

Результаты расчета и тестирования резонансных частот для трех моделей резонатора Гельмгольца, Гц

Модель □	Расчет по [2] □	Расчет по предлагаемой методике □	Эксперимент □
1 □	112 □	109,5 □	110 □
2 □	60 □	58 □	57 □
3 □	137 □	137,5 □	136 □

Результаты предварительного тестирования показывают, что методика, основанная на механизме преобразования полного акустического импеданса, вполне надежна при определении резонансной частоты простейшего резонатора. Для обобщенной проверки достоверности методики применительно ко всей системе впускного тракта планируется проведение натурного эксперимента на двигателе.

Литература

1. Скучик Е. Основы акустики / Под ред. Л.М. Лямшева. – М.: Мир, 1976.- 520 с.
2. Chanaud R.C. Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators // Journal of Sound and Vibration.- №204.- 1997.- P.p. 829 – 833.

Образование смазочной плёнки в зазоре пары трения торцового уплотнения

Цвелёв Ф.А.
МГТУ «МАМИ»

Аннотация. В статье анализируются условия образования смазочной плёнки в зазоре пары трения торцового уплотнения.

Ключевые слова: герметизации вращающихся валов, торцевое уплотнение

В настоящее время для герметизации вращающихся валов всё чаще применяются торцовые уплотнения (рисунок 1).

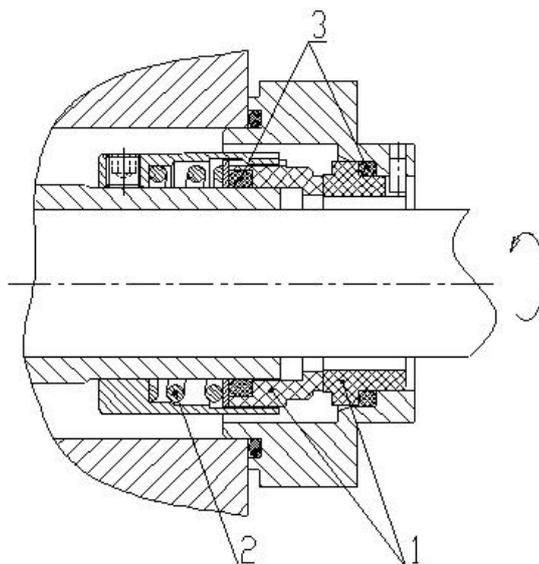


Рисунок 1 – Схема торцового уплотнения

Основными компонентами торцового уплотнения являются пара трения 1, упругий элемент 2 и вторичные уплотнения 3. Принцип герметизации основан на создании тонкой жидкостной плёнки в узком зазоре между притёртыми поверхностями колец пары трения. Этот вид уплотнений появился в начале XX века и применялся в двигателях автомобилей в

качестве уплотнительного устройства, герметизирующего вал насоса системы охлаждения в месте его выхода из корпуса [1]. С развитием конструкций торцовых уплотнений и материалов пар трения, данный тип герметизирующих устройств нашёл широкое применение в насосостроении, постепенно вытесняя традиционную сальниковую набивку. С развитием гусеничных машин торцовые уплотнения стали применять для защиты подшипниковых узлов опорных катков гусеничных цепей, чем значительно повысили надёжность гусеничных движителей.

Важным фактором, определяющим долговечность работы торцового уплотнения, является режим смазки пары трения. В данной статье рассмотрены закономерности формирования полужидкостного режима трения для различных материалов трущихся пар.

Существуют различные подходы к оценке закономерностей трения в зазорах пар трения торцовых уплотнений. В результате экспериментальных исследований и эксплуатации торцовых уплотнений в различных условиях установлено, что их пары трения в основном работают в режимах жидкостной и полужидкостной смазки. В зазоре пары трения имеется слой жидкости, почти полностью разделяющий поверхности трения и способный выдерживать сжимающие нагрузки. Кроме того, в зазоре происходят сравнительно редкие контакты микронеровностей, а также абразивных частиц, которые вызывают изнашивание пары трения. Такой режим работы условно называют полужидкостным, так как по параметрам работы он близок к жидкостному.

Полужидкостной режим определяется тремя группами факторов:

9. гидродинамическими (давление, вязкость, плотность жидкости, скорость скольжения, микро- и макрогеометрия поверхности),
10. свойствами материалов колец пары трения (твёрдость, прирабатываемость, структура, коррозионная стойкость),
11. тепловыми явлениями (температурой жидкости, теплопроводностью колец, условиями охлаждения).

Существуют несколько теорий, описывающих формирование полужидкостного режима в паре трения торцового уплотнения. Каждая из них находит практическое подтверждение для определённых условий, определяемых конструкцией, нагруженностью и материалами колец уплотнения.

Теория термогидродинамического микрорасклинивания пары трения

Обобщение и обработка данных, полученных экспериментальными исследованиями работы торцовых уплотнений, показали, что слой жидкости, разделяющий пару трения, способен нести нагрузку, обратно пропорциональную толщине слоя в степени 3...6. На рабочей поверхности колец из углеграфитов и металлов остаётся сетка царапин после притирки абразивными пастами. Механизм термогидродинамического микрорасклинивания пары трения показан на рисунке 2. Жидкость протекает по сетке царапин и увлекается в тангенциальном направлении движущейся со скоростью V рабочей поверхностью кольца (рисунок 2-а).

В результате трения при движении от одной канавки к другой она нагревается и нагревает рабочие поверхности колец (рисунок 2-б). Вследствие неравномерного нагрева и неравномерного линейного расширения стенки кольца образуют сужающиеся в направлении скорости V зазоры (рисунок 2-в) При этом возникают гидродинамические силы, действующие на рабочие поверхности колец. Для расчёта характеристик пары трения в этом режиме были использованы приближённые уравнения движения смазочного слоя. При этом были получены следующие зависимости для контактного давления, момента и коэффициента трения в паре [2]:

$$p_k = \frac{2}{5\pi} \frac{\alpha L^3 \mu_{cp}^2 V^2}{c \rho h^5}, \quad M = \frac{\pi}{2} \frac{D_{cp}^2 b \mu_{cp} V}{h}, \quad f = \frac{5\pi}{2} \frac{c \rho h^4}{\alpha L^3 \mu_{cp} V}.$$

В соответствии с полученными формулами контактное давление обратно пропорционально толщине жидкостного слоя в степени 5, что свидетельствует о существенном влиянии термогидродинамического микрорасклинивания лишь при особо малых зазорах в контакте

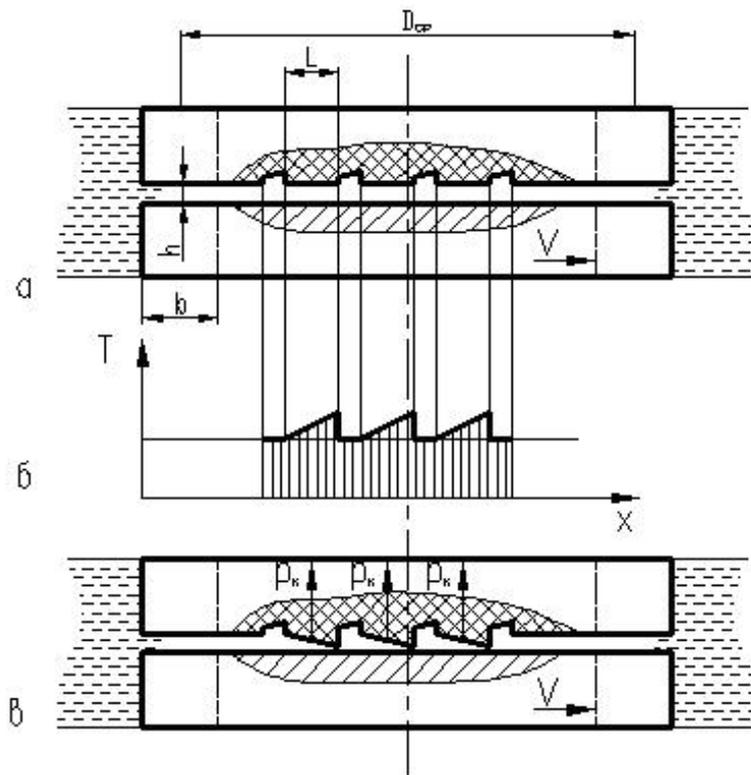


Рисунок 2 – Схемы к расчёту термогидродинамического микрорасклинивания пары трения

Теория гидродинамического микроподшипника

Теория разработана на основе микрографического исследования рабочей поверхности углеродистых колец, работающих в паре с металлическими кольцами на морской воде в крупных торцовых уплотнениях дейдвудных валов диаметром около 400 мм [2]. На поверхности углеродистых колец, пропитанных полимеризующимися смолами, после работы обнаружены неровности высотой в несколько микрометров и линейными размерами 0,01...0,07 мм с плоскими вершинами. Они образуют агломераты размером до 0,5 мм и занимают 30...40% номинальной площади контакта.

Гидродинамические характеристики зазора в паре трения получались с помощью моделирования шероховатостей поверхности (рисунок 3-а) ступенчатым микроподшипником Рэлея (рисунок 3-б).

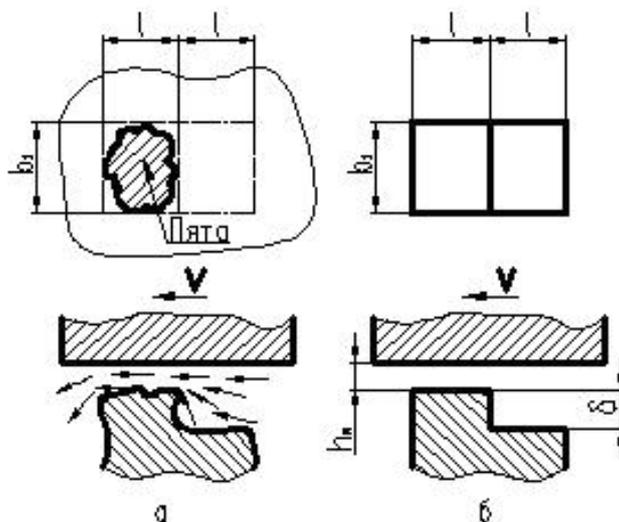


Рисунок 3 – Типовой микроподшипник (а) и ступенчатый микроподшипник Рэлея(б)

При этом поверхность более твёрдого кольца считают плоской и гладкой, местными упругими деформациями микроподшипников пренебрегают и считают, что абсолютное давление жидкости в зазоре мало по сравнению с давлением, развиваемым микроподшипниками.

Среднее контактное гидродинамическое давление, развиваемое одним ступенчатым микроподшипником, определяется по формуле:

$$p_{k1} = 2B\mu V l \frac{\delta}{(h_m + \delta)^3 + h_m^3},$$

где: B – фактор, оценивающий влияние конечности микроподшипника и ширины b_1 .

Модель гидродинамического поджатия слоя микронеровностями поверхностей в применении к парам трения силицированный графит – силицированный графит

В настоящее время силицированные графиты широко применяются в качестве пар трения торцовых уплотнений. Эти материалы обладают высокой износостойкостью и значительно превосходят обычные углеродистые графиты по несущей способности. Силицированный графит имеет структуру, состоящую из мягких графитовых зёрен, заполняющих ячеистый каркас из карбида кремния и кремния. В процессе трения происходит сдвиг зёрен, сопровождающийся частичным их изнашиванием [3]. При этом на обеих поверхностях трения образуются микронеровности несимметричной формы, движущиеся наклонными поверхностями навстречу друг другу (указаны штриховыми линиями на рисунок 4). Образование таких неровностей на поверхностях колец из силицированного графита подтверждено профилограммами.

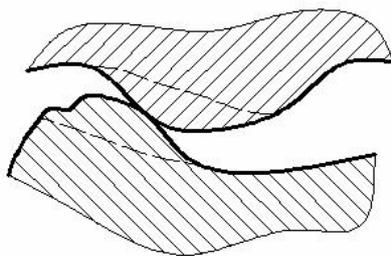


Рисунок 4 – Образование наклонных площадок на поверхностях трения из силицированного графита

Процесс поджатия слоя жидкости моделировался двумя встречно движущимися наклонными площадками (рисунок 5).

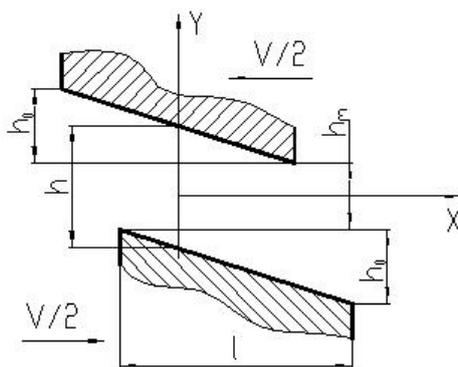


Рисунок 5 – Модель расчёта гидродинамического поджатия слоя

После решения приближённой плоской задачи получили выражение для определения контактного гидродинамического давления в зазоре [2]:

$$\frac{2p_k h_{0cp}^2}{3V\mu_{cp} S} = \frac{\beta}{\alpha h_m} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta h_m z}}{z^3} \left[(1+2z)\ln(1+2z) - 2(1+z)\ln(1+z) - \frac{z^2}{1+z} \right] dz,$$

где: $z = h_0 / h_m$, S – относительная часть номинальной площади контакта, занятая наклонными площадками; α, β – коэффициенты аппроксимации.

Модель гидродинамической смазки волнистых шероховатых поверхностей пары трения

Некоторые исследования прозрачных моделей торцовых уплотнений показали, что в зазоре пары трения имеются макрообласти кавитации жидкости, возникновение которых можно объяснить закономерностями гидродинамической смазки волнистых контактных поверхностей. Эта модель также допускает контакты микронеровностей в зоне минимального зазора пары трения.

Гидродинамические характеристики пары трения определяют с помощью ЭВМ численным интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса методом последовательных приближений, при этом наибольшую трудность представляет собой нахождение границ областей кавитации.

При расчёте пар трения реальных торцовых уплотнений используют одну из вышеперечисленных моделей, обычно наиболее подходящую для конкретного случая. Так, например, для уплотнений высоконапорных насосов, у которых пара трения работает с минимальным зазором, наиболее подходящей является модель термогидродинамического микрорасклинивания. Для пар трения силицированный графит – силицированный графит оптимальна модель гидродинамического поджатия слоя микронеровностями поверхностей. Модель гидродинамического микроподшипника применима для пар трения, состоящих из колец, сильно отличающихся друг от друга твёрдостью, например, металл – углеграфит. Модель гидродинамической смазки волнистых шероховатых поверхностей пары трения подходит для гидродинамических торцовых уплотнений, у которых при нагреве появляется волнистость.

Литература

1. Майер Э. Торцовые уплотнения. Пер. с нем.- М., «Машиностроение», 1978г.-288 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. Под общей редакцией А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М. «Машиностроение», 1986г-464с.
3. Голубев Г.А., Кукин Г.М., Лазарев Г.Е., Чичинадзе А.В. Контактные уплотнения вращающихся валов.- М., «Машиностроение», 1976г-264 с.

Многофункциональный регулятор напряжения для генераторных установок нового поколения

к.т.н. Чернов А.Е., к.т.н. проф. Акимов А.В., Кротов А.Н.
МЭИ (ТУ), МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1203

Аннотация. В статье рассмотрен многофункциональный регулятор напряжения для генераторных установок нового поколения. Применение нового регулятора напряжения позволяет исключить из схемы генераторной установки дополнительный выпрямитель, что существенно повышает ее надежность и снижает стоимость. Кроме того многофункциональный регулятор обеспечивает пониженные частоты возбуждения генератора и расширение диагностических функций, особенно индикации повышенного напряжения сети, обрыва фазного вывода или неисправности выпрямительного блока. Существенно расширена и система защиты самого регулятора напряжения при возникновении аварийных ситуаций, в частности введена тепловая защита. Применение в выходном каскаде многофункционального регулятора напряжения полевого транзистора и быстродействующего диода Шотки позволило уменьшить коэффициент пульсаций выходного напряжения и диапазон изменения мгновенных значений напряжений.

Ключевые слова: многофункциональный регулятор напряжения, генераторная установка, диагностика, индикация, аварийная ситуации, пульсации напряжения, выходной каскад, элементная база, дополнительный выпрямитель, дополнительные диоды, контрольная лампа, аккумуляторная батарея, ток разряда, выпря-