

С.М.Дорошко, А.Г.Мионов, Е.В.Чемухуд

О ВЛИЯНИИ ПРЕЦЕССИОННОГО ДВИЖЕНИЯ РОТОРА  
НА СПЕКТР ВИБРАЦИИ ГТД

Анализ физических принципов формирования вибрации в ГТД указывает на возможность использования для целей диагностики высших гармоник вибрационного спектра. В связи с этим определен интерес представляет исследование влияния особенностей движения ротора на неоднородность воздушного потока за рабочими колесами компрессора и, следовательно, спектр вибрации корпуса ГТД.

Для оценки подобного взаимодействия были выполнены эксперименты на стендовом двухконтурном двигателе средней тяги. Особенность этой работы заключалась в возможности вариации в достаточно широком диапазоне как уровня сил, возбуждающих роторную вибрацию (за счет изменения массового дисбаланса компрессора низкого давления), так и демпфирующих способностей системы путем изменения давления или полного прекращения подачи масла в гидравлическую полость демпфера упруго-демпферной опоры (УДО) ротора; в последнем случае она трансформировалась в упругую опору (УО). Во время эксперимента переборка или замена узлов двигателя не производилась.

Особенностью данного двигателя является наличие на частотах вращения ротора низкого давления (НД) выше  $90 \text{ с}^{-1}$  критического режима. Расчеты и специальные эксперименты на двигателе показали, что он облучен резонансом ротора компрессора НД.

Исследуемый двигатель был препарирован рядом вибропреобразователей (ВИ). Малогабаритные акселерометры, ориентированные во взаимно перпендикулярных направлениях, устанавливались в непосредственной близости от подшипника передней опоры (до упругого элемента). Они позволяли оценивать не только уровни вибрации, генерируемой ротором, но и анализировать траекторию движения передней цапфы компрессора. На корпусе компрессора НД акселерометр размещался в горизонтально-поперечном направлении.

Кроме того, за рабочим колесом 2-й ступени компрессора НД измерялись пульсации полного давления в диапазоне 20-1000 Гц.

Методика эксперимента включала синхронную магнитную регистрацию сигналов от акселерометров и от датчика оборотов ротора НД [1], обработка виброграмм осуществлялась с помощью системы синхронного спектрального анализа вибрации [2].

С помощью встроенного акселерометра, ориентированного в горизонтально-поперечном направлении, получены зависимости коэффициента виброперегрузки  $K$  по первой роторной гармонике ( $i=1$ ) от частоты вращения ротора НД для различных состояний двигателя (рис. 1). В исходном состоянии двигателя (состояние 1) уровень вибрации мало меняется по режимам, не превышая 0,4  $g$ . Отключение подвода масла к УДО

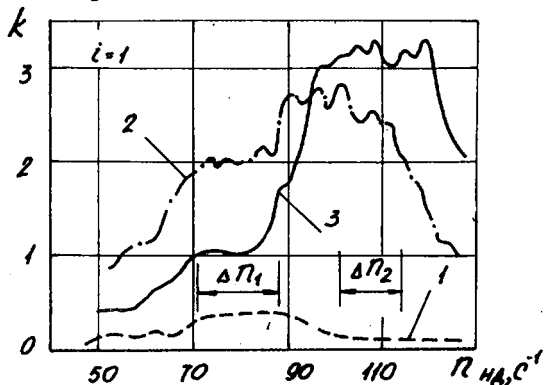
при исходной сбалансированности ротора (состояние 2) вызвало значительный рост уровня вибрации во всем диапазоне рабочих режимов. Дополнительная разбалансировка ( $\delta = 200$  г.см) ротора в плоскости переднего рабочего колеса (состояние 3) незначительно изменила максимальные уровни вибрации коэффициента виброперегрузки в диапазоне с  $\sim 2,7$  до  $\sim 3,2$ , но привела к смещению экстремума на большие частоты вращения;

в результате уровни вибрации в докритической зоне заметно упали, а в критической - возросли.

Хотя траектория движения передней цапфы ротора имела достаточно сложный характер (на ее вид оказывают значительное влияние многие факторы, в том числе нелинейная характеристика УО, а также соотношение между силой веса и инерционными нагрузками, возникающими при вращении ротора), можно утверждать, что виброперемещение цапфы в докритической зоне при переходе из состояния 2 в 3 уменьшилось, а в зоне роторного резонанса возросло.

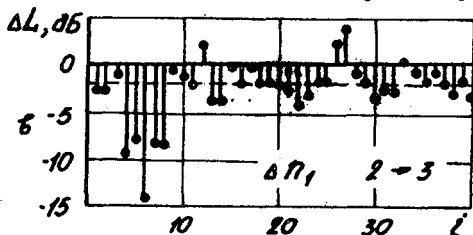
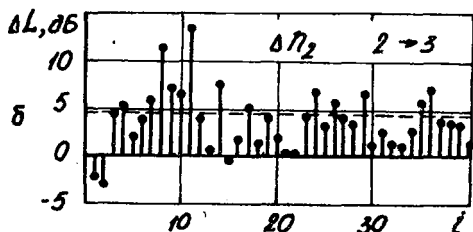
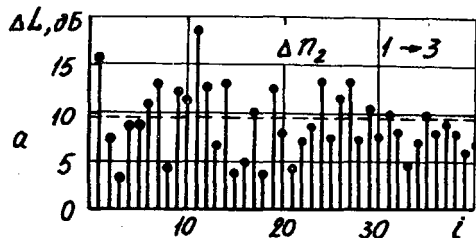
По корпусному ВП для всех трех состояний определены значения уровней гармоник, кратных частоте вращения ротора ( $i = 1-40$ ). Изменения средних значений уровней  $\Delta L$  в диапазонах  $\Delta \Pi_1$  и  $\Delta \Pi_2$  (см. рис. 1) при некоторых переходах из одного состояния в другое представлены на рис. 2. Следует отметить, что диапазон  $\Delta \Pi_1$  лежит в докритической зоне, а  $\Delta \Pi_2$  - в зоне роторного резонанса.

Как видно из сравнения результатов, представленных на рис. 1 и 2, между изменениями уровней 1-й роторной гармоники и высших гармоник



Р и с. 1. Изменение уровней  $i$ -й роторной гармоники по частоте вращения ротора НД: 1 - УДО; 2 - УО; 3 - УО,  $\delta = 200$  г.см

имеется определенное соответствие. Так, наибольшее возрастание как роторной вибрации, так и высших гармоник имело место при переходе из состояния I в 3. При этом изменение энергии вибрационного спектра в диапазоне гармоник  $i=1-40$  составило  $9,5 \text{ дБ}$ . Если учесть, что данный результат получен с помощью корпусного ВП, то становится ясным, что анализ изменения структуры вибрационного спектра может играть роль дополнительного критерия, свидетельствующего об изменении технического состояния ротора двигателя или его опоры. Это заключение тем более важно, что существующие серийные ГТД, как правило, не оборудованы внутренними ВП, а корпусные ВП не дают в ряде случаев однозначной информации об изменении состояния при контроле роторной вибрации. Например, на рис. 2,б видно,



что по корпусному ВП вибрация на частоте вращения ротора несколько снизилась. Анализ спектров пульсации полного давления в диапазоне гармоник  $i=1-9$  показал, что изменение состояния опоры и дополнительная разбалансировка приводили к росту ряда составляющих, выходящему за пределы случайных отклонений. Перестройка структуры потока за рабочим колесом является причиной изменения спектра аэродинамических сил на лопатках направляющих аппаратов, что и фиксируется корпусным ВП. В то же время передача вибрации от ротора через энергию на корпус не может быть определяющей в формировании корпусной вибрации, поскольку абсолютные значения приращений высших гармоник вибрации на опоре не превышали 3 - 4% от приращений на корпусе.

Р и с. 2. Приращения средних значений уровней гармоник от 1-й до 40-й при переходе двигателя из состояния I в 3 (а) и 2 в 3 (б, в)

Анализ спектров пульсации полного давления в диапазоне гармоник  $i=1-9$  показал, что изменение состояния опоры и дополнительная разбалансировка приводили к росту ряда составляющих, выходящему за пределы случайных отклонений. Перестройка структуры потока за рабочим колесом является причиной изменения спектра аэродинамических сил на лопатках направляющих аппаратов, что и фиксируется корпусным ВП. В то же время передача вибрации от ротора через энергию на корпус не может быть определяющей в формировании корпусной вибрации, поскольку абсолютные значения приращений высших гармоник вибрации на опоре не превышали 3 - 4% от приращений на корпусе.

Поскольку результаты приведенных выше исследований указывают на связь между виброперемещением цапфы ротора и перестройкой частотной структуры спектра корпусной вибрации, рассмотрим влияние прецессионного движения ротора на неоднородность рабочего колеса компрессора.

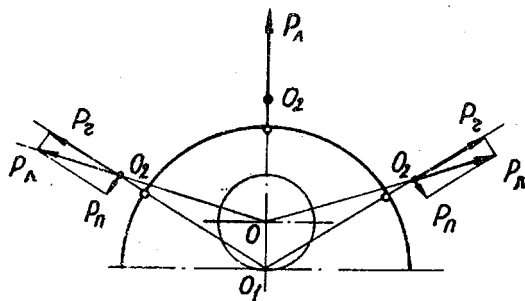
Данная проблема уже изучалась ранее в работах, выполненных под руководством М.К.Сидоренко. В частности, в работе [3] показано, что возникающее при прецессии ротора радиальное смещение рабочего колеса приводит к появлению неоднородности его лопаточной решетки из-за изменения шага и углов установки лопаток на заданном радиусе вращения. Однако вызываемые этими изменениями отклонения поля скоростей за рабочей решеткой оказываются существенно меньшими в сравнении с влиянием на неоднородность рабочего колеса технологических факторов.

Прецессионное движение приводит также к аэродинамической неуравновешенности ротора из-за изменения радиального зазора между рабочими лопатками и статором [4]. Однако влияние данного фактора также невелико.

Причиной возникновения неоднородности лопаточной решетки рабочего колеса могут быть и инерционные нагрузки, связанные с прецессионным движением ротора. Поперечные составляющие этих сил, возникающие при линейном или угловом отклонении упругой оси ротора относительно оси вращения, приводит к повороту рабочих лопаток.

Рассмотрим такое влияние для случая, когда рабочие лопатки имеют шарнирную подвеску к ротору. Подобное соединение достаточно широко распространено в конструкциях компрессоров современных ГТД (так, в частности, крепятся к дискам рабочие лопатки 2-4-й ступеней исследуемого двигателя). Схема действия инерционных сил при прямой синхронной прецессии представлена на рис. 3. В этом случае центр масс колеса  $O_1$  описывает круговую траекторию относительно центра вращения  $O$ . Действующие на рабочие лопатки центробежные силы  $P_n$  (условно показаны приложенными в центре масс лопатки  $O_2$ )

раскладываются на две составляющие, одна из которых ( $P_r$ ) вызывает растяжение, а вторая



Р и с.3. Схема действия инерционных сил на рабочую лопатку при прямой синхронной прецессии

Поперечная составляющая центробежной силы зависит от углового положения лопатки относительно плоскости, перпендикулярной оси вращения и проходящей через точки  $O$  и  $O_I$ . В результате угловое расположение лопаток по окружности окажется неравномерным. Смещение лопаток относительно их исходного положения описывается в общем случае выражением

$$\varphi_i^* = \varphi_i + \Delta\varphi \sin m\varphi_i, \quad (1)$$

где  $\varphi_i$  - угловые положения  $i$ -й лопатки при начальном равномерном размещении на колесе;

$\varphi_i^*$  - угловые положения  $i$ -й лопатки, возникающие при прецессионном движении ротора;

$\Delta\varphi$  - максимальное угловое смещение лопатки;

$m$  - число периодов модуляции, повторяющихся за один оборот рабочего колеса (при прямой синхронной прецессии  $m=1$ ).

Значение  $\Delta\varphi$  для рассматриваемого случая определяется геометрическими соотношениями

$$\Delta\varphi = \bar{e} \frac{\bar{l}}{1-\bar{l}}, \quad (2)$$

где  $\bar{e} = e/R$ ;  $\bar{l} = l/R$  (здесь  $e$  - эксцентриситет ротора;  $R$  - радиус расположения осей шарниров рабочей лопатки на диске;

$l$  - длина рабочей лопатки от оси вращения в шарнире).

При нерадиальной установке лопаток на диске или их смещении под действием газовых нагрузок структура размещения лопаток, описываемая уравнением (1), меняться не будет. При жесткой заделке распределение лопаток в диске по окружности также будет следовать уравнению (1); амплитуда же модуляции будет зависеть не только от геометрических характеристик ступени, но и от сил упругости, возникающих при деформации лопаток.

Изменение положения лопаток при повороте ротора будет определяться видом прецессионного движения. Так, при прямой синхронной прецессии отклонение лопаток под действием поперечных составляющих инерционных сил будет сохраняться неизменным. Обратная синхронная прецессия, возникающая, например, из-за наличия неподвижной анизотропии жесткости в диапазоне между критическими частотами вращения [5], вызовет изменение положения лопаток дважды за один оборот ротора ( $m=2$ ). Несинхронные прецессии, которые могут возникнуть из-за взаимодействия роторов в многовальных ГТД [6], приведут к тому, что  $m$  будет нецелым числом.

Частотный спектр сил, возникающий при взаимодействии статорных лопаток с кромочными следами за рабочим колесом, выражается уравнением угловой модуляции

$$P(t) = P_0 \sin(\omega_0 t + \theta \sin \nu t) \quad , \quad (3)$$

где  $P_0$  - амплитуда силы на частоте следования лопаток;  
 $\omega_0 = z \omega_r$  - частота следования лопаток (здесь  $z$  - число лопаток,  
 $\omega_r$  - частота вращения ротора);  
 $\nu = m \omega_r$  - частота модуляции;  
 $\theta = \frac{z}{1 + \frac{z \Delta \varphi}{2\pi}}$  - индекс угловой модуляции.

Используя преобразования, известные из теории Бесселевых функций [7], уравнение (3) может быть приведено к виду

$$P(t) = P_0 \left[ J_0(\theta) \sin \omega_0 t + \sum_{n=1}^{\infty} J_n(\theta) \sin(\omega_0 + n\nu)t + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n J_n(\theta) \sin(\omega_0 - n\nu)t \right] \quad , \quad (4)$$

где  $J_0(\theta)$  и  $J_n(\theta)$  - функции Бесселя первого рода нулевого  $n$ -го порядка соответственно.

Из уравнения (4) следует, что частотный спектр содержит основную частоту  $\omega_0$  с амплитудой  $P_0 J_0(\theta)$  и теоретически бесконечное число пар боковых составляющих, расположенных на частотах  $\omega_0 \pm n\nu$ , с амплитудами, симметричными относительно основной частоты.

Поскольку функции Бесселя описывают непрерывную функцию модуляции, а действительный частотный спектр сил имеет структуру, близкую к дискретной, то составляющие частотного спектра, следующие из зависимости (4), будут несколько отличаться от действительных значений дискретных составляющих спектра. Однако при большом числе рабочих лопаток ( $z > 20$ ) ряды Бесселевых функций достаточно хорошо аппроксимируют действительный спектр.

Спектр исходной немодулированной последовательности импульсов сил состоит из ряда составляющих, кратных частотам  $p z_j \omega_r$ : здесь  $z_j$  - число рабочих лопаток на  $j$ -й ступени, а  $p = 0, 1, 2, \dots$ , причем на нулевой частоте амплитуда равна  $P_0/2$ . В результате модуляции возле каждой спектральной компоненты, играющей роль несущей частоты, появится набор составляющих  $n\nu$ , описываемых формулой (4).

Влияние рассмотренного выше явления на вибрацию корпуса ГТД определяется максимальным угловым смещением рабочих лопаток  $\Delta \varphi$ . Расчеты, выполненные для рабочих лопаток с шарнирной подвеской, и оценка смещений для рабочих лопаток с жесткой заделкой показывают, что при прямой синхронной прецессии эти отклонения не превышают долей мм. В то же время непосредственные измерения смещений рабочих лопаток с шарнирным креплением [8] свидетельствуют о том, что максимальные отклонения достигают нескольких мм, причем основную долю (до 80-90%) в этих смещениях составляет поворот рабочей лопатки в шарнире.

Наличие несомненной связи между изменением частотной структуры корпусной вибрации и движением ротора заставляет обратить внимание на особенности этого движения. Как уже указывалось выше, действительная траектория перемещения оси ротора существенно отличалась от кругового движения, характерного для идеального ротора, например, при прямой синхронной прецессии. Такие эффекты отмечались многими исследователями при анализе динамики высокооборотных машин [5, 9, 10] и объяснялись в основном наличием нелинейностей в реальных системах и, прежде всего, нелинейными характеристиками опор. В процессе такого движения ротора возникают дополнительные инерционные нагрузки, которые могут в несколько раз превосходить усилия, возникающие при прямой прецессии. Особенностью действия этих сил является то, что их влияние на перемещения рабочих лопаток не имеет принципиальных отличий от изложенного выше подхода, но приводит к значительно большим угловым смещениям рабочих лопаток.

При анализе экспериментальных результатов следует учесть, что рабочие лопатки I-й ступени компрессора НД закреплены жестко, а лопатки остальных трех ступеней - шарнирно. Кроме того, их количество по ступеням различается мало (число рабочих лопаток соответственно составляет 36, 35, 37 и 39), поэтому на гармониках, кратность которых к оборотам ротора равна числу рабочих лопаток, имеет место сложение колебаний, модулированных рабочими колесами всех ступеней.

Проведенные исследования подтверждают также уже известный вывод о том, что формирование корпусной вибрации ГТД осуществляется двумя путями. Для вибросигнала, передаваемого через опору, основная информация о состоянии ротора заключена в относительно низкочастотной части спектра, и при достаточно большом уровне демпфирования она не дает необходимых данных для своевременного обнаружения возникающих неисправностей при расположении  $\text{M}_1$  на корпусе ГТД.

Другой путь формирования корпусной вибрации связан с возникновением модуляции кромочных следов за рабочим колесом и их взаимодействием с лопатками направляющего аппарата. Изменение частотной структуры вибрационного спектра в этом случае обусловлено особенностями движения ротора и его влиянием на изменение неоднородности лопаточной решетки рабочего колеса. Применение структурных параметров, получаемых в результате анализа спектра, дает возможность повысить как достоверность оценки технического состояния ротора и его опор, так и эксплуатационную технологичность методов вибродиагностики за счет более эффективного использования корпусных ВП.

## Л и т е р а т у р а

1. Специализированная система контроля и анализа вибраций ГТД/ С.М.Дорошко, А.Б.Кабелев, В.И.Микулович, А.Е.Филиппов, Е.В.Чемухуд. - В сб.: Техническая эксплуатация летательных аппаратов и авиадвигателей. Рига: РКМИГА, 1980, с. 45-46.
2. Дорошко С.М., Кабелев А.Б., Микулович В.И. Автоматизированная система синхронного спектрального анализа вибрации. - ЛатвийНИИТИ. Информ.листок № 82-103, 1982. - 4 с.
3. Киселев Ю.В. Особенности вибрации, возбуждаемой лопаточными узлами ГТД. - В сб.: Вопросы прикладной механики в авиационной технике. Тр. I НТК молодых ученых и специалистов КуАИ: В 3-х ч. Куйбышев: КуАИ, 1980, ч. 2, с. 178-191 (ВИНИТИ, № 1210-81 Деп).
4. Петров Ю.И. Вибрация лопаточных машин вследствие неуравновешенности аэродинамических сил. - В сб.: Судовая акустика. Тр.ДКИ. Л.: ДКИ, 1980, с. 3-7.
5. Вибрации в технике: Справочник. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов /Под ред. Ф.М.Диментберга и К.С.Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. - 544 с.
6. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1980. - 296 с.
7. Е.Янке, Ф.Энде, Ф.Леш. Специальные функции. М.: Наука, 1977. - 252с.
8. Дорошко С.М., Смородин С.А. Контроль состояния рабочих лопаток компрессора. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1979, с.119-122.
9. Зеин Н.Л. Динамика ротора на опорах качения с зазорами, заполненными маслом. - В сб.: Колебания и прочность деталей двигателей летательных аппаратов. М.: МАИ, 1972, с. 54-65.
10. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. - М.: Энергоиздат, 1982. - 352 с.