

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ АВИАЦИОННЫХ И КОНВЕРТИРУЕМЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2011 А. С. Виноградов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Рассматриваются результаты расчёта герметичности уплотнения на разных режимах работы авиационного двигателя. Определение герметичности выполняется вместе с расчётом деформаций уплотнительных колец и определением вибрационного состояния узла.

Динамическая модель, деформации, уплотнение, жёсткость, утечки, частота вращения.

Повышение эффективности газотурбинных двигателей при одновременном снижении их массы, габаритов и стоимости неразрывно связано, в том числе, с необходимостью увеличения частоты вращения роторов. Однако с увеличением частоты вращения ротора стремительно возрастает уровень его вибрации, что снижает надёжность. В [1–4] отмечается, что даже кратковременные выходы за допустимые пределы часто приводят к разрушению подшипников, потере работоспособности уплотнений, поломкам самих роторов и другим опасным авариям.

К настоящему времени в ОАО «Газпром» накоплен достаточный опыт работы нагнетателей с электромагнитными подшипниками (ЭМП) и «сухими» газовыми уплотнениями на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов. Электромагнитный подшипник принципиально отличается от подшипников всех других типов из-за отсутствия механического контакта между движущейся и опорной частями, что обуславливает ряд его преимуществ:

- отсутствие изнашивания;
- высокие рабочие скорости;
- низкие уровни вибрации, трения и нагрева;

- управляемость характеристиками жёсткости и демпфирования;
- возможность работы в вакууме, агрессивных и чистых средах, потоке жидкости;
- снижение трудоёмкости и стоимости обслуживания;
- экологическая чистота.

Преимущества электромагнитных подшипников делают их пригодными для широкого применения от малых машин с массой ротора менее килограмма до тяжёлых машин и механизмов с массой ротора в несколько тонн. Использование ЭМП в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) позволяет выполнить их «сухими», то есть без применения смазки в опорах ротора. Это существенно влияет на надёжность ГПА. Такие машины наряду с очевидными преимуществами имеют определённые особенности, которые необходимо учитывать при их эксплуатации. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ).

Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. Поэтому очень важно иметь представление о том, как ведёт себя уплотнение при переходе с одного режима двигателя на другой. Поскольку

при изменении режима параметры двигателя существенно меняются, возникновение опасных колебаний в уплотнении могут привести к непредсказуемым последствиям, вплоть до разрушения.

В настоящее время известно несколько моделей ТГДУ.

Анализ существующих и перспективных конструкций ТГДУ показал, что наиболее корректной является динамическая модель, представленная на рис. 1. Она состоит из трёх масс. Прижим $M_{пр}$ установлен в корпусе турбомшины и поджимается к невращающемуся кольцу M_k набором пружин жёсткостью $C_{уз}$. Массы пружин могут быть учтены в модели добавлением к массе прижима $1/3$ массы пружин. Вторичное уплотнение, установленное между невращающимся кольцом и прижимом, представляется элементом, обладающим жёсткостью C_1 , демпфированием b_1 и сухим трением R_1 . Между невращающимся кольцом M_k и вращающейся втулкой $M_{вт}$ находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой с жёсткостью $C_{дин}$). Между вращающейся втулкой $M_{вт}$ и торцом ротора находится вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жёсткостью C_0 , демпфированием b_0 и сухим трением R_0 . Втулка прижимается к ротору в осевом направлении неуравновешенной силой F_0 и имеет ограничитель перемещений в виде зазора d . Втулка монтируется либо на гофрированный демпфер, либо на резиновое кольцо вала. Взаимное осевое перемещение в этом элементе моделируется сухим трением R_2 . Торцы ротора передают воздействие на ТГДУ, имеющие осевую и угловую составляющие колебаний с амплитудами z_0, a_0 соответственно. Втулка и кольцо могут дополнительно иметь изгибные составляющие колебаний q . Изгибные колебания кольца будут компенсироваться упругими деформациями вторичного уплотнения, поэтому они не будут передаваться на прижим.

В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. Колебания невращающегося кольца описываются [3] системой уравнений движения:

$$\begin{cases} m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0; \\ I\ddot{\alpha}_2 + M_a + L_a = 0; \\ I_p\ddot{q}_2 + M_q + L_q = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где m, I, I_p – соответственно масса и моменты инерции кольца;

z, a, q – соответственно осевое, угловое и изгибное перемещение колец уплотнения;

P_z, M_a, M_θ – соответственно осевая сила и гидродинамические моменты, действующие на кольцо со стороны газового слоя;

W_z, L_z, L_θ – соответственно сила и моменты, действующие на кольцо извне.

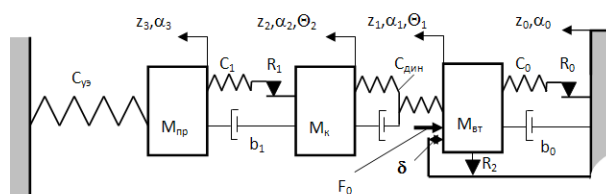


Рис. 1. Трехмассовая динамическая модель ТГДУ

В общем случае при исследовании динамики ТГДУ необходимо рассматривать одновременно все три уравнения системы (1). В случае, когда втулка изготовлена из твердого сплава, её изгибом можно пренебречь. Проведённый анализ по методике, изложенной в работе [1], показал, что для частот вращения, характерных для существующих ГПА, кинематического отрыва втулок от торца ротора не произойдёт. Поэтому для практических случаев достаточно рассмотреть ТГДУ в виде двухмассовой модели с параметрами, изображёнными на рис. 2. В литературе анализ такой модели с указанными перемещениями отсутствует.

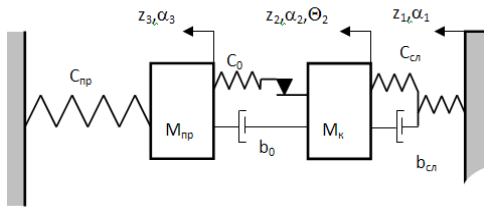


Рис. 2. Двухмассовая динамическая модель ТГДУ

Анализ величин перекрёстных коэффициентов жёсткости и демпфирования [1] показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели (рис. 2) на практике могут быть реализованы следующие

виды колебаний: осевые колебания z_1 и z_2 ; угловые колебания α_1 и α_2 ; совместные осевые и угловые колебания z_1 и z_2 .

За основу исследования была взята опора авиационного ТРДДФ, а в качестве исследуемого уплотнения было выбрано ТКУ в составе средней опоры компрессора.

Для того, чтобы провести анализ с учётом многорежимности, необходимо задать полётный цикл двигателя. Исследуемый полётный цикл представлен на рис. 3.

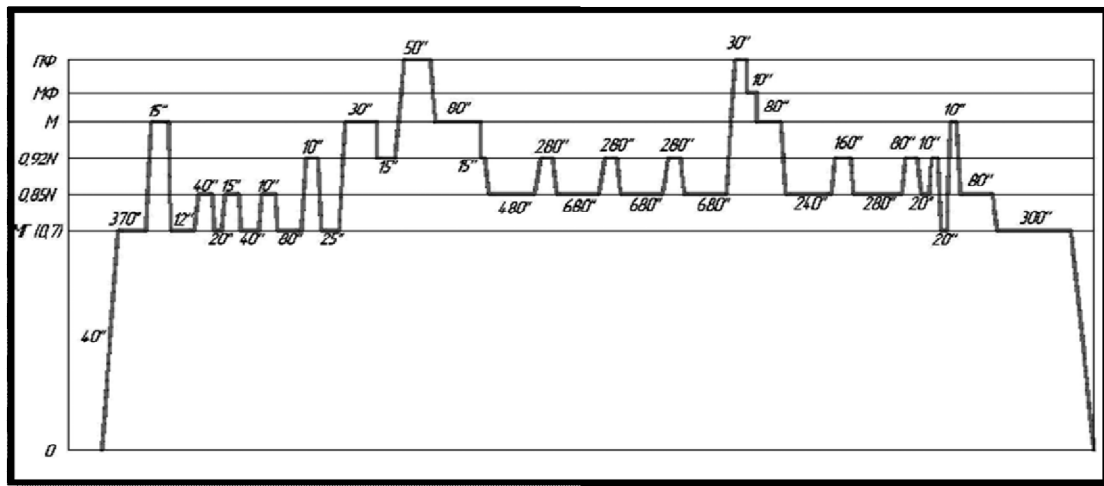


Рис. 3. Исследуемый полётный цикл ТРДДФ

Данный цикл имеет все основные режимы: малый газ, максимальный, максимальный форсажный и два крейсерских.

Для того, чтобы спрогнозировать, как будет деформироваться уплотнительное кольцо на всех режимах, необходимо сначала оценить влияние температуры, сил давления и собственно режима работы (частоты вращения ротора) на напряжённо-деформированное состояние сопряжённых деталей двигателя (опоры, ротора, узла уплотнения).

Для определения необходимых значений температуры деталей прово-

дится тепловой расчёт. Исходными данными для этого расчёта являются параметры газового потока во всех контрольных сечениях.

Определение температуры и коэффициентов конвективной теплоотдачи может осуществляться с помощью программных комплексов, рассчитывающих параметры теплового состояния. Чтобы сформировать исходные данные, необходимо построить графы, как показано на рис. 4, и затем составить таблицу, включающую необходимые геометрические параметры каждого из участков и начальные условия в граничных узлах.

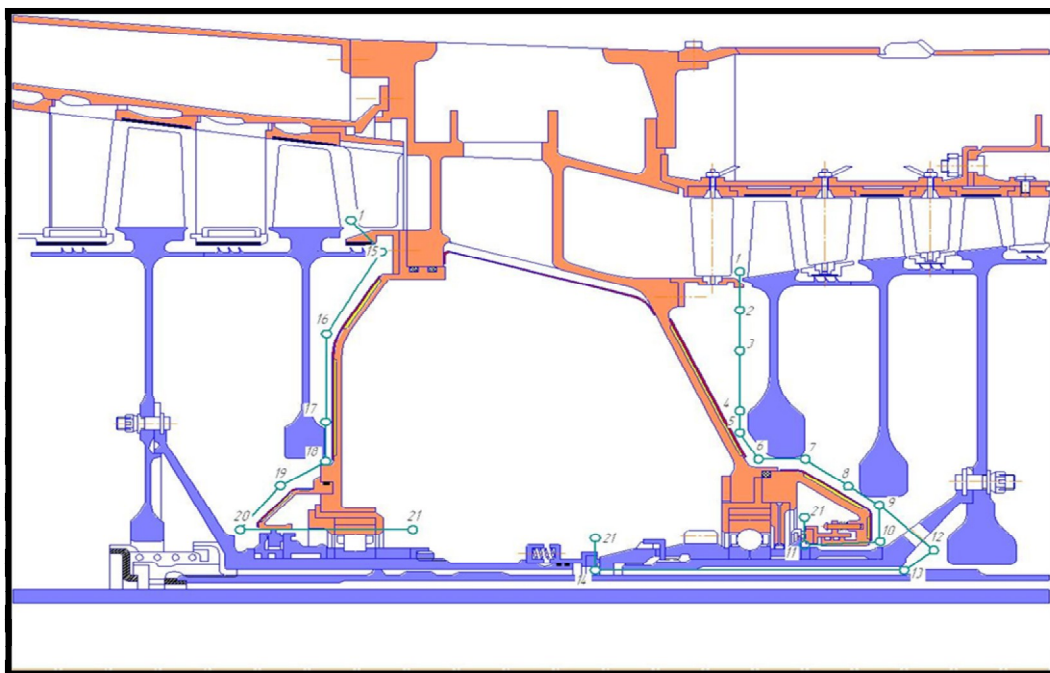


Рис. 4. Графы средней опоры компрессора

После расчёта в программе теплового состояния полученные результаты (параметры газового потока) передаются в программный комплекс на основе метода конечных элементов ANSYS для

решения термической задачи. Расчёт температурного состояния деталей двигателя осуществляется на всех указанных режимах работы двигателя.

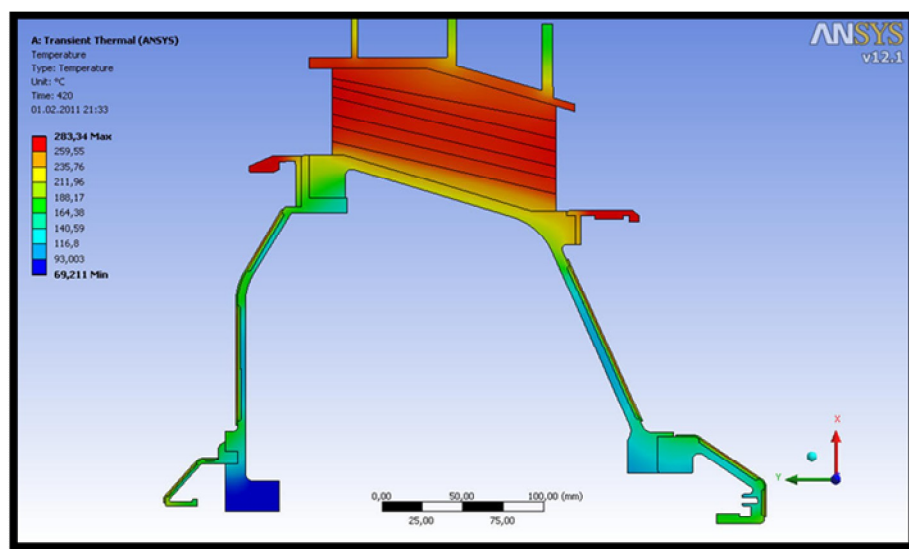


Рис. 5. Результаты расчёта теплового состояния опоры

Значения температур стенок, полученные в результате термического расчёта в ANSYS (рис. 5), передаются вновь в программу расчёта теплового состояния для уточнения параметров воздушного потока. Весь цикл повторя-

ется заново до получения значений температуры стенок заданной точности. Для достижения заданной точности может потребоваться до пяти итераций.

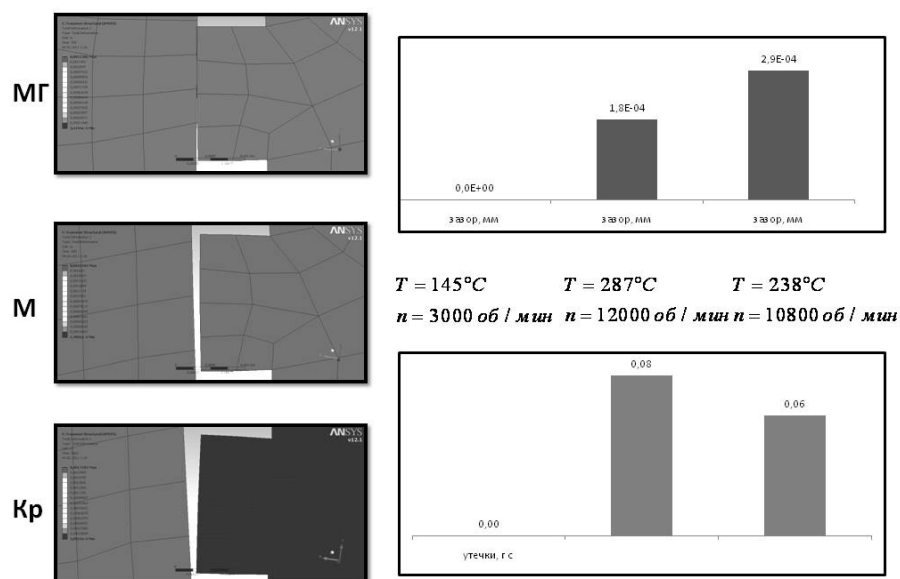


Рис. 6. Зависимость утечек и деформации уплотнительного зазора от температуры и режима работы двигателя

Далее необходимо оценить деформации от температуры, сил давления и режима работы двигателя. Для этого модель передаётся в модуль структурно-

го расчёта ANSYS, где к температуре добавляются силы давления и частота вращения (для ротора компрессора).

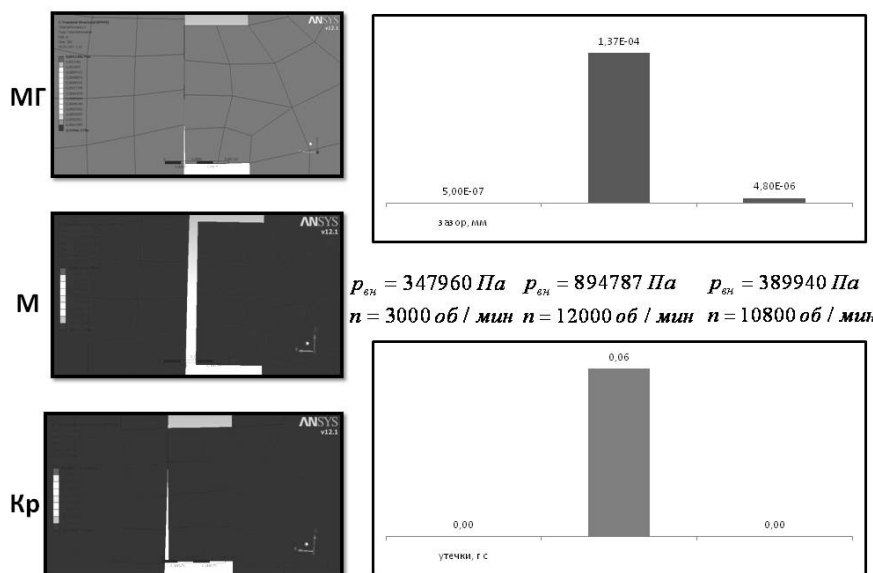


Рис. 7. Зависимость утечек и деформации уплотнительного зазора от давления и режима работы двигателя

После этого рассматривается влияние различных факторов на напряжённо-деформированное состояние уплотнительного узла, в частности, на его основные параметры (утечки, уплотнительный зазор).

Влияние температуры на величину зазора в уплотнении определяется для каждого режима.

Из рис. 6 видно, что наибольшие утечки (до 0,08 г/с) возникают на максимальном форсажном режиме полёта. Пиковое значе-

ние связано с довольно сильным изменением температуры, которое наблюдается при переходе от режима дозвукового крейсерского режима на сверхзвуковой, что, в свою очередь, связано со значительным увеличением температуры при увеличении скорости полёта самолёта.

Рассмотрим влияние давления воздуха и частоты вращения ротора на величину зазора в уплотнении.

Максимальные утечки будут наблюдаться также на максимальном ре-

жиме работы двигателя и составят 0,06 г/с при величине зазора в 1,37 мкм (рис.7). Максимум утечек имеет место при переходе от режима малого газа к максимальному, поскольку резко увеличивается перепад давлений на уплотнении.

Оценим совместное влияние обоих факторов, т.е. поведение уплотнения в рабочих условиях. Для этого к модели был применён полный набор нагрузок (температура, силы давления, вращение ротора, осевая сила от лопаток) (рис. 8).

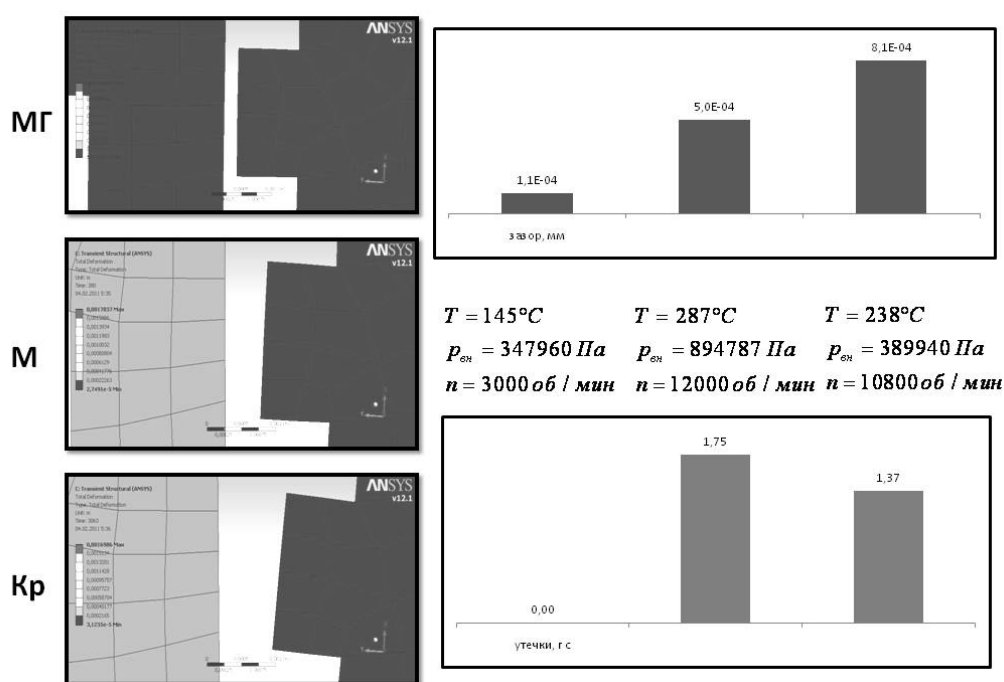


Рис. 8. Зависимость утечек и деформации уплотнительного зазора от давления, температуры и режима работы двигателя

В результате суммирования двух графиков, отражающих зависимость утечек от температуры и давления, было получено два максимума: первый является следствием влияния значительного перепада давлений на уплотнении при переходе от режима малого газа к максимальному, второй – следствие сильного перепада температуры при увеличении скорости полёта (при переходе от дозвукового крейсерского режима к сверхзвуковому). Максимальные значения утечек составили 1,75 г/с.

Однако при проектировании нельзя учитывать влияние на узел уплотнения только статических нагрузок, поскольку на его работу оказывают ещё и динамические нагрузки: вибрации от осевого перемещения ротора, изгиба ротора и др.

В программном комплексе ADAMS на основании динамической модели ТГДУ (рис. 2) была создана трёхмерная модель. С её помощью было исследовано изменение величины зазора при различных частотах и при различных амплитудах. Созданная модель позволяет также анализировать взаимное влияние жёсткости смазочного слоя и

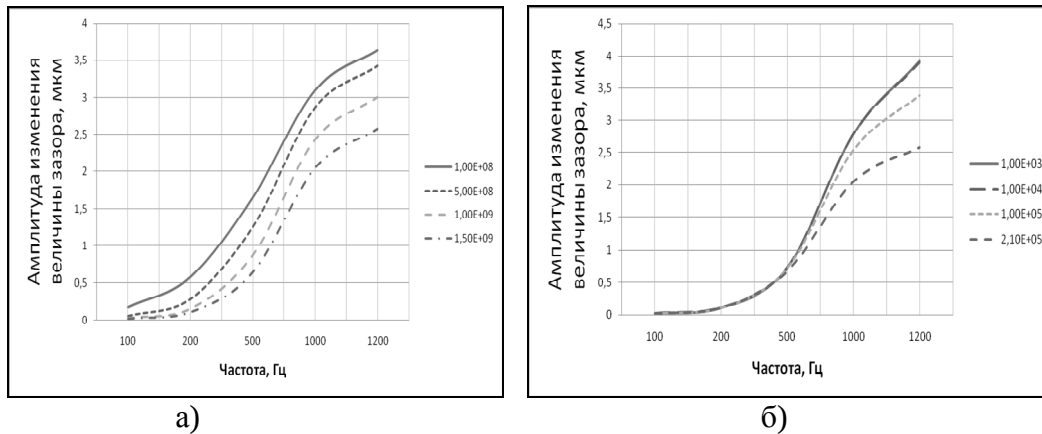
коэффициента демпфирования на величину уплотнительного зазора (рис. 9).

В частности, было показано, что с увеличением жёсткости слоя значение величины зазора уменьшается. Влияние жёсткости начинает заметно сказываться на частотах свыше 200 Гц.

Проведённые исследования показали, что чем больше величина демпфи-

рования, тем меньше изменение величины зазора. Демпфирование начинает влиять со значений частот выше 500 Гц.

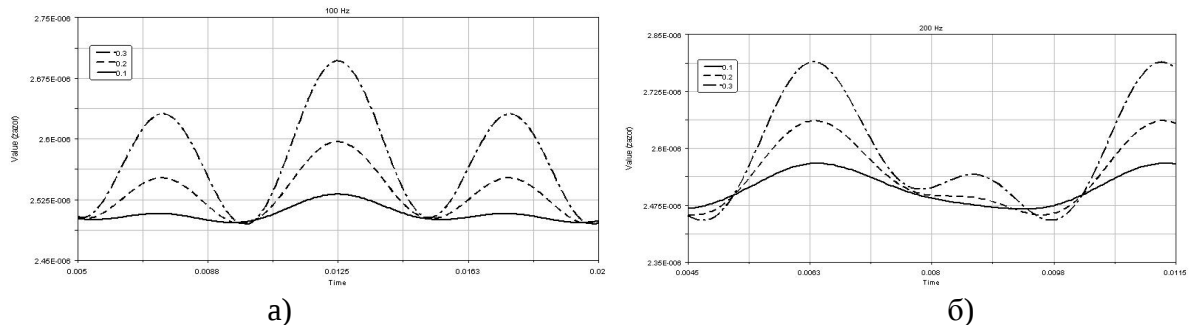
Ротор двигателя имеет возможность совершать колебания не только вдоль оси (в связи с зазорами в подшипнике), но и угловые колебания за счет прогиба под действием различных факторов (рис. 10).



а)

б)

Рис. 9. Зависимость изменения величины зазора от частоты при различных величинах жёсткости (а) и коэффициента демпфирования (б) воздушного слоя



а)

б)

Рис. 10. Изменение величины зазора при линейных и угловых колебаниях с частотами: а) 100 Гц; б) 200 Гц

Проведённые исследования динамических характеристик ТГДУ позволили сформулировать следующие основные выводы:

1. Наиболее корректной моделью для исследования динамики ТГДУ является трёхмассовая модель, позволяющая учесть все характерные особенности данного типа уплотнения, а также осевые и угловые колебания системы. Но для практического рассмотрения достаточно использовать двухмассовую модель.

2. Увеличение частоты вращения приводит к значительным изменениям уплотнительного зазора от $\pm 10\%$ при 100 Гц, до $\pm 100\%$ при 1000 Гц.

3. С увеличением жёсткости изменение величины зазора уменьшается. Влияние жёсткости начинает заметно сказываться на частотах свыше 200 Гц. Это особенно важно для обеспечения гарантированного зазора в уплотнении. Показано, что для рассматриваемого уплотнения демпфирование начинает влиять на частотах, больших 500 Гц.

4. Предложенная модель позволяет объединить ее с другими моделями, определяющими напряжённо - деформированное состояние. Ее применение для расчетов делает возможным представление вибрационных процессов в ТГДУ, важных с точки зрения обеспечения заданного ресурса.

Данный метод делает возможным выполнение исследований ТГДУ на переходных режимах с учётом теплового состояния частей двигателя (как статорных, так и роторных), определение влияния характеристик уплотнения на КПД двигателя и удельные параметры, а также позволяет создать анимационную математическую модель поведения уплотнения при переходе с режима на режим. Дальнейшее развитие проектирования торцового уплотнения на переходных режимах связано с совместным расчётом деформаций деталей уплотнения и его амплитудно-частотных характеристик, реализованных в рамках единого алгоритма. Это сделает возможным проведение исследования нестационарных трёхмерных деформаций уплотнительных колец и расчёта уточ-

нённых характеристик уплотнения: жёсткости смазочного слоя, изгибающего момента и минимального зазора для различных режимов.

Библиографический список

1. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
2. Белоусов, А.И. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное пособие / А.И. Белоусов, В.А. Зрелов. – Куйбышев: КуАИ, 1989. – 104 с.
3. Динамические характеристики торцового газодинамического уплотнения в газоперекачивающем агрегате с магнитным подвесом [Текст] / С.В. Фалалеев, В.В. Седов // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 3. – С. 34 – 37.
4. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстровращающихся роторов. [Текст] / А.Н. Никифоров // Вестник научно-технического развития. – № 3 (31). – 2010. – С. 31 – 53.

RESEARCH OF GASODYNAMIC SEAL CHARACTERISTICS UNDER TRANSIENT CONDITIONS OF AIRCRAFT ENGINES AND POWER PLANTS

© 2011 A. S. Vinogradov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The paper presents the results of seal tightness calculation during different operation modes in an aircraft engine. The assessment of tightness is carried out along with the calculation of seal ring deformations and identifying the unit vibrating condition.

Dynamic model, deformations, seal, rigidity, leakage, rotational speed.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва

(национальный исследовательский университет). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин. E-mail: fdla@ssau.ru.

Vinogradov Alexandr Sergeevitch, candidate of technical sciences, associate professor of the department construction and design of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University), fdla@ssau.ru. Area of research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.