

1558500

Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана.

На правах рукописи

УДК 621.56/.59

Русаков Александр Иванович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА РАДИАЛЬНЫХ СЕГМЕНТНЫХ
ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОМАШИН УСТАНОВОК
ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА.**

05.04.03 - Машины и аппараты холодильной и криогенной техники и
систем кондиционирования.

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 1998

Русаков А.И. Разр

Актуальность темы. Применение газовой смазки в турбомашинных установках для получения холода перспективно из-за следующих своих преимуществ перед жидкостной смазкой.

1. Малые потери на трение в подшипниковом узле, в результате чего даже для больших частот вращения вала, свойственных турбомашинам, выделение теплоты в узлах трения будет незначительным. В результате это позволит уменьшить энергопотребление машин для получения холода. Причем при понижении температуры мощность трения в подшипниках снижается пропорционально отношению вязкостей газовой среды.

2. Возможность работать в больших диапазонах изменения температур (верхний температурный предел ее использования определяется уже прочностью узлов машины, а нижний - конденсацией самой газовой смазки).

3. Отсутствие загрязнения продуктами крекинга смазки газового тракта установки, а также окружающей среды в разомкнутых технологических циклах, работающих на безвредных для окружающей среды газах.

5. Сравнительно небольшие габариты и материалоемкость.

6. Малый шум и низкий уровень вибраций.

7. Смазка газом, циркулирующим в цикле установки, где работает машина.

8. Долговечность.

Альтернативой газовой смазке могут служить магнитные подшипники. Но практика показала, что в настоящее время из-за сложности, ненадежности и дороговизны магнитных систем, они пока не могут конкурировать с газовой смазкой, особенно в небольших по размерам высокооборотных машинах низкотемпературных установок.

Цель работы - разработка метода расчета несущей способности, жесткости и устойчивости работы радиальных газовых сегментных подшипников турбомашинных установок для получения холода с учетом "сухого" трения в шаровых опорах и современных математических методов и компьютерной техники.

Для осуществления данной цели необходимо решить следующие основные задачи.

1. Разработать физическую и математическую модели работы газового подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

2. Разработать методику расчета несущей способности и жесткости смазочного слоя сегментного газодинамического и газостатического подшипников с учетом "сухого" трения в шаровых опорах.

3. Разработать метод прогнозирования устойчивости работы сегментного подшипника ("пневмомолот").

4. Провести экспериментальные исследования, подтверждающие корректность решения поставленной задачи.

5. Внедрить результаты теоретического и экспериментального исследований в народное хозяйство России.

0008551

Методы исследования. Использовались теоретические и экспериментальные методы исследования основных характеристик радиального газового сегментного подшипника. При выводе теоретических зависимостей применялись уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии, Рейнольдса, математические методы установления, расщепления, прогонки и критерий устойчивости Рауса-Гурица. Для подтверждения теоретических выводов проводились исследования на экспериментальных моделях в лабораторных условиях. Проведено сравнение теоретических исследований с экспериментальными.

Научная новизна.

1. Для конечно-разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса реализован метод расщепления по координатам и метод установления.
2. Впервые учтено “сухое” трение в шаровой опоре.
3. Принимается переменным коэффициент расхода газа через дроссели газостатического подшипника, который вычисляется по новой формуле, полученной обработкой экспериментальных данных прогрессивными математическими методами с использованием ПЭВМ.
4. Впервые получена формула для расчета радиуса шаровой опоры сегмента.
5. Производится оптимизация выбора диаметров дросселей наддува газа газостатического подшипника.
6. Для газостатического подшипника получена допустимая зона его работы.
7. Впервые получена зависимость для определения устойчивости работы сегментов газостатического радиального сегментного подшипника.
8. Впервые разработана методика моделирования радиальных газовых сегментных подшипников с использованием теории подобия.

Практическая значимость и реализация результатов работы.

1. Применение радиальных газовых сегментных подшипников в турбомашинах взамен подшипников с несжимаемой смазкой приведет к уменьшению потерь на трение в подшипниковых узлах и, как следствие, увеличению КПД установки, исключению из установки системы масляной смазки (насос, фильтры и т.д.), а также сделает экологичными установки, работающими по разомкнутому циклу.
2. Разработанный метод позволяет рассчитывать радиальные газовые сегментные подшипники в широком диапазоне задания рабочих параметров без дополнительного эксперимента с высокой достоверностью результатов расчета.
3. Разработан метод, позволяющий по ранее рассчитанным подшипникам моделировать подшипники других типоразмеров и на другие рабочие параметры.
4. Разработаны газовые подшипниковые узлы для модернизированного магистрального центробежного компрессора ГПА-Ц-6,3 для перекачки природного газа.

Апробация работы. Диссертация обсуждалась на заседании кафедры “Холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения” МГТУ им. Н.Э.Баумана, НТС АООТ “Холодмаш-холдинг” и ВНИИГАЗ’е.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка используемой литературы, включающего наименование работ отечественных и зарубежных авторов и приложений. Общий объем диссертации 228с., в т.ч. 100с. машинописного текста, 101 рис., 3 таблицы и приложений на 36с.

Содержание работы.

Во введении показана актуальность работы.

В первой главе произведен анализ основных существующих газовых подшипников, причем осевые подшипники не рассматривались, так как на устойчивость вращения ротора, являющуюся одним из основных требований нормальной работы турбомашин с газовыми подшипниками, как показала практика, в основном влияют радиальные подшипники. По результату анализа был выбран, как наиболее перспективный, радиальный газовый сегментный подшипник, т.к. он является виброустойчивым, относительно простым в изготовлении, обладает способностью самокомпенсации перекосов ротора, имеет относительно простой подвод газа в рабочий зазор. Здесь также приведен обзор отечественной и иностранной литературы, в результате которого сделан вывод, что все рассмотренные методики расчета содержат грубые допущения. Так ни в одной из этих методик не учитывается момент “сухого” трения в шаровой опоре. В одной части работ расчеты ведутся по неопубликованным программам для ЭВМ, в другой - по аналитическим зависимостям, полученным путем линеаризации уравнения газовой смазки. Также почти во всех рассмотренных методиках при расчете газостатических подшипников принимается постоянным коэффициент расхода газа через дроссель, что, как показали экспериментальные данные, неверно. А в некоторых методиках расчет ведут вообще для постоянного зазора, равного среднему зазору по всему сегменту.

На основании проведенного литературного обзора была сформулирована цель работы, а также задачи, которые необходимо решить для ее достижения.

Во второй главе описывается математическая модель работы радиального газового сегментного подшипника. Для получения основных характеристик всего подшипника достаточно рассмотреть один сегмент. Согласно принятой геометрической модели сегмента (рис.1(а)), безразмерная высота зазора равна

$$\bar{H} = \sqrt{\left(\frac{r}{H_0} + 1\right)^2 + \varepsilon^2} - 2\left(\frac{r}{H_0} + 1\right)\varepsilon \cos\left[\pi - (\theta_n + \theta) - \arcsin\left(\frac{\varepsilon \sin(\theta_n + \theta)}{\frac{r}{H_0} + 1}\right)\right] - \frac{r}{H_0}, \quad (1)$$

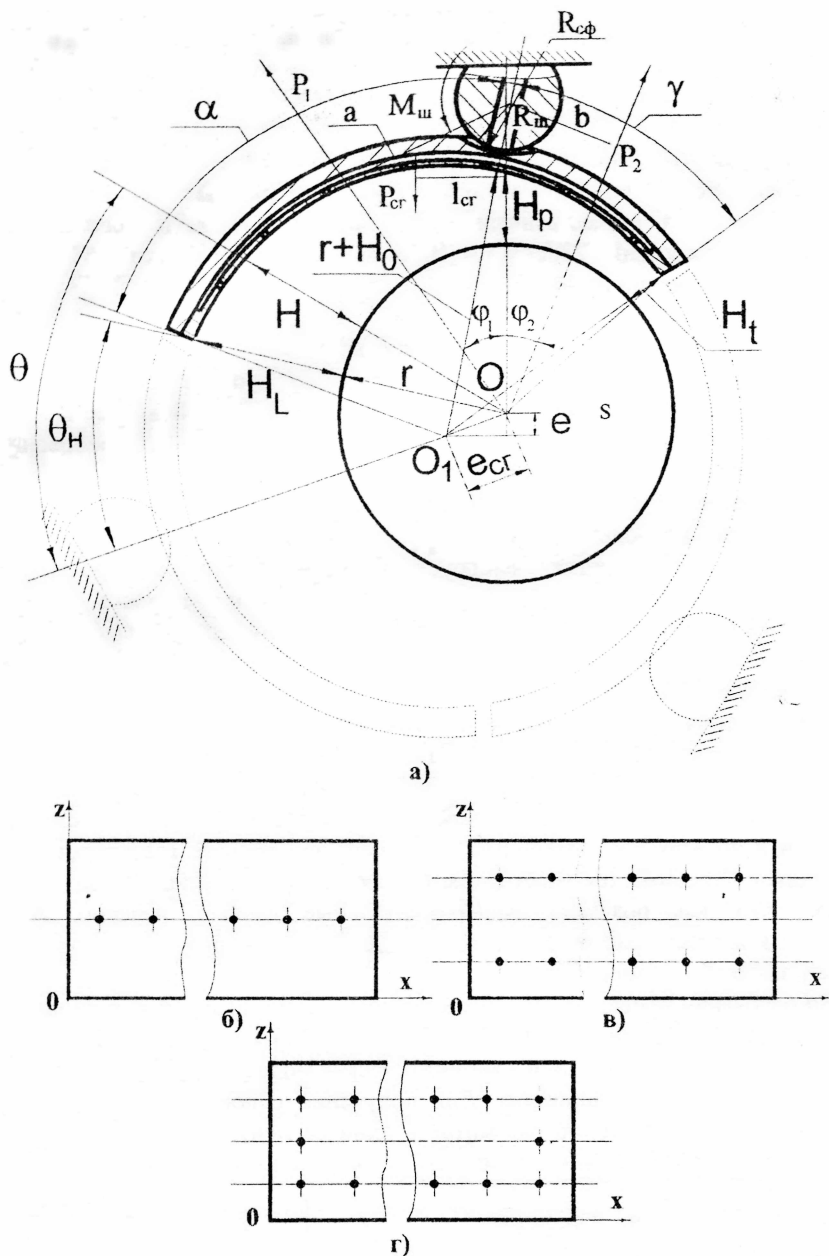


Рис. 1. Радиальный газовый подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами (а) и схема расположения дросселей при однорядном (б), двухрядном (в) и контурном (г) надуве.

где H_0 - радиальный зазор при $e_s = 0$, м.

Для получения профиля давления под сегментом рассматривается уравнение Рейнольдса (уравнение газовой смазки), полученное из уравнения Навье-Стокса - уравнения механики ламинарных потоков сжимаемого вязкого газа при малых числах Рейнольдса совместно с уравнением неразрывности при следующих допущениях.

1. Режим течения газа по рабочему зазору ламинарный, силами инерции пренебрегаем.
2. Режим течения газа по рабочему зазору изотермический.
3. Течение газа стационарное.
4. Шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре.
5. Течение газовой смазки принимается сплошным.
6. Вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора, т.е. принимаем коэффициент вязкости $\mu = \text{const}$.

В безразмерном виде в цилиндрических координатах уравнение Рейнольдса имеет вид.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{H}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{r^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{H}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{p} \bar{H})}{\partial \theta}, \quad (2)$$

где $\bar{z} = \frac{z}{L}$; $\bar{H} = \frac{H}{H_0}$; $\bar{p} = \frac{p}{p_a}$; $\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{r}{H_0} \right)^2$,

p - текущее давление газа в слое смазки, Па;

z - координата в осевом направлении сегмента, м;

L - осевая длина сегмента, м;

ω - угловая скорость, рад/с;

p_a - давление среды, окружающей подшипник, Па.

Это уравнение решается точно численными методами с граничными условиями, соответствующими данному типу подшипника, при этом уравнение (2) аппроксимируется через конечно-разностные аналоги по девятиточечному шаблону (рис.2) и решается методом расщепления и установления.

Граничные условия для сегмента газодинамического подшипника следующие: $\theta = \theta_n$ $\bar{p} = 1$; $\theta = \theta_k$ $\bar{p} = 1$; $\bar{z} = 0$ $\bar{p} = 1$; $\bar{z} = 1$ $\bar{p} = 1$. Решением уравнения (2) является профиль распределения давления под сегментом.

Здесь же представлена методика расчета основных характеристик сегментов газостатического подшипника с однорядным (рис.1(б)), двухрядным (рис.1(в)) и контурным (рис.1(г)) наддувом. Для получения профиля давления под сегментом из-за наличия источников уравнение Рейнольдса решается от кромки сегмента до дросселя, затем от этого дросселя до следующего и т.д. Граничные условия здесь будут следующими.

1. Для сегмента с однорядным наддувом.

- Для дросселя со стороны передней кромки сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_n \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,5 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi}$$

- Для дросселя со стороны задней кромки сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_k \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,5 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi}$$

- Для остальных дросселей сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_{i-1} \quad \bar{p} = \bar{p}_{i-1,j}$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,5 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi}$$

Здесь $i=1, 2..N_{др}$ - номер дросселя расчетной зоны; p_{mi} - давление газа после i -го дросселя; $\bar{p}_{i-1,j}$ представляет собой распределение давления вдоль оси OZ после решения уравнения Рейнольдса для $i-1$ дросселя.

2. Для сегмента с двухрядным наддувом.

- Для дросселей со стороны передней кромки сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_n \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,25 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi} \quad (3)$$

- Для дросселей со стороны задней кромки сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_k \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,25 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi} \quad (4)$$

- Для остальных дросселей сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_{i-1} \quad \bar{p} = \bar{p}_{i-1,j}$$

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,25 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi} \quad (5)$$

3. Граничные условия для уравнения Рейнольдса для сегмента с контурным наддувом.

Граничными условиями для крайних угловых дросселей со стороны передней, задней кромок и всех остальных (кроме центральных) будут, соответственно, системы уравнений (3), (4) и (5).

- Для центрального дросселя со стороны передней кромки сегмента

$$\text{при } \theta = \theta_n \quad \bar{p} = 1$$

$$\bar{z} = 0,25 \quad \bar{p} = \bar{p}_{i-1,j}$$

$$\bar{z} = 0,5 \text{ и } \theta = \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_{mi}$$

- Для центрального дросселя со стороны задней кромки сегмента

$$\begin{aligned}\text{при } \theta = \theta_k \quad \bar{p} &= 1 \\ \bar{z} = 0,25 \quad \bar{p} &= \bar{p}_{i-1,i}, \\ \bar{z} = 0,5 \text{ и } \theta &= \theta_i \quad \bar{p} = \bar{p}_m.\end{aligned}$$

Здесь $\bar{p}_{i-1,i}$ - распределение давления вдоль оси ОХ после решения уравнения Рейнольдса для $i-1$ дросселя (в данном случае какого-либо крайнего углового).

Для определения давления газа p_m после дросселя была принята известная гипотеза о независимости работы дросселей наддува, согласно которой каждый дроссель имеет свою границу работы. При этом, в отличие от других методик, где эта граница находится всегда посередине между дросселями, здесь она определяется в процессе итераций, как наибольшее отклонение действительного профиля давления от линейного. Для стационарного режима p_m можно определить приравняв расход газа через дроссель и щель.

$$G_m = - \frac{A}{12\mu R_g T_g} H_{(1)}^3 \int_{z_1}^{\frac{L}{2}} \frac{\partial p^2}{\partial x} dz - \frac{B}{12\mu R_g T_g} \int_{x_1}^{x_2} H^3 \frac{\partial p^2}{\partial z} dx \quad (6)$$

$$G_{ap} = \frac{\pi d_c H_{ap} \xi_c P_s \Phi_m}{\sqrt{R_g T_g z_c}}, \quad (7)$$

где A, B, C - параметры зависящие от типа наддува газа и положения дросселя;
 d_c - диаметр дросселя; H_{ap} - зазор под дросселем; P_s и T_g - соответственно давление и температура наддува газа; R_g - газовая постоянная; z_c - коэффициент сжимаемости газа;

$$\Phi_m = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\bar{p}_m^{\frac{k}{k-1}} - \bar{p}_m^{\frac{k+1}{k-1}} \right)}$$

- для докритического истечения газа и

$$\Phi_m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

- для критического истечения газа, где k - показатель политропы газа.

Особое внимание было уделено коэффициенту расхода газа через дроссель ξ_c . Так в 1972 году на кафедре Э4 МГТУ им.Н.Э.Баумана была получена экспериментальная зависимость коэффициента ξ_c от числа Рейнольдса Re для разных модулей дросселей m_c . В это же время для упрощения математических расчетов она была заменена тремя эмпирическими зависимостями, в местах стыковки которых при расчетах на ЭВМ возникает неустойчивость решения, что требует часто вводить дополнительные условия. Используя эти же экспериментальные данные и современные методы математической обработки получена новая более точная эмпирическая зависимость.

$$\xi_c = 1 + \left(0,396783 - \frac{0,196733}{m_c} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{Re^{0,1056}} \right) + \left(59,47335 + \frac{1}{m_c^{0,00274} - 1,015676} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{Re^{0,3168}} \right) - \left(34,74773 + \frac{1}{m_c^{0,063558} - 0,97429} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{Re^{0,6334}} \right) \quad (8)$$

Здесь значение числа Рейнольдса для “кольцевого сопла” равно

$$Re = \frac{4G_{др}}{\pi d_c \mu}, \quad (9)$$

а модуль дросселя равен

$$m_c = \frac{4H_{др}}{d_c} \quad (10)$$

Сегменты газостатических подшипников обычно работают при больших эксцентриситетах, при которых зазор под каждым дросселем разный. Как было обнаружено экспериментально в области малых зазоров на задней кромке происходит запираание дросселя наддува из-за уменьшения коэффициента расхода ξ_c через него. Это может привести к полному запираанию дросселя, перекоосу и касанию задней кромкой сегмента поверхности вала. Этого можно избежать, если подобрать каждому дросселю соответствующий диаметр, т.е. определенному зазору должен соответствовать определенный диаметр дросселя наддува. За это отвечает такой критерий, как модуль дросселя m_c . Величина этого критерия на практике может изменяться в диапазоне - от 0,075 до 0,65. Для того, чтобы не было описанного выше явления принимаем диапазон изменения m_c от 0,2 до 0,5. Из формулы (10) следует, что диаметр дросселей должен находится в следующих пределах

$$8 \cdot H_m \leq d_c \leq 20 \cdot H_m \quad (11)$$

Учет “сухого” трения в шаровой опоре сегмента учитывается через уравнение равновесия сегмента относительно его шаровой опоры (рис.1).

$$P_1 a - P_2 b \pm P_{cr} l_{cr} - R_m f_{тр.м} (P_1 \cos \varphi_1 + P_2 \cos \varphi_2) = 0 \quad (12)$$

Знаки $\pm$ при $P_{cr} l_{cr}$ учитывают положение сегмента относительно вала: если сегмент верхний то присваивается знак “+”, а если нижний то “-”.

Равенство (12) входит как дополнительное условие в математическую модель.

Расчет радиуса шаровой опоры R_m ранее никем не рассматривался. Для того, чтобы сегмент не заклинило шаровая опора должна работать в области упругих деформаций. Согласно этому впервые была получена следующая зависимость.

$$R_m \geq \frac{1}{0,724 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \sqrt{\frac{[\sigma]_{с.м}^3}{F} + \frac{1}{R_{с.ф}}}}, \quad (13)$$

где E_1 и E_2 - соответственно модуль упругости материала шаровой опоры и сферической выемки сегмента, Па; $[\sigma]_{\text{см}}$ - допустимое напряжение на смятие, Па; F - радиальная сила, Н. $[\sigma]_{\text{см}}$ для деталей из разных материалов выбирается наименьшей. Следует учесть, что $R_{\text{ш}}$ должен быть меньше $R_{\text{сф}}$. Если они будут равны, то в результате накопления в сферической выемке продуктов износа поверхностей трения шаровую опору заклинит, то есть подшипник превратится в наихудший свой вариант - частичный цилиндрический подшипник.

Основные характеристики газового подшипника можно определить по следующим формулам.

- Несущая способность подшипника получается векторным суммированием несущих способностей всех сегментов.

$$\bar{P}_{\text{ош}} = \sum_{i=1}^N \bar{P}_i = \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \dots + \bar{P}_N$$

где N - число сегментов.

Величина вектора несущей способности в безразмерном виде определяется как

$$\bar{P} = \int_0^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) d\bar{z} d\theta$$

Или в размерном виде с учетом утечек газа по торцам сегмента

$$P = \bar{P} L r p_* / Y_T$$

Коэффициент утечек Y_T для сегмента подшипника в виде кривой зависимости от числа сжимаемости Λ при разных отношениях L/r представлен в работе Corniglion J. Этот метод учета утечек подобен, хорошо зарекомендовавшему себе на практике, эмпирическому методу С.А.Шейнберга для расчета радиальных гладких цилиндрических подшипников.

Другие характеристики подшипника определяются по следующим зависимостям.

- Жесткость газового слоя смазки.

$$K = \frac{dP}{dH_p}.$$

- Частота цилиндрической прецессии ротора.

$$f_{0\kappa} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K}{m}}, \text{ где } m - \text{масса ротора, кг.}$$

- Частота конической прецессии ротора.

$$f_{0\kappa} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K I_p^2}{2(I_{x,y} - I_z)}}, \text{ где } I_x, I_y, I_z - \text{соответственно массовые}$$

моменты инерции ротора относительно осей OX, OY, OZ ; l_p - расстояние между опорами ротора.

- Размерный и безразмерный момент газодинамического трения одного сегмента.

$$T = - \int_{\theta_0}^{\theta_1} \int_0^1 \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{H}{2r} + \frac{\mu \omega r}{H} \right) r^2 dz d\theta ,$$

$$\overline{T} = - \int_{\theta_0}^{\theta_1} \int_0^1 \left(\frac{\partial \overline{p}}{\partial \theta} \frac{\overline{H}}{2} + \frac{\Lambda}{6\overline{H}} \right) d\overline{z} d\theta .$$

По разработанной методике была составлена программа для ПЭВМ по расчету газодинамического сегментного подшипника на алгоритмическом языке Turbo Pascal, по расчету газостатического подшипника - на алгоритмическом языке - Visual Basic. Зависимость безразмерной несущей способности газодинамического подшипника от относительного эксцентриситета при разной температуре окружающей среды, полученная в результате расчета представлена на рис.3, а зависимость безразмерной несущей способности сегмента газодинамического подшипника от коэффициента трения в шаровой опоре при разных частотах вращения ротора - на рис.4. Аналогичные зависимости были получены для сегментов газостатического подшипника и трехсегментного подшипника.

Анализируя результаты расчета были сделаны следующие выводы.

1. Сегмент газодинамического подшипника.

а) Несущая способность, жесткость смазочного слоя, момент газодинамического трения, частота цилиндрической и конической прецессии возрастают при уменьшении величины H_0 .

б) С уменьшением температуры окружающей среды несущая способность и момент газодинамического трения сегментного подшипника уменьшаются.

в) С ростом коэффициента трения в шаровой опоре несущая способность при малых эксцентриситетах уменьшается, при больших - растет (это, вероятно, связано с изменяющимся моментом сухого трения в шаровой опоре сегмента).

г) Пренебрегать коэффициентом трения в шаровой опоре сегмента нельзя, так как погрешность расчета несущей способности в противном случае увеличивается в среднем на 5..10%.

2. Сегмент газостатических подшипников с однорядным, двухрядным и контурным наддувом.

а) Несущая способность и расход газа увеличиваются при увеличении давления наддува P_s . При увеличении величины H_0 несущая способность уменьшается, а расход газа увеличивается.

б) С ростом коэффициента трения в шаровой опоре несущая способность и расход газа уменьшаются (это, вероятно, связано с изменяющимися коэффициентами расхода дросселей).

в) При увеличении коэффициента трения в шаровой опоре увеличивается рабочая зона сегмента.

г) Пренебрегать коэффициентом трения в шаровой опоре сегмента нельзя, так как погрешность расчета несущей способности увеличивается в среднем на 7..12%, а для расхода газа в среднем составляет 5..7%.

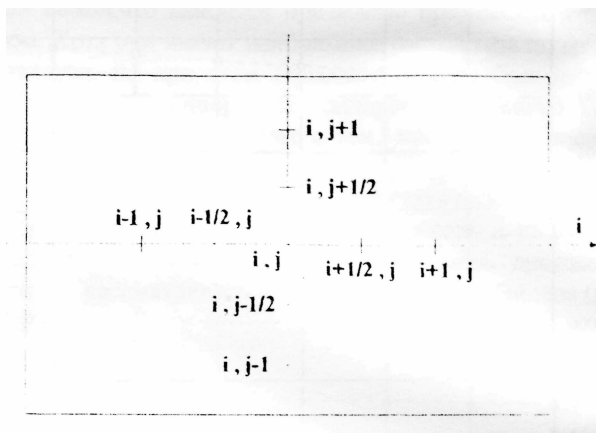


Рис.2. Шаблон для решения уравнения Рейнольдса методом расщепления и установления.

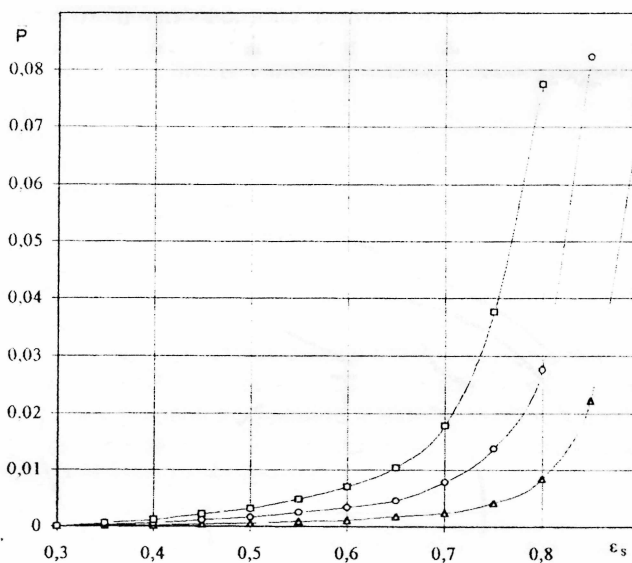


Рис.3. Зависимость несущей способности газодинамического подшипника от относительного эксцентриситета.

Рабочая среда - гелий; $H_0 = 10$ мкм; $f = 350000$ об/мин.

Δ - $T_a = 6K$; $\circ$ - $T_a = 150K$; $\square$ - $T_a = 300K$.

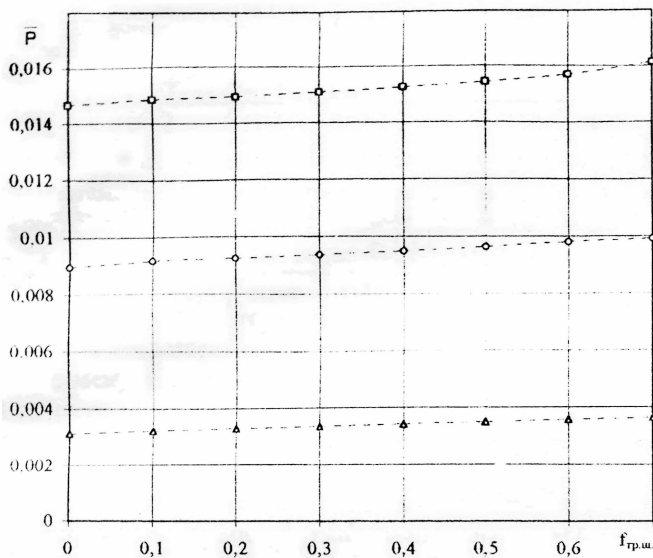


Рис.4. Зависимость несущей способности одного сегмента газодинамического подшипника от коэффициента трения в шаровой опоре.

Рабочая среда - воздух; $T_a=300K$; $H_0=20$ мкм; $\epsilon_s=0,6$;
 $\triangle$ - $f = 1 \cdot 10^4$ об/мин; $\circ$ - $f = 2 \cdot 10^4$ об/мин; $\square$ - $f = 3 \cdot 10^4$ об/мин.

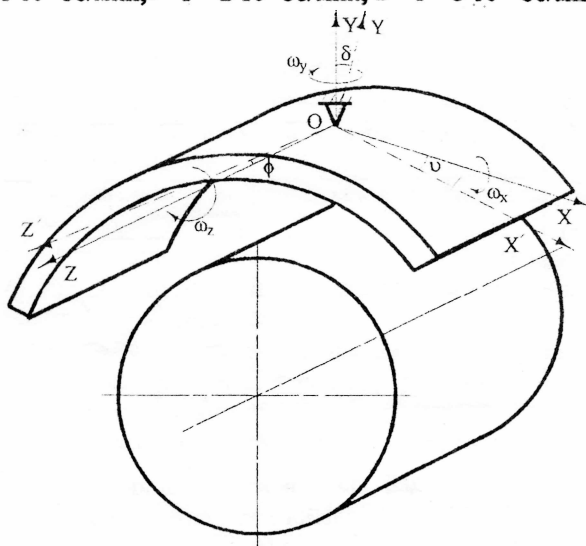


Рис.5. Системы координат для рассмотрения возмущенного движения сегмента.

Анализируя приведенные характеристики для сегментов с разным типом наддува был сделан вывод, что наиболее приемлемо применение сегментов с контурным наддувом. Хотя они имеют наибольший расход газа по сравнению с другими типами наддува, но при этом обладают гораздо большей несущей способностью по сравнению с однорядным наддувом и немного больше по сравнению с двухрядным наддувом, вместе с тем превосходят последние по рабочей зоне.

Для анализа неустойчивости сегмента газостатического подшипника, возникающей из-за разности расходов газа через дроссель и щель, причиной которой служит погрешность формы поверхностей трения, дросселей и др. возмущающих факторов, рассматривается система уравнений Эйлера (рис.5).

$$\begin{cases} m_c x'' = \Sigma P_x \\ m_c y'' = \Sigma P_y \\ m_c z'' = \Sigma P_z \\ I_x \omega'_x + (I_z - I_y) \omega_y \omega_z = \Sigma M_x \\ I_y \omega'_y + (I_x - I_z) \omega_x \omega_z = \Sigma M_y \\ I_z \omega'_z + (I_y - I_x) \omega_y \omega_x = \Sigma M_z \end{cases} \quad (14)$$

Анализируя систему (14) видим, она вырождается в следующее уравнение:

$$I_z \omega'_z = \Sigma M_z \quad (15)$$

Первые три уравнения системы (14) не учитываются, так как под действием несущей способности газового слоя сегмент всегда прижат к шаровой опоре и поэтому перемещения сегмента в направлениях осей x , y , z отсутствуют. Следующие два уравнения отбрасываются, вследствие того что моменты относительно осей x и y малы (из-за малой горизонтальной составляющей главного вектора сил давления смазочного слоя) и меньше момента "сухого" трения в шаровой опоре, поэтому $\omega_x \approx 0$ и $\omega_y \approx 0$. При этом все возмущения смазочного слоя относительно этих осей будут компенсироваться сжатием слоя смазки в месте возмущения. Отсутствие колебаний относительно осей x и y также было подтверждено экспериментально. В результате перехода к угловой координате и математических преобразований уравнение (15) преобразовалось в дифференциальное уравнение третьей степени с постоянными коэффициентами C .

$$\Delta \delta''' + C_2 \Delta \delta'' + C_1 \Delta \delta' + C_0 \Delta \delta = 0, \quad (16)$$

Для анализа устойчивости решения уравнения (16) был применен критерий Рауса-Гурвица и получено следующее условие устойчивости.

$$\frac{\frac{\partial}{\partial \delta} \int_{\theta_m + \theta}^{\theta_m + \theta} H \int_0^L p dz d\theta}{\frac{\partial}{\partial H_m} \int_{\theta_m}^{\theta_m + \theta} H \int_0^L p dz d\theta} > \frac{\vartheta_{\text{эк.н.}}}{\left(\frac{K_0 \zeta_{\text{эк.н.}}}{(r + H_0) \beta L \cos(\varphi)} + \psi \right)}, \quad (17)$$

$$\text{где } \zeta_{\text{эк.н.}} = - \frac{\sum_{i=1}^{N_{\text{др}}} \left[\left(\frac{\partial G_1}{\partial p} \right) \right]_{p=p_{mi}} \cdot \Delta p_i}{\Delta p_{\text{эк.н.}}}; \quad \vartheta_{\text{эк.н.}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{др}}} \left[\left(\frac{\partial G_2}{\partial \delta} \right) \right]_{\delta=\delta_{ui}}; \quad \psi = \left(\frac{\partial G_2}{\partial H_m} \right) \Big|_{H_m=H_{m0}}$$

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования сегментов газостатических подшипников с разным типом наддува и сегмента газодинамического подшипника. Приводится описание экспериментального стенда и экспериментальной установки, приведена методика проведения испытаний. В процессе эксперимента с помощью пневматического устройства имитировалась радиальная нагрузка на сегмент, положение сегмента фиксировалось тремя датчиками перемещений типа “механотрон” (один - радиальное перемещение, а два других - перемещение передней кромки сегмента). Частота вращения ротора установки при исследовании сегмента газодинамического подшипника измерялась с помощью датчика Холла. Полученные характеристики несущей способности и расхода газа от эксцентриситета при разных давлениях наддува - для сегментов газостатических подшипников и несущей способности от эксцентриситета при разных частотах вращения - для сегмента газодинамического подшипника сравнивались с теоретическими характеристиками. В результате был сделан вывод о хорошем соответствии математической модели с экспериментом, при этом расхождение составляет не более 19%.

В четвертой главе приведены рекомендации по проектированию радиальных газовых сегментных подшипников, порядок расчета их основных характеристик. Также получены условия подобия для газодинамических и газостатических подшипников, которые могут быть использованы для того, чтобы по результатам расчета и экспериментальных исследований для одного изделия получить характеристики изделия другого размера и при других условиях работы. Например, допустим сегмент газового подшипника предназначен для работы в газоперекачивающем агрегате магистрального газопровода, то есть рабочий газ установки метан. Определим рабочие параметры экспериментального стенда на воздухе.

Размеры и параметры под-ка	Рассчитанный сегмент для работы на метане	Поверочный расчет сегмента для работы на воздухе
L, м	0,036	0,036
D, м	0,04785	0,04785
α, градус.	73	73
β, градус.	110	110

H_p , мкм	4	4
H_0 , мкм	10	10
e , мкм	6,046	<u>6,046</u>
$R_{ш}$, м	0,006	0,006
$f_{тр.ш.}$	0,7	0,7
dH , м	0,008	0,008
p_a , Па	98000	<u>98000</u>
$P_{сг}$, кг	0,131	0,131
$l_{сг}$, м	0,00957	0,00957
μ , Па*с	0,000012	0,0000178
ω , с ⁻¹ (об/мин)	4660 (44500)	<u>3141,5(30000)</u>
F , Н	22,103	22,103
K , Н/мкм	34,052	34,052

Подчеркнутые параметры были рассчитаны по полученным условиям подбора газовых сегментных подшипников.

В этой же главе представлены результаты внедрения данной работы в ВНИИГАЗ'е на компрессорном агрегате ГПА-Ц-6,3 для перекачки природного газа, который представляет собой негерметичный двухступенчатый центробежный компрессор ротор которого вращается в масляных подшипниках скольжения. С целью создания экологически чистого компрессора ВНИИГАЗ сделал его герметичным с приводом через магнитную муфту и перешли на безмасляную газовую смазку. Радиальные подшипники представляют собой газостатические пятисегментные подшипники, а осевые - с надувом и спиральными канавками.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.

1. Разработан и апробирован метод решения пространственной задачи газовой смазки для радиального газодинамического и газостатического сегментных подшипников по определению профиля давления в слое смазки и его основных характеристик. Новизна метода заключается в том, что

- для конечно-разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса реализован метод расщепления по координатам и метод установления;
- впервые учтено "сухое" трение в шаровой опоре;
- принимается переменным коэффициент расхода газа через дроссели газостатического подшипника, который вычисляется по новой формуле, полученной обработкой экспериментальных данных прогрессивными математическими методами с использованием ПЭВМ;
- впервые получена формула для расчета радиуса шаровой опоры сегмента;
- производится оптимизация выбора диаметров дросселей надува газа газостатического подшипника;

- для газостатического подшипника получена допустимая зона его работы;
- впервые получена зависимость для определения устойчивости работы сегментов в газостатическом радиальном сегментном подшипнике;
- впервые разработана методика моделирования радиальных газовых сегментных подшипников с использованием теории подобия.

2. Рассчитаны интегральные характеристики радиального сегментного подшипника (несущая способность, жесткость газового слоя, собственные частоты колебаний ротора и момент газодинамического трения - для газодинамического подшипника; несущая способность, расход газа - для газостатического подшипника) для широкого диапазона исходных данных.

3. По результатам анализа расчетных характеристик для случая “газостатики” выбран наиболее оптимальный тип наддува газа - контурный.

4. Создан экспериментальный стенд и для одного сегмента получены значения несущей способности для случая “газодинамики” и значения несущей способности и расхода газа через сегмент с разным типом наддува для случая “газостатики”. Расхождение расчета с экспериментом не более 19%.

5. Представлены основные рекомендации по проектированию и моделированию радиальных газовых сегментных подшипников и приведены результаты внедрения работы в народное хозяйство России.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Русаков А.И., Пешти Ю.В. Газовые радиальные подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами в турбомашинах низкотемпературных установок. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение Спец. выпуск “Криогенная и холодильная техника. Криомедицина”. - 1996. - С. 116-118.
2. Русаков А.И., Пешти Ю.В. Определение некоторых характеристик радиальных газодинамических сегментных подшипников для быстроходных турбомашин. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение Спец. выпуск “Криогенная и холодильная техника”. - 1998. - С. 134-145.