

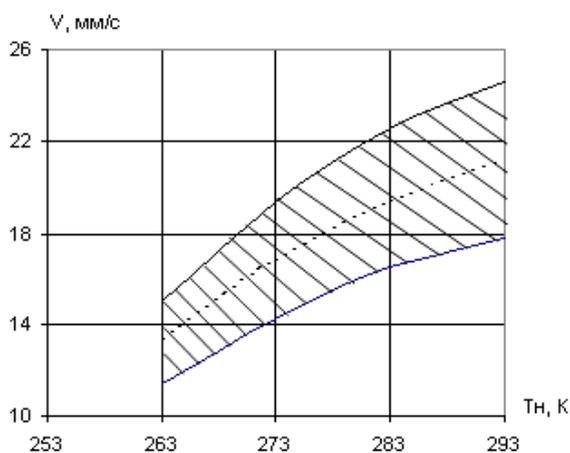
УПРУГАЯ ДЕФОРМАЦИЯ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА КАК ФАКТОР, ВЛИЯЮЩИЙ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ ДИСБАЛАНС

© 2006 А.М. Идельсон, А.И.Купцов

ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения»

При анализе возможных причин рассеивания величины газодинамического воздействия в комплекте лопаток вентилятора высказано предположение о влиянии упругой деформации пера лопатки в поле действия центробежных и газовых сил. Сделан вывод, что деформация лопатки в упругой области, приводящая к увеличению газодинамической нагрузки в периферийной части, а также существенный разброс по величине этой деформации на лопатках в колесе вентилятора (компрессора) могут играть заметную (а иногда и определяющую) роль в проявлении газодинамического дисбаланса.

Как показывает практика, на некоторых двухконтурных газотурбинных двигателях (ТРДД) в районе передней опоры могут проявляться повышенные радиальные вибрации, вызванные газодинамической неуравновешенностью ротора вентилятора с относительно крупными лопатками. Признаком значительного проявления газодинамического дисбаланса является зависимость уровня вибраций от температуры окружающего воздуха T_n при работе двигателя [1].

Рис. 1 Влияние T_n на вибрации при $n = n_k$

На рис.1 по существенной выборке результатов стендовых испытаний серийного ТРДД приведена статистическая зависимость величины виброскорости V в районе передней опоры от температуры T_n . Здесь величина V является максимальной для каждого экземпляра двигателя и соответствует критической частоте вращения ротора n_k .

Природа газодинамической неуравновешенности ротора в плоскости вращения

объясняется следующим. Проекция на плоскость вращения газовой силы, действующей на каждую лопатку колеса вентилятора, воспринимается неподвижным вибродатчиком, расположенным на статоре в зоне передней опоры, как сила, переменная за один оборот по величине и знаку. Если проекции газовых сил одинаковы на всех лопатках, то они в каждый момент времени уравниваются в колесе. Но если они различны для диаметрально расположенных в колесе лопаток, то возникает дисбаланс газовых сил, вращающийся вместе с колесом, аналогично механическому дисбалансу.

Существенное влияние температуры T_n на уровень V , отраженное на рис.1, связано со свойствами характеристики компрессора (вентилятора). Повышение T_n при $n_k = \text{const}$ приводит к понижению приведенной частоты вращения ротора

$$n_{k, \text{пр.}} = n_k \sqrt{288/T_n}$$

А это, в свою очередь, повышает газодинамическую нагрузку (в частности, угол атаки на входе в рабочую лопатку) первой ступени компрессора (вентилятора). И если в колесе имеется исходная газодинамическая неуравновешенность, то она усиливается и вызывает увеличение уровня V в районе передней опоры.

Если при возникновении газодинамического дисбаланса во время стендового испытания авиационного двигателя уравнивать его путем подбалансировки ротора грузиками (как поступают при механическом дисбалансе), то с подъемом самолета на высоту понижается давление воздуха на входе в двигатель, соответственно уменьшаются газовые силы, действующие на ло-

патки, уменьшается и имеющийся газодинамический дисбаланс в колесе. Но при этом начинает проявляться неуравновешенный механический дисбаланс от балансировочных грузиков, уровень V растет, что приводит к необходимости снижения режима работы или к выключению двигателя в полете.

В связи с этим, во – первых, необходимо выявлять сам факт наличия газодинамической составляющей возбуждаемых вибраций и идентифицировать по величине V условия стендового испытания при различных T_n . А во – вторых, следует разобратся в причинах рассеивания газодинамического воздействия на различных лопатках. По первому вопросу разработан метод моделирования влияния T_n на V , основанный на критериальности угла набегания потока в относительном движении на входе в рабочую лопатку 1-ой ступени вентилятора β [2].

При этом для идентификации условий испытания при различных T_n по уровню V в районе передней опоры справедлива зависимость.:

$$V = f(G_{в. пр.} T_n^y), \quad y = 0,34 \dots 0,39.$$

Здесь $G_{в. пр.}$ – приведенный расход воздуха через компрессор (вентилятор). Метод моделирования основан на выполнении указанной зависимости путем изменения линии совместной работы узлов при стендовых испытаниях. Да и выявление газодинамического возбуждения вибраций связано с наличием факта изменения величины V при изменении линии совместной работы.

При анализе возможных причин рассеивания величины газодинамического воздействия в комплекте лопаток вентилятора было высказано предположение о влиянии упругой деформации пера лопатки в поле действия центробежных и газовых сил.

Для исследования этой версии на одном из двигателей из выборки, представленной на рис 1, было выполнено измерение линейных перемещений входной и выходной кромок в периферийной части рабочих лопаток 1-ой ступени вентилятора в плоскости вращения. Измерение производилось дискретно – фазовым способом с помощью электронно–лучевого устройства ЭЛУРА – 5 (разработка и изготовление ЦИАМ, г. Мо-

сква) и специального препарирования двигателя тремя емкостными и двумя индукционными датчиками. Зазор между торцевыми поверхностями лопаток и емкостными датчиками, расположенными в статоре над входной и выходной кромками лопаток, составил 2...2,5мм. Индукционные датчики использовались также для привязки результатов измерений к частоте вращения ротора и калибровки. Возбудителями являлись выступы зубчатого колеса, имеющего число выступов, равное числу лопаток в колесе, и установленного на одном валу с диском колеса. Измерялись линейные упругие перемещения в плоскости вращения кромок лопаток в периферийной части. Испытания проводились при двух значениях T_n (293К и 263К). Исследуемое колесо вентилятора имело следующие геометрические параметры лопаточной части: диаметры на периферии - 1340 мм (входная кромка) 1262 мм (выходная кромка), по втулке 463,7 мм (входная кромка), 555,9 мм (выходная кромка); диаметр расположения бандажной полки – 1006 мм; хорда – 210 мм.

Результаты измерения показали следующее:

1. В рабочем состоянии все лопатки отклоняются периферийной частью в окружном направлении в сторону, противоположную направлению вращения колеса (против вектора окружной скорости U на рис.2).

2. Перемещение лопатки в зоне входной кромки ($l_{вх}$ на рис. 2) заметно превышает перемещение в зоне выходной кромки ($l_{вых}$) относительно исходного положения. Таким образом, лопатка разворачивается в сторону уменьшения угла установки (от оси двигателя), т. е. на увеличение загрузки.

Разность перемещений $S = l_{вх} - l_{вых}$ является линейным эквивалентом разворота угла периферийной части лопатки ($\Delta\alpha$ на рис. 2).

Будем условно называть параметр S величиной «раскрутки» лопатки. На рис. 2 $W_{вх}$ – относительная скорость воздуха на входе в лопатку, γ – угол атаки, β – угол входа потока по относительной скорости. Величины $l_{вх}$, $l_{вых}$, S отсчитывались по условиям эксперимента от исходного режима «Малый газ» ($\bar{n} = 0,4$). При отсчете от ис-

ходного состояния сборки указанные величины будут иметь более высокие значения. 3. Уровни перемещений $l_{вх}$, $l_{вых}$ и «раскрутки» S имеют тенденцию к увеличению при повышении режима работы, за исключением небольшого участка между $\bar{n}=0,91$ и $\bar{n}=0,93$. Здесь \bar{n} - отношение величины n на любом режиме и на максимальном режиме.

На рис. 3 приведены результаты эксперимента для одной из лопаток рабочего колеса (лопатка № 2) вентилятора.

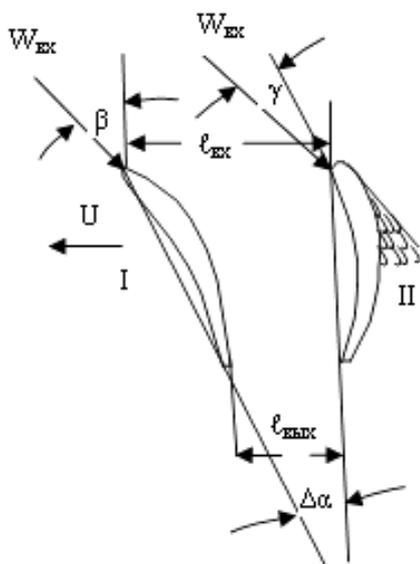


Рис. 2 Отклонение и разворот профиля в работе:

I – Исходное состояние лопатки;

II – деформированное состояние лопатки;

U – окружная скорость; $W_{вх}$ – скорость потока на входе в относительном движении; $\Delta\alpha$ – угол разворота лопатки от исходного состояния; γ – угол атаки.

Величине $S = 15$ мм на максимальном режиме ($\bar{n}=1$) соответствует изменение угла установки профиля на $\Delta\gamma = 4^\circ 10'$. Величине $S = 14$ мм на режиме критической частоты вращения ($\bar{n} \approx 0,9$) соответствует $\Delta\alpha = 3^\circ 50'$.

4. Уровни перемещений $l_{вх}$, $l_{вых}$ и S при прочих равных условиях повышаются с ростом температуры T_H (см. рис. 3).

5. Имеет место значительное рассеивание по параметру S в комплекте лопаток, которое составляет около 45%.

Прокомментируем результаты эксперимента.

Направление упругой деформации пера лопатки против направления вращения

(рис. 2) связано, наряду с действием центробежных сил, с разностью давления воздуха на вогнутой и выпуклой (спинке) поверхностях профиля. Форма деформации зависит от распределения перепада давлений вдоль профиля, жесткостной характеристики лопатки, натягов по контактным поверхностям бандажных полок. Разворот лопатки на увеличение загрузки приводит к увеличению положительного угла атаки на входе (γ на рис. 2) между углом направления вектора относительной скорости $W_{вх}$ (угол β на рис. 2) и конструктивным углом входа лопатки. Это повышает вероятность срыва потока со спинки лопатки (положение лопатки II на рис. 2), увеличивает перепад давлений (газовых сил), действующих против направления вращения и, следовательно, усугубляет процесс упругой деформации лопатки. Деформация происходит до тех пор, пока газовые силы не будут уравновешены силами упругости самой лопатки. Раскрутка лопатки должна уменьшаться по направлению от периферийного сечения к бандажной полке.

Упругая деформация периферийной части лопаток, сопровождающаяся увеличением угла атаки, влияет на газодинамическое возбуждение вибраций двояко. Во-первых, это увеличение газовых сил на пере лопатки, а во-вторых, внесение дополнительной неоднородности газовых сил в колесо из-за значительного разброса по величине «раскрутки» S .

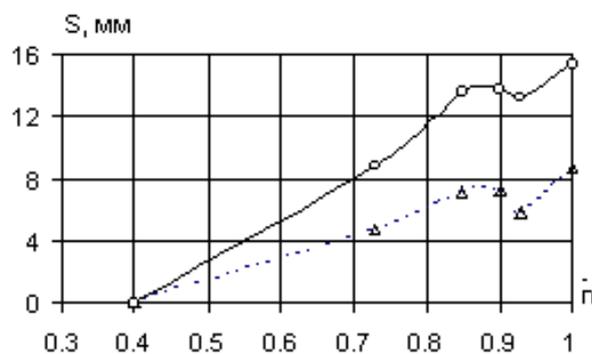


Рис. 3 Раскрутка профиля в периферийной части лопатки № 2

— $T_H = 293$ K — — — $T_H = 263$ K

Повышение величины S с ростом \bar{n} (рис.3) объясняется увеличением центробежных и газовых сил, действующих на лопатку. Некоторое понижение S в диапазоне $\bar{n} = 0,91...0,93$ можно объяснить тем, что на

рассматриваемом двигателе в этом диапазоне режимов производится включение системы охлаждения лопаток турбины, сопровождающееся понижением степени повышения давления. В дальнейшем с ростом \bar{n} величина S увеличивается.

Из рис. 3 следует, что с увеличением температуры T_n значение S возрастает. Этот факт согласуется с отмеченным ранее аналогичным влиянием величины T_n на уровень V , что подтверждает единую природу явления, которая была объяснена выше.

Разброс по параметру S в комплекте лопаток связан с производственным рассеиванием при изготовлении лопаток. Меры по уменьшению газодинамического дисбаланса связаны с уменьшением этого рассеивания технологическими способами, а также с повышением жесткости пера лопатки.

Одним из методов «лечения» является оптимизация расстановки лопаток в каждом конкретном колесе. Но она связана со значительными трудностями: необходимо знать распределение по окружности определяющего геометрического фактора или иметь данные по измерению деформации лопаток в рабочем состоянии.

Из данного исследования можно сделать вывод, что деформация лопатки в упругой области, приводящая к увеличению газодинамической нагрузки в периферийной части, а также существенный разброс по величине этой деформации на лопатках в колесе вентилятора (компрессора) могут играть заметную (а иногда и определяющую) роль в проявлении газодинамического дисбаланса. Возможность этого явления следует учитывать как при стендовых испытаниях серийных двигателей, так и при конструкторской доводке.

Список литературы

1. Идельсон А.М. Моделирование как метод исследования и доводки серийных авиационных ГТД // В сб.: Проектирование и доводка авиационных и газотурбинных двигателей, - Самара, изд. СГАУ, 1985. – С. 45-52.
2. Идельсон А.М. Моделирование аэродинамического дисбаланса на лопатках вентилятора / Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», часть 2 // Вестник СГАУ, Самара, 2003. – С. 180...185

ELASTIC DEFORMATION OF FAN BLADES AS A FACTOR, INFLUENCING THE GAS-DYNAMIC UNBALANCE

© 2006 A.M. Idelson, A.I. Kuptsov

J.S.C. «Samara Machine-Building Design Bureau»

The results of measurement of elastic deviation of periphery part of by-pass turbojet fan blade in operation are given. The effect of this factor on gas-dynamic unbalance in a fan wheel is estimated.