случайной нагрузок и коэффициента K_i от v при равной долговечности:

- — [6]; △ — [7]; ◆ — [8]; ● — [9]; □ — [10]; × — [11];
- △ — экспериментальные данные, полученные авторами;
- — — огибающая по экспериментальным данным

Используя связь между напряжениями в конструкции и виброскоростью [5] и учитывая, что узкополосное случайное и гармоническое нагружения в экспериментах выполнены на однотипных образцах и деталях, можно записать

$$\frac{\sigma_r C}{S_v C} = \frac{A_r}{S_v}; \quad (9)$$

где A_r — амплитуда гармонической вибрации;

C — постоянный коэффициент.

Это позволяет перенести выводы, сделанные для напряжений, на вибрацию и определять однозначность оценки интенсивности

при различном характере вибрации относительно огибающей на рис. 1.

Рассмотрение характера узкополосных процессов показывает, что они изменяются от узкополосного нормального до гармонического.

Будем называть оценку интенсивности состоятельной, если при изменении характера анализируемого процесса она стремится к величине $\sqrt{2} S_V$ при приближении процесса к гармоническому.

Проанализируем оценки $R_1 - R_5$ с точки зрения сформулированных выше требований.

Представим узкополосную вибрацию моделью, состоящей из суммы узкополосного шума и гармоник. Используя известные соотношения для среднего и среднеквадратического значений амплитуд [6], все представленные оценки можно привести к виду

$$R_i = K_i S_v, \quad (10)$$

где K_i — коэффициент, зависящий в общем случае от отношения амплитуды гармоник к среднеквадратическому значению шума, часто обозначаемому через a .

Из выражений (1) — (4), (6) и (10) с учетом (8) можно получить зависимости $K_i = f, \gamma$:

$$K_1 = \sqrt{2}; \quad (11)$$

$$K_2 = 3; \quad (12)$$

$$K_3 = K \sqrt{2}; \quad (13)$$

$$K_4 = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{1 + \gamma^2}}; \quad (14)$$

$$K_5 = \frac{(1 + 3\gamma) \sqrt{2}}{\sqrt{1 + \gamma^2}}. \quad (15)$$

Коэффициент K в уравнении (13) зависит от [2].

Зависимости (12) — (15) представлены на рис. 1.

Анализ результатов, представленных на рис. 1, показывает, что оценки R_2, R_3, R_5 являются достаточными во всем диапазоне v , а оценки R_1, R_4 не отвечают требованию достаточности.

Относительно огибающей экспериментальных данных однозначность оценки практически обеспечивается только для R_3 .

При значении $z \approx 1,5$ выражение (5) может аппроксимировать оценку R_3 до значений $v = 0,48$.

Для анализа оценок по состоятельности преобразуем (11) — (15), чтобы получить зависимости вида $K_i = \psi_i(a)$. Для этого используем функцию $v = \varphi(a)$, полученную в [2].

Графический вид полученных выражений представлен на рис. 2.

Рост параметра a приближает оцениваемый процесс к гармоническому. Следовательно, состоятельными являются оценки R_1, R_3, R_4, R_5 .

В таблице представлены результаты анализа рассмотренных оценок с точки зрения сформулированных требований.

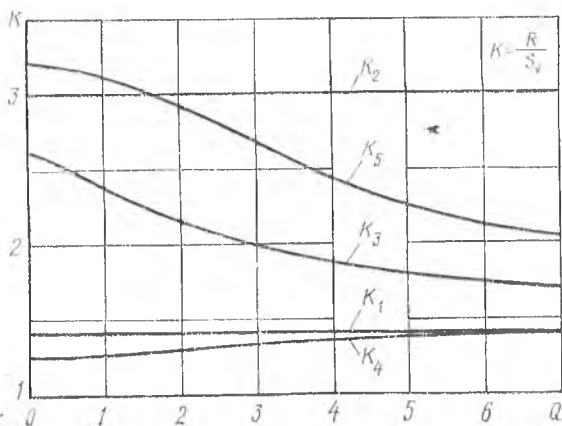


Рис. 2. Зависимость коэффициента K_i от параметра a

ЛИТЕРАТУРА

1. Случайные колебания. Сб. под ред. Кренделла С. М., «Мир», 1967.
2. Костин В. И. Сравнительная оценка интенсивности вибрации с переменной во времени амплитудой эквивалентным значением виброскорости гармонических колебаний. — «Проблемы прочности», Киев, 1974, № 9.
3. Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1973.
4. Костин В. И., Сундуков Е. В. Об эквивалентности синусоидальной и несинусоидальной узкополосной нагрузок. — «Проблемы прочности», Киев, 1976, № 7.
5. Вильнер П. Д. Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. — «Проблемы прочности», Киев, 1970, № 9.
6. Тихонов В. И. Статистическая радиотехника. М., «Советское радио», 1966.
7. Кортен Г. Т., Доллан Т. Дж. Суммирование усталостных повреждений. В сб.: «Усталость металлов», М., ИЛ, 1961.
8. Серенсен С. В., Козлов Л. А. Испытание на усталость при варьируемых перегрузках. — «Заводская лаборатория», 1953, № 3.
9. Филатов Э. Я., Дмитриченко С. С., Белокуров В. Н., Борисов Ю. С. Программные испытания сварных образцов на усталость. — «Проблемы прочности», Киев, 1972, № 3.

10. Шувалов С. А., Коновалов М. В. Об учете в расчетах на усталостную прочность переменных нагрузок при изгибе. «Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение», 1961, № 5.

11. Карпунин В. А., Цицинов В. Б., Муйземлек Ю. А. Влияние концентрации напряжений на долговечность образцов при программном нагружении. — В кн.: «Динамика, прочность и долговечность деталей машин». Ижевск, 1971.

12. Ковалевский Дж. О соотношении между усталостной долговечностью при повторных нагрузках со случайным чередованием амплитуд и при соответствующих программных нагрузках. — В кн.: «Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций». М., «Машиностроение», 1965.

УДК 621.833.534

Ю. И. ПЛОТНИКОВ, Ю. А. ПЫХТИН, Ф. И. РИЗАНСКИЙ

ОПЫТ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ РЕДУКТОРА

За значительный период производства и эксплуатации мощных редукторов, разработанных на предприятии, зарегистрировали серию поломок корпусов форсунок и деталей системы смазки, иногда и конической шестерни. Тензометрирование выявило динамические напряжения, существенные в резонансе на рабочем режиме изделия. Источником возбуждения оказались динамические силы от соударения зубьев главных конических шестерен по $z = 28$ гармонике к оборотам ведущих валов (по числу зубьев ведущих шестерен). Возбуждение усиливалось, когда погрешности зацепления (по зазорам, прилеганию по краске) были выражены более сильно.

Ранее такие дефекты не наблюдались, технология производства шестерен соответствовала ТУ.

Одним из мероприятий для исключения дефектов и наблюдения за стабильностью производства, кроме тщательной наладки зуборезных станков, было введение обобщенного контроля качества зацепления по основному тону его шума путем измерения соответствующей составляющей (гармоника $z = 28$) виброперегрузок корпусов изделий. Контролируемый параметр выбран с учетом истории и физического смысла явления. Норма допустимой виброперегрузки последовательно уточнялась по мере накопления опыта. Первое значение нормы $[K] \leq 1$ усл. единицы выбрано по данным о вибрации нескольких дефектных

изделий как грубая оценка (0,05 квантиля) распределения дефектных изделий (при ряде предположений об этом распределении). В связи со значительным случайным разбросом результатов отдельных измерений с нормой сопоставляли среднее значение трех последовательных измерений.

Отбраковка изделий была незначительной, исправления производились подбором по краске, подбором зазоров. Конструкция изделия в этот период не изменялась.

Некоторые результаты, полученные за полгода, иллюстрирует рис. 1. Здесь на нормальной бумаге представлены распределения виброперегрузок корпусов ремонтных и новых изделий в июне и ноябре, а также распределение виброперегрузок изделий, имевших дефекты. Количество изделий в выборках невелико, что не позволяет делать окончательные выводы. Но прослеживаются важные тенденции. Распределения сместились в сторону

меньших значений виброперегрузок. При этом уменьшились не только средние значения, но и дисперсия, т. е. характеристики различных экземпляров изделий стали более однородными, близкими, что свидетельствует о повышении технологической дисциплины в производстве. Это относится и к новым, и к ремонтным изделиям.

Достигнутый уровень позволил снизить норму для новых изделий до $|K| \leq 0,9$. Новая норма обеспечивает дальнейшее повышение качества. В настоящее время

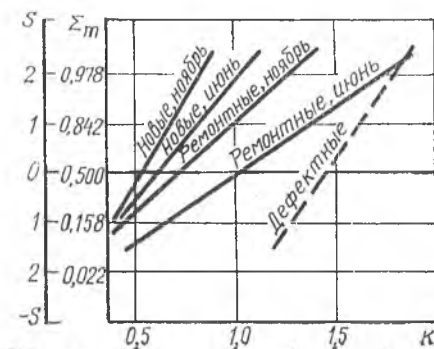


Рис. 1. Распределение виброперегрузок корпусов изделий. Обозначения: K — виброперегрузка (в условных единицах); Σm — накопленная частота; S — стандартное отклонение

может быть вновь рассмотрен вопрос об установлении экономически обоснованных норм допустимых вибраций.

Приведенные факты свидетельствуют о целесообразности более широкого применения методов вибродиагностики. Роль их при эксплуатации изделий хорошо известна. На заводах-изготовителях эти методы могут быть использованы для того, чтобы своевременно обнаружить отклонения в производстве.

М. К. СИДОРЕНКО

КИБЕРНЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ
ВИБРОДИАГНОСТИКИ ГТД

В настоящее время вибрационная диагностика ГТД находится на стадии становления, когда первостепенное значение имеют теоретические и методические вопросы. С методологической точки зрения полное раскрытие сущности любого явления возможно лишь при рассмотрении его в адекватном, характерном для него аспекте. Для вибродиагностики адекватным является кибернетический аспект.

ГТД как объект диагностики представляет собой сложную динамическую систему, в которой совершаются различные процессы управления. Качество ГТД является динамической категорией и в процессе эксплуатации необходимо поддерживать его на заданном уровне, т. е. управлять качеством.

Система вибродиагностики выступает как специфическая подсистема управления качеством, поскольку основной задачей ее является своевременное выявление отклонений в техническом состоянии объекта (диагноз) с последующим восстановлением работоспособности. Характерной особенностью этого процесса управления является использование процесса диагноза как его составной части, поэтому она может быть названа диагностической системой управления [1]. Вторая (частная) особенность состоит в использовании вибрационных процессов для диагноза.

Функциональная схема вибродиагностической системы управления качеством объекта включает (рис. 1): объект O , систему диагностирования $СД$, эффектор \mathcal{E} и источник дополнительной информации $ИДИ$. Рецептор P воспринимает вибрационные сигналы X и формирует диагностические признаки Y , по которым классификатор K ставит диагноз

$$D = \varphi(Y, z_1)$$

с использованием дополнительной информации, содержащейся в сигнале z_1 (например, о режиме работы, состоянии внешней среды).

Результат диагноза D используется для активных воздействий на объект с целью восстановления заданного уровня работоспособности (качества). На основе результата диагноза и

сигналов, содержащих дополнительную информацию (z_0 — о цели управления, z_2 — о состоянии СВР, z_3 — о прочей используемой информации), блок принятия решений БПР вырабатывает управляющий сигнал

$$\varepsilon = \psi(D, z_0, z_2, z_3),$$

по которому система восстановления работоспособности объекта СВР осуществляет регулирующие воздействия λ .

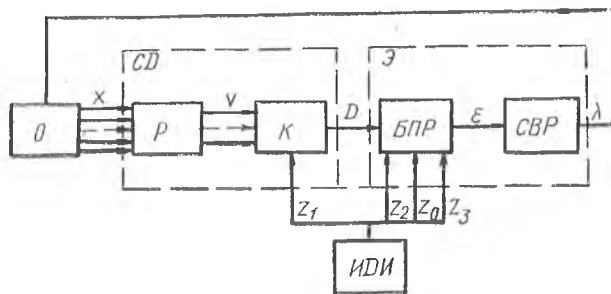


Рис. 1. Функциональная схема вибродиагностической системы управления

Приведенная схема применима ко всем этапам «жизни» ГТД. Отличия связаны в основном с составом объектов диагноза и регулирующих воздействий. В эксплуатации объектами диагноза являются отдельные представители множества ГТД. Регулирующие воздействия включают собственно регулирование, замену или ремонт отказавшего элемента и др.

На этапе производства объектами диагноза являются как конкретные представители, так и упорядоченная во времени совокупность производимого множества ГТД. Отдельные диагнозы используются для оценки качества изготовления соответствующего ГТД.

Статистика диагнозов позволяет оценить уровень, а их динамика — осуществить диагностическое прогнозирование качества производимого множества двигателей, что составляет основу регулирующих воздействий на технологию производства (качество изготовления деталей, монтаж и т. п.).

На этапе доводки объектами диагноза являются как отдельные представители, так и упорядоченная по качеству совокупность опытных образцов ГТД.

Последняя не образует генеральной совокупности. Диагноз отдельных образцов используется для оценки кратковременной

работоспособности их. Динамика диагнозов в сочетании с соответствующими регулируемыми воздействиями (конструктивные и технологические изменения, изменение материалов, комплектующих изделий и др.) используются для прогнозирования качества типового представителя будущей генеральной совокупности ГТД.

Таким образом, вибродиагностическая система управления образует характерный для кибернетики замкнутый контур. Основным источником информации является система вибродиагностики, а надлежащее использование ее осуществляется системой управления (эффектором).

Реализация процесса вибродиагностического управления требует решения задач, аналогичных кибернетическим: изучения физических свойств объектов в исправном и неисправном состояниях, моделирования объектов и сигналов, разработки и исследования алгоритмов диагноза, разработки принципов построения средств диагноза и их апробации. Очевидна плодотворность использования в решении этих задач разработанных в кибернетике методов и принципов, в первую очередь методов моделирования, системного и информационного подходов.

Информационный подход является основополагающим в диагностике. Из многих аспектов информации в диагностике наиболее существенны статистический, семантический и прагматический. Диагностику полезно рассматривать как процесс связи и управления. Процесс восприятия, передачи и хранения (передача во времени) информации является процессом связи. Он сопровождается потерями, что можно проанализировать в рамках статистической теории информации. Информационную емкость вибрационного канала можно приблизительно оценить по формуле

$$C = 2 f_{\text{в}} \log_2 \frac{1}{\gamma}, \text{ бит/с,}$$

где $f_{\text{в}}$ — высшая частота вибросигнала;

γ — относительная погрешность измерения.

Она весьма высока (до сотен тысяч бит/с), что предъявляет повышенные требования к системам восприятия, передачи и переработки информации.

Постановка диагноза и принятие решений — это процесс переработки информации в управляющие сигналы. Здесь важно смысловое содержание (семантика) и практическая полезность (прагматика) информации. В диагностике семантический и прагматический аспекты сливаются, поскольку бессмысленные сведения бесполезны, а бесполезные — не имеют смысла.

В семантико-прагматическом аспекте оперируют понятиями цели, ценности и существенности информации. При оценке состояния какого-либо элемента двигателя (цель) ценностью обладает лишь информация, отражающая его состояние. Частотные составляющие сигнала, не отражающие это состояние, выступают в роли помехи, хотя они могут отражать состояние другого элемента.

Различные параметры сигнала, несущие целевую информацию, могут обладать различной ценностью (информативность) с точки зрения оценки состояния элемента. Отсевание нецелевой и малоценной информации позволяет существенно сжать ее и придать удобную форму для дальнейшей переработки.

Существенность информации определяется ее значимостью (уровень вибрации, скорость изменения его), местом (основной подшипник или второстепенный элемент), моментом диагноза (полет или наземное испытание) и др.

Из информационного подхода вытекает следствие: в диагностике должно быть организовано восприятие и переработка целевой ценной (высокоинформативной) существенной информации и своевременная выдача ее в удобной для использования форме.

Системный подход предполагает комплексный анализ и разработку диагностических систем с совокупным учетом математических, информационных, технических, программных и организационных методов, приемов и средств.

Один из методологических принципов системного подхода — единство критериев эффективности. Эффективность системы вибродиагностики следует рассматривать с точки зрения применения двигателя по назначению. Принцип единства критериев позволяет определить оптимальные области применения вибродиагностики как составной части общей системы технической диагностики.

С помощью этого принципа можно оценить необходимую степень контролепригодности двигателя, например, целесообразность применения встроенных датчиков. Он же позволяет осуществить оптимальное разделение функций в системе диагностики между машиной и человеком, с учетом специфики последнего. Человек выполняет роль передатчика и канала связи и является источником дополнительной информации, реализуя принцип внешнего дополнения.

Хотя для человека как канала связи характерно недостаточное быстроедействие и высокие пороги восприятия (энергетический, временной и пространственный), в системе он имеет пре-

имущество в незапрограммированных ситуациях и при отказах элементов системы.

Критерии эффективности диагностики позволяют (в принципе) совокупно учесть количество целевой содержательной информации, затраты на ее получение и переработку и другие факторы, определяющие эффективность диагностики. Эффективность диагностики не удастся оценить единым критерием. Известные критерии не охватывают ряда аспектов эффективности, а определяющие их параметры трудно получить своевременно. Необходима разработка приближенных способов сопоставления эффективности неапробированных практикой систем.

С системной точки зрения более жестко формулируется ряд других требований к системам диагностирования. Так, по [1] необходимым и достаточным условием обнаружения неисправности является выполнение условий проявления и транспортировки неисправности. При неисправности должно появиться некоторое значение входного, внутреннего или выходного сигнала, отличное от значений сигнала в исправном состоянии. В системе должны быть образованы один или несколько существенных путей транспортировки неисправности — чувствительных каналов передачи сигнала о неисправности к контрольным точкам.

В вибродиагностике ГТД чувствительные вибрационные каналы не образуются искусственно, а находятся среди естественных. Возможны случаи, когда разные неисправности вызывают одинаковые или неразличимые сигналы. Кроме того, сигнал о неисправности может оказаться практически неприемлемым для диагностирования вследствие чрезмерной «зашумленности» другими вибрационными сигналами или невозможности измерения его в рабочих условиях.

Более четкими и полными, видимо, являются условия наблюдаемости и идентифицируемости [2]. Кроме того, системный подход требует выполнения условия управляемости объекта диагностирования.

Развитый кибернетикой метод моделирования воплощает единство экспериментального и дедуктивного методов. Из-за усложнения технических систем и человеческой деятельности он приобрел общенаучное значение.

Моделирование должно предшествовать исследованию и включать проверку на адекватность объекту, понимаемую в смысле какого-либо критерия ошибки или функции потерь. Это недостаточно учитываемое в вибродиагностике положение нередко приводит к существенным классификационным ошибкам. В вибродиагностике необходимы модели входных и выходных сигналов и модели объектов диагностирования. Неадекватность

используемых моделей может привести к неправильной трактовке результатов измерений, ошибочному диагнозу или решению.

Для моделирования необходимо структурное и информационное сходство, уточняемое математическими понятиями изоморфизма и голоморфизма. Различают два противоположных подхода к моделированию: структурный (микроподход, в частности, моделирование структуры) и функциональный (макроподход, реализующий идею «черного ящика»). Функциональный подход введен кибернетикой с целью овладения сложными явлениями без полного знания их внутренней сущности. Эти концептуальные (поведийные) модели приобретают все большее значение из-за возрастающей сложности исследуемых объектов, в том числе ГТД.

Применительно к вибродиагностике ГТД отметим два обстоятельства. Всегда имеется определенная информация о структуре ГТД и взаимосвязях составляющих ее элементов, что позволяет разработать структурно-функциональную модель («серый ящик») с последующей детализацией ее. С другой стороны широко применяемый в других областях метод тестовых воздействий на объект ограничен в ГТД как по возможности реализации его, так и по эквивалентности тестовых воздействий рабочим. Вибрационные характеристики двигателя в рабочих и не рабочих условиях могут значительно различаться, особенно в области высоких частот. Идентификация как метод построения моделей с учетом влияния рабочих условий оказывается во многих диагностических задачах единственно приемлемой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нархоменко И. И. Основы технической диагностики. Ч. 1. М., «Энергия», 1976.
2. Эйкхофф И. Основы идентификации систем управления. М., «Мир», 1975.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.7

Математическое представление упруго-фрикционных характеристик амортизаторов из материала МР. *Бузицкий В. П., Лазуткин Г. В., Пругулин П. Г., Саланов Е. Н.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 3—8.

В работе предлагается и исследуется математическая модель деформирования амортизаторов, основанная на аппроксимации экспериментально получаемых данных с помощью полиномов Чебышева. Дан пример аппроксимации упруго-фрикционных характеристик амортизатора ДК-54.

Иллюстраций 3, таблиц 1, библиографий 2.

УДК 622.232.3—567

Исследование диссипативных свойств цельнометаллических амортизаторов. *Горбунов В. Ф., Новиков А. П., Рудаченко А. В., Каминская С. С.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 9—12.

В работе приводятся результаты экспериментальных исследований диссипативных свойств амортизаторов в металлическом исполнении в зависимости от конструкторских параметров и параметров нагружения.

Иллюстраций 3, библиографий 5.

УДК 625.032.4

О динамических качествах грузовых вагонов с МР в буксовом подвешивании. *Камаев А. А., Кононов В. С.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 13—15.

В работе изложены результаты исследования вертикальной динамики 4-осных грузовых вагонов и даны рекомендации вагоностроительным заводам о постановке МР в буксовом подвешивании.

Иллюстраций 2.

УДК 620.178.311.6

Изменение упруго-демпфирующих свойств материала МР в условиях длительного циклического деформирования. *Тройников А. А.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 15—20.

Приведены результаты исследования изменения упруго-демпфирующих свойств материала МР при длительном циклическом деформировании. Экспериментально установлено, что характер и темп изменения свойств материала в основном зависят от величины виброскорости деформирования. Рассмотрен один из возможных механизмов паработки, определяющий характер изменения свойств материала. Намечены пути повышения стабильности характеристик изделий из МР при длительной эксплуатации.

Иллюстраций 3, библиографий 9.

УДК 620.178.311

Влияние формы и объема изделия из МР на его упруго-демпфирующие характеристики. *Пичугин Д. Ф., Шайморданов Л. Г.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 20—24.

В статье приведены результаты исследования влияния формы и объема изделий из МР на его упруго-демпфирующие характеристики. Показано, что модуль упругости и коэффициент рассеяния материала МР не зависят от формы и объема изделия. Установлено, что форма изделия оказывает влияние на распределение плотности МР по его высоте. Получена обобщающая зависимость для учета распределения плотности и даны рекомендации по конструированию изделий.

Иллюстраций 4, библиографий 4.

УДК 539.433:621.643.4

Надежность трубопроводных систем при вибрации. *Борисов В. А., Войтех Н. Д., Панин Е. А.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 25—29.

В работе представлены результаты экспериментального исследования влияния вибронагрузок на герметичность фланцевого соединения трубопроводов. Делается вывод о необходимости снижения амплитуды переменного контактного давления на уплотнение, для чего рекомендуется применять упруго-демпфирующие опоры трубопроводов. Приводятся некоторые конструкции цельнометаллических упруго-демпфирующих опор.

Иллюстраций 3, библиографий 2.

Демпфирование колебаний лопаток турбин за счет рационального выбора конструкции соединяющих лопатки связей. *Борщанский К. И.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 29—34.

Рассмотрены особенности колебаний лопаток, соединенных замкнутыми на круг связями. Показано, что путем изменения конструкции, числа и места расположения связей можно в широких пределах изменять уровень напряжений в лопатках, соответствующий началу проскальзывания при колебаниях. Указанное свойство может быть использовано для воздействия на величину декремента колебаний и уровень динамических напряжений в рабочих лопатках турбин.

Таблиц 1, иллюстраций 4, библиографий 6.

УДК 620.174.25

Экспериментальное исследование рассеяния энергии в стержневых конструкциях с вибропоглощающими покрытиями. *Гнездилов В. П., Ермаков А. Н., Маргенов Б. М.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 35—37.

Приводятся данные экспериментального исследования стержней кольцевого сечения с двухслойным вибропоглощающим покрытием, состоящим из верхнего (сдерживающего) металлического и вязкоупругого слоев. Дается описание установки.

Иллюстраций 2, библиографий 1.

УДК 681.34:629.735.33.02

Применение гибридного вычислительного комплекса к исследованию динамики гистерезисных систем. *Кабанов Н. П., Кобцев А. П., Перепелка В. П.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 38—42.

Динамические расчеты систем, в которых учтено конструктивное демпфирование, требует решения системы нелинейных дифференциальных уравнений. Число уравнений, составляющих систему, определяется особенностями рассматриваемой конструкции и оказывается, как правило, достаточно высоким. Значительные преимущества по сравнению с численными методами интегрирования дают гибридные методы расчета.

Решение приведено на гибридной вычислительной системе ГВС, включающей в свой состав ЭВМ Урал-11 и АВМ ЭМУ-10. В качестве примера расчета гистерезисной системы были исследованы крутильные колебания с билинейным гистерезисом в системе с тремя степенями свободы. Результаты решения на ГВС сравнивались с эталонными данными, полученными при расчете численным методом на ЭВМ. Показано, что используемый метод решения нелинейных задач со многими степенями свободы эффективнее и экономичнее традиционных.

Иллюстраций 3, библиографий 3.

Инженерная методика расчета упруго-фрикционных характеристик многослойных гофрированных демиферов авиационных ГТД. *Пономарев Ю. К.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977, вып. 4, с. 42—48.

В статье приведена эмпирическая методика расчета полей упруго-гистерезисных летель многослойных гофрированных демиферов, применяющихся в качестве опор роторов ГТД и трубопроводов. Обсуждаются недостатки, связанные с применением закона Кулона-Амонтона, описывающего трение в местах контакта вибратора с гофрированными пакетами. На базе теории предварительных смещений разработана и применена новая математическая модель, описывающая трение в контакте и реализующая принцип Мазинга.

Иллюстраций 2, библиографий 7.

Усталостные испытания композиционных материалов в условиях плоского напряженного состояния. *Степаненко П. Д., Вязкин В. И.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 48—55.

Излагается метод усталостных испытаний композиционных материалов в условиях плоского напряженного состояния на образцах, выполненных в виде прямоугольных пластины постоянной толщины, шарнирно опертых по всему контуру.

Теоретически анализируется напряженное и деформированное состояние образцов при поперечных колебаниях.

Приведены усталостные характеристики стеклопластика, полученные с помощью данного метода.

Иллюстраций 3, библиографий 5.

Колебания многослойных балок с учетом реальной петли гистерезиса. *Татишвили Т. Г., Хаингия М. В.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 55—59.

В статье рассматривается колебание невесомой балки, в середине которой закреплена масса; защемленные концы балки нагружены упругими моментами сил трения.

Представлена характеристика упруго-фрикционных сил и показана амплитудно-частотная характеристика, полученная на АВМ с учетом реальной характеристики петли гистерезиса.

Иллюстраций 3, библиографий 2.

Опытное исследование характеристик высокоскоростных упорных гидростатических подшипников. *Аргентенко Н. П., Зоря В. Г., Кузьминов Ф. Ф., Поддубный А. И.* Сб. «Вибрационная прочность и на-

дежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 60—66.

В статье приводятся некоторые результаты теоретического и экспериментального исследований двусторонних УГСП с радиальным подводом рабочей жидкости. Представлены сравнительные данные экспериментальных и теоретических значений потерь мощности на трение в двустороннем УГСП с жидклерной компенсацией.

Иллюстраций 4, библиографий 4.

УДК 62—762.001.5

Исследование торцового уплотнения с гидростатической разгрузкой. Белоусов А. Н., Зрелов В. А. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 66—74.

В работе приведен расчет торцового уплотнения с гидростатической разгрузкой (ГСУ). Определены динамические характеристики жидкостного слоя. Даются выражения жесткости ГСУ при различных режимах течения жидкости на входе и выходе уплотнения. Выявлена зона устойчивой работы ГСУ. Полученные зависимости могут быть использованы при расчете и проектировании такого типа уплотнений, а также гидростатических подшипников.

Иллюстраций 4, библиографий 2.

УДК 621.51—225:533.6

О гашении колебаний газа в трубопроводных системах за счет согласования возмущающих воздействий генераторов колебаний. Владиславлев А. П., Кирия В. В., Новиков Л. А., Повикова В. А., Тужилин А. А. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 74—73.

В работе представлены некоторые результаты теоретических и экспериментальных исследований по согласованию возмущений от двух генераторов с целью демифирования колебаний газа в трубопроводах.

Иллюстраций 1.

УДК 621.822.2

Влияние закона истечения через устройства наддува на устойчивость газовых подшипников. Карнов В. С., Грудская Е. Г. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 78—82.

Для подачи газа в смазочный зазор газовых подшипников с наддувом используются подводящие устройства различного типа (простая кольцевая диафрагма, канилляры). При расчете характеристик газовых опор обычно принимается, что расход газа через такие устройства можно определить, пользуясь моделью изэнтропического истечения идеального газа из большого резервуара в бесконечное пространство. Экспериментально установлено, что закон истечения через реальные устройства наддува может значительно отличаться от изэнтропического.

В настоящей работе экспериментальные данные по определению расхода газа через различные устройства наддува используются при анализе устойчивости упорного подпятника. Рассматривается влияние характеристик устройств наддува на устойчивость опоры, а также возможность использования изэнтропической модели истечения газа при определении устойчивости.

Иллюстраций 3, библиографий 5.

УДК 621.512.001:5

Демпфирование колебаний потока газа в трубопроводах поршневых компрессоров. *Козлов В. А., Искаревский В. М., Соколинский Л. И.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 82—85.

В статье приведены результаты исследований предложенного авторами поршневого резонансного гасителя пульсаций давления в компрессорных установках. Показано, что при включении такого гасителя в систему амплитуда основной гармоник гасится в 2—2,5 раза больше, чем при включении пустотной емкости равного объема, а по высшим гармоникам эффективность их одинакова.

Иллюстраций 2, библиографий 2.

УДК 621.643—752

Эффект демпфирования реактивной струи. *Кондрашов Н. С., Сусликов В. И.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 86—91.

Рассматривается задача о колебаниях полого консольного стержня, по которому протекает поток жидкости или газа. Обсуждаются явления, которые возникают при взаимодействии свободно колеблющегося стержня и протекающего по нему потока. Используется точный метод интегрирования. Проведен численный анализ задачи. Полученные результаты могут быть использованы для решения практических задач.

Иллюстраций 4, библиографий 3.

УДК 621.438 (088.8)

Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД. *В. К. Лобанов, А. Б. Хрусталева.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 91—96.

Рассматривается упруго-демпферная опора ротора ГТД с подачей масла в промежутки между выступами упругого кольца Ааллисона. Оценка коэффициента гидродинамического демпфирования получена в результате рассмотрения совместной деформации упругого элемента и кольцевого слоя вязкой несжимаемой жидкости при малых прецессионных колебаниях подшипника относительно корпуса опоры.

Иллюстраций 3, библиографий 2.

Исследование устойчивости подшипника с микроканавками на газовой смазке. *Маковец Т. В.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 97—102.

В статье рассматривается гибридная газовая опора, имеющая на рабочей поверхности четыре прямоугольные в плане микроканавки, каждая из которых соединяет два отверстия для поддува газа. Статические характеристики опоры изучены автором ранее. Приводятся некоторые из них для сравнения с результатами по устойчивости. Изучается устойчивость опоры по отношению к полускоростному вихрю в малой окрестности центрального положения шипа. Критерий устойчивости определяется на основании реакции газового слоя на установившийся микровихрь. Построены области устойчивости. Результаты представлены в виде графиков.

Иллюстраций 3, библиографий 4.

К определению активных сопротивлений неоднородностей гасителей пульсаций трубопроводных систем. *Хохлов Ю. М.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 102—105.

В работе рассмотрены вопросы, связанные с уточнением расчетов колебаний потока газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров. Получены линеаризованные соотношения для определения активных сопротивлений неоднородностей гасителей пульсаций. Отмечается удовлетворительное совпадение линеаризованных соотношений, полученных методом гармонической линеаризации для больших возмущений стационарного движения, с экспериментальными данными.

Иллюстраций 1, библиографий 7.

Оптимизация демпфирующих свойств газостатических опор. *Чегодаев Д. Е.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 105—109.

Исследование динамики гидростатических опор целесообразно проводить в рамках модели с релаксационным демпфированием. Отличие таких устройств от систем с вязким демпфированием в том, что коэффициент демпфирования в них зависит от частоты возмущения. Это позволяет настраивать исследуемые объекты на оптимальный режим гашения вибраций.

Иллюстраций 3, библиографий 2.

Исследование системы регулирования плунжерного гидропульсатора. *Шорин В. П., Конев А. Г.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 109—116.

В работе исследуются статические и динамические характеристики системы регулирования плунжерного гидропульсатора.

Уравнения статики и динамики получены в безразмерных параметрах, что позволяет провести их анализ в общем виде. Предложена методика выбора основных параметров системы регулирования гидропульсатора.

Иллюстраций 4, библиографий 1.

УДК 621.317.757.

Влияние флуктуаций оборотов на результаты спектрального анализа. *Авраменко А. А., Власов П. П.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 117—124.

Определены энергетические спектры компонент вибрационного сигнала с учетом флуктуаций оборотов изделий газотурбинной техники. Показаны причины возникновения ошибок спектрального анализа вибраций из-за флуктуаций оборотов. Приведены выражения поправочных коэффициентов, определяемых полосой пропускания фильтра и относительной величиной флуктуаций. Определено влияние вибрационного шума при вынужденном расширении полосы анализа. Проанализирована возможность потери разрешающей способности. Рассмотрены пути устранения влияния флуктуаций оборотов на результаты спектрального анализа.

Иллюстраций 2, библиографий 4.

УДК 621.396.668

Следящий анализатор спектра вибраций. *Асмоловский А. В., Полторак Г. М.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 124—125.

Показана необходимость следящих анализаторов для диагностики технического состояния газотурбинных двигателей при взаимном перекрытии спектров гармоник на стационарных и переходных режимах.

Разработан способ компенсации коэффициента редукции при установке датчика оборотов через редуктор. Каналы анализатора разделены на ведущие, в которых осуществляется компенсация коэффициента редукции в приводе датчика оборотов, синтез, отслеживание и контроль уровня первых роторных гармоник, и ведомые, отслеживающие частоты и измеряющие интенсивности верхних гармоник. Диапазон отслеживаемых частот ведущего канала 20—10000 Гц, ведомых — 20—50000 Гц, числитель и знаменатель дробного преобразования частоты в компенсаторе редукции и кратность гармоник устанавливаются декадно из значений от 1 до 99. Полосы пропускания фильтров в канале измерения 500, 50, 5 и 1 Гц. Быстродействие при поиске и отслеживании соответствует режимности двигателей.

УДК 62.752:681.178.53.088

Погрешности следящего анализа из-за неточного задания частоты настройки. *Вильнер П. Д., Годов Ф. В.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 126—130.

Рассмотрены вопросы оценки погрешностей диагностического следящего анализа из-за источного задания частоты настройки.

Приводятся выражения погрешностей при нормальном и равномерном законах распределения ошибки. Полученные результаты иллюстрируются примером расчета погрешности при реальных значениях ошибок от детонации магнитной ленты регистратора, искажения формы сигнала, задающего частоту настройки, от дискретности измерения временных интервалов и квантагической ошибки.

Библиографий 1.

УДК 681.2

Устройство для определения отношения энергетических характеристик двух вибрационных сигналов. Волков И. П., Мотов В. Б., Семенгев В. К. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 131—134.

Рассматриваются конструкция, вопросы выбора и расчета, исходя из заданной статистической погрешности параметров компенсационного устройства для определения отношения среднекватратических отклонений двух вибрационных сигналов.

Иллюстраций 1, библиографий 3.

УДК 621.317.757

О применимости метода взаимных спектров к задачам виброакустической диагностики ГТД. Киселев Ю. В. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 134—139.

В работе делается обзор метода взаимных спектров и обсуждается возможность использования этого метода для решения задач виброакустической диагностики ГТД.

Иллюстраций 3, библиографий 2.

УДК 531.1:539.133

К вопросу об оценках интенсивности узкополосной негармонической вибрации. Костин В. И., Сундуков Е. В. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 1, с. 139—145.

В статье сформулирован ряд требований к оценкам интенсивности узкополосной случайной вибрации.

Дан анализ некоторых принятых в настоящее время оценок с точки зрения предъявленных к ним требований.

Таблиц 1, иллюстраций 2, библиографий 12.

Опыт вибрационного контроля редуктора. *Плотников Ю. И., Пыхтин Ю. А., Ризанский Ф. И.* КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 145—146.

Излагается опыт вибрационного контроля редуктора в процессе производства. Обосновывается целесообразность более широкого применения методов вибродиагностики на стадии производства. Обсуждаются нормы допустимых вибраций, а также воздействие вибрационного контроля на процесс производства, повышение технологической дисциплины.

Иллюстраций 1.

Кибернетические аспекты вибродиагностики ГТД. *Сидоренко М. К.* Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1977 г., вып. 4, с. 147—152.

В статье вибродиагностика рассматривается как специфическая система управления и связи. Показывается плодотворность использования в вибродиагностике кибернетических принципов и методов, методов моделирования систем и сигналов, системного и информационного подходов.

Иллюстраций 1, библиографий 2.

СОДЕРЖАНИЕ

СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ МР И ИЗДЕЛИЙ НА НЕГО

- Бузицкий В. Н., Лазуткин Г. В., Притулин А. Г., Саланов Е. И.* Математическое представление упруго-фрикционных характеристик амортизаторов из материалов МР 3
- Горбунов В. Ф., Новиков А. П., Рудаченко А. В., Каминская С. С.* Исследование диссипативных свойств цельнометаллических амортизаторов 9
- Камаев А. А., Кононов В. С.* О динамических качествах грузовых вагонов с МР в буксовом подвешивании 13
- Тройников А. А.* Изменение упруго-демпфирующих свойств материала МР в условиях длительного циклического деформирования 15
- Пичугин Д. Ф., Шайморданов Л. Г.* Влияние формы и объема изделия из МР на его упруго-демпфирующие характеристики 20

КОНСТРУКЦИОННОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

- Борисов В. А., Войтех Н. Д., Панин Е. А.* Надежность трубопроводных систем при вибрации 25
- Боршанский К. И.* Демпфирование колебаний лопаток турбины за счет рационального выбора конструкции соединяющих лопатки связей 29
- Гнездилов В. Н., Ермаков А. Н., Мартынов Б. М.* Экспериментальное исследование рассеяния энергии в стержневых конструкциях с вибропоглощающими покрытиями 35
- Кабанов П. Н., Кобцев А. Н., Перепелка В. И.* Применение гибридного вычислительного комплекса к исследованию динамики гистерезисных систем 38
- Пономарев Ю. К.* Инженерная методика расчета упруго-фрикционных характеристик многослойных гофрированных демпферов вибрационных ГТД 42
- Степаненко И. Д., Вякин В. И.* Усталостные испытания композиционных материалов в условиях плоского напряженного состояния 48
- Татишвили Т. Г., Хвицеля М. В.* Колебания многослойных балок с учетом реальной цепи гистерезиса 55

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕМИФИРОВАНИЕ

Артеменко Н. П., Зоря В. Г., Кузьминов Ф. Ф., Поддубный А. И. Опытное исследование характеристик высокоскоростных упорных гидростатических подшипников	50
Белоусов А. И., Зредов В. А. Исследование торцового уплотнения с гидростатической разгрузкой	66
Владиславлев А. П., Кирия В. В., Новиков Л. А., Новикова В. А., Тужилин А. А. О гашении колебаний газа в трубопроводных системах за счет согласования возмущающих воздействий генераторов колебаний	74
Кариов В. С., Грудская Е. Г. Влияние закона истечения через устройства наддува на устойчивость газовых подшипников	78
Козлов В. А., Писаревский В. М., Соколинский Л. И. Демифирование колебаний потока газа в трубопроводах поршневых компрессоров	82
Кондрашов Н. С., Сусликов В. И. Эффект демифирования реактивной струи	86
Лобанов В. К., Хрусталева А. Б. Оценка демифирующих свойств одного типа упругих опор ГТД	91
Маковец Т. В. Исследование устойчивости подшипника с микрокапавками на газовой смазке	97
Хохлов Ю. М. К определению активных сопротивлений неоднородностей гасителей пульсаций трубопроводных систем	102
Чегодаев Д. Е. Оптимизация демифирующих свойств газостатических опор	105
Шорин В. П., Конев А. Г. Исследование системы регулирования плунжерного гидроразрешителя	109

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА

Авраменко А. А., Власов П. П. Влияние флуктуаций оборотов на результаты спектрального анализа	117
Асмоловский А. В., Полторак Г. М. Следящий анализатор спектра вибраций	124
Вильнер П. Д., Голова Ф. В. Погрешности следящего анализа из-за неточного задания частоты настройки	126
Волков И. И., Мотов В. В., Семеновичев В. К. Устройство для определения отношения энергетических характеристик двух вибрационных сигналов	131
Киселев Ю. В. О применимости метода взаимных спектров к задачам виброакустической диагностики ГТД	134
Костин В. И., Сундуков Е. В. К вопросу об оценках интенсивности узкополосной негармонической вибрации	139
Плотников Ю. И., Пыхтин Ю. А., Ризанский Ф. И. Опыт вибрационного контроля редуктора	145
Сидоренко М. К. Кибернетические аспекты вибродиагностики ГТД	147
Рефераты	153

ВИБРАЦИОННАЯ ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ
ДВИГАТЕЛЕЙ И СИСТЕМ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Межвузовский сборник, выпуск 4

Редактор *Т. К. Кретинина*

Техн. редактор *Н. М. Каленюк*

Корректор *Т. В. Полякова*

ЕО002226. Сдано в набор 11.IV.77 г.

Подписано в печать 1.08.77. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага оберточная белая. Физ. п. л. 10,25. Усл. п. л. 9,53.

Уч.-изд. л. 9,93. Тираж 1000 экз. Цена 1 руб.

Заказ № 364. Темплан 1977 поз. 2325.

Куйбышевский авиационный институт
имени С. П. Королева, г. Куйбышев,
ул. Молодогвардейская, 151

Типография УЭЗ КуАИ, г. Куйбышев,
ул. Ульяновская, 18.