

Ю. А. ПЫХТИН

### АВТОКОЛЕБАНИЯ КОРПУСОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

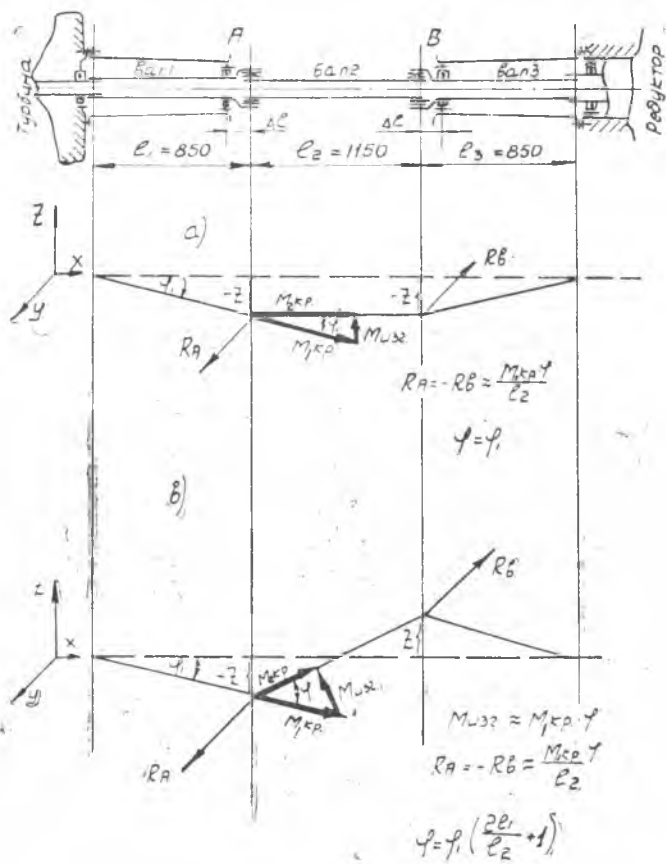
При доводке вертолетного газотурбинного двигателя, со «свободной» турбиной, передающей мощность через систему трансмиссионных валов на редуктор вертолета, встретились с явлением автоколебаний трансмиссии.

Первоначальный вариант трансмиссии, помещенный на фиг. 1, представлял собой два одинаковых корпуса, один из которых жестко крепился к корпусу «свободной» турбины, а второй, также жестко — к корпусу редуктора вертолета. Консольные части этих корпусов соединились с компенсатором (на чертеже не показан), который служил для изоляции внутренних полостей корпусов от атмосферы и для уплотнения масла. Взаимному поперечному и продольному смещению корпусов компенсатор не препятствовал. Внутри корпусов трансмиссии помещались три последовательно соединенных шлицами вала, причем средний вал опирался по концам на шлицевые муфты, назначение которых состояло в том, чтобы обеспечивать передачу крутящего момента при несоосности валов. По условиям компоновки двигателя и редуктора на вертолете эта несоосность могла достигать до 10 мм. Рабочие обороты валов трансмиссии лежат в пределах  $7800 \div 8300$  об/мин.

Первые же вибрографирования двигателя с этим вариантом трансмиссии показали, что трансмиссия очень сильно колеблется с частотой  $25 \div 30$  гц, причем амплитуда колебаний корпусов трансмиссии на консольных частях доходила до 6 мм. Столь сильные вибрации вызывали поломки ряда деталей самой трансмиссии и корпуса турбины двигателя. Поэтому изучению причин возникновения низкочастотных вибраций было уделено особое внимание.

Первоначально была определена при помощи вибратора собственная частота трансмиссии. Оказалось, что частота  $25-30$  гц, с которой колеблется трансмиссия во время работы на двигателе, является собственной частотой колебаний трансмиссии.

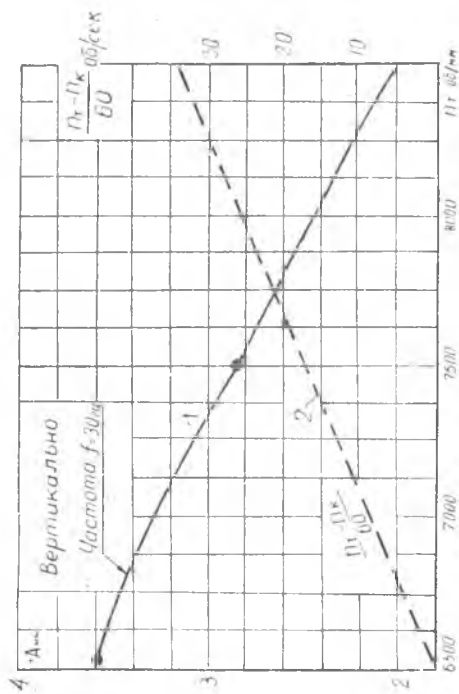
Было высказано предположение, что собственная частота колебаний трансмиссии при работе ее на двигателе возбуждается тогда, когда она равна разности секундных оборотов роторов двига-



Фиг. 1. Схема исходной трансмиссии и схема сил, возникающих в трансмиссии при перекосах.

теля. С целью проверки этого предположения было проведено вибрографирование двигателя и трансмиссии по специальной программе, которая предусматривала снятие нескольких точек с различной разностью оборотов. Для этого при постоянных оборотах турбокомпрессора изменением нагрузки на «свободную» турбину изменялись ее обороты.

Результаты такого эксперимента при работе на оборотах турбокомпрессора  $n_{TK} = 6500 \text{ об/мин} = \text{const}$  представлены на фиг. 2, 3. В этих экспериментах частота колебаний трансмиссии была равна 30 гц. На фиг. 2 построен также график изменения разности секундных оборотов турбокомпрессора и «свободной» турбины. Из гра-



Фиг. 2, 3. Изменение амплитуды колебаний корпуса трансмиссии в зависимости от оборотов свободной турбины (1) и в зависимости от крутящего момента (2). Обороты турбокомпрессора  $n_{тк} = 6500$  об/мин.

фика следует, что разность секундных оборотов, равная 30 об/мин, получается на оборотах  $n_T = 8300$  об/мин. Если бы на амплитуду вибраций влияла разность оборотов роторов турбокомпрессора и «свободной» турбины, то на оборотах «свободной» турбины  $n_T = 8300$  об/мин. следовало ожидать наибольшей амплитуды вибраций трансмиссии. Однако этого не наблюдается, что свидетельствует об отсутствии совпадения собственной частоты колебаний трансмиссии с разностью секундных оборотов роторов.

В то же время из проведенных экспериментов следует другой вывод.

Как уже упоминалось, изменение оборотов «свободной» турбины проводилось путем изменения ее загрузки, при этом с увеличением загрузки (крутящего момента) обороты уменьшались. Как видно из фиг. 2, 3 с уменьшением оборотов «свободной» турбины, что соответствует увеличению передаваемого крутящего момента, вибрации корпуса трансмиссии возрастают.

Если считать, что коэффициент полезного действия «свободной» турбины не изменяется с изменением загрузки, то можно построить график изменения амплитуды колебаний корпуса трансмиссии в зависимости от передаваемого крутящего момента. На фиг. 2, 3 построен такой график, причем крутящий момент «свободной» турбины на  $n_T = 8500$  об/мин. принят равным единице. График наглядно иллюстрирует увеличение амплитуды колебаний трансмиссии при увеличении крутящего момента.

То обстоятельство, что колебания трансмиссии возникают при отсутствии резонансного возбуждения от внешних периодических сил, а поддерживаются крутящим моментом, постоянным по величине и направлению, заставляет предположить, что рассматриваемый случай является типичным случаем автоколебаний. Особенностью автоколебаний, как известно, является большая чувствительность их амплитуды к изменениям режима (в нашем случае к изменению крутящего момента) и независимости амплитуды колебаний от гармоник внешнего возбуждения. Рассмотрим с физической точки зрения механизм возникновения автоколебаний трансмиссии. Допустим вначале, что вал 3 заделан на правом конце, а к валу 1 слева приложен крутящий момент  $M_{кр}$  и консоли корпусов трансмиссии прогнулись в вертикальной плоскости на одинаковую величину  $z$  (фиг. 1а) В этом случае вследствие перелома осей валов трансмиссии на вал 2 будет действовать не только крутящий, но и изгибающий момент, так как реальное шлицевое соединение валов при перекосах не может работать как некий идеальный шарнир, передающий только крутящий момент.

Разлагая крутящий момент, действующий по валу 1 и представленный на фиг. 1а вектором, на направление оси вала 2 и на перпендикулярное к ней направление получим: крутящий момент, действующий на валу 2

$$M_{2\text{кр}} = M_{1\text{кр}} \cdot \cos \varphi; \quad (1)$$

изгибающий момент, действующий на вал 2

$$M_{\text{изг}} = M_{1 \text{ кр}} \cdot \sin \varphi. \quad (2)$$

В действительности подсчет по этим формулам будет не совсем точным, так как степень перехода (трансформаций) крутящего момента в изгибающий может быть определена для перекошенного шлицевого соединения только экспериментально.

Вводя экспериментальный коэффициент для  $M_{\text{изг}}$  получим

$$M_{\text{изг}} = Q \cdot M_{1 \text{ кр}} \cdot \sin \varphi, \quad (3)$$

где  $Q$  — экспериментальный коэффициент назовем его коэффициентом трансформации равный отношению действительного изгибающего момента к моменту вычисленному по формуле (2).

$$Q = \frac{M_{\text{изг}}}{M'_{\text{изг}}} = \frac{M_{\text{изг}}}{M_{1 \text{ кр}} \cdot \sin \varphi}.$$

Изгибающий момент  $M_{\text{изг}}$  обуславливает появление усилий на опорах вала 2 (см. фиг. 1, величиной  $\Delta e$  пренебрегаем).

$$R_A = -R_B \approx \frac{M_{\text{изг}}}{l_2} \approx \frac{Q \cdot M_{1 \text{ кр}} \cdot \sin \varphi}{l_2} \approx \frac{Q \cdot M_{1 \text{ кр}} \varphi}{l_2}, \quad (4)$$

где  $\sin \varphi = \varphi$  — вследствие малости угла;

$l_2$  — расстояние между опорами  $A$  и  $B$  (см. фиг. 1).

Усилия  $R_A$  и  $R_B$  направлены в противоположные стороны и лежат в плоскости, перпендикулярной плоскости первоначально изгиба трансмиссии.

Через подшипники усилия  $R_A$  и  $R_B$  передаются на консоли корпусов трансмиссии и вызывают прогибы в плоскости, перпендикулярной плоскости первоначально изгиба трансмиссии. Если бы валы не вращались, то есть если бы вал 3 был закреплен на своем правом конце, а к валу 1 слева был бы приложен крутящий момент  $M_{1 \text{ кр}}$ , то усилия  $R_A$  и  $R_B$  вызвали бы статические прогибы корпусов трансмиссии в горизонтальной плоскости

$$a_{\text{ст}} = Y_{A \text{ ст}} = -Y_{B \text{ ст}} = \frac{R_A}{k} = \frac{Q \cdot M_{1 \text{ кр}} \cdot \varphi}{k}, \quad (5)$$

где  $k$  — жесткость корпуса трансмиссии. Если считать корпуса цилиндрическими, то  $k = \frac{3EI_1}{l_3^3}$ ,

где  $I_1$  — момент инерции сечения корпуса трансмиссии.

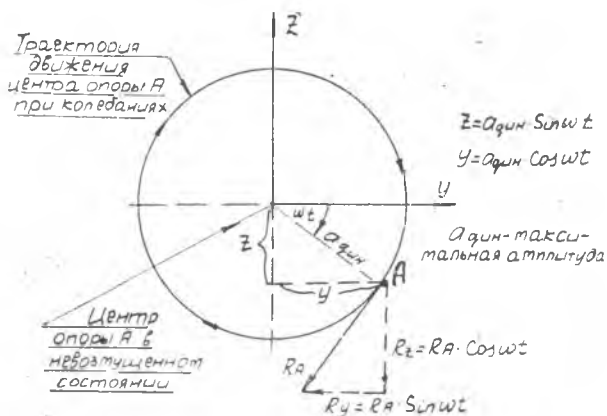
В рассматриваемом случае жесткость корпусов одинакова:

$$I_1 = I_3 \text{ и } l_1 = l_3 \text{ (см. фиг. 1).}$$

В результате появления сил  $R_A$  и  $R_B$  и как следствие прогибов  $Y_{A \text{ ст}}$  и  $Y_{B \text{ ст}}$ , а также в результате закрутки валов трансмиссии, заклинивания в шлицах и т. д., трансмиссия, выведенная в положение  $Ia$  (фиг. 1) каким-то случайным импульсом, не сможет возвра-

тятся после исчезновения импульса в первоначальное недеформированное положение, а займет устойчивое положение, похожее на положение *в* (фиг. 1), когда консольные части *A* и *B* корпусов трансмиссии прогнутся в разные стороны.

Теперь представим себе, что трансмиссия находится в рабочем состоянии, т. е. валы трансмиссии передают крутящий момент, вращаясь с большими оборотами ( $n_t = 7800 \div 8300$  об/мин для нашего случая). Появление случайных прогибов корпусов трансмиссии в этом случае также ведет к появлению усилий  $R_A$  и  $R_B$  перпендикулярных плоскости прогиба. Но в этом случае нужно учесть, что



Фиг. 4. Схема движения опоры *A* в координатах *y* — *z* при автоколебаниях.

шлицевые соединения валов вследствие больших оборотов, наличия вибраций, уменьшения влияния сил трения и т. п., становятся очень подвижными и поэтому легко перекашиваются, следуя при этом за прогибами корпусов трансмиссии, в том числе за прогибами, получающимися при колебаниях.

В этих условиях, если корпуса трансмиссии податливы, усилия  $R_A$  и  $R_B$ , возникающие при случайных прогибах корпусов трансмиссии и направленные перпендикулярно плоскости прогибов, вызывают движения корпуса трансмиссии по замкнутой траектории в сечении, перпендикулярном оси трансмиссии. Это движение будет круговым, если жесткость корпуса трансмиссии одинакова в обоих направлениях, и эллиптическим, если изгибная жесткость разная. Угловая скорость такого движения будет равна одной из круговых частот собственных колебаний трансмиссии. Наиболее легко возбуждается, естественно, первая круговая частота.

На фиг. 4 представлено движение центра трансмиссии, когда изгибная жесткость корпуса трансмиссии одинакова в обоих направлениях.

Положительная работа реакции  $R_A$  за один период, т. е. на пути, равном длине окружности  $2\pi \cdot a_{\text{дин}}$  будет

$$A_1 = 2\pi \cdot a_{\text{дин}}, \quad (6)$$

где  $a_{\text{дин}}$  — максимальное отклонение оси трансмиссии от невозмущенного состояния. Эта работа, подводимая к колеблющейся трансмиссии, поддерживает трансмиссию в состоянии колебаний.

Проектируя движение на оси  $y$  и  $z$ , получим:

$$y = a_{\text{дин}} \cdot \cos \omega t; \quad z = a_{\text{дин}} \cdot \sin \omega t. \quad (7)$$

Проекция силы  $R_A$  на те же оси будут:

$$R_y = R_A \cdot \sin \omega t; \quad R_z = R_A \cdot \cos \omega t, \quad (8)$$

где  $\omega t$  — угол отклонения колеблющейся системы от оси  $Y$ ;

$\omega$  — круговая частота колебаний;

$t$  — время.

Как видно из приведенных выражений, вертикальная составляющая  $R_z$  сдвинута по фазе на  $90^\circ$  относительно вертикального перемещения. Это, как известно из теории колебаний, является условием этого, что сила совершает работу на вертикальном перемещении. Работа этой силы за период будет

$$A_{1z} = R_z \cdot \pi \cdot a_{\text{дин}}, \quad (9)$$

то же самое относится и к силе  $R_y$ .

Естественно, что работа сил на вертикальном и горизонтальном перемещениях будет равна полной работе, определенной по формуле (6).

Для того, чтобы автоколебания трансмиссии не возбуждались, нужно стремиться к тому, чтобы работа, подводимая к колеблющейся системе, была минимальна или равнялась нулю. Для анализа влияния различных факторов на подводимую работу распишем более подробно выражение (6).

Предварительно введем в рассмотрение коэффициент усиления колебаний, представляющий собой отношение действительного отклонения  $a_{\text{дин}}$  от положения равновесия к статическому  $a_{\text{ст}}$  отклонению, определяемому по формуле (5)

$$\delta = \frac{a_{\text{дин}}}{a_{\text{ст}}}. \quad \text{Отсюда: } a_{\text{дин}} = a_{\text{ст}} \delta = \frac{Q \cdot M_{\text{кр}} \cdot \varphi \cdot \delta}{l_{\Gamma} \cdot k}. \quad (10)$$

Рассмотрим устойчивое положение колеблющейся трансмиссии, изображенное на фиг. 1в.

Из этой фигуры следует:

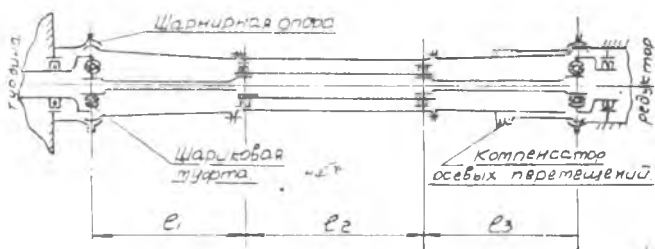
$$\varphi = \varphi_1 \frac{l_2 + 2l_1}{l_2}, \quad (11)$$

где  $\varphi_1$  — угол отклонения вала 1 от горизонтального положения.

Формула (6) с учетом формул (4), (5), (10) и (11) запишется так:

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 2\pi \cdot R_A \cdot a_{\text{дин}} = 2\pi \frac{Q \cdot M_{1\text{кр}} \cdot \varphi}{l_2} \cdot \delta \cdot \frac{Q \cdot M_{1\text{кр}} \cdot \varphi}{l_2 \cdot k} = \\
 &= 2\pi \frac{Q^2 \cdot M_{1\text{кр}}^2}{l_2^2} \cdot \left( \frac{l_2 + 2l_1}{l_2} \right)^2 \cdot \varphi_1^2 \frac{\delta}{k} = \\
 &= 2\pi \frac{Q^2 \cdot M_{1\text{кр}}^2}{l_2^4} \cdot \frac{(l_2 + 2l_1)^2 \cdot l_1^3}{3EI} \cdot \delta \cdot \varphi_1^2.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Из рассмотрения формулы (12) видно, что для уменьшения работы необходимо стремиться к уменьшению длины  $l_1$ , увеличению длины  $l_2$ , увеличению момента инерции  $I$  и уменьшению угла  $\varphi_1$  (см. фиг. 1). Важно также отметить, что работа пропорциональна квадрату крутящего момента, поэтому автоколебания возникают



Фиг. 5. Схема окончательного варианта трансмиссии.

тем легче, чем больше действующий крутящий момент. Амплитуда колебаний  $Q_{\text{дин}}$ , как это следует из формулы (10), пропорциональна  $M_{1\text{кр}}$ .

Исходя из полученных представлений о природе автоколебаний, нами разработана новая конструкция трансмиссии, автоколебания в которой практически отсутствуют.

Эта трансмиссия, изображенная на фиг. 5, имеет следующие особенности:

1) трансмиссионные валы заключены в один жесткий корпус трансмиссии, который с одной стороны опирается на шарнирную опору, расположенную на корпусе «свободной» турбины, а с другой — на такую же опору, расположенную на корпусе редуктора.

Это мероприятие привело к резкому уменьшению угла перекоса валов при несоосности валов «свободной» турбины и редуктора.

Если раньше указанная несоосность валов компенсировалась на длине вала 2 равной  $l_2$  (фиг. 1), то в новой конструкции трансмиссии эта несоосность компенсируется на длине  $l_1 + l_2 + l_3$  (фиг. 5);

2) За счет изменения конструкции трансмиссии увеличена ее жесткость.

3) Две шлицевые муфты, стоявшие в середине трансмиссии и обеспечивавшие передачу крутящего момента при несоосности



валов, заменены муфтами с бочкообразными роликами. Эти муфты поставлены на концах трансмиссии (на валу турбины и на валу муфты свободного хода). Роликовые муфты в меньшей степени чем шлицевые трансформируют передаваемый крутящий момент в изгибающий при несоосности валов.

Все эти мероприятия привели к практическому исчезновению автоколебаний и в настоящее время трансмиссия успешно работает. Если проанализировать систему по формуле (10), исчезновение автоколебаний произошло потому, что

снижен коэффициент трансформации  $Q$ ;

уменьшен возможный угол перекося  $\varphi_1$ ;

увеличена активная длина трансмиссии ( $l_1 + l_2 + l_3$  вместо  $l_2$  (см. фиг. 5);

увеличена жесткость консольных частей корпусов трансмиссии за счет резкого уменьшения длины консолей.

В заключение отметим, что в практике известен случай автоколебаний корпусов в турбовентильаторном двигателе. Вообще следует сказать, что в системах, где имеются нагруженные крутящим моментом валопроводы, представляющие собой систему последовательно соединенных шлицами валов, возможны автоколебания. Вероятность автоколебаний тем больше, чем более податливы опоры валопровода.