



Расчёт динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин

С. В. Фалалеев	доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; falaleev.sv@ssau.ru
Р. Р. Бадыков	кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; renatbadykov@gmail.com
М. А. Бенедюк	лаборант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; maximbenedyuk@mail.ru

Вибрация ротора является одной из основных причин выхода из строя механических уплотнений. Известные динамические модели уплотнений часто не могут объяснить причину выхода из строя. Предлагаемая систематизация динамических моделей, включая модели, разработанные авторами, оказывается неоценимой для прогнозирования динамического поведения уплотнений в процессе эксплуатации в конкретных турбомашинах или объяснения причин выхода уплотнений из строя. Одномассовая динамическая модель может быть использована для контактных механических уплотнений и простых сухих газовых уплотнений. В то же время двухмассовая динамическая модель используется для моделирования рабочих процессов в сухих газовых уплотнениях при сложной нагрузке. Трёхмассовая динамическая модель предназначена для моделирования работы различных сложных типов механических уплотнений. Эта модель используется для точного определения диапазона нормальных условий эксплуатации для таких типов уплотнений и определения механизма потери герметичности при чрезмерных вибрациях ротора.

Ключевые слова: торцовое уплотнение; жёсткость; демпфирование; динамическая модель; вибрация ротора

Цитирование: Фалалеев, С. В. Расчёт динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин / С. В. Фалалеев, Р. Р. Бадыков, М. А. Бенедюк // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 7–19. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19

Введение

При проектировании различных типов торцовых уплотнений приходится решать задачи обеспечения в паре трения балансов осевых сил, изгибающих моментов и тепловых потоков. При обеспечении баланса осевых сил выбирается величина номинального зазора в паре тре-

ния, которая определяет величины утечек в уплотнении и мощности трения. Величина зазора учитывает параметры шероховатости контактирующих поверхностей. Баланс изгибающих моментов важен для уплотнений с высоким перепадом давления и особенно для уплотнений с применением графита, который обладает невысоким значением модуля упругости. При обеспечении баланса изгибающих моментов достигается плоскопараллельность уплотнительных поверхностей, либо заданное значение конусности зазора уплотнения. Рассмотрение теплового баланса необходимо для высоконагруженных уплотнений и высокооборотных турбомашин, а также в том случае, если на уплотнении реализуется значительный перепад температур.

В работе [1] на примере торцовых газодинамических уплотнений продемонстрировано, каким образом в ходе обеспечения вышеперечисленных балансов можно поэтапно выбирать рациональные геометрические параметры уплотнительных колец. Приведённый в данной работе алгоритм решения обратных математических задач существенно сокращает затраченное на проектирование уплотнений время и, как показал практический опыт, гарантирует успешный результат.

Процесс проектирования уплотнений роторов турбомашин, а также поиск причин аварийной остановки турбомашин из-за потери герметичности, требует также анализа динамических характеристик уплотнений. Наиболее частой причиной отказа уплотнений является повышенная вибрация ротора [2, 3]. Традиционно проводятся расчётные исследования, далее в случае необходимости - частотная отстройка за счёт изменения массы уплотнительного кольца либо жесткости упругих элементов или жёсткости слоя смазки в паре трения. Если проблему не удаётся решить, необходимо обеспечение требуемого демпфирования.

Для анализа динамических процессов в уплотнении необходим правильный выбор динамической модели. В известных публикациях [1, 4–12] приводятся отрывочные данные по некоторым динамическим моделям, которые не закрывают весь спектр существующих конструкций и не позволяют решить проблему надёжной работы уплотнений при наличии действующего в них сложного спектра вибрационных нагрузок от ротора. Для анализа динамики наиболее сложных сухих уплотнений и гидродинамических уплотнений необходимо совместное решение задач гидродинамики и колебаний. При этом на гидродинамические процессы влияет тепловое состояние пары трения [13, 14].

Динамическую реакцию тонкого слоя смазки в бесконтактном механическом уплотнении упрощённо можно представить в виде жёсткости и демпфирования, которые для жидкостей определяются вязкостью и геометрическими параметрами колец уплотнения, а для газа зависят ещё и от частоты колебаний. Имеется также достаточно много работ по расчёту коэффициентов жёсткости и демпфирования в слое смазки [1, 15–21]. Но в них в основном рассматриваются малые изменения величины зазора в уплотнении по сравнению с номинальной величиной зазора. Традиционно используется метод малых возмущений, который позволяет при допустимых упрощениях получить аналитическое решение, достаточно легко исследовать влияние геометрических факторов и сравнительно прост в употреблении. Этот метод, в частности, позволил объяснить работоспособность торцового газодинамического уплотнения, имеющего величину зазора 2 мкм, при наличии осевых колебаний ротора с частотой до 100 Гц и амплитудой до 0,3 мм [1]. При больших значениях частоты колебаний необходимо учитывать сдавливание плёнки газа в щели [22]. В последнее время появились работы по численному определению жёсткости и демпфирования в механическом уплотнении при больших амплитудах осевых колебаний торца ротора [23].

Целью исследования в данной статье является разработка рекомендаций по применению существующих и разработанных авторами динамических моделей различных типов ме-

ханических уплотнений турбомашин для конкретных условий эксплуатации и конструктивного исполнения.

1 Одномассовая динамическая модель механического контактного уплотнения

Типичная схема торцового уплотнения представлена на рисунке 1. В зависимости от назначения уплотнения и требований к нему уплотнительные поверхности колец 1 и 2 могут контактировать, либо между ними имеется слой смазки.

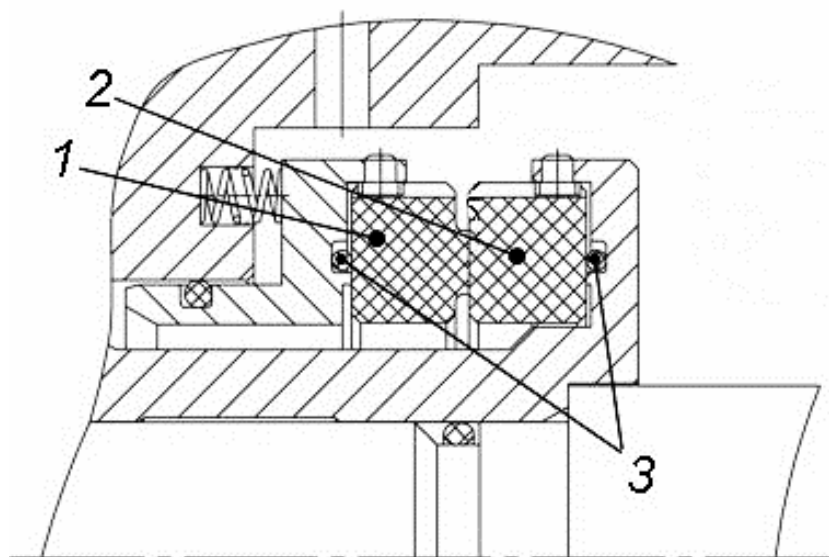


Рисунок 1 – Схема торцового уплотнения:
1 – неврещающее кольцо; 2 – вращающееся кольцо; 3 – вторичные уплотнения

Динамическая модель механического контактного уплотнения в отличие от уплотнений со слоем смазки имеет ограничитель перемещений – торцовую поверхность вращающегося кольца [24]. Динамическая модель торцового контактного уплотнения для двух рассматриваемых положений (контактная работа и раскрытие стыка) представлена на рисунке 2.

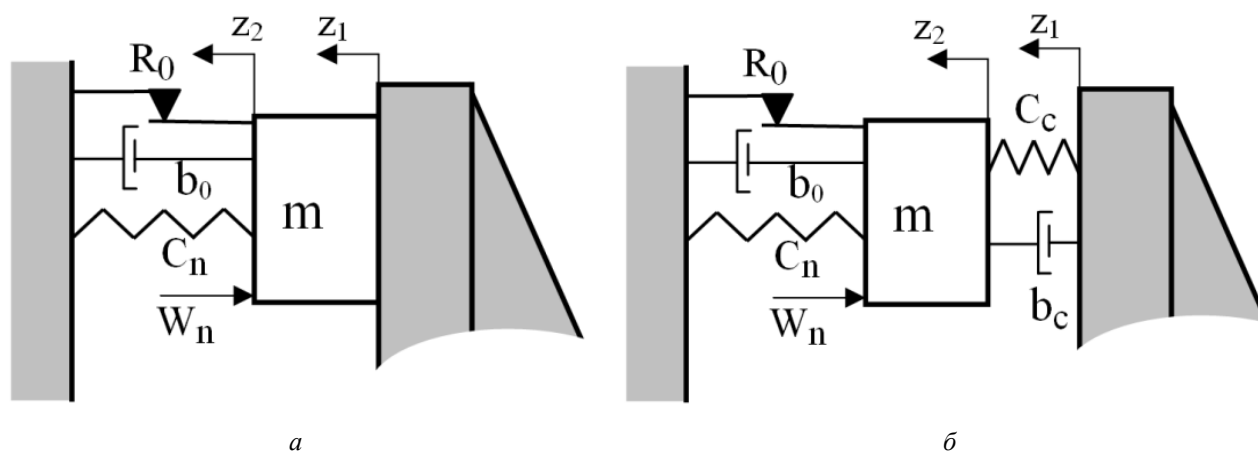


Рисунок 2 – Динамическая модель торцового контактного уплотнения:
а – контактный режим работы; б – раскрытие

Здесь: c_n – жёсткость пружин; R_0 и b_0 – сила трения и демпфирование во вторичном уплотнении; c_c , b_c – жёсткость и демпфирование слоя рабочего тела в зазоре уплотнения (в случае раскрытия уплотнительного стыка). Уплотнительное кольцо массой m прижимается перепадом давления рабочей среды и пружинами (контактная сила W_n) к торцу ротора. В начале движения перемещения торца ротора и кольца уплотнения идентичны $z_2 = z_1$. Кольцо уплотнения будет отрываться от торца ротора, когда осевое ускорение вала будет больше ускорения «контактной силы». В результате была найдена граница, когда возможно раскрытие уплотнения, $\omega_{\min}$. Параметр ω – частота осевой вибрации ротора. Для описания движения раскрытого уплотнения можно использовать известные решения, однако необходимо учесть зависимость жёсткости рабочего слоя от величины зазора. Также необходимо учесть, что сила трения во вторичном уплотнении изменяет свой знак во время движения. В этом случае возможны два варианта. Если $\dot{z}_2 < 0$ при $0,5\pi\omega < t < 1,5\pi\omega$, то реализуется движение без остановки. Здесь t – время. Если $\dot{z}_2 > 0$, то кольцо уплотнения имеет остановку при максимальном осевом смещении ротора. Время остановки (или «зависания») зависит от величины $2R_0/(c_n + c_0)$. Раскрытие заканчивается, когда z_2 и z_1 сравниваются вновь. Далее уплотнение функционирует с контактом уплотнительных поверхностей.

Так как вибрация в таких уплотнениях является нежелательной, то с практической точки зрения необходимо определить условия, при которых уплотнение будет раскрываться. Граница, при которой отрыв может произойти:

$$\omega_{\min} = \sqrt{p_0^2 + \frac{W_n + R_1 \cdot \operatorname{sgn} \dot{z}_2}{m \cdot z_0}}, \quad (1)$$

где $p_0 = \sqrt{\frac{c_n}{m}}$ – собственная частота уплотнения при контактной работе.

Следует учитывать, что когда частота вибрации ротора существенно превысит собственную частоту уплотнения при бесконтактной работе, то раскрытие уплотнения прекратится.

Если частота ω не превышает $\omega_{\min}$, то возможен ещё один случай нарушения контактной работы, когда уплотнительное кольцо «зависает». В этом случае

$$\omega_{\min 1} = \sqrt{p_0^2 + \frac{W_n - R_0}{m \cdot z_0}}. \quad (2)$$

В работе [25] рассмотрен механизм работы уплотнения после раскрытия уплотнительного стыка и предложены конструктивные мероприятия, позволяющие избежать этого нежелательного явления.

Существенное влияние на функционирование всех типов механических уплотнений имеют свойства вторичных уплотнений. Необходим учёт их параметров: величина действительного гидравлического диаметра, сила трения, жёсткость и демпфирование. При высоких контактных давлениях резинового вторичного уплотнения с металлической поверхностью и небольших перемещениях поджатого пружинами кольца не имеет место проскальзывание во вторичном уплотнении, либо оно незначительно [26]. Осевое перемещение кольца уплотнения в этом случае происходит в основном за счёт эластичности вторичного уплотнения. Это изменяет нагруженность уплотнения и, в итоге, его динамические характеристики. Имеется размер, на который нужно скорректировать гидравлический диаметр механического уплотнения. На величину этого размера при расчёте механического уплотнения нужно условно сместить диаметр контакта резинового вторичного уплотнения с металлической по-

верхностью «вглубь» вторичного уплотнения. При традиционном исполнении (подвижное соединение по наружной поверхности резинового кольца) радиальное смещение контакта для резинового вторичного уплотнения с твёрдостью 90 Sh (по Шору) при малых перепадах давления составляет примерно 5 % от диаметра резинового кольца. При росте перепада давления оно уменьшается и составляет 2 % при перепаде давления 10 МПа. В случае, если подвижное соединение осуществляется по внутренней поверхности резинового кольца, радиальное смещение контакта «вглубь» вторичного уплотнения в 2 раза больше. В этом случае при расчёте уплотнения силу трения во вторичном уплотнении не учитывают. При этом следует отметить малое количество публикаций, в которых определяются жёсткость и демпфирование вторичных уплотнений при динамическом воздействии. Для оценочных расчётов можно пользоваться результатами, полученными в работе [27].

Учёт массы упругого элемента (пружины, сильфон) осуществляется путем увеличения массы кольца уплотнения на $1/3$ массы этого элемента.

2 Одномассовая динамическая модель торцового газодинамического уплотнения

Традиционная динамическая модель торцового газодинамического уплотнения (или «сухого» уплотнения) представляет собой совокупность невращающегося, подвижного в осевом направлении кольца уплотнения, тонкого слоя смазки между кольцом и ротором и упругого элемента, которое поджимает в осевом направлении кольцо к ротору [2]. Также в ряде случаев учитываются свойства вторичного уплотнения. Тонкий слой смазки в случае герметизации полости с жидкостью моделируется параллельно расположенными жёсткостью и демпфированием (модель Кельвина). Данная динамическая модель аналогична приведённой модели на рисунке 2, б, однако контактная сила W_n в этом случае отсутствует (обеспечивается баланс осевых сил). При оптимизации параметров уплотнения стремятся к максимуму демпфирования, что обеспечивает минимальное изменение величины зазора. При значительных амплитудах колебаний кольца уплотнения (значительное динамическое изменение величины зазора) необходимо учитывать изменение статической жёсткости слоя смазки при изменении величины зазора. В итоге происходит характерный для нелинейных систем «завал» амплитудно-частотной характеристики. Следует отметить, что этот эффект проявляется при малых значениях демпфирования. Опыт исследования динамических характеристик уплотнений показал, что учёт нелинейности характеристик слоя смазки наиболее просто реализовать с помощью модели Кельвина.

Для газа применяется модель с релаксационным механизмом демпфирования (модель Зенера), в которой демпфирующая сила действует не непосредственно между кольцом и торцом ротора, а через упругость. На рисунке 3 в качестве примера представлена динамическая модель торцового газодинамического уплотнения, которая рассматривается как совокупность твёрдого тела (невращающееся кольцо уплотнения), безынерционной упруго-вязкой подвески (рабочий слой, C_{dyn}) и упругого элемента (пружины, $C_{y.э.}$) [1]. Вторичное уплотнение представляется элементом, обладающим жёсткостью (C_o), демпфированием (b_o) и сухим трением (R_o).

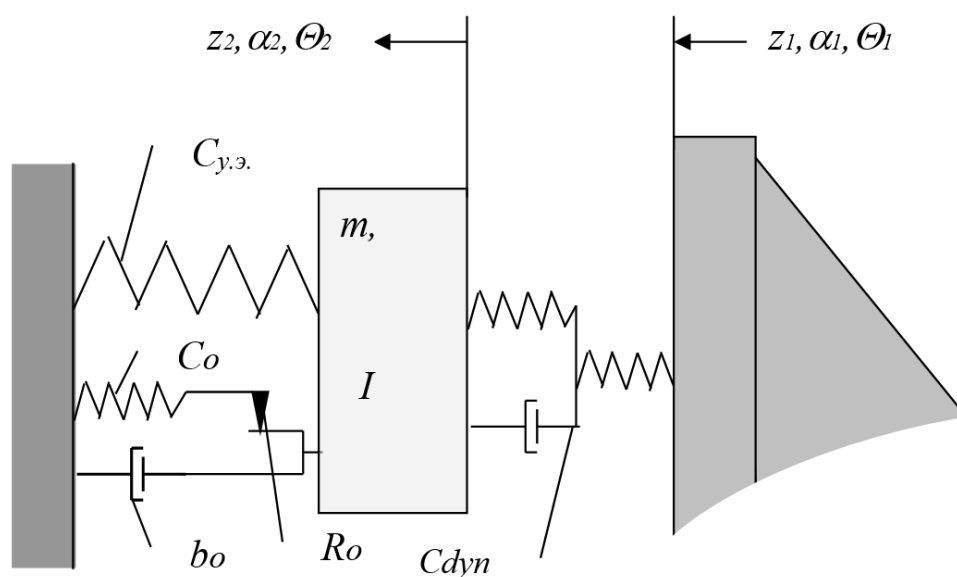


Рисунок 3 – Динамическая модель «сухого» уплотнения

В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. При расчёте необходимо учитывать массу и моменты инерции кольца уплотнения, осевую силу и гидромеханические моменты со стороны слоя смазки, характеристики упругого элемента и вторичного уплотнения, действующие от торца ротора силу и моменты. Определяются осевое, угловое и изгибное перемещение кольца уплотнения и изменение величины и формы торцового зазора в процессе колебаний.

При наличии сложных видов колебаний в случае, когда кольцо уплотнения совершает малые периодические перемещения относительно положения статического равновесия, динамические характеристики слоя смазки линейно связаны с перемещениями и их скоростями с помощью коэффициентов жёсткости и демпфирования.

В большинстве практических случаев достаточно рассмотрения только осевых колебаний. В качестве воздействия рассматривается амплитуда осевых колебаний ротора или его торцовое биение. Это возможно при тщательном соблюдении технологии монтажа и высокой угловой жёсткости слоя смазки.

В общем случае осевые, угловые и изгибные перемещения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счёт перекрестных связей. В этом случае угловые перемещения торца ротора возбуждают осевую вибрацию кольца уплотнения и т.д.

Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений [1]:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0; I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0; I_P\ddot{\Theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0, \quad (3)$$

где m, I, I_P – масса и моменты инерции кольца; z_2, α_2, θ_2 – осевое, угловое, изгибное перемещение кольца; P_z, M_α, M_θ – осевая сила и гидродинамические моменты со стороны газового слоя; W_z, L_α, L_θ – внешние нагрузки. Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трёх составляющих: осевого $z_1 = z_{1.0} \sin \omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1.0} \sin \omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1.0} \sin \omega t$. Здесь $z_{1.0}, \alpha_{1.0}, \theta_{1.0}$ – амплитуды воздействий.

3 Двухмассовая динамическая модель сухого уплотнения

При выполнении уплотнительного кольца целиком из графита пружины действуют на прижим, который контактирует с графитовым кольцом через вторичное уплотнение. В этом случае необходимо рассматривать двухмассовую модель уплотнения [1] (рисунок 4).

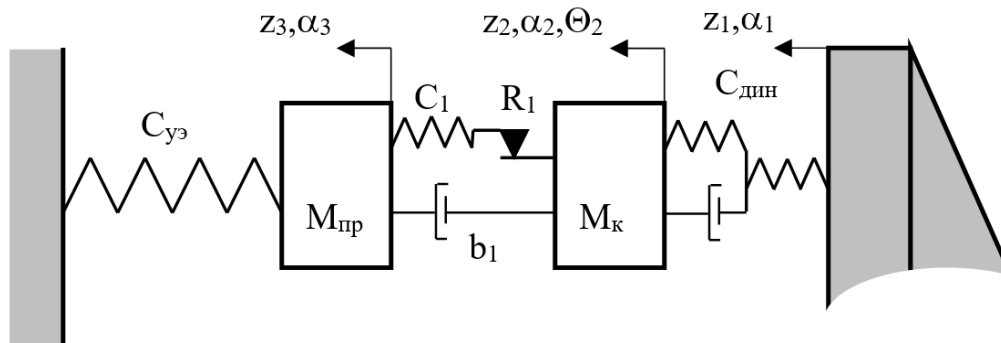


Рисунок 4 – Двухмассовая динамическая модель «сухого» уплотнения

Проведённый анализ величин поперечных коэффициентов жёсткости и демпфирования показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний:

- **осевые колебания** $z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_3$;
- **угловые колебания** $\alpha_1 \rightarrow \alpha_2 \rightarrow \alpha_3$;
- **совместные осевые и изгибные колебания** $z_1 \rightarrow z_2, \theta_2 \rightarrow z_3$.

В работе [1] указывается, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. Также было выявлено, что осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

На рисунке 5 приведено изменение зазора в «сухом» уплотнении за период колебаний с учётом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца [1]. Перепад давления составляет 5,2 МПа. Частота осевых колебаний ротора – 100...200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100...300 мкм, амплитуды угловых колебаний – до 1 мрад. Номинальная величина зазора 2,5 мкм.

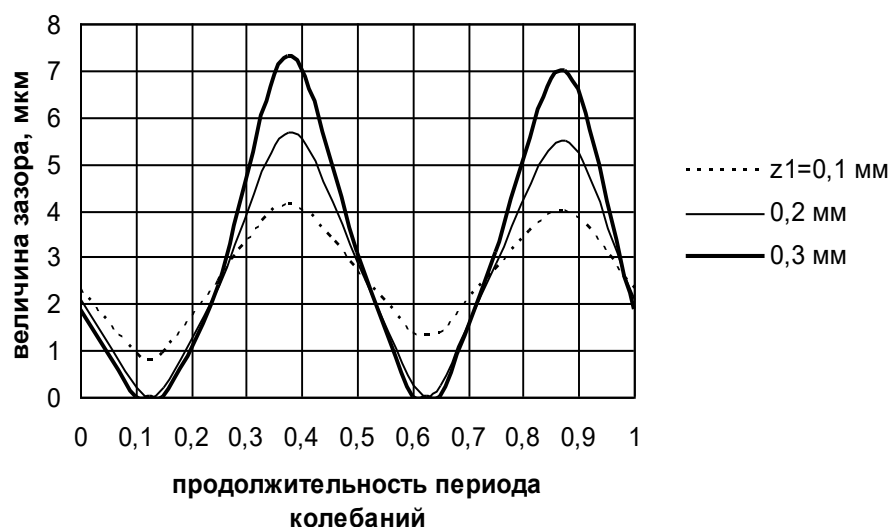


Рисунок 5 – Изменение зазора при частоте колебаний 200 Гц (амплитуды осевых колебаний 0,1...0,3 мм, угловых – 1 мрад)

При наличии осевых колебаний ротора с амплитудой более 200 мкм и угловых колебаний с амплитудой 1 мрад с частотой колебаний ротора 200 Гц будут происходить соударения уплотнительных поверхностей. Для сравнения, как показали расчёты, при частоте 100 Гц касания колец отсутствуют, однако величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до 0,5...1 мкм.

4 Трёхмассовая динамическая модель сухого уплотнения

Анализ существующих и перспективных конструкций «сухих» уплотнений показал, что в случае не «жёсткого» крепления вращающегося кольца на роторе наиболее корректной является динамическая модель, представленная на рисунке 6 [21]. Она состоит из 3-х масс. Прижим (M_n) установлен в корпусе турбомшины и поджимается к невращающемуся кольцу (M_c) набором пружин жёсткостью C_{np} . 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 (d_1) и сухим трением (R_1). Между невращающимся кольцом (M_c) и вращающимся кольцом (M_p) находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой, $C_{дин}$). Между вращающимся кольцом (M_p) и торцом ротора находится вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жёсткостью (C_0) и демпфированием (d_0). К ротору кольцо прижимается в осевом направлении неуравновешенной силой F и имеет ограничитель перемещений в виде зазора δ'_0 . Впереди от вращающегося кольца имеется ограничитель в виде зазора δ_0 . В процессе работы вращающееся кольцо имеет возможность «отрываться» от торца ротора и обеспечивать отсутствие угловых колебаний при наличии торцового биения торца ротора. При наличии колебаний величины зазоров δ_0 и δ'_0 изменяются. На вал втулка монтируется либо на гофрированный демпфер, либо на резиновое кольцо. Взаимное осевое перемещение в этом элементе моделируется сухим трением (R_0). Торцев ротора передаёт воздействие на узел уплотнения, имеющее вибрацию с амплитудой z_0 . Необходимо заметить, что такое исполнение «сухого» уплотнения позволяет обеспечить его работоспособность в более широком диапазоне амплитуд осевых колебаний торца ротора.

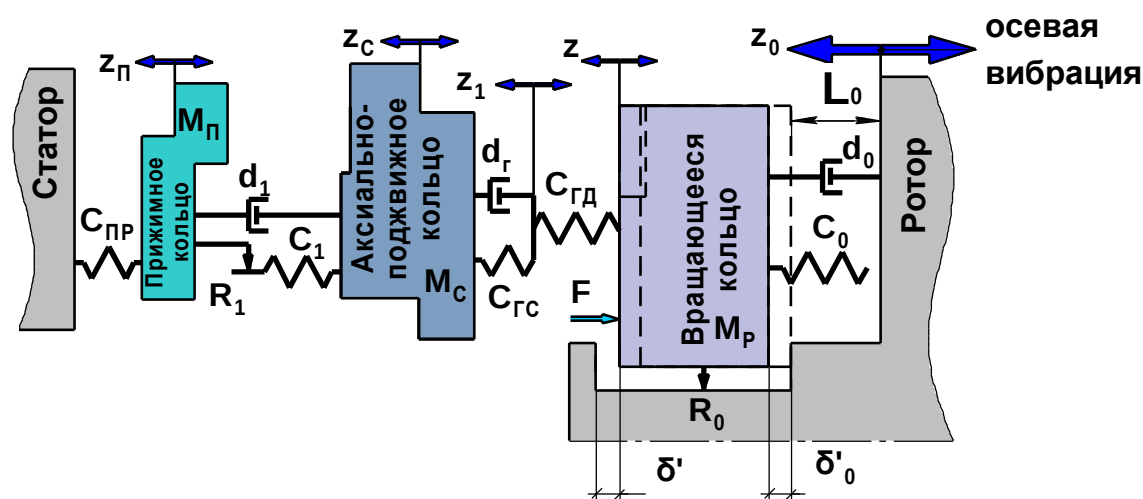


Рисунок 6 – Трёхмассовая динамическая модель «сухого» уплотнения

Явление осевого смещения вращающегося кольца от торца ротора наблюдалось в уплотнении нагнетателя НЦ-16, имеющего магнитные подшипники, при амплитуде осевых колебаний ротора 150 мкм и частоте 800 Гц [28]. В результате осмотра колец были выявлены следы контакта вращающихся колец о передний упор. То есть, конструктивный зазор δ' при

отрыве кольца выбирается полностью. Расчёт с использованием представленной модели подтвердил наличие явления отрыва вращающегося кольца от упора на роторе для данной возбуждающей нагрузки (рисунок 7).



Рисунок 7 – Перемещения колец и изменение зазора в уплотнении

Происходит два соударения вращающегося кольца с упорами на роторе, которые в свою очередь оказывают негативное влияние на работу газового слоя в зазоре. Так в результате первого соударения величина зазора изменяется в диапазоне от 1 мкм до 5 мкм (точка 3 на рисунке 7), а в результате второго соударения – в диапазоне от 0,2 мкм до 8 мкм (точка 4 на рисунке 7). Учитывая дополнительное негативное влияние угловых и изгибных колебаний, можно сделать вывод о том, что торцовое газодинамическое уплотнение работает с периодическим контактом уплотнительных колец. Это приводит к абразивному износу уплотнительных колец и засорению зазора, что в свою очередь в короткий промежуток времени приводит к отказу всего уплотнительного узла. При этом согласно результатам расчёта двухмассовой модели торцовое газодинамическое уплотнение в этом случае остается работоспособным, что фактически является неверным.

Заключение

Вибрация ротора – одна из причин неудовлетворительной работы уплотнений. Однако не всегда возможно объяснить отказ с использованием традиционно применяемых динамических моделей. Поэтому проведённая систематизация динамических моделей является полезной для прогнозирования поведения уплотнения во время эксплуатации в конкретной турбомашине или объяснения причин их поломки.

Проведён анализ одно, двух и трёхмассовой динамических моделей торцового уплотнения. В самом простом механическом контактном уплотнении при использовании одностепенной динамической модели получена частота колебаний, при которой под действием осевой вибрации или биения торца ротора происходит раскрытие контакта в паре трения. Для простых по конструкции сухих уплотнений предлагается одностепенная модель бесконтактного механического уплотнения с применением моделей Кельвина и Зенера для динамической реакции слоя смазки. Учёт нелинейности характеристик слоя смазки жидкости наиболее просто реализовать с помощью модели Кельвина. Для газа применяется модель с релаксаци-

онным механизмом демпфирования (модель Зенера), в которой демпфирующая сила действует не непосредственно между кольцом и торцом ротора, а через упругость.

Рассмотрена необходимость исследования осевых, угловых и изгибных колебаний кольца уплотнения при динамическом анализе. Приведены рекомендации по учёту свойств вторичных уплотнений и массы пружин.

Одномассовая динамическая модель позволяет решать практические задачи для контактных механических уплотнений и простых по конструктивному исполнению «сухих» уплотнений. Двухмассовая динамическая модель позволяет рассмотреть механизм функционирования большинства «сухих» уплотнений в случае сложного нагружения. В случае не «жёсткого» крепления вращающегося кольца на роторе наиболее корректной является трёхмассовая динамическая модель механического уплотнения. Такая динамическая модель позволяет для наиболее сложных типов механических уплотнений достаточно точно определить диапазон работоспособности таких уплотнений, а также выявить механизм потери герметичности в присутствии чрезмерных колебаний ротора. В ходе проведения исследований на основе трёхмассовой модели уплотнения было выявлено, что отказ уплотнения наступает при более чем вдвое меньших частотах осевой вибрации ротора в сравнении с максимально допустимой частотой, определённой при использовании двухмассовой модели ТГДУ.

Список использованных источников

1. Фалалеев, С. В. Торцовые газодинамические уплотнения / С. В. Фалалеев, Д. К. Новиков, В. Б. Балякин, В. В. Седов. – Самара : Самарский научный центр Российской академии наук, 2013. – 300 с.
2. Falaleev, S. V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S. V. Falaleev, A. S. Vinogradov // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2017. – vol. 46. – pp. 40-45.
3. Ojile, J. Mechanical seal failure analysis / J. Ojile, J. Teixeira, C. Carmody. // *Tribology Transactions*. – 2010. – vol. 53. – pp. 630-635.
4. Ruan, B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of noncontacting gas face seals / B. Ruan // *Journal of Tribology, ASME*. – 2002. – vol. 124. – pp. 196-202.
5. Miller, B. Numerical Formulation for the Dynamic Analysis of Spiral-Grooved Gas Face Seals / B. Miller, I. Green // *Journal of Tribology, ASME*. – 1998. – vol. 120. – pp. 345-352.
6. Miller, B. Numerical Techniques for Computing Rotor dynamic Properties of Mechanical Gas Face Seals / B. Miller, I. Green // *Journal of Tribology, ASME*. – 2001. – vol. 123. – pp. 395-403.
7. Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation / I. Green // *Tribology and Lubrication Technology*. – 2005. – vol. 61. – pp. 52-63.
8. Lee, S. Analyses of both steady behavior and dynamic tracking of non-contacting spiral-grooved gas face seals / S. Lee, X. Zheng // *Computers and Fluids*. – 2013. – vol. 88. – pp. 326-333.
9. Chen, Y. Dynamic characteristics and transient sealing performance analysis of hyperelliptic curve groove dry gas seals / Y. Chen, J. Jiang, X. Peng // *Tribology International*. – 2017. – vol. 116. – pp. 217-228.
10. Chen, Y. Experimental and theoretical studies of the dynamic behavior of a spiral-groove dry gas seal at high-speeds / Y. Chen, X. Peng, J. Jiang, X. Meng, J. Li, / *Tribology International*. – 2018. – vol. 125. – pp. 17-26.
11. Blasiak, S. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces / S. Blasiak, A. V. Zahorulko // *Tribology International*. – 2016. – vol. 94. – pp. 126-137.
12. Sun, D. F. Frequency-Domain-Based Nonlinear Response Analysis of Stationary Ring Displacement of Noncontact Mechanical Seal / D. F. Sun, J. J. Sun, C. B. Ma, Q. P. Yu // *Shock and Vibration*. – 2019. – Article ID 7082538.
13. Фалалеев, С. В. Методика расчета гидродинамических характеристик торцового уплотнения со сложной формой зазора / С. В. Фалалеев // *Трение и износ*. – 2015. – Т. 36, №2. – С. 230-237.
14. Балякин, В. Б. Исследование температурного состояния торцового газодинамического уплотнения / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев // *Трение и износ*. – 2015. – Т. 36, № 3. – С. 213-217.
15. Green, I. Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals / I. Green, I. Etsion // *Journal of Tribology*. – 1983. – vol. 105. – pp. 297-302.
16. Ruan, B. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions - slip flow consideration / B. Ruan // *Tribology Transactions*. – 2000. – vol. 43. – pp. 411-418.

17. Xu, J. CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas seal / J. Xu, X. Peng, S. Bai, X. Meng // Proceedings of 2012 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications, MESA. – 2012. – pp. 211–217.
18. Wang, B. Flow dynamics of a spiral-groove drygas seal / B. Wang, H. Zhang, H. Cao // Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition). – 2013. – vol. 26. – pp. 78-84.
19. Su, H. Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow / H. Su, R. Rahmani, H. Rahnejat // International Journal of Thermal Sciences. – 2016. – vol. 110. – pp. 270–284.
20. Chen, Z. Numerical Simulation of the Influence of the Angle of End Face Gap on the Performance of Dry Gas Seal / Z. Chen, P. Zhao, J. Wang, H. Ji // Advanced Engineering Science. – 2018. – vol. 50. – pp. 203-210.
21. Фалалеев, С. В. Применение гидродинамического демпфера осевых колебаний для снижения вибрации ГТД / С. В. Фалалеев, В. Б. Балякин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2014. – №3. – С. 72-75.
22. Чегодаев, Д. Е. Динамические характеристики газового слоя торцового уплотнения с эластичной поверхностью / Д. Е. Чегодаев, С. В. Фалалеев // Трение и износ. – 1985. – Т. 6, №5. – С. 945-949.
23. Badykov, R. R. Gas film vibration inside dry gas seal gap / R. R. Badykov, S. V. Falaleev, H. Wood, A. S. Vinogradov // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS). – 2018.
24. Фалалеев, С. В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев. – Москва : Изд-во МАИ, 1998. – 276с.
25. Badykov, R. R. Influence of turbomachinery vibration processes on the mechanical contact and dry gas seals / R. R. Badykov, S. V. Falaleev // 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020). – 9243903.
26. Балякин, В. Б. Герметичность вторичного уплотнения / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев, Д. К. Новиков // Газовая промышленность. – 2002. – №8. – С. 56-58.
27. Green, I. Pressure and Squeeze Effects on the Dynamic Characteristics of Elastomer O-rings Under Small Reciprocating Motion / I. Green, I. Etsion // Trans. ASME Jour. of Trib. – 1986. – vol. 108, № 3. – pp. 439-445.
28. Бадыков, Р. Р. Исследование сопряженных динамических процессов в торцовых газодинамических уплотнениях: диссертация ... кандидата технических наук : защищена 4.09.2020 / Бадыков Ренат Раисович. – Самара, 2019. — 176 с.

Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals

S. V. Falaleev | Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
falaleev.sv@ssau.ru

R. R. Badykov | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
renatbadykov@gmail.com

M. A. Benedyuk | Assistant;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
maximbenedyuk@mail.ru

Rotor vibration stands out as one of the primary causes of mechanical seal failure. However, classical dynamic seal models often would not be able to fully explaining the failure process. Therefore, the proposed dynamic model systematization, including the models developed by the authors, proves invaluable in predicting the dynamic behavior of seals during operation within specific turbomachines or explaining the causes of seal failure. The single-mass dynamic model can be used to study the operation of the contact mechanical seals and simple dry gas seals. Meanwhile, the two-mass dynamic model is used for the studding of operational processes in classical dry gas seals under complex loading. Additionally, the three-mass dynamic model finds application in studying the operation of various complex mechanical seal types. This model is used to accurately determine the range of normal operating conditions for such seal types and to identify the mechanism of leakage loss in the presence of excessive rotor vibrations.

Keywords: mechanical seal; stiffness; damping; dynamic model; rotor vibration

Citation: Falaleev, S. V., Badykov, R. R. and Benedyuk, M. A. (2024), "Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 7-19. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19. (In Russian; abstract in English).

References

1. Falaleev, S. V., Novikov, D. K., Balyakin, V. B. and Sedov, V. V. (2013), *Tortsovye gazodinamicheskie uplotneniya* [Mechanical dry gas face seal], Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, Samara, 300 p. (In Russian)
2. Falaleev, S. V. and Vinogradov, A. S. (2017), "Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal", *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, vol. 46, pp. 40-45.
3. Ojile, J., Teixeira, J. and Carmody, C. (2010), "Mechanical seal failure analysis", *Tribology Transactions*, vol. 53, pp. 630-635.
4. Ruan, B. (2002), "A semi-analytical solution to the dynamic tracking of noncontacting gas face seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 124, pp. 196-202.
5. Miller, B. and Green, I. (1998), "Numerical Formulation for the Dynamic Analysis of Spiral-Grooved Gas Face Seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 120, pp. 345-352.
6. Miller, B. and Green, I. (2001), "Numerical Techniques for Computing Rotor dynamic Properties of Mechanical Gas Face Seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 123, pp. 395-403.
7. Green, I. (2005), "A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation", *Tribology and Lubrication Technology*, vol. 61, pp. 52-63.
8. Lee, S. and Zheng, X. (2013), "Analyses of both steady behavior and dynamic tracking of non-contacting spiral-grooved gas face seals", *Computers and Fluids*, vol. 88, pp. 326-333.

9. Chen, Y., Jiang, J. and Peng, X. (2017), "Dynamic characteristics and transient sealing performance analysis of hyperelliptic curve groove dry gas seals", *Tribology International*, vol. 116, pp. 217–228.
10. Chen, Y., Peng, X., Jiang, J., Meng, X. and Li, J. (2018), "Experimental and theoretical studies of the dynamic behavior of a spiral-groove dry gas seal at high-speeds", *Tribology International*, vol. 125, pp. 17–26.
11. Blasiak, S. and Zahorulko, A. V. (2016), "A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces", *Tribology International*, vol. 94, pp. 126–137.
12. Sun, D. F., Sun, J. J., Ma, C. B. and Yu, Q. P. (2019), "Frequency-Domain-Based Nonlinear Response Analysis of Stationary Ring Displacement of Noncontact Mechanical Seal", *Shock and Vibration*, Article ID 7082538.
13. Falaleev, S. V. (2015), "Methodology for calculating the hydrodynamic characteristics of a dry gas face seal with a complex gap shape", *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol. 36, No 2, pp. 230–237. (In Russian)
14. Balyakin, V. B. and Falaleev, S. V. (2015), "Study of the temperature state of the dry gas face seal", *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol. 36, no 3, pp. 213–217. (In Russian)
15. Green, I. and Etsion, I. (1983), "Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals", *Journal of Tribology*, vol. 105, pp. 297–302.
16. Ruan, B. (2000), "Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions – slip flow consideration", *Tribology Transactions*, vol. 43, pp. 411–418.
17. Xu, J., Peng, X., Bai, S. and Meng, X. (2012), "CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas seal", *Proceedings of 2012 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications, MESA*, pp. 211–217.
18. Wang, B., Zhang, H. and Cao, H. (2013), "Flow dynamics of a spiral-groove drygas seal", *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, vol. 26, pp. 78–84.
19. Su, H., Rahmani, R. and Rahnejat, H. (2016), "Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 110, pp. 270–284.
20. Chen, Z., Zhao, P., Wang, J. and Ji, H. (2018), "Numerical Simulation of the Influence of the Angle of End Face Gap on the Performance of Dry Gas Seal", *Advanced Engineering Science*, vol. 50, pp. 203–210.
21. Falaleev, S. V. and Balyakin, V. B. (2014), "Usage of a hydrodynamic axial vibration damper to reduce vibration of gas turbine engines", *Proceedings of universities. Aeronautical engineering*, no 3. pp. 72–75. (In Russian)
22. Chegodaev, D. E. and Falaleev, S. V. (1985), "Dynamic characteristics of gas layer of face with elastic surface", *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol.6, no.5, pp.136–139. (In Russian)
23. Badykov, R. R., Falaleev, S. V., Wood, H. and Vinogradov, A. S. (2018), "Gas film vibration inside dry gas seal gap", *2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*.
24. Falaleev, S. V. and Chegodaev, D. E. (1998), *Non-contact mechanical seals for aircraft engines: fundamentals of theory and design*, MAI, Moscow, 276 p. (In Russian)
25. Badykov, R. R. and Falaleev, S. V. (2020), "Influence of turbomachinery vibration processes on the mechanical contact and dry gas seals", *2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020)*, 9243903.
26. Balyakin, V. B., Falaleev, S. V. and Novikov, D. K. (2002), "Secondary seal tightness", *Gas industry*, no. 8, pp. 56–58. (In Russian)
27. Green, I. and Etsion, I. (1986), "Pressure and Squeeze Effects on the Dynamic Characteristics of Elastomer O-rings Under Small Reciprocating Motion", *Trans. ASME Jour. of Trib.*, V. 108, no. 3, pp. 439–445.
28. Badykov, R. R. (2019), "Study of coupled dynamic processes in mechanical gas-dynamic seals", Ph.D. Thesis, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, 176 p. (In Russian)