

П. Д. ВИЛЬНЕР, Н. Я. ОСИПОВ

ОПЫТ ВИБРАЦИОННОЙ ДОВОДКИ ГТД

Уровень вибраций корпусов двигателя определяется в основном наличием критических скоростей. Даже весьма значительные неуравновешенности роторов вдали от критических скоростей системы возбуждают вибрации, уровень которых значительно ниже общепринятых допустимых значений. Поэтому, если критическая скорость ротора на жестких опорах выше максимальных оборотов и критические скорости системы ротор — корпус не попадают в рабочий диапазон оборотов, то при соблюдении обычных требований к балансировке роторов и достаточно высокой культуре производства вибрационная доводка не представляет особых трудностей.

Однако при создании современных авиационных ГТД расположение критических скоростей вне рабочего диапазона без специальных мер практически неосуществимо, а в ряде случаев вообще невозможно. Когда критическая скорость системы ротор — корпус выводится на обороты ниже малого газа, вибрация при ее прохождении практически не снижается. Даже в этом случае, особенно для ГТД большого ресурса, необходимо совершенствовать схемы и методы балансировки, применять демпферы.

При проектировании и доводке двигателей по вибрациям обязательно проводятся:

1. Расчеты критических скоростей роторов на жестких опорах. По результатам этих расчетов выбираются схемы балансировки роторов. Если полученная расчетом критическая скорость значительно выше максимальных оборотов ротора, то он обычно балансируется в двух плоскостях; если же близка к максимальным оборотам или ниже их, схема балансировки выбирается так, чтобы исключить прогиб ротора на критических скоростях системы. В последнем случае для расчета балансировки податливость ротора определяется экспериментально.

2. Экспериментальное определение критических скоростей на работающем двигателе по результатам измерения вибраций корпусов в различных точках.

При прохождении критических скоростей, независимо от того, чем они обусловлены — податливостью ротора или корпуса, возрастают вибрации корпусов. Поэтому определение критических скоростей на основании анализа вибраций корпусов выявляет все критические скорости. При этом необходимо исключить местные резонансы узла, на котором установлен вибродатчик. Экспериментальное определение критических скоростей на неработающем двигателе проводить нецелесообразно, так как, во-первых, частотное обследование неработающего двигателя затруднительно из-за зазоров в подшипниках, замках лопаток, зубьях передач и др.; во-вторых, из-за наличия в двигателе систем, критические скорости которых сильно зависят от гироскопического момента, частоты, определенные на неработающем двигателе, не будут соответствовать тем, которые проявятся на работающем двигателе; в-третьих, критические скорости могут быть опасны большими амплитудами, а частотное обследование неработающего двигателя не может дать ответа на вопрос об опасности той или иной критической скорости и, в-четвертых, заключение о вибрационной надежности двигателя и о допустимости критических скоростей в рабочем диапазоне можно сделать только по результатам замера вибраций корпусов на работающем двигателе и осмотра его деталей.

В некоторых случаях работы с возбуждением корпусов при помощи вибратора целесообразно проводить при доводке обвязки и агрегатов двигателя.

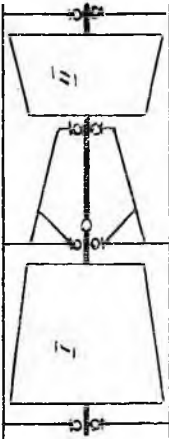
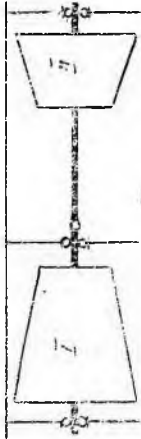
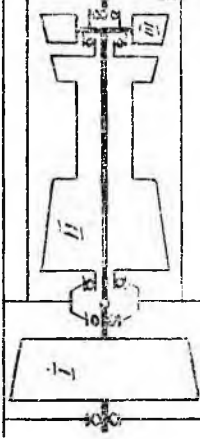
3. Расчеты критических скоростей системы при частотной отстройке системы проводятся методом динамических жесткостей. Статические жесткости корпусов в этом случае определяются экспериментально, и расчеты проводятся с целью определения формы колебаний на интересующей критической скорости для правильного выбора места постановки упругого элемента. Отстройка, как правило, проводится вниз.

В настоящей статье рассматриваются наиболее важные вопросы, определяющие вибрацию двигателя.

СХЕМЫ РОТОРОВ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ

В таблице 1 приведены схемы роторов трех ГТД, сведения о рабочих диапазонах оборотов и динамические характеристики, которые и определяют направления вибрационной доводки.

Так, например, на двигателе № 1 в рабочем диапазоне оборотов проявлялась только одна критическая скорость, обусловленная податливостью опор ротора II. На жестких опорах роторы I и II имеют достаточный расчетный запас по критической скорости.

Номер двигателя	Схема двигателя	Рабочий диаметр сверлов поворот	Динамические характеристики двигателя			
			1	4	5	6
1		<p>Малый вал 6000 об/мин</p> <p>Рабочие обороты 8250 об/мин</p>	<p>Ротор I 10000 об/мин</p> <p>Ротор II $n > 10000$ об/мин</p>	<p>Без упругой 5400 } об/мин 6700 } 9100 }</p> <p>с упругой 4900 } об/мин 6170 } 9100 }</p>	<p>Без упругой втулки 6400-6600 об/мин</p> <p>с упругой втулкой 4500 ÷ 6000 об/мин</p>	<p>Обороты пролипли хрэй участок скорости на раз- мыслии двигателя</p>
2		<p>Малый вал 11300 об/мин</p> <p>Рабочие обороты 15250 об/мин</p>	<p>Ротор I 9850 об/мин</p> <p>Ротор II 10700 об/мин</p>	<p>Без упругой 7600 } об/мин 9300 } 11400 }</p> <p>с упругой 7600 } об/мин 8300 } 10600 }</p>	<p>втулки 9400 ÷ 9800</p> <p>втулкой 8200-8700 об/мин</p>	
3		<p>Малый вал Ротор I и III 1800 об/мин</p> <p>Ротор II 3800 об/мин</p> <p>Максимальные обороты</p> <p>Ротор I и II 5270 об/мин</p> <p>Ротор II 7350 об/мин</p>	<p>Ротор I 10670 об/мин</p> <p>Ротор II 7000 об/мин</p> <p>Ротор II с учетом пере- личности 3900 об/мин</p> <p>без переключе- ния 3000 об/мин</p>	<p>Не определен лиць</p>	<p>воздух-двояние ро- рота I и III 4200 об/мин</p> <p>5000 ÷ 5200 об/мин</p> <p>воздух-двояние ротором II 3600 ÷ 3800 об/мин</p> <p>7000 - 7200 об/мин</p>	

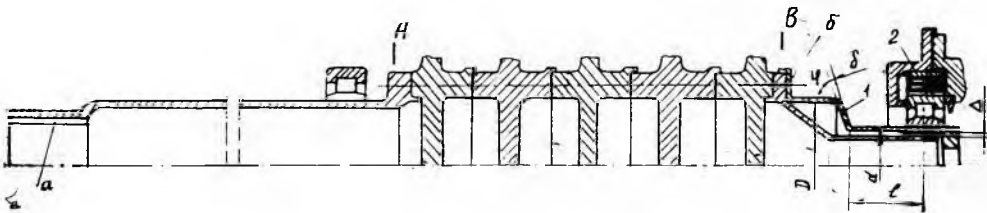
Роторы I и II двигателя № 2-тибкие. На оборотах ниже малого газа проявляется одна критическая скорость.

Двигатель № 3 имеет четыре диапазона оборотов, при которых проявляются критические скорости; рабочие обороты роторов изменяются от 1800 до 7200 об/мин. Поэтому вывести все критические скорости из рабочего диапазона оборотов практически невозможно. Два ротора (II и III) являются «гибкими».

МЕРОПРИЯТИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ НИЗКИЙ УРОВЕНЬ ВИБРАЦИЙ СИСТЕМЫ

Упругая втулка

Для уменьшения вибраций на оборотах малого газа на двигателях № 1 и 2 в конструкцию ротора II введена упругая втулка



Фиг. 1. Ротор двигателя № 1 с упругой втулкой:

1 — упругая втулка; 2 — демпфер.

(фиг. 1) δ податливостью (для двигателя № 1) $e = 40 \cdot 10^{-6}$ см/кг, подбор которой производился по формуле:

$$e = \frac{l^2}{E\delta^3} \frac{\pi}{3(1 + \mu^2) \left[\frac{\left(\frac{d}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d}{D}\right)^2 + 1} - \ln \frac{d}{D} \right]} + \left(\frac{d}{2\delta}\right)^2 \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \frac{2\pi \sin \varphi \cos^2 \varphi}{2(1 + \mu) \sin^2 \varphi + 1} \quad (1)$$

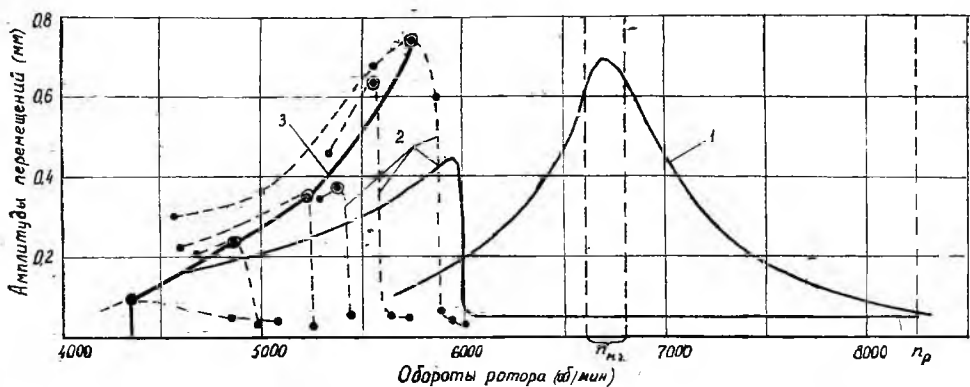
где l , δ , D , d , φ — размеры, указанные на фиг. 1.

E — модуль упругости;

μ — коэффициент Пуассона.

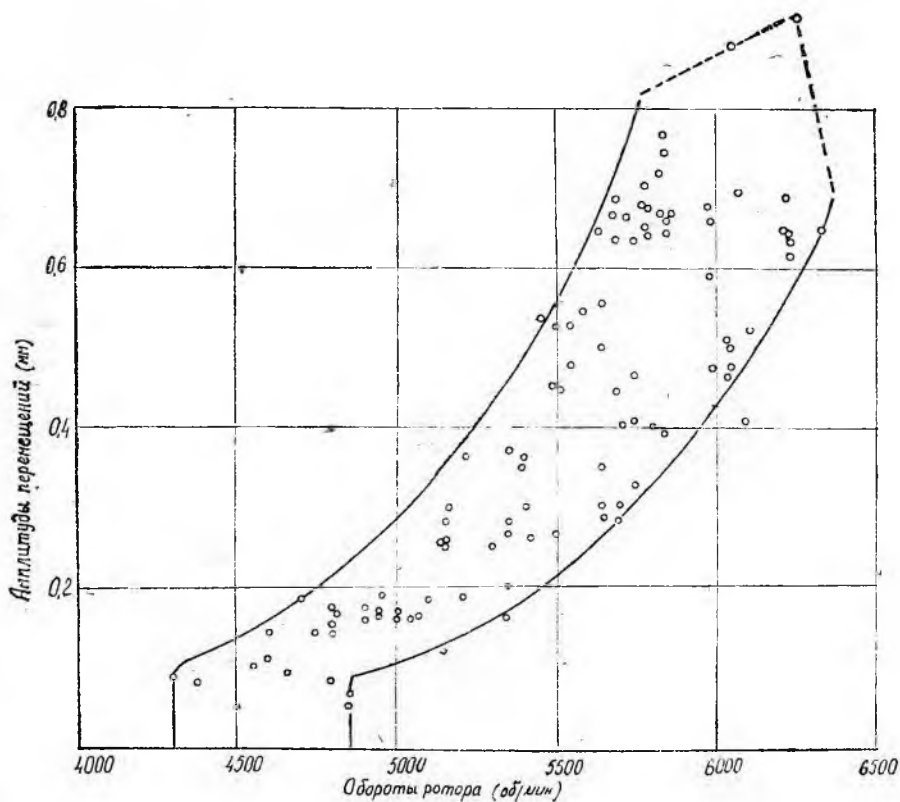
Внутри упругой втулки с небольшим зазором $\Delta = 0,4$ мм и 0,2 мм для двигателей № 1 и 2 соответственно устанавливается достаточно прочный и жесткий вал, ограничивающий максимальные перемещения в пределах, обеспечивающих усталостную прочность втулки. Поэтому упругая система ротор — корпус оказывается нелинейной, а критическая скорость проходит с характерным для нелинейных систем срывом амплитуд.

Удовлетворительный уровень вибрации во всем диапазоне от малого газа до максимальных рабочих оборотов ротора (фиг. 2)



Фиг. 2. Вибрации двигателя № 1:

1 — без упругой втулки; 2 — с упругой втулкой; 3 — скелетная кривая; $n_{м. г.}$ — обороты малого газа; n_p — рабочие обороты; • — точки, полученные расшифровкой осциллограмм; ○ — точки срыва амплитуд.



Фиг. 3. Область срыва максимальных амплитуд на критической скорости

обеспечивается с упругой втулкой, а без нее на оборотах малого газа уровень вибрации очень высок.

В зависимости от ряда причин (эксцентриситета втулки относительно вала, теплового состояния ротора, исходного дисбаланса и др.) и вследствие нелинейности системы имеются различия в характере перехода через критическую скорость. На фиг. 3 дана статистика точек срыва амплитуд по восьми двигателям, по которой весьма четко обрисовывается фактический разброс скелетных кривых.

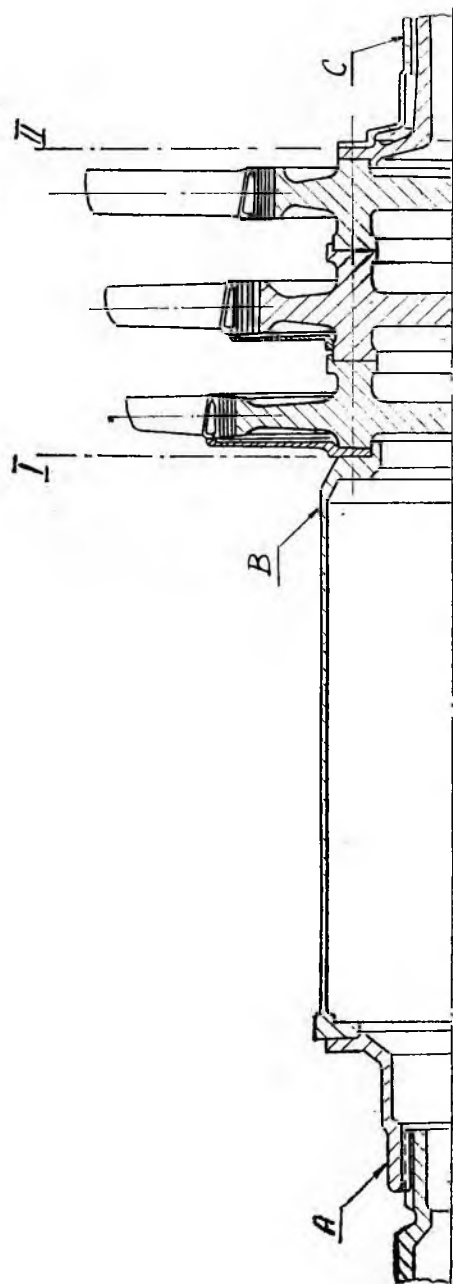
Необходимо подчеркнуть, что упругая втулка не снижает уровня вибраций на критической скорости при наборе оборотов.

В последнее время на ряде иностранных и отечественных двигателей введены в конструкцию упругие кольца с теми же функциями, что и описанная упругая втулка. Разница заключается в том, что упругое кольцо устанавливается в корпусе, охватывая невращающееся кольцо подшипника, а упругая втулка связана с ротором.

Балансировка

Ротор I двигателя № 3 с высокой критической скоростью на жестких опорах балансируется динамически в двух плоскостях, на балансировку собирается с направляющими аппаратами и затем, узлом, направляется на сборку. Ротор II двигателя № 1 — трехопорный и для обеспечения соосности всех трех опор требует особо тщательной сборки. На балансировочном станке он устанавливается на две опоры (фиг. 1) и проверяется биение шлиц «а». Если оно превышает 0,06 мм, то для исправления оси ротора одна треть гаек «б» отвертывается и заново затягивается с вытяжкой шпилек, превышающей номинальную на 13—20%, в зависимости от значения замеренного биения. На окончательной сборке затяжка гаек производится точно так же, то есть сначала все затягивается по номиналу, затем одна треть их отвертывается и затягивается с увеличенной вытяжкой шпилек. Балансировка ротора производится динамически в двух плоскостях А и В.

Ротор II двигателя № 2 — гибкий и балансируется в трех плоскостях следующим образом. Сначала динамически балансируется передний вал (фиг. 4) на базах А и В. Затем собранный ротор устанавливается на базах А и С и балансируется в плоскостях I и II. Таким образом исключается влияние переднего конца вала на уравнивание в плоскости I и «скрытый» дисбаланс почти полностью устраняется. При такой балансировке остается неустранимой неуравновешенность, обусловленная биением рабочих профилей шлиц переднего вала относительно балансировочной базы А, которое по допускам может достигать 0,04 мм. Поэтому биение этих шлиц и сопряженных шлиц ротора I замеряется относительно своих балансировочных баз, и шлицы при сборке

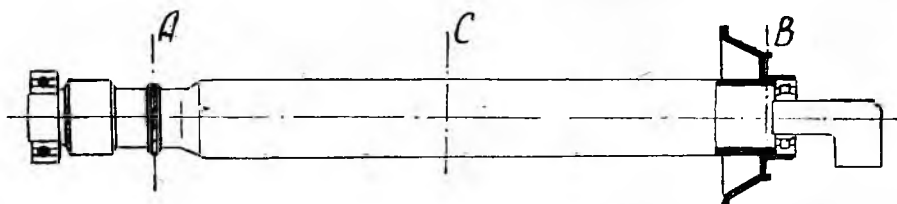


Фиг. 4. Схема балансировки ротора II двигателя № 2.

устанавливаются в такое взаимное положение, при котором биение балансировочной базы A — минимально.

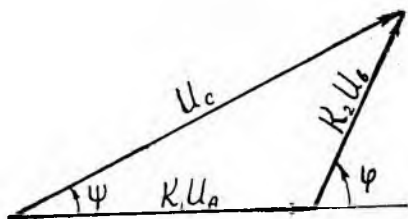
Низкое значение критических оборотов на жестких опорах ротора I двигателя № 2 обусловлено податливыми цапфами. Поэтому динамической балансировкой на концах жесткой барабанной части ротора устраняется «скрытый» дисбаланс*.

Вал ротора III (фиг. 5) двигателя № 3 балансируется в трех плоскостях: A , B , C . Величина и направление дисбаланса, устраняемого в плоскости C , определяются по замеренным в плоско-



Фиг. 5. Схема балансировки вала ротора III двигателя № 3.

стях A и B дисбалансам в предположении линейного распределения неуравновешенности вдоль вала и синусоидальной формы колебаний первого тона графическим построением (фиг. 6), где обозначено:



Фиг. 6. Определение дисбаланса в плоскости «С».

U_A, U_B, φ — дисбалансы, замеренные в плоскостях A и B , и угол между ними;

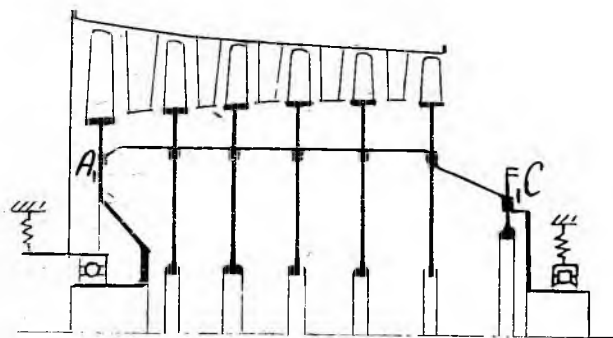
U_C — дисбаланс, устраняемый в плоскости C ;

ψ — угол между замеренным дисбалансом в плоскости A и устраняемым в плоскости C ;

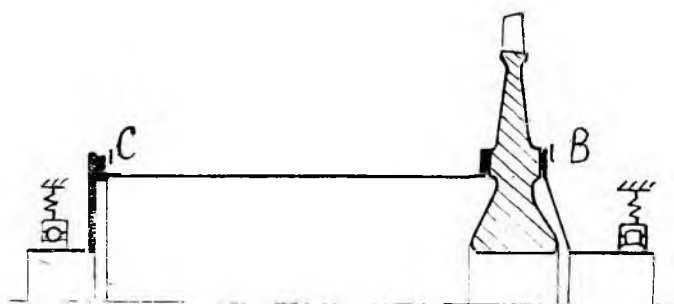
k_1 и k_2 — коэффициенты, зависящие от формы колебаний и распределения неуравновешенности вдоль оси вала.

После устранения дисбаланса в плоскости C повторно замеряется и устраняется дисбаланс в плоскости A . Дисбаланс в плоскости B устраняется при последующей операции балансировки, когда вал собран с колесами. Во избежание дополнительной неуравновешенности за счет переборки ротора III сборка его на балансировку производится сразу с сопловым аппаратом: ротор балансируется в плоскости колес и отбалансированный узел поступает на сборку.

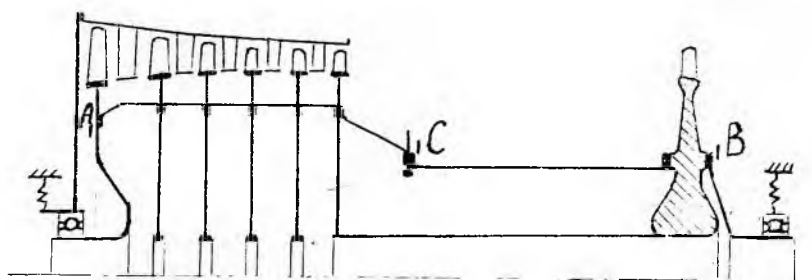
* П. Д. Вильнер. Некоторые вопросы уравнивания роторов. Труды КуАИ. Вып. XIX, 1965.



Компрессор



Турбина



Ротор

Фиг. 7. Схема балансировки ротора II двигателя № 3.

Ротор II двигателя № 3, так же, как и двигателя № 2, гибкий и балансируется в трех плоскостях. Предварительно собираются узлами турбинная и компрессорная части ротора, причем компрессорная часть — с направляющими аппаратами. Обе части балансируются динамически в двух плоскостях каждая (фиг. 7). Затем из отбалансированных частей собирается ротор и снова устанавливается на балансировочный станок, где измеряются дисбалансы в плоскостях *A* и *B*, обусловленные смещением и изломом оси ротора в плоскости сборки *C*.

По дисбалансам U_A , U_B и углу φ между ними, зная распределение масс вдоль оси ротора, можно определить значения излома и смещения оси и угол между плоскостями, содержащими излом и смещение. Таким образом, становится известным распределение неуравновешенности вдоль оси ротора. Затем в плоскости *C* устанавливается балансирующий груз U_C , центробежная сила которого вызывает такой же прогиб ротора на жестких опорах, как и распределенная неуравновешенность (практически это делается простым графическим построением, подобным фиг. 6); повторно измеряются и устраняются дисбалансы в плоскостях *A* и *B*. При сборке двигателя производится частичная разборка отбалансированного ротора — снимается колесо турбины. Чтобы переборка не приводила к чрезмерной разбалансировке, число разбираемых стыков сведено к одному за счет того, что все детали турбины, снимаемые с остальной части ротора, связаны между собой в пакет при помощи шести болтов.

Так как балансировка ротора в трех плоскостях в некоторой мере базируется на расчетных данных (форма упругой линии), то неизбежно вносится ошибка, которая тем больше, чем большие неуравновешенности приходится устранять. Неуравновешенность в свою очередь зависит от искривленности оси ротора, обусловленной большим числом деталей и допусками на их изготовление. Поэтому взаимное положение деталей при их стыковке подбирается так, чтобы вследствие искривления оси ротора дисбаланс, устраняемый в средней части, не превышал 400–800 гсм. Это обеспечивается допустимым биением ротора в плоскости *C* не более 0,1 мм. Для уменьшения неконтролируемых неуравновешенностей, вызываемых перекосами упорных подшипников, торцевое биение внутренних колец шариковых подшипников в роторах выдерживается не более 0,05 мм, а опорных буртов под них — не более 0,03 мм. Торцевое биение наружных колец шариковых подшипников не превышает 0,02 мм.

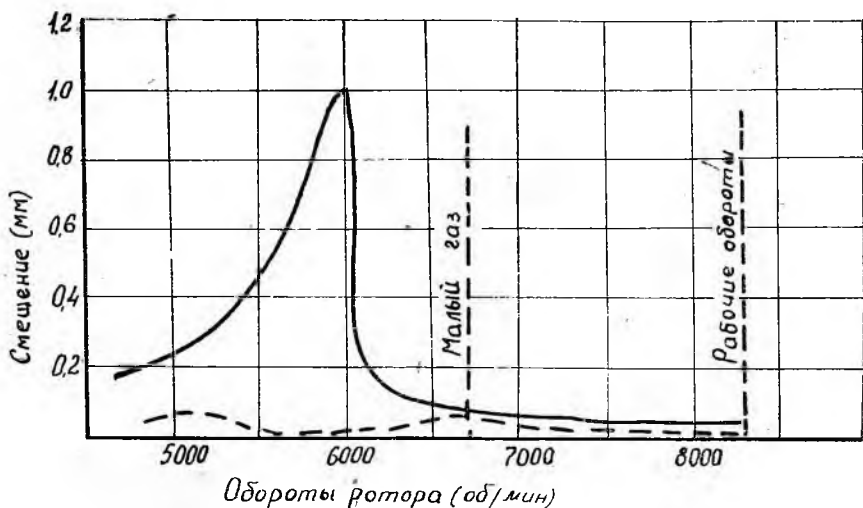
По такому же принципу, как ротор II двигателя № 3, балансируется и ротор I двигателя № 1.

Демпфирование

Необходимость применения демпфера на двигателе № 1 вызвана тем, что амплитуды вибраций на критических скоростях име-

ют большой разброс и при некоторых проходах достигают 1,4 мм. Из двухсот запусков при 28 амплитуда на критической скорости больше 1 мм.

При амплитудах вибраций 1 мм в задней опоре замерены напряжения ± 10 кг/мм². За один проход через критическую скорость происходит до 250 циклов нагружения большими амплитудами, при двухстах проходах нагружений с напряжением ± 10 кг/мм² будет порядка $7 \cdot 10^3$ циклов. При увеличении ресурса двигателя, когда число проходов через критическую скорость значительно возрастает, это может привести к дефектам. На двигателе № 3 при первых испытаниях при доводке были выявлены критические скорости, значение которых приведено в таблице 1. Наличие в рабочем диапазоне нескольких критических скоростей исключает



Фиг. 8. Эффективность демпфера на двигателе № 1:

————— без демпфера;
 - - - - - с демпфером.

возможность частотной отстройки. Поэтому наряду с выбором рациональных схем балансировки для уменьшения амплитуд вибраций на критических скоростях в систему введены демпферы.

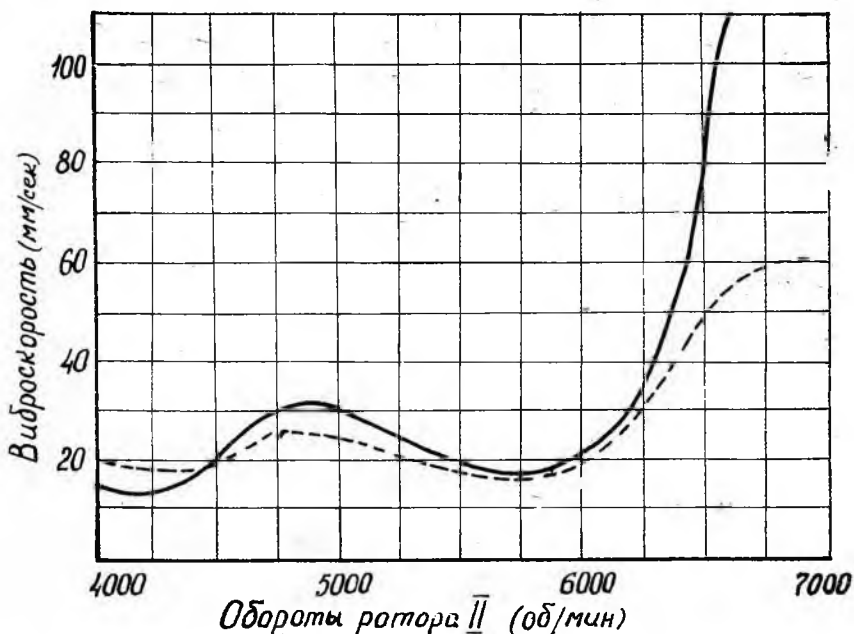
В рассматриваемых двигателях применены пластинчатые демпферы (фиг. 1), представляющие собой ряд стальных пластин, согнутых в кольцо и охватывающих невращающееся кольцо подшипника с суммарным зазором 0,4÷0,8 мм на диаметр.

Предварительная проверка эффективности демпфера проводилась на установке в отраслевой лаборатории Куйбышевского авиационного института. Эксперименты показали, что с сухими обезжиренными пластинами для достижения таких же прогибов ротора, как и без демпфера, требовалось увеличить возбуждение примерно в пять раз. Наличие смазки повышало эффект в 1,5÷2 раза.

На двигателе № 1 демпфер внедрен при доводке его на большой ресурс и практически полностью устранил вибрации (фиг. 8) и прогибы ротора II на критической скорости.

На двигателе № 3 эффективность демпфера проверялась при испытании его с повышенными вибрациями (фиг. 9). В обоих случаях (на двигателях № 1 и № 3) установка демпфера проводилась без разборки роторов двигателя.

Как видно из сопоставления фиг. 8 и 9, эффективность демпфера на двигателе № 1 намного выше, чем на двигателе № 3, что



Фиг. 9. Эффективность демпферов на двигателе № 3:

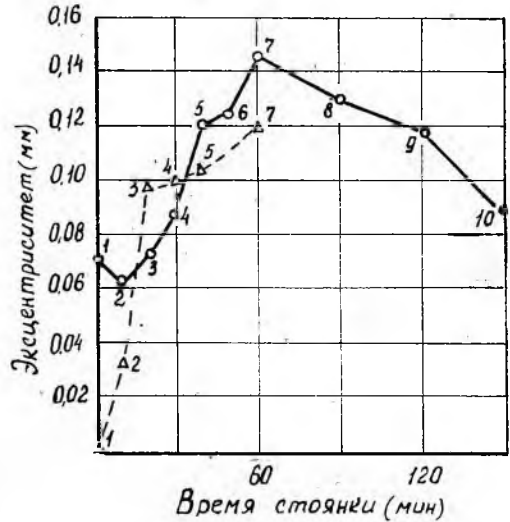
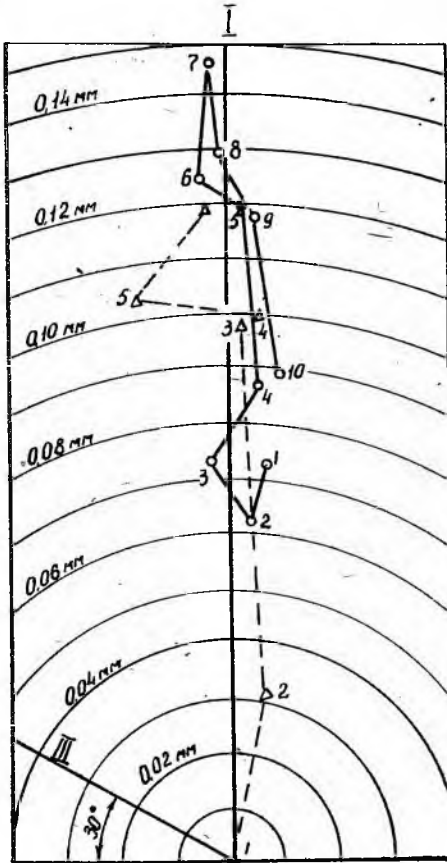
————— без демпфера;
 - - - - - с демпфером.

объясняется разгрузкой демпферного подшипника на двигателе № 1, проводимой для улучшения работы переднего подшипника и осуществляемой смещением его вверх. Статическая нагрузка на демпферный подшипник не превышает 70 кг.

Все же, несмотря на меньший эффект, демпферы на двигателе № 3 существенно облегчили его вибрационную доводку. Вибрации двигателя по всем точкам замеров на всех критических скоростях при балансировке и сборке, проведенных без отступлений от требований чертежей, не превышали 30 мм/сек.

Тепловые деформации ротора

Испытания двигателей № 1 и 2 показали нестабильность амплитуд при прохождении критической скорости турбины. Амплитуды вибрации корпусов (задних опор) при последовательных запусках отличались в 20 раз.



Фиг. 10. Искривление оси ротора при стоянке прогретого двигателя:

I — вертикальный диаметр; II — горизонтальный диаметр; III — место установки индикатора; O — опыт № 1; Δ — опыт № 2.

Специальные опыты показали, что это различие обусловлено, в основном, разницей в дисбалансе ротора турбины, которая возникает при неравномерном его остывании.

Непосредственное измерение поводки ротора II при остывании проведено на двигателе № 3.

Перед запуском индикатором, установленным на корпусе, измерялось биение в середине ротора, затем производился запуск. После остановки ротор устанавливался в то же исходное положение, а через 10 минут производилось второе измерение, и ротор снова ставился в то же положение. Через 20 минут замер повторялся и т. д. Определенные по замеренным биениям смещения оси ротора приведены на фиг. 10. Искривление ротора происходило вертикально вверх. Эксцентриситет растет примерно в течение часа стоянки, а в течение следующего часа уменьшается до исходного состояния.

Замер температуры воздуха за компрессором двигателя № 3 после его остановки показал, что примерно после 20 минут стоянки устанавливается разница температур в верхней и нижней полостях в 14°C , которая удерживается в течение 60 минут.

На двигателе № 1 с хорошо отбалансированной турбиной критическая скорость ($n_{к}=4500-6000$ об/мин) при запуске из холодного состояния проходила без повышения амплитуд вибрации корпуса. При запусках непосредственно после остановок повышение амплитуд вибрации на критической скорости также не наблюдалось. После двадцатипятиминутной стоянки было произведено несколько запусков изделия в следующем порядке: запуск, выход через критическую скорость на обороты малого газа, работа на оборотах малого газа, выключение топлива и выбег, останковка, немедленно следующий запуск и т. д. Амплитуды вибрации задней опоры турбины при проходе через критическую скорость даны в таблице 2.

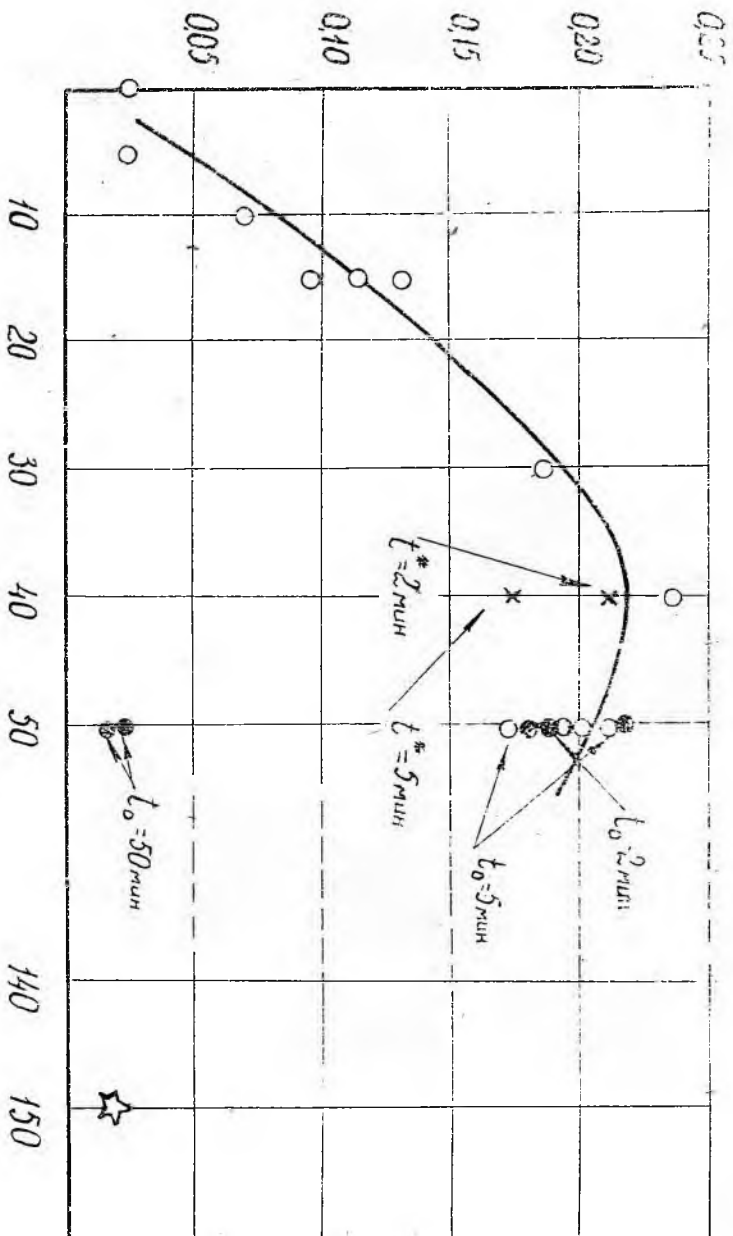
Таблица

№ пп	Время, прошедшее после прекращения процесса искривления ротора, мин.	Амплитуда при наборе оборотов (микроны)	Амплитуда при выбеге (микроны)
1	1,5 6,5	450	106
2	10,3 15,5	93	40
3	19,5 24,3	27	27
4	28,0 34,0	20	20

Как видно из таблицы, амплитуда на критической скорости со временем уменьшается. Это происходит вследствие выравнивания температур по ротору.

Двигатель № 2 запускали из холодного состояния (стоянка перед запуском более двух часов) и после различных по времени стоянок. При всех стоянках ротор устанавливался в одном положении, которое было найдено предварительным опытом, так, чтобы неуравновешенность от неравномерного остывания и остаточная после балансировки складывались. Амплитуды вибрации кор-

Амплитуда вибрации корпуса (мм)



Фиг. 11. Зависимость амплитуд вибраций на критической скорости от времени стоянки прогретого двигателя.

Время стоянки перед запуском (мин).

пуга на критических оборотах ($n_k = 8200 \div 8700$ об/мин) показаны на фиг. 11 (белые точки). Там же нанесены вибрации при запуске из холодного состояния (звездочка) и после прокрутки (черные точки). Прокрутки производились так: после останова двигателя ротор приводился во вращение стартер-генератором в течение t_0 минут, после чего ротор устанавливался в нужное положение и стоянка продолжалась $50 - t_0$ минут. Время t_0 было принято: 2 мин., 5 мин., 50 мин. Нормально при описываемом опыте остановки изделия производились непосредственно после работы на одном из крейсерских режимов. Сделаны были также две остановки после кратковременной работы на оборотах малого газа в течение $t^* = 2$ мин. и $t^* = 5$ мин., то есть с более холодным ротором. Результаты нанесены крестиками.

На фиг. 11 видно, что наибольшая деформация ротора происходит через $40 \div 50$ минут после останова двигателя, кратковременные ($2 \div 5$ минут) холодные прокрутки после останова малоэффективны, большую эффективность дает непрерывная прокрутка в течение всего времени стоянки. Видно также, что в течение 150 минут температура по ротору успевает полностью выравняться, т. е. искривленная ось его выпрямляется.

Приведенные результаты хорошо подтверждают друг друга и показывают, что для ряда двигателей дисбаланс от неравномерного остывания имеет очень большое значение, и именно он определяет большие амплитуды при прохождении критических скоростей.

Попадание масла во внутренние полости ротора

Случаи попадания масла в ротор компрессора барабанной конструкции неоднократно наблюдались на двигателях № 1 и № 2. Масло выявлялось при разборке после снятия двигателя из-за повышенной вибрации. Вибрация двигателя вблизи критической скорости при наличии в роторе масла ($200 \div 500$ г) — имеет весьма своеобразный характер: частота ее — не роторная, а несколько ниже. На двигателе № 1 это $0,65 \div 0,68$ гармоника ротора, на двигателе № 2 — $0,85 \div 0,85$ гармоника ротора. Возбуждение вибрации маслом в роторе с частотой «отстающей» гармоники можно объяснить следующим образом. Пока обороты двигателя далеки от критической скорости, радиус обращения ротора мал, и фаза обращения практически совпадает с фазой дисбаланса ротора — масло растекается по внутренней полости барабана почти равномерно. При приближении к критической скорости радиус обращения возрастает и масло скапливается у наиболее далекой от оси обращения стенки барабана. Фаза этого добавочного дисбаланса не совпадает с фазой исходного дисбаланса ротора, так как смещение отстает от дисбаланса на угол, близкий или равный 90° . Поскольку на ротор теперь действует возбуждение, равное геометрической сумме неуравновешенности от масла и исход-

ной, и вектор этой суммы повернут на некоторый угол от вектора исходного дисбаланса, фаза смещения ротора должна относиться к этому вектору. Таким образом, вектор смещения ротора повернется назад против вращения. Это вызовет перераспределение масла в полости, которое будет все время стремиться слиться в наиболее удаленную от оси область. За движением масла снова повернется вектор смещения и т. д. В результате вектор суммарной неуравновешенности будет непрерывно вращаться против направления вращения ротора со скоростью, зависящей от вязкости масла и динамических свойств колебательной системы, и возбуждать прямую несинхронную прецессию с частотой меньшей частоты вращения ротора.

В далекой закритической области масло в роторе должно приводить к автобалансировке, но на исследованных двигателях она не наблюдалась.

Осевое и радиальное смещение лопаток в пазах

Эти явления особенно важны для больших лопаток первых ступеней компрессора. В частности, схема работы лопаток 1 и 2 ступеней вентилятора двигателя № 3 такова:

При выходе двигателя на рабочие обороты центробежные силы, действующие на замки лопаток, достигают десятков тонн и смещают лопатку в пазу в радиальном направлении на величину, достигающую $0,3 \div 0,7$ мм. После остановки двигателя часть лопаток под действием упругих сил со стороны замка садится на место.

В зависимости от характера подгонки замка лопаток к пазу в диске часть лопаток «закусывает» в пазу в смещенном положении.

Роль этого дисбаланса может сказаться двояким образом. Во-первых, при работе на малых оборотах сразу после запуска, когда остальные лопатки еще не смещены в пазах, повышенный дисбаланс приведет к повышенной вибрации на первых критических скоростях. Во-вторых, при очередной переборке двигателя балансировка ротора, у которого часть лопаток смещена в пазах, окажется неправильной. Так, например, один двигатель № 3 первой сборки имел очень низкий уровень вибраций. При переборке его, когда ротор компрессора 1 не разбирался, на этом роторе были устранены дисбалансы до 1300 гсм на опору. Это было сделано неверно, так как перед балансировкой забыли осадить лопатки на дно паза. В результате при очередной испытании (2-я сборка) на передней опоре была замерена вибрация до 60 мм/сек на критической скорости, совпадающей с максимальным режимом работы. Двигатель пришлось снять с испытания, осадить на место лопатки и восстановить уравновешивающие грузы первой сборки, следствием чего был нормальный уровень вибраций при очередной постановке на стенд (3-я сборка).

к аналогичным дефектам приводит и осевое смещение лопаток в пазах. На одном из роторов в процессе балансировки (при переборке) обратили внимание на несколько лопаток первой ступени, которые, деформировав контровку, сместились в пазах вперед до 2 мм. После того, как эти лопатки были установлены на свои места (это было сделано без снятия ротора с балансировочного станка) дисбаланс ротора изменился на 800 гсм.

Поводка детали в работе при снятии напряжений

Это явление происходит, когда температура деталей ротора в работе выше температуры отпуска.

Такой случай был при доводке вала аналогичного вала III двигателя № 3. Этот вал проходил отпуск для снятия остаточных напряжений при 200°С, а при работе изделия на некоторых участках вала температура достигала 310°С. Поэтому происходило дополнительное снятие напряжений и вал искривлялся. Искривление его достигало 0,12 мм и дисбаланс консольного ротора компрессора 5500 гсм, что вызывало повышенные вибрации двигателя на критических скоростях.

Дефект был устранен повышением температуры отпуска, введением дополнительно еще одной операции снятия напряжений от механической обработки и переходом на сталь, менее склонную к поводкам.

НЕКОТОРЫЕ ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ

Переборка ротора после балансировки резко увеличивает его неуравновешенность даже при однобазовых посадках сопрягаемых деталей ротора, выполненных без зазора, что обусловлено действием сил трения на поверхностях посадки при перекосах в процессе стыковки этих деталей. Еще больше увеличиваются дисбалансы при многобазовых посадках и особенно при посадках с зазорами. Однако и чрезмерные натяги, обусловленные смещением от номинального положения центрирующих поверхностей, например отверстий под болты, приводят к большой разбалансировке в работе и к повышенным вибрациям. На одном из двигателей № 3 некоторые из двенадцати отверстий в диске турбины имели смещение осей до 0,20 мм, что в течение двух последовательных сборок привело к повышенным вибрациям; после смены диска вибрации снизились до обычного уровня.

Поэтому, при проектировании двигателя и разработке технологии балансировки и сборки необходимо стремиться к конструкциям, не требующим разборки роторов после балансировки, например с продольными разъемами корпусов, если же это невозможно, балансировка роторов должна производиться совместно с корпусами.

Но в некоторых конструкциях разборка после балансировки неизбежна. В таких случаях число разбираемых стыков сводится к минимуму, например к одному, и должен быть обеспечен специальный контроль идентичности окончательной сборки ротора и сборки его на балансировку, что можно сделать, скажем, проверкой торцевого биения некоторой определенной поверхности ротора с помощью индикатора.

Очень важным фактором является сохранение затяжки болтов, стягивающих ротор. Необходим тщательный анализ конструкции по нагрузкам, температурам, коэффициентам линейного расширения и пр. Ненадежность сохранения затяжки коротких болтов, обусловленная сопоставимостью величин их вытяжки и смятия поверхностей в процессе эксплуатации, должна быть компенсирована увеличением числа и диаметра болтов. Процесс затяжки гаек необходимо тщательно регламентировать. Влияние затяжки для одного из стыков ротора II двигателя № 3 было проверено следующим образом. Ротор с недотянутыми (крутящий момент $1,5 \div 3$ кгм вместо 4, 5 кгм) гайками стыка отбалансировали, затем 30 раз нагрузили в середине силой в три тонны в одном и том же направлении и проверкой на балансировочном станке установили, что появились дисбалансы до 600 гсм на опору в направлении приложения силы. При нормальной затяжке этого стыка разбалансировка после 30-кратного нагружения не превышала 110—240 гсм на опору.

При проектировании стыков деталей ротора с центрацией по пояску очень важно правильно назначить охватываемую и охватываемую деталь и положение стыка, особенно в горячей части двигателя. Стык должен быть сделан таким образом, чтобы в работе не появлялся зазор. Зазор не должен возникать также и вследствие остаточных деформаций. Наибольшее количество случаев повышенной вибрации двигателя на стенде в нашей практике объясняется возникновением зазоров по центрирующим поверхностям, которые сказывались как при переборках роторов после балансировки, так и непосредственно при изменениях режима работы двигателя.

Большое значение, как показано выше, имеет схема балансировки гибких роторов, которые требуют добавочных балансировочных плоскостей. Эта задача может быть решена по-разному, в зависимости от конструктивных особенностей ротора и от располагаемого балансировочного оборудования. В последнее время появилось много работ, посвященных этому вопросу, однако все они требуют вывода ротора при балансировке на рабочие или на критические обороты. Достоинством описанных методов является возможность использования обычных балансировочных станков.