

Д. Ф. ПИЧУГИН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА С ДЕМПФЕРОМ СУХОГО ТРЕНИЯ

В статье [1] дано решение задачи о колебаниях одномассового вращающегося ротора с демпфером сухого трения. Амплитуда колебаний вала в этом случае может быть значительно снижена путем соответствующего выбора соотношения между силой трения в демпфере и возбуждающей силой, что видно из формулы

$$r = \frac{a}{(\Theta^2 - 1)^2 + 4\zeta^2\Theta^2} \left(\sqrt{1 - \Delta^2\Theta^4} (\Theta^2 - 1)^2 + 4\zeta^2\Theta^2 - 2\Delta\zeta\Theta^3 \right), \quad (1)$$

или, при $\omega = \omega_c$ ($\Theta = 1$),

$$r = \frac{a}{2\zeta} (1 - \Delta), \quad (2)$$

где: r — амплитуда колебаний (прогиб) вала,

a — эксцентриситет диска;

ζ — фактор затухания, характеризующий величину вязкого трения в системе;

$$\Theta = \frac{\omega_c}{\omega};$$

ω — угловая скорость вращения ротора;

$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — критическая скорость ротора;

c — жесткость вала;

m — масса диска,

$\Delta = \frac{F}{m\omega_c^2}$ — отношение силы трения в демпфере к величине возбуждающей силы на критической скорости;

F — сила трения в демпфере.

Наряду с этим оказывается, что демпфер имеет существенный недостаток — большую чувствительность настройки к изменению

величины возбуждающей силы (дисбаланса). Последнее объясняется тем, что сила трения в демпфере остается постоянной, а возбуждающая сила растет пропорционально увеличению дисбаланса (эксцентриситета a). Следовательно, уменьшается и отношение Δ , что вызывает падение эффективности демпфирования и сильное нарастание амплитуд колебаний.

Так, например, при эксцентриситете диска a_1 и $\Delta_1 = \frac{F_1}{ma_1\omega_c^2} = 0,9$ амплитуда колебаний

$$r_1 = \frac{a_1}{2\zeta} (1 - \Delta_1) = 0,1 \frac{a_1}{2\zeta}.$$

При увеличении эксцентриситета вдвое $a_2 = 2a_1$ отношение Δ уменьшается также вдвое

$$\Delta_2 = \frac{F_1}{ma_2\omega_c^2} = \frac{F_1}{m \cdot 2a_1\omega_c^2} = \frac{\Delta_1}{2} = 0,45,$$

а амплитуда колебаний возрастет в 11 раз:

$$r_2 = \frac{a_2}{2\zeta} (1 - \Delta_2) = \frac{2a_1}{2\zeta} (1 - 0,45) = 1,1 \frac{a_1}{2\zeta} = 11r_1,$$

Для устранения указанного недостатка сила трения в демпфере должна автоматически увеличиваться с увеличением амплитуды колебаний. Поэтому нами была предложена конструкция многопластинчатого демпфера с разными зазорами между подвижными пластинами и валом. В этом случае при увеличении амплитуд колебаний вала в работу включается все большее число пластин (соответственно возрастает и сила трения) и эффективность демпфирования восстанавливается.

Если в разобранный выше примере с ростом амплитуды в работу включается вторая пластина, и сила трения возрастет вдвое, т. е.

$$F_2 = 2F_1; \Delta_2' = \frac{2F_1}{m \cdot 2a_1\omega_c^2} = \Delta_1,$$

то прогиб вала возрастет всего лишь вдвое:

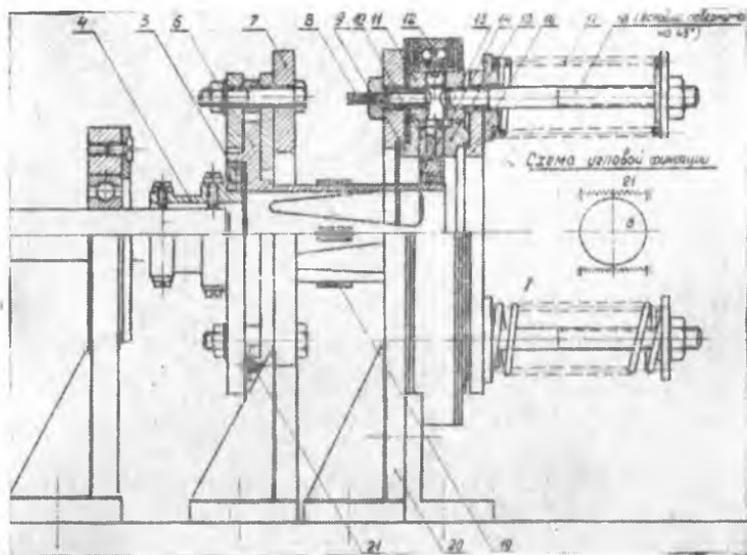
$$r_2 = \frac{a_2}{2\zeta} (1 - \Delta_2') = \frac{2a_1}{2\zeta} (1 - 0,9) = 0,2 \frac{a_1}{2\zeta} = 2r_1.$$

С целью проверки правильности теоретических выводов и законности принятых допущений на кафедре Конструкция авиадвигателей Московского авиационного института проведены экспериментальные исследования как самого демпфера, так и колебаний ротора с демпфером.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФЕРА

Определение силы трения в демпфере основано на замере с помощью проволочных тензометрических датчиков напряжений в упругих балочках, имитирующих движение вала при колебаниях.

На конец двухпорного вала 3 (фиг. 1) одевается регулируемый эксцентрик 4 с подшипником 5 и держателем балочек 6. Держатель может свободно перемещаться в вертикальном и горизонтальном направлениях в пространстве, образованном дисками и распорными втулками, закрепленными на шпильках кронштейна держателя 7. Держатель фиксирован в определенном положении четырьмя пружинами 21, создающими момент, противоположный моменту вращения держателя вокруг оси вала. Четыре балочки



Фиг. 1. Установка для исследования демпфера.

равного сопротивления выполнены с держателем за одно целое (фрезеровкой цилиндра) и закалены до $R_c = 40-45$. На конце они имеют общий поясик, на который одевается подшипник балочек.

На каждую балочку с внешней стороны наклеено по 2 проводных датчика 19 с базой 20 мм и сопротивлением 200 ом. Датчики противоположных балочек соединены в активный мост и подключены к двухканальному усилителю. Выходы усилителя поданы на шлейфы осциллографа МПО-2. Для того, чтобы стабилизировать напряжение, подаваемое на питание усилителя, выпрямитель последнего включен в сеть через феррорезонансный стабилизатор.

Демпфер состоит из корпуса 11, укрепленного с обоймой неподвижных пластин 9 на кронштейне 20. В обойму вставлены с небольшим радиальным зазором (порядка 0,04—0,05 на диаметр) неподвижные пластины 10, фиксированные от проворота при по-

мощи выступов, входящих в пазы обоймы. Зазор между неподвижными пластинами и обоймой необходим для предотвращения заклинивания пластин. Между неподвижными пластинами вставляется подвижная пластина 13, которая, в свою очередь, посажена с небольшим зазором на промежуточное кольцо 14 подшипника балочек. Пластины сжимаются усилием четырех нажимных пружин 17, посаженных на шпильки 18, ввинченные в корпус демпфера. Давление на первую неподвижную пластину от пружин передается через нажимной диск 16 и уплотнительное кольцо 15. Сила давления на пластины определяется по величине сжатия пружин.

Для создания определенного температурного режима на корпус демпфера одевается электрический подогреватель 12, включенный в сеть через автотрансформатор. Температура в демпфере замеряется с помощью терморпары, установленной в трубке слива масла из демпфера.

Для смазки пластин демпфера масло самотеком из бачка через штуцер 8 поступает в верхнюю часть полости демпфера, оmyвает пластины и сливается из нижней части. При вибрации подвижной пластины масляная пленка свободно проникает даже между плотно сжатыми поверхностями, о чем можно было судить по осадку частиц износа в сливаемом масле.

Очевидно, что при включении электромотора 1 вращение через муфту 2 и вал передается эксцентрику, который заставляет держатель и балочки совершать плоскопараллельные круговые движения. Балочки, увлекая подвижную пластину демпфера, деформируются пропорционально силе трения, возникающей между пластинами. Разбаланс моста сопротивлений после усиления записывается шлейфом осциллографа. При этом две балочки измеряют вертикальную составляющую силы трения, а две другие — горизонтальную.

Величина амплитуды колебаний подвижной пластины регулировалась эксцентриком и замерялась перед опытом индикатором.

Для записи чисел оборотов вала приспособлен индукционный датчик.

Визуальные отсчеты чисел оборотов вала производились по указанию дистанционного тахометра на пульте.

Тарировка нажимных пружин демпфера производилась весовым методом, т. е. находилась зависимость деформации сжатия пружин от веса груза. По результатам трех замеров были найдены средние значения и построены графики.

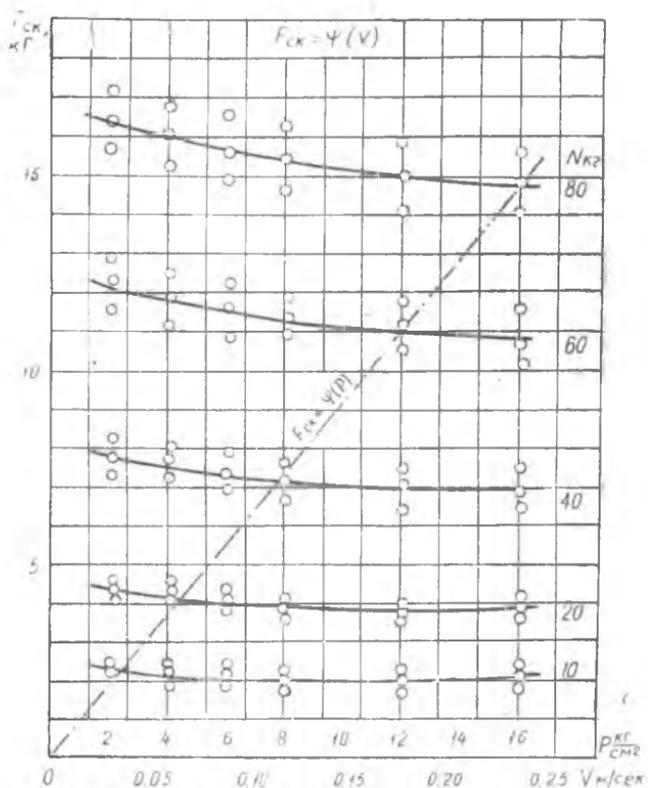
Таким же методом проводилась и статическая тарировка балочек. Тарлируемая пара балочек устанавливалась вертикально, держатель балочек зажимался неподвижно и балочки нагружались гириями. Отклонение луча шлейфа осциллографа от нейтральной линии записывалось на пленку. Затем держатель поворачивался на 180° и записи повторялись. В конце записывался масштаб усиления канала усилителя.

Проведение динамической тарировки является в данном случае делом чрезвычайно сложным. Поэтому пришлось ограничиться лишь замером собственной частоты колебаний балочек, которая оказалась равной 600 гц.

Так как наибольшая частота записываемого процесса не превышает 60—70 гц (максимальные обороты при снятии характеристик трения $n_{\max} = 4000$ об/мин), то отношение собственной частоты балочек к максимальной частоте регистрируемого процесса составляло около $9 \div 10$, что является вполне допустимым при регистрации динамических процессов.

Пластины демпфера шлифовались и притирались на плите до получения зеркальной поверхности. Снятию трибограммы (кривых изменения силы трения) предшествовала приработка пластин в демпфере. Трибограммы снимались на фиксированных числах оборотов при различных амплитудах перемещения пластины и разных удельных давлениях.

После расшифровки записей определялось среднее значение амплитуд горизонтальной и вертикальной составляющей силы трения. По средне-квадратическому значению отдельных замеров



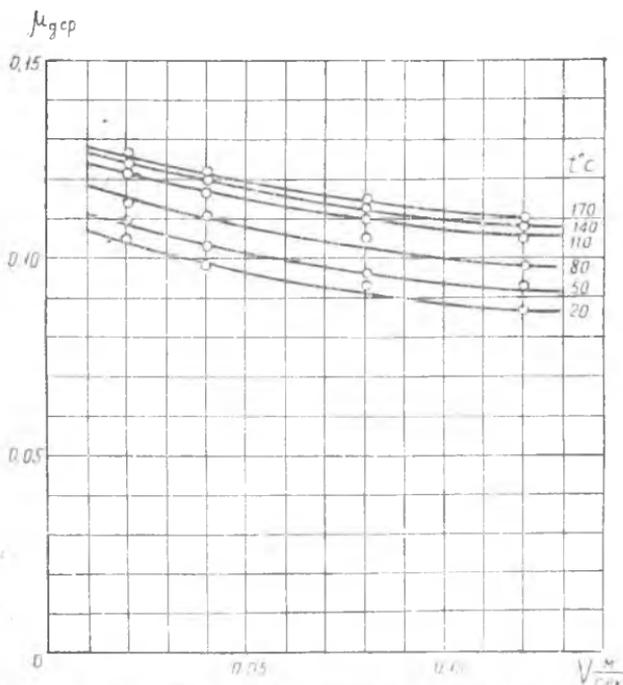
Фиг. 2. Изменение силы трения однопластинчатого демпфера.

строились графики зависимости силы трения от скорости относительного скольжения пластин $F_{ск} = \psi(V)$ и от нормального давления $F_{ск} = \varphi(p)$ при определенной температуре. Подобным же образом находилась зависимость коэффициента трения движения μ_d от температуры нагрева пластин.

Было испытано несколько пар трения: сталь по стали (различные марки с разной твердостью после термообработки), сталь по чугуну, металлокерамика по стали (пара № 6).

Опыт с трением пластин без смазки показал, что использовать чисто сухое трение в демпфере не представляется возможным, вследствие большой склонности поверхностей трения к заеданию уже при малых удельных давлениях. Поэтому в дальнейшем поверхности трения смазывались веретенным маслом.

В режиме граничного трения результаты для испытанных пар были почти аналогичными, лишь несколько менялась величина коэффициента трения движения μ_d . Сила трения возрастала пропорционально увеличению удельного давления и несколько уменьшалась с увеличением скорости скольжения, что объясняется улучшением условий смазки поверхностей трения (фиг. 2). С увеличением температуры пластин до $50-60^\circ\text{C}$ коэффициент трения движения оставался почти постоянным (порядка $0,085 \div 0,12$); при нагреве до $100 \div 170^\circ\text{C}$ он увеличивался на $25-30\%$, однако характер изменения по скорости скольжения оставался



Фиг. 3. Изменение коэффициента трения по температуре.

прежним (фиг. 3). Трение сопровождалось окислительным износом, что было заметно по постепенному превращению зеркальной поверхности пластин в матовую. Разброс точек отдельных замеров не превышал, в общем, $8 \div 10\%$ от среднеквадратического значения.

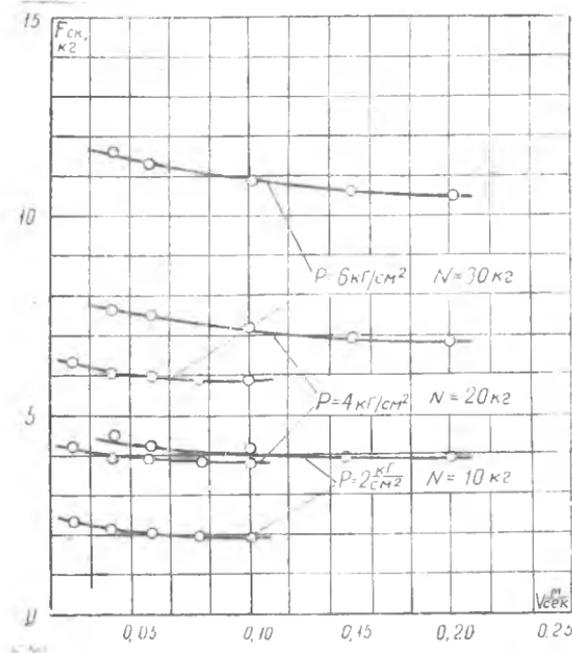
Для исследования эффективности работы многопластинчатого демпфера с разным зазором между валом и подвижными пластинами была снята характеристика силы трения двухпластинчатого демпфера, одна из пластин которого была одета на балочки с зазором $\delta_1 = 0,06 \div 0,08$ мм, а другая — с зазором $\delta_2 = 0,5 \div 0,55$ мм. Как и следовало ожидать, сила трения при двух работающих пластинах оказалась в пределах разброса точек отдельных замеров вдвое больше, чем при одной (фиг. 4).

Результаты экспериментов показывают, таким образом, что допущение о постоянстве величины силы трения в демпфере, сделанное при теоретическом решении задачи, в первом приближении можно считать правильным.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА С ДЕМПФЕРОМ

Установка представляет собой модель одномассового ротора с демпфером, который устанавливается или в середине пролета вала или на упругой опоре. В последнем случае на кронштейн демпфера через переходник 3 (фиг. 5) устанавливается упругий элемент 2, представляющий собой пустотелую цилиндрическую балочку с прорезами. В консольный конец балочки запрессован подшипник вала 6, а снаружи одеваются подвижные пластины демпфера (на фиг. 5 показана конструкция двухпластинчатого демпфера). На консольный конец вала с помощью цанги крепится диск 5, имеющий отверстия для балансировочных грузиков 7.

В отличие от сборки демпфера при определении силы трения

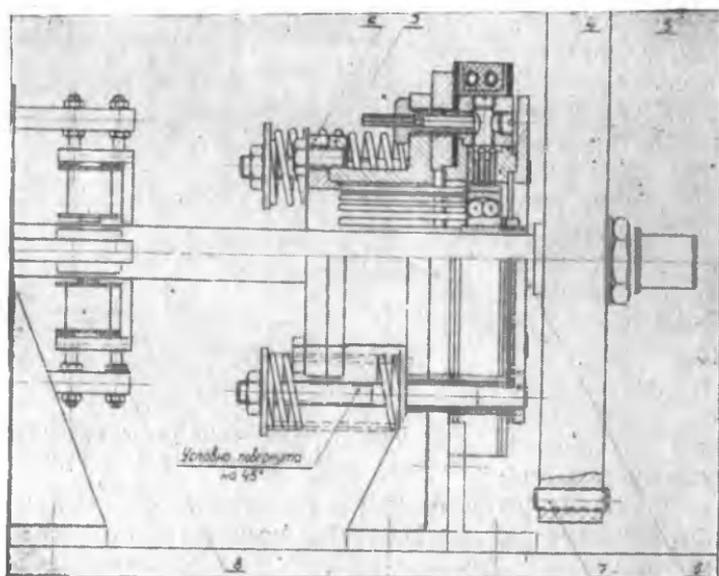


Фиг. 4. Изменение силы трения двухпластинчатого демпфера.

(фиг. 1), шпильки нажимных пружин ввинчены в нажимное кольцо и проходят через отверстия в корпусе и кронштейне демпфера, а пружины одеваются с противоположной стороны. Сделано это для того, чтобы расположить диск возможно ближе к демпферу.

Конец упругого элемента опоры входит в уплотнительное кольцо 4 с зазором $\delta=1,5$ мм, поэтому последнее одновременно является и ограничителем прогиба вала (опоры). Для замера колебаний вала установлены 4 индукционных датчика перемещений δ , расположенных попарно в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Перед началом опытов проводилась динамическая балансировка ротора. Затем записывалась осциллограмма собственных колебаний ротора при отключенном демпфере для определения фактора затухания системы ξ .



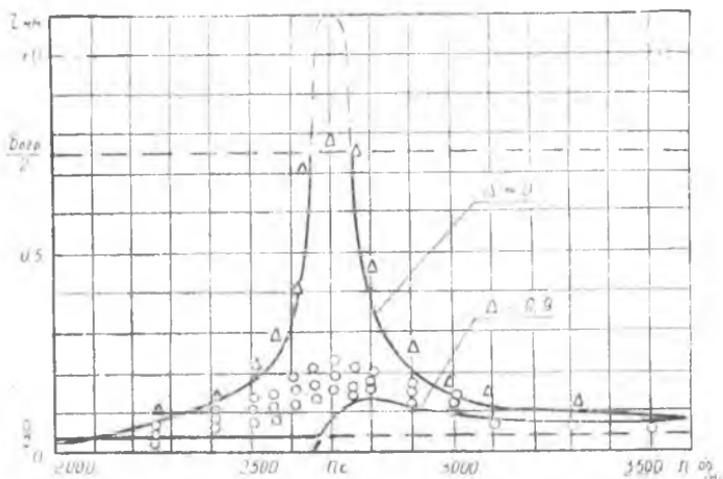
Фиг. 5. Установка для исследований колебаний ротора с демпфером.

Возбуждение колебаний вала производилось или внешней силой от специального возбудителя или силой дисбаланса. В последнем случае балансировочный грузик диска заменялся другим, большим или меньшим по весу.

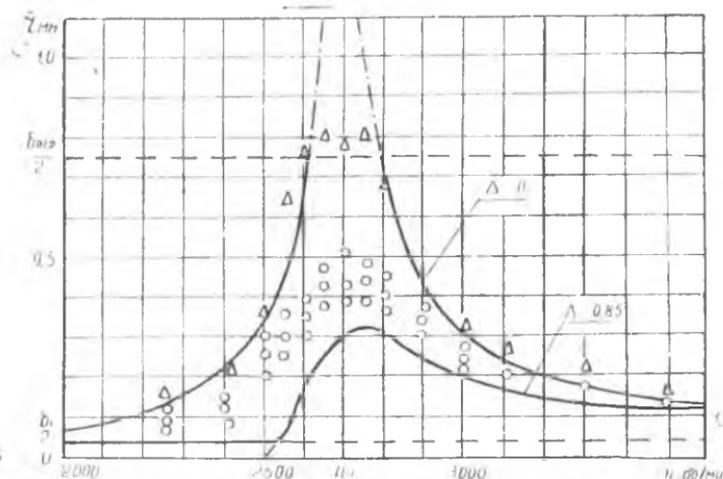
Обычно в начале опыта записывались колебания недемпфированного ротора при переходе через критическую скорость при ступенчатом изменении числа оборотов, а затем — колебания ротора при различной степени демпфирования. После расшифровки осциллограмм величины амплитуд колебаний (прогибы вала) наносились на графики вместе с расчетными кривыми, построен-

ными по формуле (1). Так как сила трения в демпфере приложена не в плоскости действия возбуждающей силы, то отношение Δ определялось по приведенной силе трения.

Результаты большого числа опытов показали достаточно удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных (см., например, фиг. 6, 7). Разброс точек в условиях одной серии опытов объясняется, во-первых, изменением силы трения в отдельные моменты работы демпфера, а во-вторых, некоторой неточностью в определении числа оборотов вала, что особенно



Фиг. 6. Изменение прогиба ротора ($a = 0,0275$ мм.)

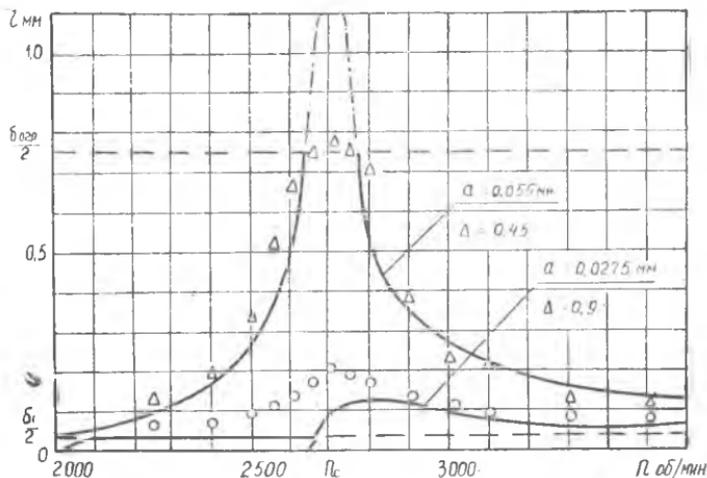


Фиг. 7. Изменение прогиба ротора ($a = 0,055$ мм.).

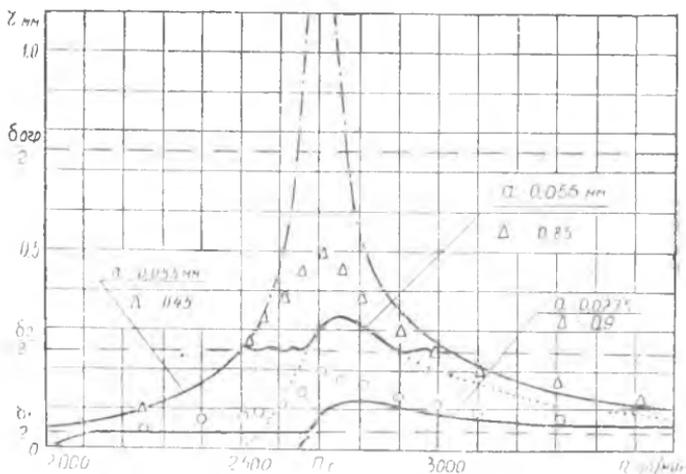
сказывается вблизи резонанса, где изменение прогиба вала очень сильно зависит от числа оборотов.

Отклонение экспериментальных точек от расчетных кривых также объясняется недостаточно точным определением соотношения между возбуждающей силой и силами демпфирования.

Ранее указывалось на большую чувствительность демпфера к изменениям дисбаланса диска. Это подтверждается и результатами опытов, проведенных при постоянном нажатии пластин, но при различной неуравновешенности диска (фиг. 8).



Фиг. 8. Изменение прогиба ротора при различной величине a .



Фиг. 9. Изменение прогиба ротора с двухпластинчатым демпфером.

Испытание модели двухпластинчатого демпфера с разным зазором между валом (упругой опорой) и подвижными пластинами показало действительную эффективность такой схемы (фиг. 9).

При эксцентриситете диска, равном 0,0275 мм, силы трения одной пластины достаточно для того, чтобы прогиб вала при $\omega = \omega_c$ не превышал половины зазора δ_2 между второй подвижной пластиной и упругой опорой (кривая 1). С увеличением эксцентриситета вдвое силы трения одной пластины уже не хватает для демпфирования возросшей возбуждающей силы. Поэтому прогиб вначале растет до величины $\frac{\delta_2}{2}$ (кривая 2), а затем вторая пластина выступает некоторое время в роли ограничителя. Когда возбуждающая сила станет больше силы трения двух пластин, в работу включится и вторая пластина, сила трения возрастет вдвое и демпфирование снова станет эффективным (кривая 3). Картина изменения прогиба повторится и в закритической области, но только в обратном порядке.

При экспериментах такого сложного характера изменения прогиба наблюдать не удастся. Объясняется это, по-видимому, тем, что эффективное демпфирование здесь наступает не с начала появления колебаний (в предположении чего и была рассчитана кривая 3), а только после включения в работу второй пластины. Поэтому амплитуды колебаний фактически будут больше расчетных.

Таким образом, проведенные эксперименты подтверждают с достаточной степенью точности правильность положений, полученных при теоретическом анализе работы демпфера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Ф. Пичугин, Исследование демпфера сухого трения. Известия высшей школы (Авиационная техника) № 1, 1958.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — эксцентриситет диска;
 c — жесткость вала;
 m — масса диска;
 n — число оборотов ротора;
 p — удельное давление на пластины демпфера,
 r — прогиб вала;
 F — сила трения;
 N — сила нажатия пружины демпфера;
 R_c — твердость по Роквеллу;
 V — скорость относительного скольжения пластин;
 δ — зазор;
 ζ — фактор затухания;
 μ_g — коэффициент трения;
 φ — функция;

- ψ — функция;
 ω — угловая скорость вращения ротора;
 ω_c — критическая скорость ротора;
 Δ — отношение силы трения к возб. силе при $\omega = \omega_c$;
 Θ — отношение критической скорости к скорости вращения ротора.
-