

**А. Д. СЕТИН, А. М. СОЙФЕР, И. А. ПОЛЯНСКИЙ,  
В. П. ФИЛЕКИН**

## **ИЗМЕНЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ И ДЕМПФИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ КОРПУСА ГТД С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ФЛАНЦЕВЫМ СОЕДИНЕНИЕМ**

Жесткость корпуса газотурбинного двигателя оказывает большое влияние на критические режимы ротора [1, 2, 3]. Оно особенно увеличивается в связи с ростом размеров двигателей. Благодаря этому жесткости корпуса и ротора являются сравнительными величинами [2, 3]. Часто по условиям конструкции корпус двигателя (например, корпус компрессора) имеет горизонтальное фланцевое соединение. При изгибном деформировании такого корпуса во фланцевом соединении возникают скольжения, которые приводят к снижению его жесткости и вызывают рассеяние энергии. Это отразится на критических режимах ротора и общих вибрациях двигателя. Поэтому представляет интерес исследование изменения жесткости и демпфирующей способности при деформировании корпуса. Такие исследования проведены на моделях корпуса ГТД с горизонтальным фланцевым соединением. При этом ставились следующие задачи:

а) выявить возможность скольжений в горизонтальном фланцевом соединении;

б) определить форму статического цикла и его основные параметры и построить схему эквивалентного стержня (стыка);

в) определить величины и характер протекания по частоте амплитуд вынужденных колебаний корпуса и степень соответствия их расчетным значениям по схеме эквивалентного стержня, а также параметры системы, соответствующие максимальному демпфированию.

### **ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ СТЕРЖЕНЬ (СТЫК)**

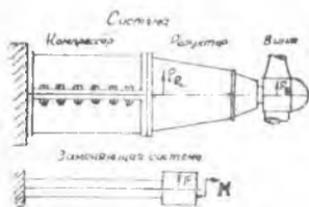
Для определения демпфирующих свойств различных конструкций, имеющих фланцевые и шовные соединения, введем понятие эквивалентного стыка. Под эквивалентным стыком подра-

зумеается составной стержень (фиг. 1), полосы которого имеют соотношение толщин  $\Delta$ , сдавливаются равномерным погонным усилием  $p\delta$  и имеют то же число скрепляющих элементов, что и стык самой конструкции.

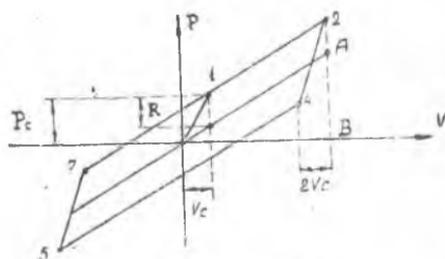
Граничные условия отображают загрузку конструкции и соответствуют распределению скольжений в ее стыке.

Эквивалентность такого стыка реальной конструкции заключается в том, что он деформируется по статическому циклу конструкции.

Основными параметрами, характеризующими статический двухфазовый цикл [4, 5] являются: относительная жесткость  $e_{кор}$  ( $e_N$ ); жесткость «до скольжения»  $C_0$ ; обобщенная сила трения  $R$  ( $R_N$ ).



Фиг. 1. Схема заменяющей системы.



Фиг. 2. Статический цикл.

Жесткость  $C_0$  определяет участки цикла, на которых конструкция деформируется без скольжений (фиг. 2, линия 0—1), а в совокупности с относительной жесткостью определяет участки цикла деформирования конструкции со скольжением (фиг. 2, линия 1—2). Обобщенная сила трения определяет момент наступления процесса скольжения (фиг. 2, точка 1) и следовательно «ширину цикла». Таким образом, эти параметры полностью характеризуют статический цикл. Амплитуда силы или прогиба определяет конкретное значение циклической работы рассеяния и коэффициента рассеяния, не характеризующего самого цикла.

Конечно, два последних параметра можно заменить другими — жесткостью в фазе скольжения  $C_{12}$  и амплитудой прогиба, соответствующей началу скольжения  $V_c$  — результаты от этого не изменятся; будет только другая методика вычислений.

Такой параметр, как относительная жесткость, заменить нечем. Он является основным критерием демпфирующей способности стыков, однозначно определяя максимальное значение коэффициента рассеяния данной конструкции (выражение (19) в статье [5] при  $\kappa=2$ ).

Таким образом, определение эквивалентного стыка сводится к вычислению у рассматриваемой конструкции трех параметров  $e_{кор}$ ,  $C_0$ ,  $R$ . Остальные данные эквивалентного стержня (приведенные массы, их положение и т. д.) получают на основании известных условий приведения колебательных систем.

В соответствии с этим при изгибном деформировании корпуса силой  $P$  и моментом  $M$  корпус рассматривался как стержень (балка, фиг. 1). Относительное плечо момента\* для данной установки  $d=0,27$  и жесткость в фазе до скольжения с учетом этого\* запишется:

$$C_{\text{в}} = \frac{4\pi E s \left(\frac{R}{L}\right)^3}{3 \left[ \left(\frac{2}{3} + d\right) + (1 + 2d) d \right]} \quad (1)$$

Обобщенную силу трения можно определить, выражая величину силы, соответствующую началу скольжения  $P_c$  (фиг. 2), через обобщенную силу трения  $n$ , с другой стороны, через значения касательных предельных сил трения горизонтальных фланцев:

$$R = \frac{\pi}{2} \mu (1 - e_{\text{кор}}) Q_6 i \frac{D}{L}, \quad (2)$$

где  $Q_6$  — усилие затяжки одного болта;  $i$  — число болтов в одном горизонтальном фланце. Относительная жесткость корпуса\* при  $n$  зонах скольжений и абсолютно жестких скрепляющих элементах выразится:

$$e_{\text{кор}} = e_{NQ} = e'_N \frac{3(1+d)d+1}{3e'_N(1+d)d+1}, \quad (3)$$

где  $e'_N$  — относительная жесткость составной консоли с  $n$  зонами скольжений, деформируемой силой на конце [5].

Вынужденные колебания корпуса на установке вызывались механическим направленным вибратором. Амплитуда возбуждающей силы регулировалась изменением массового статического момента ( $m_{\text{гр}} \cdot r_{\text{гр}}$ ) грузов вибратора. Поэтому, обозначив через

$\bar{F} = \frac{m_{\text{гр}} r_{\text{гр}}}{m_{\text{пр}} q_c}$  и  $q_c = v_c = \frac{R}{c_0 (1 - e_{\text{кор}})}$ , преобразуем выражение (34) из [6], к

виду:

$$Z^2 = \frac{\varphi^2}{1 - \left(\frac{\bar{F}}{K}\right)^2} \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \left[ 1 - \left(\frac{\bar{F}}{K}\right)^2 \right] \left\{ 1 + \left[ \frac{4(1 - e_{\text{кор}})(k-1)}{\pi e_{\text{кор}} \varphi^2 k^2} \right]^2 \right\}} \right]. \quad (4)$$

Выражение (4) дает зависимость между частотной расстройкой  $Z$ , относительной амплитудой возбуждающей силы  $F$  и относительной амплитудой колебаний корпуса  $K$ .

\* См. статью В. П. Филекина «Зависимость относительной жесткости и коэффициентов рассеяния от схемы закрепления и нагружения концов стыка», (стр. 267).

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Экспериментальные образцы корпусов (фиг. 3) имели размеры того же порядка, что и корпуса компрессоров ряда существующих газотурбинных двигателей. При этом было взято отношение длины корпуса к диаметру  $\frac{L}{D} = 1,41$ , наиболее часто встречающееся в конструкциях. Размеры круговых и горизонтальных фланцев,

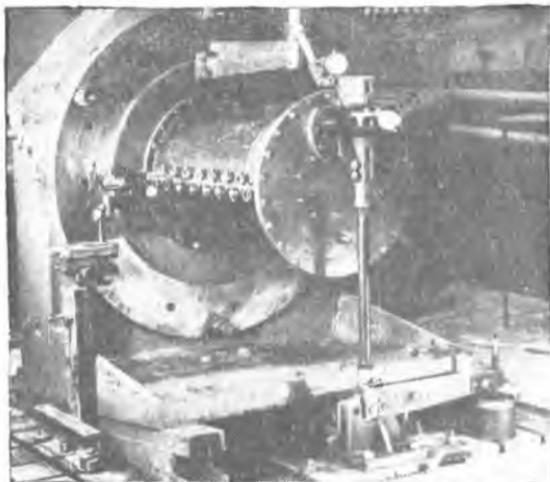


Фиг. 3. Образцы корпусов.

цев, шаг и диаметры болтов, материал (сталь 20), а также конструкция всех элементов были такими же, как и у существующих корпусов ГТД. Эксперименты велись на трех совершенно одинаковых корпусах, тонкостенные оболочки которых различались только толщиной (фиг. 3,  $S=1; 2; 3$  мм).

Экспериментальная установка (фиг. 4, показана в момент статических испытаний) представляла собой мощный литой корпус, закрепленный на фундаментной плите. К точеной плите корпуса круговыми фланцами прикреплялся экспериментальный корпус, который перед этим проходил операцию стяжки горизонтального фланцевого соединения. Усилия стяжки болтов горизонтальных фланцев контролировались по овализации динамометрических колец (фиг. 4). Усилия стяжки всех остальных болтов (круговых фланцев, кронштейна динамометра) превышало по крутящему моменту в 3—5 раз максимальное усилие затяжки болтов экспериментального стыка. До экспериментальных исследований была проведена значительная работа по доводке установки. Она заключалась в определении сдвигов-скольжений между отдельными элементами установки и устранении (или исключении) их. Окончательные значения сдвигов по торцам круговых фланцев и по плоскости нагрузочного кронштейна (фиг. 4) не превышали 5—8 мк, т. е. 2% от амплитуд

прогибов экспериментальных корпусов, причем циклов по этим сдвигам не получалось. Для исключения влияния влияния сдвигов между корпусом установки и фундаментной плитой замеры прогибов осуществлялись индикатором, стойка которого крепилась к круговой плите корпуса (фиг. 4). Методика статических исследований заключалась в снятии статических циклов в виде зависимости де-



Фиг. 4. Установка статических испытаний.

формирующей силы  $P$  от прогиба  $V$  при различной затяжке болтов стыка. Кроме того, замерялись величина и распределение скольжений  $\Delta U$  по длине горизонтальных фланцев. Замер скольжений осуществлялся оптическим микроскопом с окулярным винтовым микрометром АМ-9-2 по раздвижению рисок, нанесенных на полированный торец фланцев.

Замер величины и характера распределения скольжений в горизонтальном фланце корпуса показал, что они изменяются по длине по параболическому закону, причем,  $\Delta U_{\max} \approx 50 \div 100 \text{ мк}$  при  $x = \frac{L}{2}$ , а по концам корпуса у заделок круговых фланцев  $\Delta U = 0$ .

Характер распределения скольжений подобен приведенному на фиг. 8 в статье [4]. В таблице 1 приведены экспериментальные значения параметров трех корпусов ( $S=1; 2; 3 \text{ мм}$ ) по статическим испытаниям. В графах 1—4 даны соответственно номера компоновок, толщина листа оболочки  $S$ , усилие затяжки болта  $Q_6$  горизонтальных фланцев и число зон скольжений  $n$ . В графе 5 и 8 приведены значения амплитуд деформирующей силы  $P$ , и прогиба  $V$ , а в графе 6 значения обобщенных сил трения  $R$ , которые определялись как среднее значение из пяти полувысот петли цикла (фиг. 2). В графе 9 даны значения прогибов, соответствующих

началу скольжения, замеренные по статическому циклу как половина прогиба фазы до скольжения (фиг. 2, линия 2—4). В графах 7 и 10 приведены относительные амплитуды силы и прогиба ( $r = \frac{P}{R}$ ;  $k = \frac{v}{v_c}$ ). Экспериментальные циклы (фиг. 5, компоновка № 7)

выстраивались в большом масштабе и по ним определялись жесткости корпуса в фазах до скольжения  $C_{0эк}$  и скольжения  $C_{12эк}$  (графы 11, 12), как тангенсы углов наклона линий соответствующих процессов к оси абсцисс ( $V$ ).

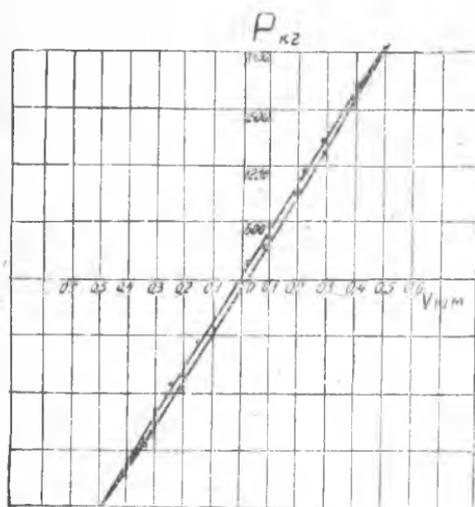
Жесткости до скольжения, подсчитанные по выражению (1), имеют значения для  $S=1$  мм;  $C_0=26 \cdot 10^3$  кг/см;  $S=2$  мм;  $C_0=52 \cdot 10^3$  кг/см;  $S=3$  мм;  $C_0=78 \cdot 10^3$  кг/см, что вообще удовлетворительно согласуется с соответствующими экспериментальными значениями (табл. 1, графа 11).

В графе 13 представлено экспериментальное значение относительной жесткости  $e_{эк} = C_{12эк}/C_{0эк}$ , а в графе 14 теоретическое значение по выражению (3). Коэффициент трения (графа 15)

определялся по выражению (2). Экспериментальное значение коэффициента рассеяния (графа 17) определялось

по выражению:  $\psi_{эк} = \frac{\Delta W}{W}$ , где циклическая работа рассеяния  $\Delta W$  (графа 16) определялась, как площадь экспериментального цикла (фиг. 2, площадь 2—4—5—7—2), а  $W$  — амплитудное значение потенциальной энергии (фиг. 2, площадь OABO). Теоретические значения коэффициента рассеяния определялись по выражению (19) из [5], по значениям  $r$  или  $k$  и  $e_{теор}$ .

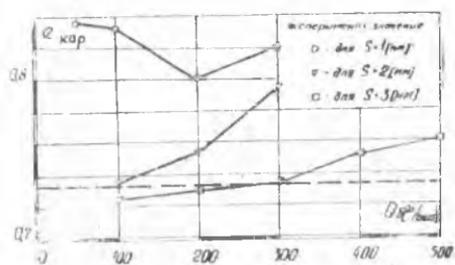
Как было показано ранее [4—7] основным параметром, определяющим демпфирующую способность конструкций с фланцевыми и шовными соединениями, является относительная жесткость  $e_{кор}$  ( $e_N$ ). Поэтому при экспериментальном исследовании корпусов определялось влияние различных факторов на величину относительной жесткости. Исследуемые корпуса имели одну зону скольжения ( $n=1$ ) вследствие жесткого подсоединения их круговыми фланцами по концам. Экспериментально это хорошо подтвердилось распределением скольжений  $\Delta U$ . В соответствии с этим относительная жесткость всех трех корпусов по выражению (3) должна иметь



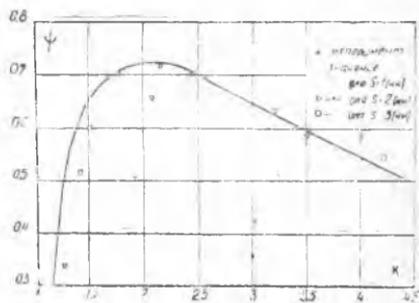
Фиг. 5. Экспериментальный стат. цикл.

значение  $e_{\text{геор}} = 0,733$ , вне зависимости от усилий затяжки болтов горизонтальных фланцев и толщин оболочек корпусов (их начальной жесткости).

На фиг. 6 представлено изменение относительной жесткости для трех корпусов в зависимости от усилий стяжки болтов горизонтальных фланцев; там же пунктиром приведено значение относительной жесткости  $e_{\text{геор}} = 0,733$ .



Фиг. 6. Зависимость  $e_{\text{кор}} = e(Q_6)$ .



Фиг. 7. Зависимость  $\psi = \varphi(k)$  для корпусов.

Из рассмотрения фиг. 6 можно отметить, что величина относительной жесткости увеличивается с уменьшением начальной жесткости (толщины оболочки  $s$ ) и с увеличением усилия стяжных болтов. Это объясняется распространением скольжений не на полную длину горизонтальных фланцев, т. к. последние имеют значительную жесткость в местах соединения их с круговыми фланцами. Зависимость коэффициента рассеяния от относительной амплитуды прогиба для всех экспериментальных корпусов одна и та же вследствие одинакового значения относительной жесткости, выражение (19) из [5]. На фиг. 7 эта зависимость представлена сплошной линией. Экспериментальные значения  $\psi_{\text{эк}}$  имеют большее или меньшее отклонение от теоретической зависимости, объясняемое отклонениями относительной жесткости от расчетного значения. Расчетная зависимость и экспериментальные значения фиг. 7 наглядно иллюстрируют изменение демпфирующей способности корпусов (изменение  $\psi$ ) при изменении усилий затяжки горизонтального фланцевого соединения. Для исследования возможности регулировки относительной жесткости демпфирующей способности корпуса был испытан корпус  $S=2$  мм (таблица 1, компоновки № 8, 9) с двумя зонами скольжений ( $n=2$ ), которые были созданы постановкой штифтов с большим натягом в средние сечения ( $x = \frac{L}{2}$ ) горизонтальных фланцев. На фиг. 8 представлены статические циклы этого корпуса с одной ( $n=1$ ) и двумя ( $n=2$ ) зонами скольжений, а в таблице 1 приведены экспериментальные и расчетные по выражению (3) значения относительных жесткостей, которые

удовлетворительно совпадают. Деление горизонтальных фланцев на две зоны скольжений повысило относительную жесткость и снизило демпфирующую способность ( $\psi$ ) корпуса (таблица 1, графы 13, 14, 17).

Для всех трех корпусов оптимальное усилие затяжки болтов горизонтальных фланцев, соответствующее  $\psi_{\max}$ , должно быть одинаковым. Как следует из [5] по выражению (19) при  $k = 2$ :

$$\psi_{\max} = 2 \frac{1 - e_N}{e_N}. \quad (5)$$

Результаты эксперимента (таблица 1, графы 3,17) дают значения:

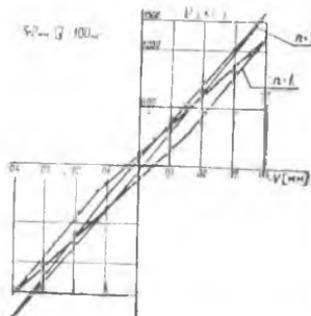
для  $S = 1$  и  $2$  мм  $Q_{б.опт} \approx 200$  кг/болт

для  $S = 3$  мм  $Q_{б.опт} \approx 300$  кг/болт.

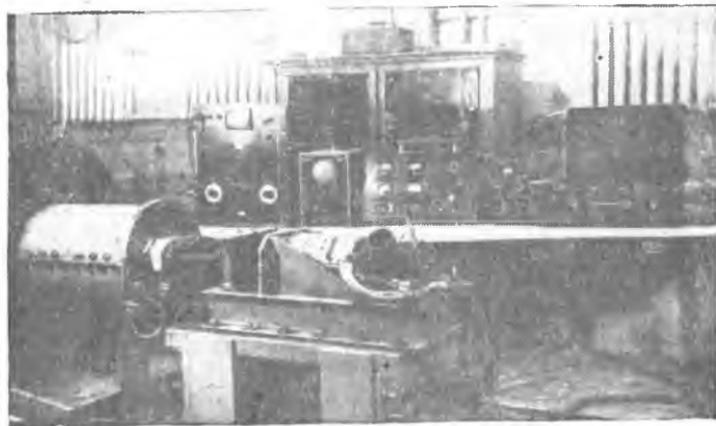
Различие  $Q_{б.опт}$  объясняется отклонениями величины относительной жесткости [5],

$r_{опт} = \frac{1 + e_N}{1 - e_N}$  и нестабильностью ко-

эффициента трения  $\mu$ , выражение (2). Исследование вынужденных колебаний корпуса проводилось на той же установке (фиг. 9). Колебания возбуждались механическим вибратором, дисбалансные грузы которого создавали направленную (в вертикальной плоскости) возбуж-



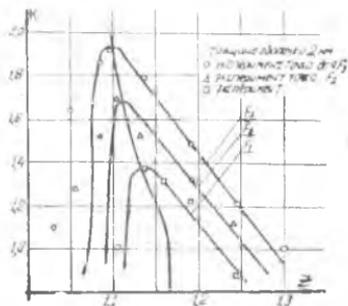
Фиг. 8. Стат. циклы корпуса с  $S = 2$  мм при  $n = 1$  и  $n = 2$ .



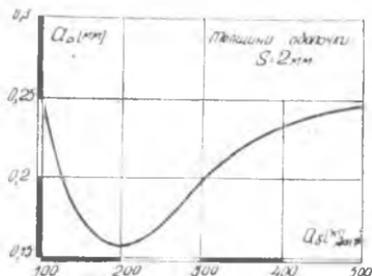
Фиг. 9. Установка при динамических испытаниях.

дающую силу. Привод вибратора от электродвигателя (ГСР—18000) через редуктор осуществлялся резиновым армированным шлангом. Электродвигатель имел обратную связь с электромагнитным усилителем, что позволяло плавно менять число его оборотов

при большой их стабильности. Амплитуда возбуждающей силы вибратора регулировалась изменением массового статического момента ( $m_{гр}$ ,  $r_{гр}$ ) его грузов. При вынужденных колебаниях корпуса измерялись — амплитуда и частота его колебаний, сдвиг фаз между силой и перемещением, напряжения у заделки оболочки корпуса. Построение динамических диаграмм (фиг. 10, сплошные линии) осуществлялось по выражению (3) для соответствующих параметров  $e = e_{кор}$ ;  $\bar{F}$  корпуса. При нанесении экспериментальных точек на динамическую диаграмму (фиг. 10) использовались параметры ( $c_{0эк}$ ;  $e_{кор}$ ;  $R$ ) полученные при статических испытаниях корпуса (фиг. 10 для корпуса  $S = 2$  мм и  $Q_6 = 200$  кг/болт). Исследования



Фиг. 10. Динамическая диаграмма для  $S = 2$  мм  $Q_6 = 200$  кг/болт.



Фиг. 11. Зависимость  $a_p = a_r$  ( $Q_6$ ) для  $S = 2$  мм.

вынужденных колебаний корпусов проводились для различных усилий затяжки болтов горизонтальных фланцев (те же значения, что и в случае статических испытаний) и при различных амплитудах возбуждающих сил ( $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \bar{F}_3$ ). Поэтому были получены значения наименьших резонансных амплитуд при определенном значении затяжки фланцев ( $Q_6 = \text{const}$ ,  $F = \text{var}$ ) и при определенном значении возбуждающей силы ( $\bar{F} = \text{const}$ ,  $Q_6 = \text{var}$ ). Последний случай приведен на фиг. 11 в виде графика осредненных экспериментальных значений. Оптимальное значение усилия затяжки ( $Q_{болт} \approx 200$  кг/болт) хорошо совпадает со значением по статическим испытаниям. Отметим, что при вынужденных колебаниях корпуса на величину амплитуд влияли силы трения между корпусом установки и фундаментом. Поэтому при пересчете экспериментальных данных динамических испытаний учитывалась сила трения самой установки, которая определялась при снятии статических циклов.

В данном исследовании модели корпусов имели жесткость ( $C_0 = 6 \cdot 10^4$  кг/см) амплитуды колебаний ( $a_p = 0,1 \div 0,3$  мм) того же порядка, что и корпуса современных газотурбинных двигателей. Однако, усилия затяжки болтов горизонтального стыка экспериментальных корпусов были в 2—3 раза меньше, чем в существующих

Таблица 1

N	S	Qb	n	P	R	z	V	Vc	K	G <sub>02k</sub>	G <sub>02k</sub>	P <sub>2k</sub>	μ <sub>2k</sub>	μ	ΔW	γ <sub>2k</sub>	γ <sub>2k</sub>
№/п	[мм]	[кг/поп]		[кг]	[кг]		[см]	[мм]		[кг/см]	[кг/см]	[кг]			[кг/см]		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1	50	1	1300	60	21,7	0,06	0,015	4,0	24700	20700	0,836	0,733	0,384	10,8	0,296	0,55
2	1	100	1	1400	89	15,7	0,06	0,02	3,0	26350	21900	0,832	0,733	0,28	14,2	0,358	0,56
3	1	200	1	1400	159	8,8	0,06	0,031	1,93	25850	20700	0,80	0,733	0,21	18,5	0,505	0,71
4	1	300	1	1400	190	7,78	0,06	0,040	1,5	24800	20300	0,82	0,733	0,16	14,4	0,39	0,61
5	2	100	1	1940	180	10,8	0,05	0,0143	3,5	47800	35200	0,736	0,733	0,36	25,7	0,585	0,99
6	2	200	1	2280	310	7,35	0,05	0,024	2,08	52300	39400	0,754	0,733	0,334	31,2	0,653	0,91
7	2	300	1	2450	420	5,84	0,05	0,040	1,23	51100	40600	0,794	0,733	0,358	16,8	0,332	0,72
8	2	100	1	1363	137	9,95	0,04	0,012	3,33	42000	30600	0,73	0,733	0,27	15,3	0,624	1,04
9	2	100	2	1620	60	27,0	0,04	0,02	2,0	47000	39000	0,928	0,947		4,8	0,155	0,86
10	3	100	1	2040	170	12,0	0,04	0,0195	4,21	64800	46700	0,725	0,733	0,27	20,3	0,548	1,03
11	3	200	1	2100	248	9,64	0,04	0,025	3,2	64400	41000	0,73	0,733	0,24	24,0	0,335	1,01
12	3	300	1	2203	342	7,06	0,04	0,045	2,16	64200	47300	0,735	0,733	0,208	26,8	0,716	1,00
13	3	400	1	2300	408	5,64	0,04	0,0263	1,52	62400	47400	0,752	0,733	0,248	22,4	0,595	0,91
14	3	500	1	2400	438	5,48	0,04	0,0286	1,4	64200	49000	0,762	0,733	0,195	20,0	0,512	0,87

ГТД. Большие усилия затяжки приводят к такому же увеличению амплитуд, соответствующих началу скольжения [4, 5], а, следовательно, и амплитуд, соответствующих максимальному демпфированию [6]. Поэтому на первый взгляд представляется, что скольжения в аналогичных стыках корпусов газотурбинных двигателей будут наступать при таких амплитудах ( $V_c \approx 0,5 \div 1,0$  мм), которые заранее не могут иметь места в конструкции. Однако это не так. В газотурбинном двигателе на внутреннюю поверхность корпуса (например, корпуса компрессора) действуют силы давления газового потока, которые разгружают горизонтальный стык, уменьшая контактные давления на его поверхности. Легко подсчитать, что даже для компрессоров средней напорности эта разгрузка на болт может составлять  $500 \div 700$  кг. Следовательно, принятые в данном исследовании значения усилий затяжки имеют место в стыках корпусов работающего двигателя.

## ВЫВОДЫ

1. При изгибном деформировании в корпусах газотурбинных двигателей, имеющих горизонтальные фланцевые соединения, могут возникать скольжения, которые снижают изгибную жесткость корпуса и вызывают рассеяние энергии.

2. Статический цикл деформирования такого корпуса является двухфазовым и хорошо отображается статическим циклом состав-

ного стержня соответствующей схемы, который играет роль эквивалентного стержня для корпуса.

3. Уменьшение жесткости корпуса вследствие скольжений составляет (10÷30)% от начального значения, что дает коэффициенты рассеяния  $\psi = 0,2 \div 0,6$ . Относительная жесткость  $e_{кор}$  и коэффициент рассеяния  $\psi$ , в основном, удовлетворительно следует расчетным зависимостям.

4. Амплитуды вынужденных колебаний могут быть достаточно точно рассчитаны [6] по параметрам статического цикла корпуса, а также значениям оптимальных усилий затяжки, соответствующих максимальному демпфированию.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. Ф. Гуров, Изгибные колебания деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей, Оборонгиз, 1959.

2. Е. А. Крюков, Связанные изгибные колебания ротора и корпуса авиационного газотурбинного двигателя. Сб. «Изгибные колебания деталей газотурбинных двигателей», под ред. д. т. н. проф. Г. С. Скубачевского. Выпуск 100. Оборонгиз, 1959.

3. Г. С. Скубачевский, Авиационные газотурбинные двигатели. Оборонгиз, 1955.

4. В. П. Филекин, Конструктивный гистерезис в составной балке при отсутствии скольжений на концах. ИВУЗ «Авиационная техника», № 1, 1960.

5. В. П. Филекин, Конструктивный гистерезис во фланцевых и шовных соединениях. ИВУЗ. «Авиационная техника». № 4, 1960.

6. В. П. Филекин, Вынужденные колебания составного стержня с массой на конце. Сборник «Вопросы динамики и прочности», выпуск VIII, изд. АН Лат. ССР, Рига, 1962.