Ю. В. ПЕШТИ

ГАЗОВАЯ СМАЗКА

Допущено Учебно-методическим объединением вузов по машиностроительным и приборостроительным специальностям в качестве учебника для студентов машиностроительных специальностей.

Москва
Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана
1993

УДК 621.6.02:621.89-590-82

П23

ББК 34.445

Рецензенты: *К. Е. Демехов, О. В. Таратынов*

Пешти Ю. В.

П23 Газовая смазка: Учебник для вузов.— М.: Изд-во МГТУ, 381 с., ил.

ISBN 5—7038—0942—8

В учебнике показано, что использование газовой смазки является перспективным техническим направлением, позволяющим создавать надежное, экономичное, экологически чистое машинное оборудование для различных отраслей науки и техники. Приведены различные конструктивные схемы газовых подшипников. Изложены газодинамические основы расчета статических и динамических характеристик различных типов подшипников: газодинамических с жесткими и упругими рабочими поверхностями (ленточных и лепестковых), газодинамических с подвижными рабочими поверхностями (сегментных), газостатических, гибридных и газодинамических бесконтактных уплотнений со спиральными канавками. Рассмотрены задачи устойчивости движения роторов на слое газовой смазки, способы демпфирования их самовозбуждающихся колебаний как сложной динамической системы, а также технологии изготовления, материалы подшипников, экспериментальные стенды. Показаны перспективы развития и применения газовой смазки, даны примеры расчета подшипников на газовой смазке с использованием ЭВМ.

Учебник предназначен для учащихся высших технических учебных заведений. Может быть полезен аспирантам и инженерам, занимающимся разработкой агрегатов с газовыми подшипниками.

Книга издана при содействии «Торгового дома БПК»

Табл. 4. Ил. 181. Библиогр. 20 назв.

П $\frac{2702000000-113}{095(2)-93}$ 1—91 ББК 34.445

ISBN 5—7038—0942—8

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник является первой в отечественной и зарубежной технической литературе попыткой систематизации и обобщения частных данных по газовой смазке подшипниковых узлов различных типов машин, механизмов и приборов: газовых турбин, турбокомпрессоров, насосов, шпинделей станков, гироскопов, лентопротяжных механизмов и других опорных узлов, поддерживающих вращающиеся и невращающиеся детали.

Отрасль производства подшипников с газовой смазкой относительно молода, первый промышленный образец опорного узла с газовой смазкой был создан в СССР в 1949 г. в Экспериментальном научном институте материалообрабатывающих станков (ЭНИМС) под руководством С. А. Шейнберга.

Материал учебника основан на исследованиях, выполненных за 30-летний период на кафедре «Криогенная техника и конденсирование» Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана), и в значительной степени является оригинальным. В нем использованы практически все опубликованные и апробированные на практике отечественные и зарубежные материалы по исследованию, расчету и проектированию подшипниковых узлов с газовой смазкой.

Подготовка специалистов по расчету, проектированию, исследованию машин и приборов с подшипниковыми узлами на газовой смазке — исключительно сложная задача, поскольку изучение газовой смазки базируется на знании газовой динамики, теории колебаний и теории упругости.

Подготовка квалифицированного специалиста в области газовой смазки требует от него дополнительных знаний по термодинамике, газовой динамике, динамике твердого тела, технологии обработки материалов, техники научного эксперимента, свойствам газов, использованию той или иной конструктивной схемы подшипников, которые не содержатся в курсах, читаемых по профилю основной специальности. Студент должен уметь применять основные законы механической формы движения материи, а также вытекающие из этих законов теоретические методы исследования равновесия и движения твердого тела и механической системы при постановке и решении прикладных инженерных задач в области газовой смазки. Конкретно это относится к динамике роторов с упругими элементами и со сложным видом переносного и относительного движений.

Решение части наиболее простых задач по расчету рабочих характеристик некоторых газовых подшипников, например газодинамических радиальных, сегментных, лепестковых, даны не в виде готовых программ для ЭВМ, а в виде алгоритмов или рекомендаций по порядку расчета. При необходимости студент может этот материал запрограммировать на ЭВМ самостоятельно. Для наиболее сложных задач, требующих много времени на отладку программ, в конце книги приведены готовые программы.

Автор выражает глубокую признательность профессорам К. Е. Демихову и О. В. Таратынову за ценные замечания и рекомендации, сделанные при рецензировании рукописи.

Все замечания по книге автор просит направлять в адрес Издательства МГТУ им. Н. Э. Баумана и примет их с благодарностью.

Основные условные обозначения и индексы

Условные обозначения

A — амплитуда колебаний, мкм;
B — коэффициент радиального демпфирования, Н·с/м;
C_p и C_v — соответственно удельная теплоемкость при постоянном давлении и объеме, Дж/кг·К;
D — диаметр подшипника, м;
d — диаметр дросселя, м;
e — эксцентриситет, м;
E — модуль упругости материала, Па;
F — сила, Н;
f — частота колебаний, с$^{-1}$;
$f_{тр}$ — коэффициент трения;
$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{m}}$ — собственная частота колебаний системы, с$^{-1}$;
G — расход вещества, кг/с;
g — ускорение свободного падения, м/с^2;
H — текущая высота зазора, м;
H_0 — высота радиального зазора в подшипнике при $e=0$, м;
$H_л$, $H_у$ — толщина лепестка и дополнительного упругого элемента соответственно, м;
I — момент инерции сечения или массовый момент инерции, м^4 или кг·м^2 соответственно;
J — коэффициент перекрестной жесткости, Н/м;
K — коэффициент радиальной жесткости, Н/м;
$k=C_p/C_v$ — показатель изоэнтропы;
L — длина подшипника, м;
l — длина радиального подшипника между дросселями и торцом вкладыша, м;
M — момент, Н·м;
m — масса, кг;
$m^*=m/2N_p$ и $m^*=(I_{x'y}-I_z)/2l_p{}^2$ — приведенная масса ротора соответственно для цилиндрической и конической формы колебаний, кг;
N — мощность, Вт;
$N_{др}$, $N_{сг}$, $N_к$, $N_р$, $N_л$ — соответственно число дросселей, сегментов, канавок, рядов наддува, лепестков;
p — текущее давление, Па;
$p_в$ — давление наддува, Па;
P — несущая способность, Н;
Q — коэффициент перекрестного демпфирования, Н·с/м;
q_X, q_Y, q_Z — удельный расход газа в направлении координатных осей X, Y, Z, приходящийся на единицу длины подшипника, м^2/с;
R — радиус, м;
$R_г$ — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
Re — критерий Рейнольдса;
r — текущий радиус, м;
S — площадь, м^2;
T — температура, К;
U — скорость, м/с;
V — объем, м^3;
W — внешняя сила, Н;
$z_г$ — коэффициент сжимаемости газа;
δ — прогиб элемента, м;
$\varepsilon=e/H_0$ — относительный эксцентриситет;
Λ — число сжимаемости для газодинамического подшипника;
$\lambda_{тр}$ — коэффициент газодинамического трения;
μ — динамическая (абсолютная) вязкость, Па·с;

ξ — коэффициент расхода газа;
ω — угловая скорость, рад/с;
ν — коэффициент Пуассона;
ρ — текущий радиус кривизны поверхности, м;
Φ и Ω — текущий угол и угловая скорость прецессии ротора вокруг положения равновесия соответственно, рад и рад/с.

Индексы

а — атмосфера;
ад — адиабатический;
в — верхний (внешний);
вб — вибратор;
вкл — вкладыш;
вх — вход;
вых — выход;
г — газодинамический;
д — детандер;
дв — двигатель;
дин — динамический;
др — дроссель;
з — зазор;
и — изгиб;
ид — идеальный;
из — изотермический;
изб — избыточный;
к — карман;
кол — кольцо;
ком — компрессор;
кон — конический;
кр — критический;
л — лепесток;
лен — лента;
м — магнитный;
р — рабочее значение;
о — окружность (начальное значение);
ос — осевой;
п — подшипник;
пм — пневмомолот;
пр — предельный;
н — нижний (внутренний);
нач — начальный;
с — сопло;
сг — сегмент;
сп — спиральный;
ср — средний;
ст — статический;
тр — трение;
ц — цилиндрический;
ш — шарнир;
щ — щель;
э — эквивалентный;
у — упругий;
уд — удар;
уп — уплотнение;
m — порядковый номер сектора.

ВВЕДЕНИЕ

Назначение смазки любого вида состоит в отделении одной скользящей поверхности от другой тонким слоем какого-либо вещества, в котором происходит сдвиг слоев, в то время как сами поверхности не испытывают между собой контакта и не изнашиваются.

Если между скользящими поверхностями имеется газовый слой достаточной толщины, который разграничивает эти поверхности, то он при определенных условиях может играть такую же роль, как и классическая жидкостная (несжимаемая) смазка.

Поддерживающее действие воздуха при быстром вращении цапфы вала во вкладыше впервые было обнаружено экспериментально и в 1854 г. опубликовано А. Хирном; в 1896 г. это было подтверждено Х. Кингсбери. Независимо друг от друга Н. П. Петровым в 1883 г. и О. Рейнольдсом в 1886 г. были заложены основы теории гидродинамической смазки. Первый теоретический анализ газовых подшипников был выполнен А. Гаррисоном в 1913 г., который получил для газовой смазки уравнения, аналогичные уравнениям О. Рейнольдса. В 1932 г. фирма «Sperry Gyroscope Co» (США) разработала первый лабораторный гироскоп на воздушной смазке, а в 1949 г. под руководством С. А. Шейнберга в СССР был создан первый промышленный шлифовальный электрошпиндель на газодинамических воздушных подшипниках.

Толчком к применению и совершенствованию методов расчета газовой смазки послужило бурное развитие криогенной техники, атомной энергетики, радиоэлектроники, лазерной техники, точного приборостроения и вычислительной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения летательных аппаратов, медицины, газодинамических уплотнений вращающихся валов и т. п. Газовые опоры нашли применение в станкостроении, пищевой, текстильной и других отраслях науки и техники, вытесняя, где это экономически и технически целесообразно, подшипники качения или скольжения с несжимаемой смазкой.

Несущая способность смазочного газового слоя в подшипниках зависит от избыточного давления газа в рабочем зазоре, которое может создаваться только двумя способами: благодаря газодинамическому эффекту (газодинамические подшипники) и вследствие наддува газа в зазор от внешнего источника повышенного давления, например компрессора, ресивера, пневмосети предприятия и т. п. (газостатические подшипники).

В газодинамических подшипниках газ в рабочий зазор между скользящими одна относительно другой поверхностями поступает из свободного объема (окружающей подшипник среды) вследствие увлечения его силами газодинамического трения (силами вязкости) и микронеровностями твердых поверхностей трения. Это приводит к возникновению в зазоре давления, отличающегося от давления окружающей подшипник среды. Из уравнения состояния газа

$$pV = z_г G R_г T \qquad (В1)$$

следует — зависимость давления от толщины зазора, где $z_г$ — коэффициент сжимаемости газа.

Из формулы (B1) видно, что переменное давление газа в зазоре возможно либо при изменении объема зазора V (или высоты зазора клиновой формы в плоскости движения газа), либо при изменении температуры газа вдоль его направления течения при постоянном объеме зазора (параллельные между собой поверхности трения). Вытеканию газа из зазора в направлении по нормали к вектору скорости течения газа препятствуют силы вязкости, так как отношение высоты зазора H к его длине L обычно лежит в интервале 100...1000. Поэтому в литературе газодинамические подшипники иногда называют самогенерирующимися.

В газостатических подшипниках избыточное давление позволяет слою смазки уравновешивать внешнюю нагрузку, например силу тяжести невращающегося ротора, т. е. смазочный слой ведет себя как газовая «подушка».

В некоторых подшипниках избыточное давление в слое газовой смазки создается одновременно вследствие наддува газа от внешнего источника сжатого газа и перемещения одной поверхности трения относительно другой с высокой скоростью. Такие подшипники называют гибридными.

Способностью воспринимать внешнюю нагрузку обладает также сдавливаемая пленка газа, находящаяся между двумя поверхностями, перемещающимися (вибрирующими) одна относительно другой вдоль общей нормали. Подшипники этого типа получили название вибронесущих; их относят к газодинамическим подшипникам. Эффект смазки в такой опоре был обнаружен Ж. Стефаном еще в 1874 г. Эффект сдавливания в какой-то степени проявляется в любом газовом подшипнике с быстрым перемещением одной поверхности относительно другой. Вибронесущие подшипники не нашли пока широкого применения на практике за исключением экспериментальных установок. Это очевидно связано с тем, что движение, создающее появление избыточного давления газа в рабочем зазоре, должно быть создано дополнительным внешним устройством, например электромеханическим, магнитоиндукционным, пьезоэлектрическим и т. п. виброгенератором.

Каждый из двух основных способов создания давления в смазочном слое породил множество конструктивных схем подшипников. Для облегчения анализа областей применения подшипников желательно их расположить по группам в зависимости от каких-то общих признаков. Это позволяет выполнить классификация (рис. B1).

Подшипники и уплотнения с газовой смазкой подразделяют на классы, типы, виды и схемы. В основу деления на классы положен принцип создания давления в смазочном газовом слое (газодинамический подшипник или уплотнение, газостатический подшипник и газодинамический подшипник с наддувом — гибридный). Каждый класс включает подшипники нескольких типов, обеспечивающие определенный тип движения (возвратно-поступательное, перемещение детали во взвешенном состоянии, вращательное). Подшипники одного типа в зависимости от направления действия внешней нагрузки на подвижный элемент бывают нескольких видов (радиальные, осевые, радиально-осевые). Наконец, подшипники одного вида различаются конструктивно, т. е. имеют различные схемы (сегментные и лепестковые подшипники, уплотнения со спиральными канавками и т. д.).

Предложенная классификация наиболее полно характеризует назначение и осуществляемые подшипником функции. Это видно из следующего примера. Если, например, подшипник называется газодинамический радиальный цилиндрический с наддувом, то это значит, что избыточное давление в его смазочном слое создается благодаря газодинамическому эффекту, наддуву газа от внешнего источника и подшипник обеспечивает вращательное движение ротора. Слово «радиальный» характеризует направление действия внешней нагрузки, а «цилиндрический» — конструктивную схему подшипника.

Приведенная на рис. B1 классификация в дальнейшем может быть дополнена при появлении новых конструктивных схем подшипников и уплотнений.

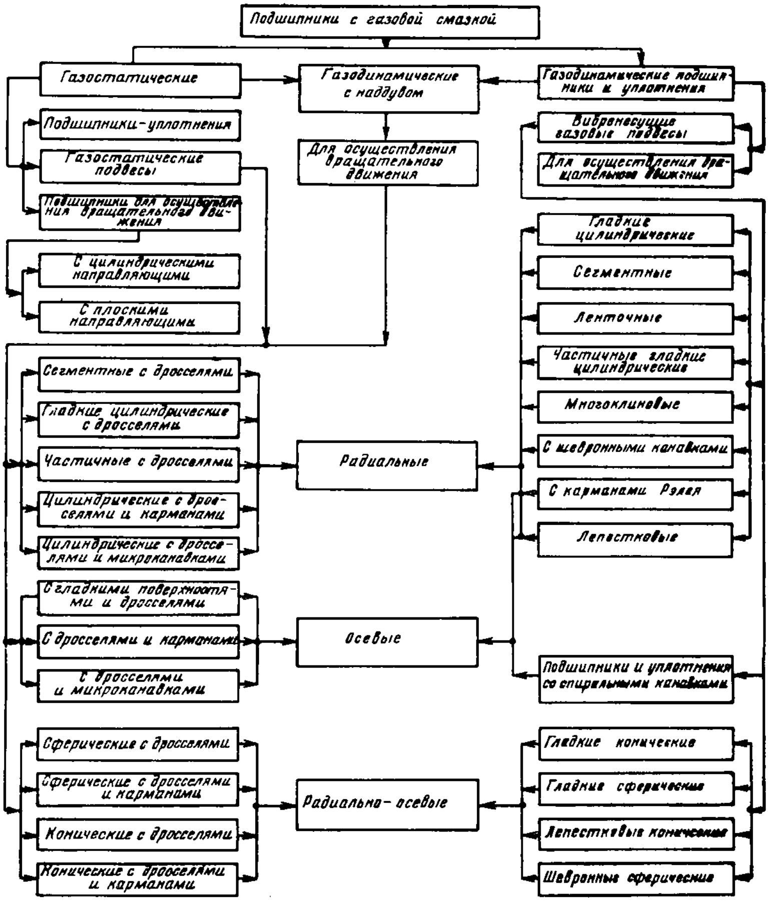


Рис. В1. Классификация подшипников с газовой смазкой

Для каждого способа создания избыточного давления характерно множество конструктивных решений (схем) подшипников и уплотнений с газовой смазкой. Рассмотрим основные из них.

Газостатические подшипники применяются обычно как газовые подвесы для осуществления медленного возвратно-поступательного движения (рис. В2). Они получили распространение в основном в станкостроении, компрессоростроении и приборостроении. Газостатические подвесы радиального, осевого и радиально-осевого типов широко используют в турбомашинах и других устройствах с вращающимися роторами в период пуска и остановки роторов. При рабочих частотах вращения роторов они работают как газостатические подшипники, а в момент пуска и остановки ротора — как газодинамические, чтобы исключить «сухой» контакт цапф вала со вкладышами подшипников. В радиальных осевых и радиально-осевых подвесах могут быть использованы подшипники, показанные на рис. В3—В5 соответственно.

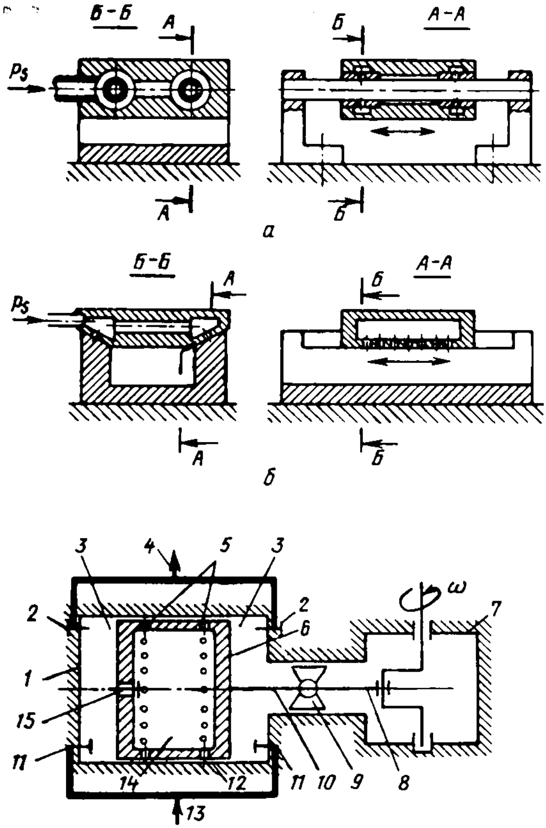
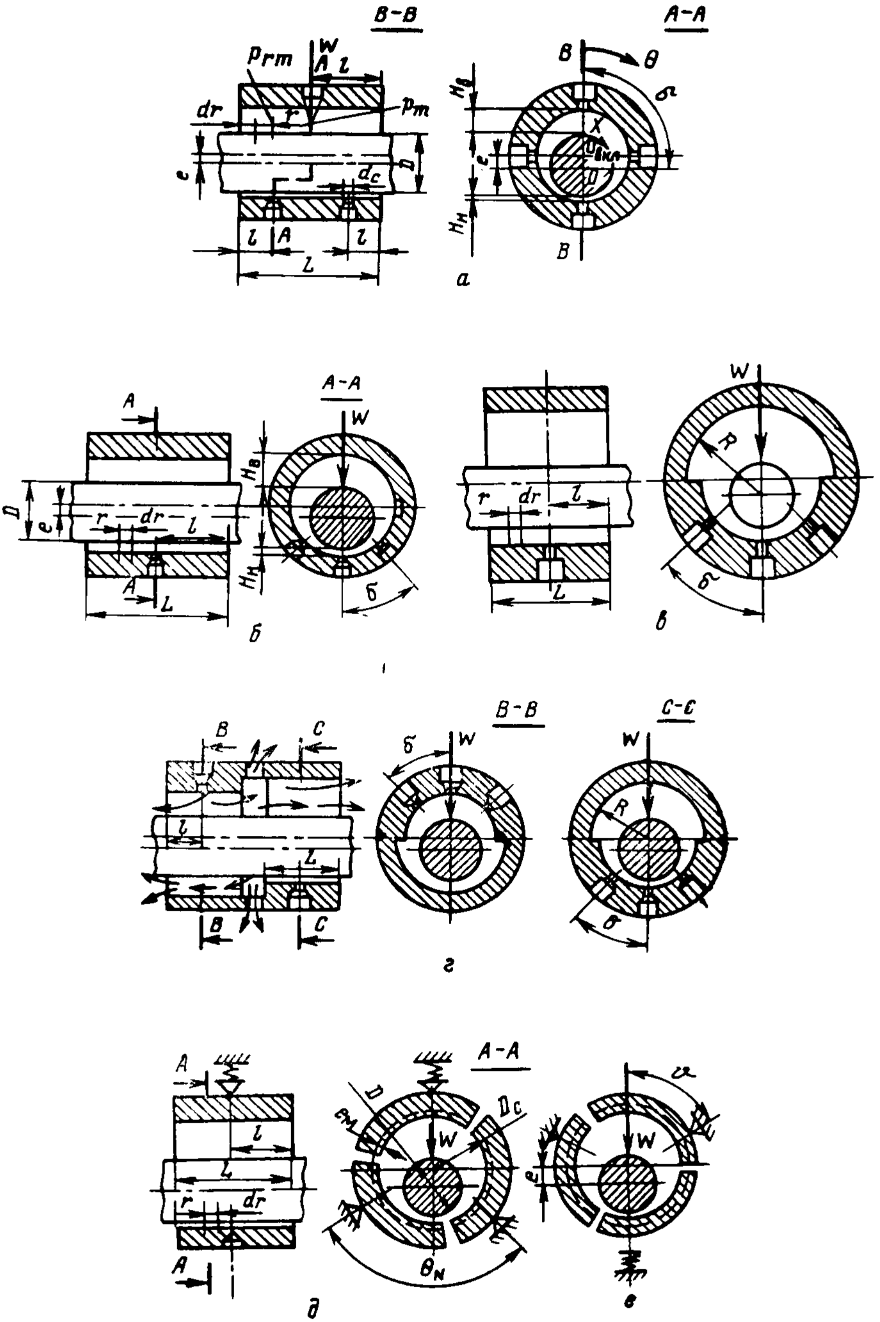


Рис. В2. Газостатические подвесы с цилиндрическими (*а*) и плоскими (*б*) направляющими, а также поршней поршневых машин (*в*):

1 — цилиндр; *2* — нагнетательные клапаны; *3* — рабочая полость; *4* — нагнетательная магистраль; *5* — дроссели; *6* — поршень; *7* — картер; *8* — шатун; *9* — крейцкопф; *10* — шток; *11* — всасывающие клапаны; *12* — корпус; *13* — всасывающая магистраль; *14* — газовая емкость в поршне; *15* — нагнетательный клапан в поршне. Двойной стрелкой показано направление движения перемещающейся массы

В качестве газостатических осевых подшипников обычно применяются кольцевые одно- или двусторонние подшипники с наддувом газа через один или два ряда дросселей (см. рис. В4, *а*, *б*) с микроканавками (см. рис. В4, *д*) или карманами (см. рис. В4, *е*), а также со всевозможными лабиринтными поясками на рабочей поверхности. Применение микроканавок и карманов при определенных сочетаниях геометрических размеров и параметрах газа может привести к возникновению самовозбуждающихся колебаний невращающихся роторов. Такие же колебания могут возникнуть в газостатических подшипниках с упругоэластичными рабочими поверхностями (см. рис. В4, *ж*).



В-В
А-А
W
prm
pm
dr
r
l
L
e
D
dc
A
B
θ
σ
Hв
Hн
X
а
б
в
R
C
С-С
г
Dc
eм
θN
υ
д
е

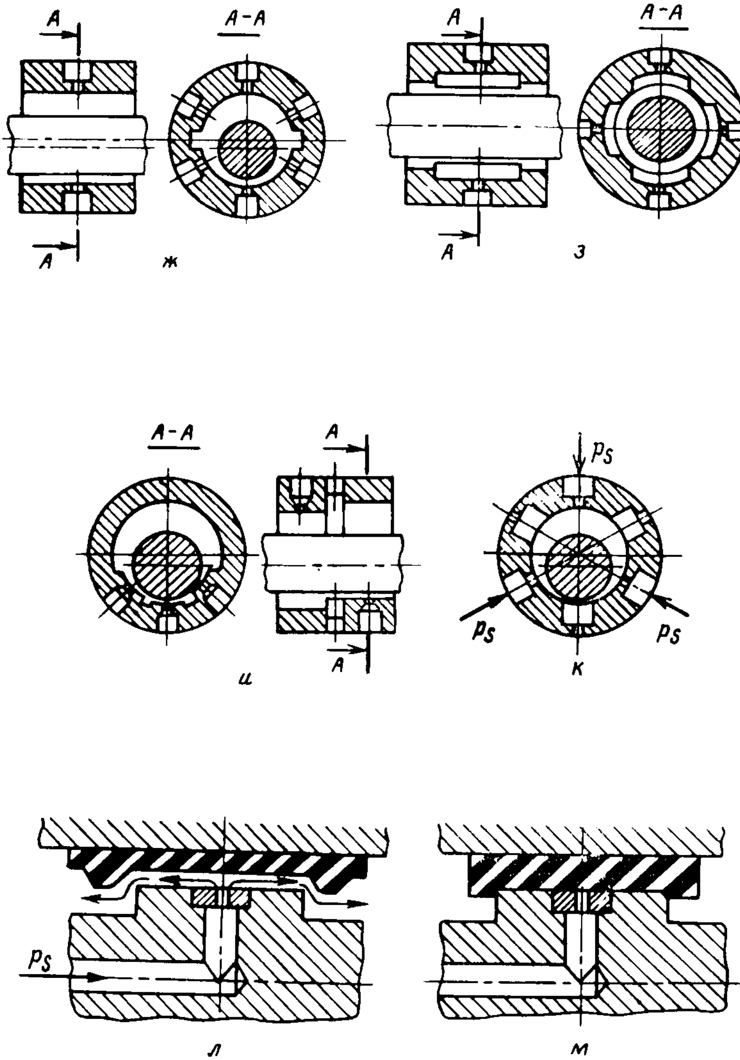


Рис. В3. Газостатические радиальные подшипники:

а — гладкий цилиндрический с одним (верхняя часть рисунка) и двумя рядами дросселей (нижняя часть рисунка); *б* — гладкий цилиндрический с несимметричным наддувом; *в* — то же с расточкой в ненагруженной части вкладыша; *г* — сдвоенный цилиндрический неполноохватывающий с несимметричным наддувом; *д*, *е* — сегментный с линией действия внешней нагрузки W, проходящей через центр шаровой опоры верхнего и нижнего вкладыша соответственно, *ж* — гладкий цилиндрический с продольными канавками на рабочей поверхности вкладыша в горизонтальной плоскости; *з* — гладкий цилиндрический с карманами на рабочей поверхности вкладыша; *и* — сдвоенный с расточкой бóльшего диаметра на каждом вкладыше; *к* — гладкий цилиндрический с резонаторными камерами Гельмгольца со стороны рабочей поверхности вкладыша; *л*, *м* — гладкий цилиндрический с эластичной рабочей поверхностью вкладыша при работе и стоянке соответственно

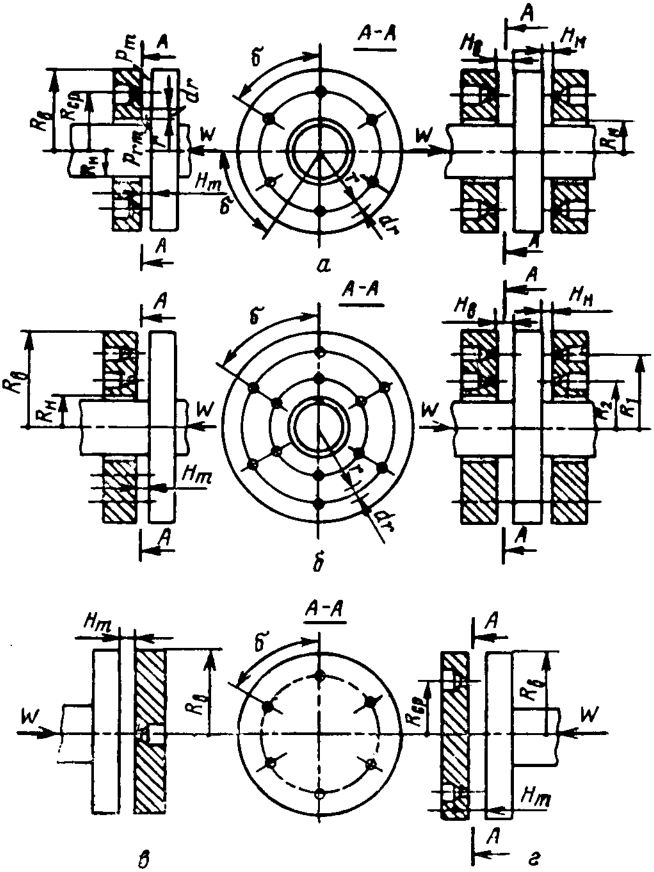


Рис. В4. Газостатические осевые подшипники:

а — кольцевой одно- и двусторонний с одним рядом дросселей; *б* — то же с двумя рядами дросселей; *в* — дисковый с одним дросселем; *г* — дисковый с одним рядом дросселей;

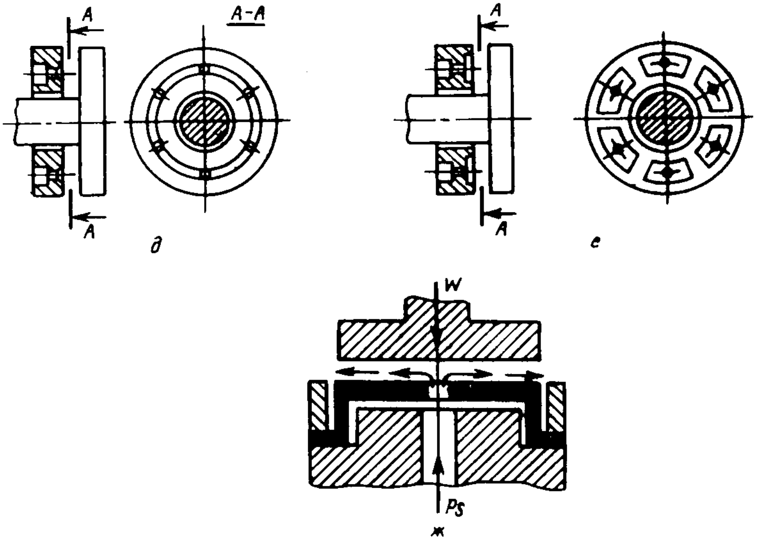


Рис. В4. Газостатические осевые подшипники:

д — кольцевой односторонний с одним рядом дросселей и микроканавкой; *е* — то же с одним рядом дросселей и карманами; *ж* — с одной эластичной рабочей поверхностью

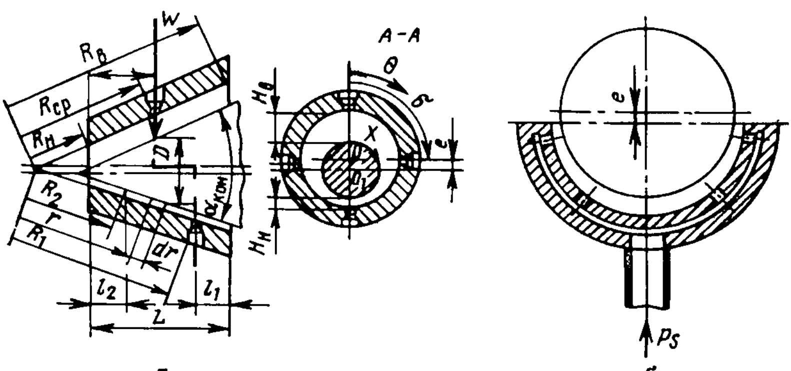


Рис. В5. Газостатические радиально-осевые подшипники:

а — конический с одним (верхняя часть рисунка) и двумя рядами дросселей (нижняя часть рисунка); *б* — полусферический

Газодинамические радиальные гладкие цилиндрические подшипники с жесткими рабочими поверхностями нашли применение в основном в приборах и гироскопических устройствах (рис. В6). При их изготовлении требу-

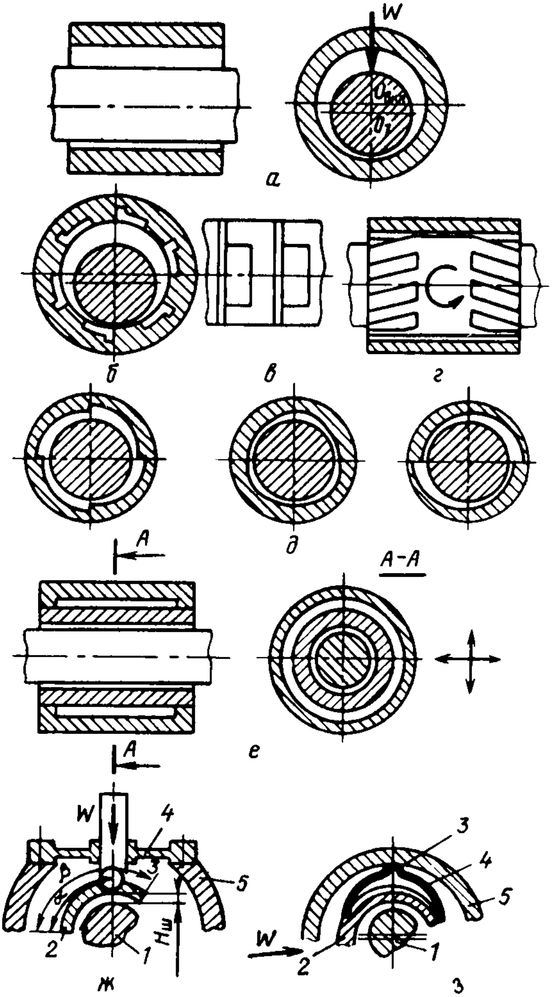


Рис. В6. Газодинамические радиальные подшипники с жесткими рабочими поверхностями:

а — гладкий цилиндрический; *б* — с карманами Рэлея; *в* — развертка на плоскость рабочей поверхности подшипника с карманами Рэлея; *г* — с шевронными канавками; *д* — многоклиновые; *е* — вибронесущие (стрелками показано направление сдавливающих движений вкладыша или цапфы); *ж*, з — сегментный с упругим элементом, выполненным в виде плоской и в виде арочной пружины соответственно; *1* — цапфа; *2* — сегмент, *3* — шаровая опора-шарнир; *4* — упругий элемент; *5* — корпус ется обеспечить зазор между цапфой ротора и вкладышем в пределах 3...15 мкм, что, например, неприемлемо для большинства турбомашин и шпинделей станков из-за условий сборки и возможных тепловых деформаций, возникающих при эксплуатации этих изделий.

В радиальных подшипниках с карманами Рэлея (см. рис. В6, *б*), в подшипниках с шевронными канавками (см. рис. В6, *г*), а также к вибронесущих подшипниках (см. рис. В6, *е*) зазоры еще меньше. В период пуска и остановки роторов подшипники, показанные на рис. В6, могут работать как вибронесущие газовые подвесы.

Изображенные на рис. В3, *д*, *е* газостатические подшипники с сегментными самоустанавливающимися вкладышами (сегментами) при отключении наддува газа могут работать как газодинамические подшипники с вращающимся ротором. В этих подшипниках каждый элемент опирается шарнирно на корпус либо жестко, либо через упругий элемент. Эксплуатация таких подшипников показала, что достаточно упруго закрепить на корпусе не все, а лишь один сегмент. Обычно подшипник содержит три сегмента, автономно опирающихся на корпус. Подшипники данного типа достаточно виброустойчивы и хорошо зарекомендовали себя на практике в стационарных условиях работы агрегата.

Поскольку повышение виброустойчивости подшипников с газовой смазкой остается первоочередной задачей при создании надежно работающих быстроходных роторов, то интенсивная работа в этом направлении зарубежных исследователей привела к разработке и промышленному внедрению так называемых ленточных подшипников. С 1959 г. по 1990 г. в США и других развитых капиталистических странах было выдано несколько десятков патентов на различные конструктивные схемы ленточных подшипников (рис. В7, *а*, рис. В8, *в*) и серийно освоено производство некоторых типов

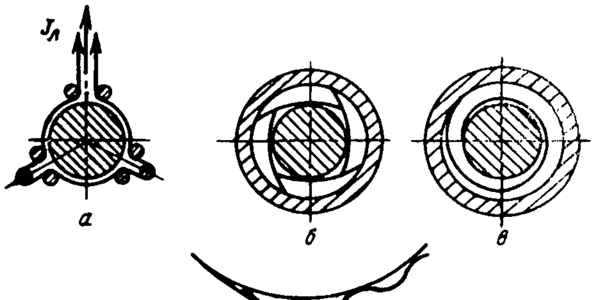


Рис. В7. Газодинамические радиальные подшипники с одной упругой рабочей поверхностью:

а — с натянутой через направляющие ролики по обоим концам лентой; *б* — с несколькими короткими лепестками; *в* — с одним спирально свернутым лепестком; *г* — лепесток с дополнительным упругим элементом в виде гофра

турбомашин на ленточных подшипниках в основном для авиации.

Из многообразия газодинамических осевых подшипников на практике нашли широкое применение подшипники со спиральными канавками (рис. В8, *а*, *б*) и лепестковые подшипники (см. рис. В8, *в*). Довольно существенным недостатком первых является то, что они требуют таких же малых зазоров, как и газодинамические радиальные гладкие цилиндрические подшипники. Следствием малых зазоров является повышенное выделение теплоты трения, а следовательно, значительный нагрев подшипника, что вызывает коробление его неподвижной жесткой части и изменение величины зазора, приводящее к заметному снижению несущей способности и надежности работы подшипника, что следует учитывать на практике.

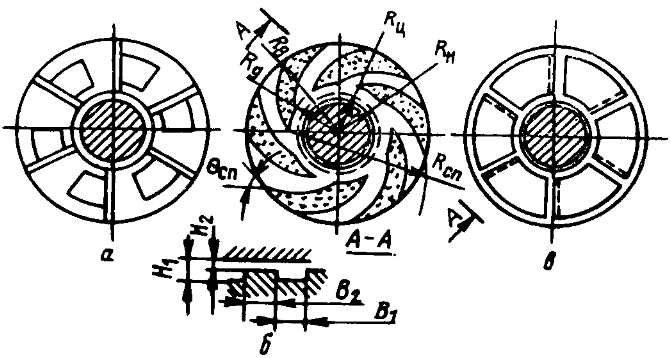


Рис. В8. Газодинамические осевые подшипники:
а — с карманами Рэлея; *б* — со спиральными канавками; *в* — лепестковый

Принцип работы подшипника со спиральными канавками использовали для вращающихся валов в газодинамических бесконтактных уплотнениях со спиральными канавками.

Выбор типа подшипников с газовой смазкой определяется особенностями работы того агрегата, в котором они установлены. Так, отличительной особенностью конструкции роторной системы турбомашины низкотемпературной установки (турбодетандера) с подшипниковыми узлами на газовой смазке по сравнению, например, с паровой (газовой) турбиной или шпинделем материалообрабатывающего станка является различное количество, сочетание и расположение на двухопорном вале таких элементов, как проточная часть турбины (компрессора), число консолей, наличие электрогенератора (электродвигателя), уплотнений, демпферов. Такие конструктивные различия не допускают непосредственного переноса опыта исследований, накопленного для машин одного класса, а требует дополнительных расчетов и исследований, так как не очевидно влияние на работоспособность подшипниковых узлов с газовой смазкой динамических связей, вносимых в роторную систему неисследованным в ней элементом. Для таких сложных динамических систем необходимо применять системный подход и структурный анализ.

1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ОБЩИЕ УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОЙ СМАЗКИ

Рассчитать подшипниковый узел какой-либо машины или прибора с газовой смазкой — значит определить его геометрические размеры, несущую способность смазочного газового слоя подшипника, а также условия, при которых газовая смазка будет устойчиво работать при рабочей частоте вращения ротора. Но для этого должно быть исследовано движение газа между двумя движущимися одна относительно другой жесткими или упругими поверхностями, расстояние между которыми очень мало как по абсолютной величине (1—50 мкм), так и по сравнению с их относительными размерами. Благодаря относительному движению поверхностей подшипника газ вынужден под действием сил вязкости двигаться между поверхностями, причем его состояние (давление, температура, плотность) и скорость изменяются от точки к точке. Поэтому для получения необходимых для практики интегральных параметров смазочного слоя (несущая способность, жесткость, демпфирование) нужно знать закон изменения состояния газа в каждой точке зазора, а следовательно, и физические свойства и общие уравнения движения газов в малых зазорах.

1.1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ И ГАЗОВОЙ СМАЗКИ

1.1.1. Основные свойства газов

При нормальном давлении и температуре в 1 мкм^3 содержится приблизительно $2{,}7\cdot 10^7$ молекул газа, т. е. вполне достаточно, чтобы считать газ сплошной средой, в которой кинетическая энергия $E_к$ невидимого молекулярного движения определяется температурой газа. Мгновенная кинетическая энергия молекулы газа складывается из двух составляющих — энергий поступательного и молекулярного движения.

$$E_к=0{,}5m_м(U_п^2+U_м^2), \tag{1.1}$$

где $m_м$ — масса молекулы газа, кг; $U_п$ — скорость видимого поступательного движения (течения) молекулы газа, м/с; $U_м$ — скорость молекулярного движения газа, м/с.

Из термодинамики известно, что между абсолютной температурой газа и скоростью молекулярного движения существует следующая связь:

$$0{,}5m_мU_м^2=0{,}5ikT, \tag{1.2}$$

где i — число степеней свободы молекулы (для одноатомных газов $i=3$, для двухатомных $i=5$); $k=1{,}380662\cdot 10^{-23}$ Дж/К — постоянная Больцмана.

Например, подставляя в зависимость (1.2) молекулярную массу газа из приложения 1, легко найти, что при атмосферном давлении и $T=273$ К скорость $U_м$ для кислорода, азота и водорода соответственно равна 661, 492 и 1844 м/с.

Из приведенных числовых значений видно, что скорость $U_п$ соизмерима с $U_м$, достигающей на практике 250—350 м/с.

Как известно, давление p есть результат соударений молекул газа о какую-либо поверхность. При наличии средней скорости $U_п$ давление будет динамическим, зависящим от значения скорости $U_п$ и ориентации элемента поверхности относительно вектора $U_п$ (например, $p=0{,}5\rho U_п^2$, если вектор скорости $U_п$ перпендикулярен элементу поверхности, и $p=0$, если $U_п$ параллелен ему). При $U_п=0$ результирующая поверхностная сила будет равна статическому давлению, не зависящему от ориентации элемента поверхности

$$p=\frac{1}{3}\rho U_м^2, \tag{1.3}$$

где ρ — плотность газа.

При движении одной поверхности относительно другой в объеме газа, заключенного между ними, происходит сдвиг слоев с трением, что приводит к возникновению касательных напряжений σ. Газы можно считать ньютоновскими жидкостями, для которых характерна линейная зависимость между напряжениями и скоростями деформации. Поэтому для течения газа между двумя плоскостями, перемещающимися одна относительно другой со скоростью U, можно записать

$$\sigma=\mu\frac{\partial \overline{U}}{\partial y}=\mu\frac{U}{H}, \tag{1.4}$$

где y — координата по направлению нормали к плоскостям трения, м; $\overline{U}$ — местная скорость течения газа, м/с.

Коэффициент вязкости газов в большей степени зависит от температуры (рис. 1.1) и в меньшей от давления (рис. 1.2). Видно, что для большинства газов отклонение значений вязкости в интервале 0—10 МПа по сравнению с атмосферным давлением не превышает 10%. С повышением давления вязкость увеличивается тем сильнее, чем больше степень отклонения реального газа от идеального и ниже температура. Однако при небольших давлениях и разрежениях до 133...266 Па коэффициент вязкости изменяется мало. Поэтому при практических расчетах опор с газовой смазкой изменением вязкости газа от давления часто пренебрегают.

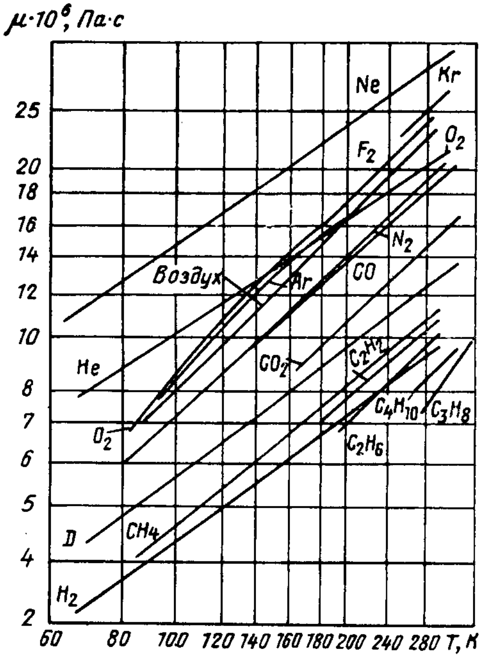


Рис. 1.1. Зависимость вязкости газов от температуры при $p=0{,}1013$ МПа

Для большинства газов зависимость коэффициента вязкости от температуры приближенно выражается формулой Сезерленда

$$\mu=\mu_{01}\,\frac{273+C}{T+C}\left(\frac{T}{273}\right)^{1,5}, \tag{1.5}$$

где μ_{01} — коэффициент вязкости при 273 К и 0,1013 МПа; C — константа Сезерленда, определяемая из табл. П1 (см. приложение).

Для гелия можно предложить более точную формулу Кеезома

$$\mu=5{,}023\cdot10^{-7}\,T^{0{,}647}. \tag{1.6}$$

Таким образом, в общем случае значения μ зависят от вида газа, температуры и давления.

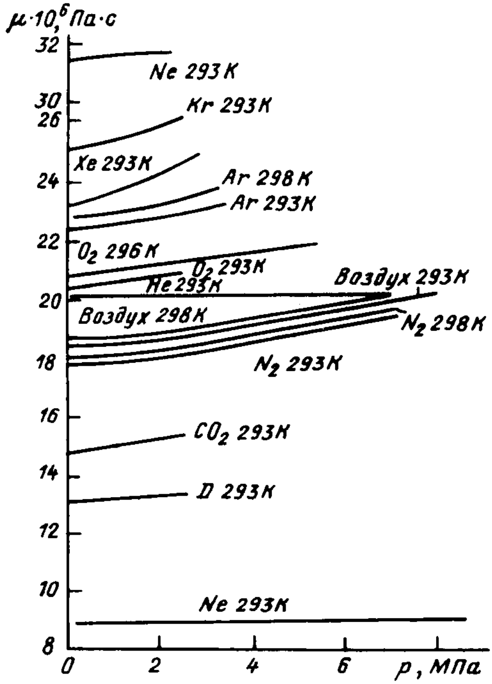


Рис. 1.2. Зависимость вязкости газов от давления

1.1.2. Особенности газовой смазки и газовых подшипников

Исключительные достоинства газовой смазки определяются особенностями свойств газов.

Газы химически стабильнее несжимаемых жидкостей в большом диапазоне изменения температур. Смазка газом хорошо себя зарекомендовала при весьма высоких температурах. Верхний температурный предел ее использования определяется уже прочностью узлов машины, а нижний — конденсацией самой газовой смазки.

Процесс скольжения одной поверхности по другой с разделением их слоем газовой смазки характеризуется чрезвычайно малым коэффициентом трения (малой мощностью трения), который как для жидкостей, так и для газов можно определить по классической формуле Н. П. Петрова. Например, для радиального подшипника коэффициент трения

$$f_{\text{тр.г}}=\frac{2\pi L R^2\mu\omega}{WH_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}\pm\frac{H_0\varepsilon}{2R}\sin\varphi_{\text{пол}}, \qquad (1.7)$$

где $\varphi_{\text{пол}}$ — угол отклонения линии центров подшипника от вертикали, град.

Если принять $R=0{,}035$ м; $L=0{,}0381$ м; $T=273$ К; $\mu=1{,}78\cdot10^{-5}$ Па·с; $H_0=4\cdot10^{-5}$ м; $W=52$ Н; $\omega=9428$ рад/с; $\varphi_{\text{пол}}=0°$; $\varepsilon=0{,}1$, то получим $f_{\text{тр.г}}=0{,}005$. При смазке турбинным маслом $f_{\text{тр.ж}}=25$ при тех же исходных параметрах. Следовательно, коэффициент газодинамического трения газов примерно в 5000 раз меньше коэффициента гидродинамического трения несжимаемой смазки.

Мощность трения, например в радиальном подшипнике, определяется зависимостью

$$N_{\text{тр. г}} = M_{\text{тр. г}}\omega = WRf_{\text{тр. г}}\omega \tag{1.8}$$

и для рассматриваемого случая равна 52·0,035·0,005·9428=86 Вт.

При понижении температуры газа мощность трения в подшипниках значительно снижается. Так, если определить мощность трения для радиальных подшипников при какой-то температуре T и при $T_0=273$ К, то с учетом зависимостей (1.5), (1.7) и (1.8) получим

$$\frac{N_{\text{тр}_T}}{N_{\text{тр}_{T_0}}} = \frac{\mu}{\mu_{01}} = \frac{273+C}{T+C}\left(\frac{T}{273}\right)^{1,5}. \tag{1.9}$$

Например, для воздуха (C=124) при $T=90$ К отношение мощностей $N_{\text{тр}_T}/N_{\text{тр}_{T_0}}=0{,}351$, т. е. мощность, затрачиваемая на газодинамическое трение при 90 К, примерно в три раза меньше таковой при 273 К, что является очень важным для машин низкотемпературных установок. Для таких газов как гелий и водород при более низких температурах эта разница будет еще больше.

Вязкость газов с увеличением температуры (см. рис. 1.1) приводит к росту несущей способности газового слоя смазки в подшипниках в отличие от подшипников с жидкостной смазкой, где она падает с увеличением температуры (рис. 1.3). В этом сказывается существенное отличие газовой смазки от жидкостной.

Течение газа в слое газовой смазки можно считать изотермическим в силу хорошего теплообмена тонкого слоя газа в рабочем зазоре с развитыми (обычно металлическими) поверхностями, ограничивающими этот зазор.

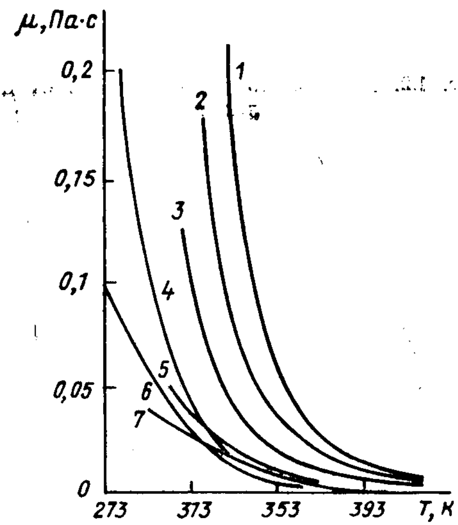


Рис. 1.3. Температурные кривые вязкости смазочных масел:

1 — цилиндровое (ГОСТ 6411—52); *2* — авиационное МК-22 (ГОСТ 1013—49); *3* — автол АК-10 (ГОСТ 1862—57); *4* — турбинное УТ(30) (ГОСТ 32—53); *5* — сурепное; *6* — турбинное Л (ГОСТ 32—53); *7* — тюлений жир

Внутри слоя газа теплота передается теплопроводностью. Удельный поток теплоты в единицу времени через единицу площади определяется законом Фурье, математическое выражение которого имеет вид

$$q=\lambda\frac{\partial T}{\partial y}, \qquad (1.10)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К). В кинетической теории газов используется критерий Прандтля $\mathrm{Pr}=\mu C_p/\lambda$ (для воздуха $\mathrm{Pr}=0{,}74$), который не зависит от температуры. Таким образом, зависимость теплопроводности от температуры аналогична зависимости вязкости от температуры.

Газ не всегда можно считать сплошной средой, поскольку толщина газового слоя в подшипнике очень мала. Критерием в данном случае служит число Кнудсена [8, с. 28]

$$\mathrm{K}n=\frac{l_\mathrm{a}}{H}\frac{p_\mathrm{a}}{p}, \qquad (1.11)$$

где l_a — длина свободного пробега молекулы газа при давлении окружающей среды p_a; H — толщина текущего зазора.

При $\mathrm{Kn}<0{,}01$ газ можно рассматривать как сплошную среду. При $0{,}01\leqslant\mathrm{Kn}\leqslant1$ газ сохраняет свойства сплошной среды всюду, за исключением поверхностей контакта с твердыми стенками, где течение газа происходит со скольжением. Например, для воздуха при 323 К $l_\mathrm{a}=0{,}065$ мкм. Тогда при $p=3$ МПа и $H=3$ мкм $\mathrm{Kn}=0{,}000722<0{,}01$, т. е. в этом случае воздух можно считать сплощной средой.

При движении смазки в зазоре малой толщины течение ее можно считать ламинарным. Турбулентное течение появляется только при больших частотах вращения роторов в подшипниках больших размеров или при больших давлениях наддува смазки в рабочий зазор.

Если газ ионизирован (находится в состоянии плазмы), то под действием электромагнитного поля в зазоре возникает магнито-газодинамический режим течения.

Поскольку при нормальной работе подшипников нет «сухого» контакта между скользящими поверхностями, то подшипники с газовой смазкой имеют длительный срок службы.

Сжимаемость газов. Несущая способность подшипников с газовой смазкой зависит от давления окружающей подшипник среды в отличие от подшипников с жидкостной смазкой. При отношении $p_\mathrm{a}/p_\mathrm{cp}<10$ (где p_cp — среднее давление в слое газовой смазки) начинает проявляться влияние сжимаемости газа: увеличивается и становится недопустимо большим эксцентриситет, в результате чего подшипники не могут нести большую нагрузку. Например, на рис. 1.4 показана зависимость относительного эксцентриситета в подшипнике от отношения $p_\mathrm{a}/p_\mathrm{cp}$.

На грис. 1.5, построенном по экспериментальным данным В. П. Петрова, показано влияние давления окружающей среды для разных газов на скорость всплытия горизонтального ротора массой 1,7 кг в двух газодинамических радиальных гладких цилиндрических подшипниках с размерами: $R=0{,}012$ м; $L=0{,}024$ м; $H_0=10$ мкм; чистота поверхностей трения $Ra=0{,}12...0{,}16$ мкм; нецилиндричность цапфы не более 0,5 мкм; удельное давление ротора на проекцию подшипника 1,5 Н/м^2, относительный эксцентриситет около 0,9. Из рисунка видно, что ротор всплывает на слое газовой смазки при давлениях окружающей среды вплоть до 4,655 кПа. При этих давлениях сплошность газовой среды не нарушается. Течение газа хоть и происходит со скольжением, но увеличение окружной скорости цапфы позволяет создать несущий газодинамический смазочный слой, когда плотность газа в зазоре повышается, а число Кнудсена уменьшается. Скорость всплытия ротора при $p_\mathrm{a}=4{,}655$ кПа примерно в три раза выше, чем при 101 кПа и составляет для He, CO_2, Ar и воздуха соответственно 4,8; 3,3; 3,34 и 3,65 м/с.

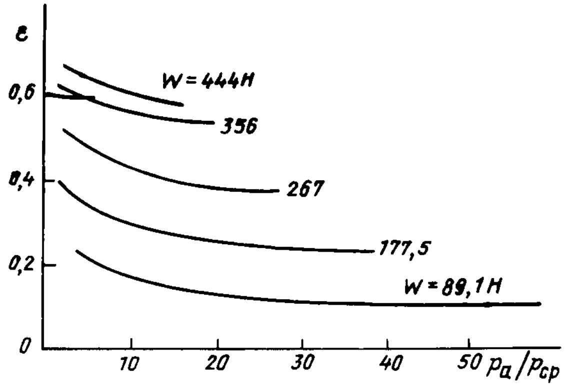


Рис. 1.4. Зависимость относительного эксцентриситета гибридного радиального подшипника (L=0,1 м; D=0,05 м; H_0=16,8 мкм; ω=100 $с^{-1}$) от отношения p_a/p_{cp} при изменении радиальной внешней нагрузки W и p_a=0,1013 МПа

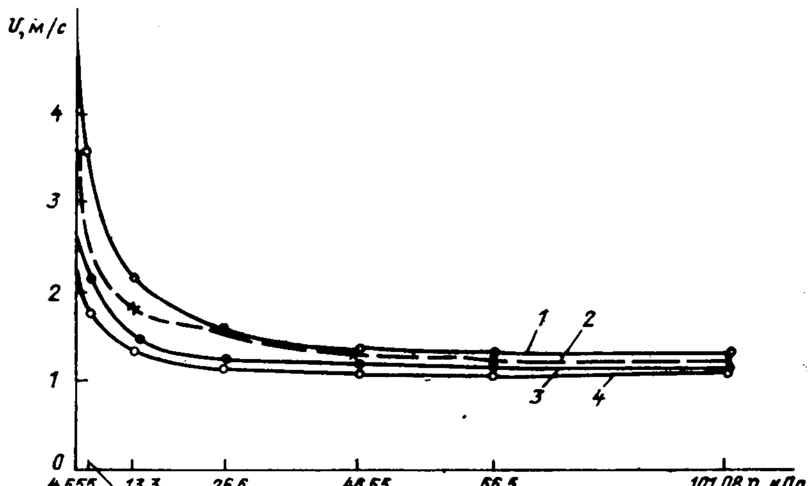


Рис. 1.5. Влияние давления окружающей среды на скорость всплытия цапфы вала в газодинамическом радиальном подшипнике при использовании различных газов:

1 — гелий; *2* — воздух; *3* — диоксид углерода; 4 — аргон

Обычно несущая способность газового смазочного слоя на порядок ниже, чем жидкостной смазки.

При низких частотах вращения ротора применение газовой смазки не является проблематичным. При высоких частотах часто появляются самовозбуждающиеся колебания ротора и смазочный слой теряет способность нести нагрузку. Однако правильный выбор подшипника позволяет перенести момент наступления этого вида неустойчивости далеко за пределы рабочей частоты вращения ротора.

Газовая смазка не обладает граничными свойствами. При уменьшении скорости скольжения или увеличении внешней нагрузки слой смазки становится чрезвычайно тонким. Если смазка несжимаемая, то нагрузку в этом случае несет слой молекулярной толщины, состоящий обычно из длинных цепных молекул жирных кислот, адсорбированных микронеровностями поверхностей трения. Такую смазку называют граничной. При прекращении подачи жидкостной смазки граничный слой позволяет подшипниковому узлу некоторое время нормально работать, не доводя его до аварийного состояния, за счет поступления избыточной смазки из впадин между микронеровностями в месте контакта, а также затягивания смазки в места контакта движущихся поверхностей трения. При этом граничный слой как бы все время возобновляется. Обычно времени работы подшипникового узла в условиях граничной смазки бывает достаточно для безопасной остановки агрегата с опорами на несжимаемой смазке.

Прекращение или недостаточная подача газовой смазки в рабочий зазор подшипника приводят к «сухому» контакту скользящих поверхностей, а следовательно, к возможным авариям, выводящим из строя подшипниковые узлы. В связи с этим материалы поверхностей трения необходимо всегда подбирать с учетом возможности случайного «сухого» контакта поверхностей между собой при относительно высоких нагрузках и скоростях скольжения. В этом заключается самый существенный недостаток газовой смазки.

Ограничения по диаметру и массе ротора для подшипников с газовой смазкой определяются только точностью материалообрабатывающего оборудования. Максимальный диаметр газодинамических подшипников теоретически может быть очень большим, например до 1 м. Однако в процессе эксплуатации обязательно искажается геометрическая форма зазора в подшипнике в результате старения материала, крепления подшипника в корпусе агрегата, в процессе обработки детали, под действием теплоты газодинамического трения и т. п.

Если конструкция агрегата с опорами на жидкостной смазке работает в экстремальных условиях, то имеется реальная возможность применить газовые опоры. При этом конструкция агрегата должна быть пересмотрена в соответствии с требованиями теории и принципами работы газовой смазки.

Толщина рабочего зазора в подшипниках с газовой смазкой должна быть на порядок меньше, чем в подшипниках с несжимаемой (жидкостной) смазкой.

Точность движения вала в подшипниках с газовой смазкой выше, чем в подшипниках с несжимаемой смазкой вследствие отсутствия поверхностного контакта между корпусом и валом, а также определяющего воздействия слоя газовой смазки на различные местные поверхностные неоднородности (овальность, конусность и т. п.), характерные для всех механически обрабатываемых поверхностей. Систематические испытания показали, что при вращательном движении обычно точность вращения вала в гибридных подшипниках относится к некруглости вращающегося элемента вала, например цапфы, как 10 : 1, в особенности, если давление наддува большое. Точность врачения обычно составляет 0,08...0,13 мкм. Однако это не применимо в случае прямолинейного движения деталей.

Гибридные или газостатические подшипники требуют *подачи извне чистого и достаточно сухого сжатого газа.* Промышленно получаемый сжатый газ перед подачей в газовые подшипники нуждается в очистке от механических примесей, влаги, масла.

На рис. 1.6 даны сравнительные экспериментальные характеристики несущей способности подшипников различных типов при постоянном диаметре вала, равном 50,8 мм, и длине подшипника, также равной 50,8 мм. Принято, что расчетный срок службы составляет 10^4 ч. Из рисунка видно, что подшипники «сухого» трения (резиновые кольца) и смазываемые маслом метал-

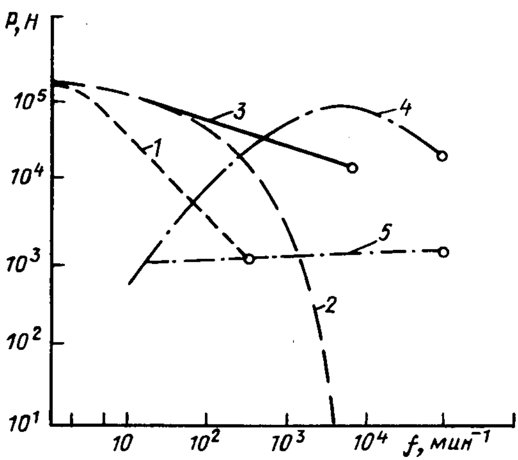


Рис. 1.6. Зависимость несущей способности от частоты вращения вала подшипников различных типов:

1 — резиновая втулка без смазки; *2* — металлическая пористая втулка с несжимаемой смазкой; *3* — роликовые подшипники качения; *4* — гидродинамические подшипники; *5* — гибридные подшипники с газовой (воздушной) смазкой

лические подшипники могут нести бо́льшую нагрузку, чем газовые подшипники, лишь до частоты вращения 300 и 1500 мин$^{-1}$ соответственно.

Подшипники качения всех видов могут нести бо́льшую, чем газовые подшипники, нагрузку до $n=9000$ мин$^{-1}$. Гидродинамический подшипник способен нести бо́льшую нагрузку, чем газовый подшипник, при $n>20$ мин$^{-1}$. Оба этих подшипника теоретически могут работать до частот, определяющих прочность вала. Однако использование гидродинамических подшипников при таких частотах требует дополнительного насоса для подачи масла в теплообменник для обеспечения отвода теплоты.

Граничный характер слоя смазки в гидродинамических подшипниках позволяет им противостоять возможным перегрузкам лишь ограниченное время. Их применение не так широко по сравнению с опорами других типов. Обычно их используют в энергоемких машинах.

Радиальная жесткость гидродинамических подшипников рассматриваемого размера ($D=L=50{,}8$ мм) составляет $(90...180)\cdot 10^6$ H/м; газостатические и подшипники качения имеют жесткость порядка $(45...90)\cdot 10^6$ H/м.

Малый шум и низкий уровень вибраций — еще одна особенность газовых подшипников.

Целесообразность применения подшипников с газовой смазкой очевидна в замкнутых системах с циркулирующими в них агрессивными газами или газами высокой чистоты, а также при значительной разности между давлениями внутри замкнутого контура и окружающей агрегат средой, когда подшипники смазывают *технологическим газом.* В разомкнутых системах газовая смазка *не загрязняет окружающую среду.*

1.2. УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОЙ СМАЗКИ

Смазка газом сводится к движению газа (вязкой сжимаемой жидкости) при определенных условиях в узком зазоре между скользящими одна относительно другой поверхностями. Рассмотрим вначале общие уравнения движения вязких сжимаемых жидкостей, уравнения механики и термодинамики, анализируя которые можно вывести уравнения газовой смазки.

1.2.1. Общее уравнение движения вязких сжимаемых жидкостей

Движение частички вязкой сжимаемой жидкости в общем случае можно описать с помощью уравнений состояния, неразрывности движения и энергии. Конечной целью совместного решения этих уравнений является получение математической зависимости для определения текущего давления газа в каждой точке рабочего зазора подшипника или уплотнения.

Уравнение состояния (В1) выражает связь между собой таких параметров газа, как давление, температура, плотность. Из этого уравнения следует, что для изоэнтропического процесса

$$p/\rho^k=\mathrm{const}. \tag{1.12}$$

Уравнение неразрывности характеризует неразрывность движущейся массы газа в узком зазоре. Так, если в слое газовой смазки, находящейся в зазоре (рис. 1.7), выделить элементарный объем газа размером $\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$ (рис. 1.8), то общее изменение массы газа в этом объеме за единицу времени $\mathrm{d}\tau$ равно изменению плотности ρ

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\frac{\partial(\rho U_X)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho U_Y)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho U_Z)}{\partial z}=0 \tag{1.13}$$

или в векторной форме

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\mathrm{div}\,(\rho\vec{U})=0,$$

где U_X, U_Y, U_Z — компоненты скорости движения частички газа в направлении координатных осей OX, OY, OZ соответственно.

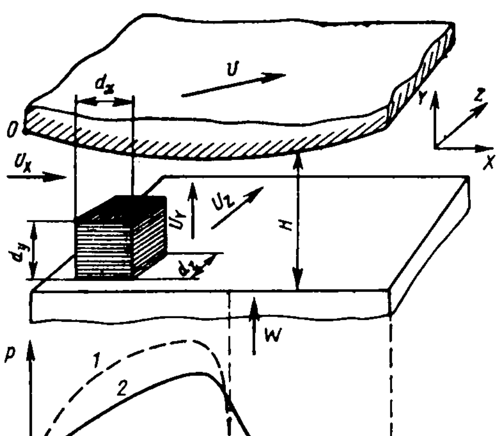


Рис. 1.7. Изменения давления в рабочем зазоре при несжимаемой (*1*) и газовой (сжимаемой) смазке (*2*) в зазоре между двумя скользящими одна относительно другой поверхностями

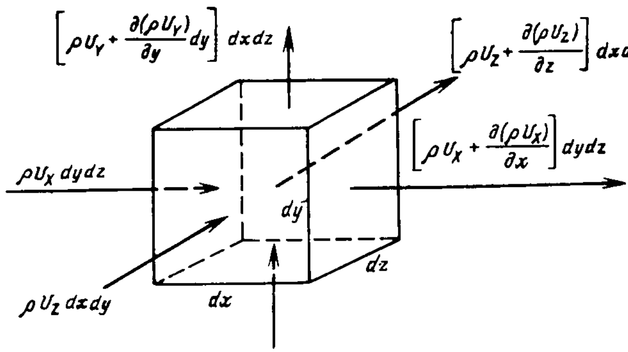


Рис. 1.8. Расход газа в элементарном объеме слоя газовой смазки

Для несжимаемых жидкостей $\rho=\text{const}$ и уравнение неразрывности (1.13) принимает более простой вид

$$\operatorname{div}\vec{U}=\frac{\partial U_X}{\partial x}+\frac{\partial U_Y}{\partial y}+\frac{\partial U_Z}{\partial z}=0. \tag{1.14}$$

Уравнение (1.13) можно записать в интегральной форме, если умножить левую часть на dy и взять интеграл в пределах от 0 до H:

$$\int_0^H\frac{\partial\rho}{\partial\tau}dy+\int_0^H\frac{\partial(\rho U_X)}{\partial x}dy+\int_0^H\frac{\partial(\rho U_Y)}{\partial y}dy+\int_0^H\frac{\partial(\rho U_Z)}{\partial z}dz=0.$$

Из математики известно, что, например, для оси OX,

$$\int_0^H\frac{\partial}{\partial x}[f(x,y)]\,dy=\frac{\partial}{\partial x}\int_0^H f(x,y)\,dy-f(x,H)\frac{\partial H}{\partial x}.$$

Следовательно, можно записать

$$\frac{\partial}{\partial\tau}\int_0^H\rho dy+\frac{\partial}{\partial x}\int_0^H\rho U_X dy+\frac{\partial}{\partial z}\int_0^H\rho U_Z dy=$$

$$=\rho_H(U_{BY}-U_{AY})+\rho_H\left(U_{BX}\frac{\partial H}{\partial x}+U_{BZ}\frac{\partial H}{\partial z}+\frac{\partial H}{\partial\tau}\right),$$

где ρ_H — переменная плотность газа по толщине зазора.

Или с учетом того, что ρ не зависит от y (так как p не зависит от y)

$$\frac{\partial}{\partial\tau}\int_0^H\rho dy+\frac{\partial}{\partial x}(\rho dq_X)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho dq_Z)=$$

$$=\rho_H(U_{BY}-U_{AY})+\rho\left(U_{BX}\frac{\partial H}{\partial x}+U_{BZ}\frac{\partial H}{\partial z}+\frac{\partial H}{\partial\tau}\right). \tag{1.15}$$

Уравнения движения элементарной частички газа представляют собой частный случай общих уравнений механики Навье—Стокса для вязких жидкостей в трех измерениях. Они выражают динамическое равновесие элементарного объема частички газа $dxdydz$ под действием сил инерции, силы тяжести и напряжений сдвига на поверхностях объема, освобожденного от действия силовых связей (рис. 1.9). При течении газа в узком зазоре H между двумя поверхностями на левую грань элементарного объема $dxdydz$ действует сила $pdydz$, а на правую — $(p + \frac{\partial p}{\partial x}\, dx)dydz$.

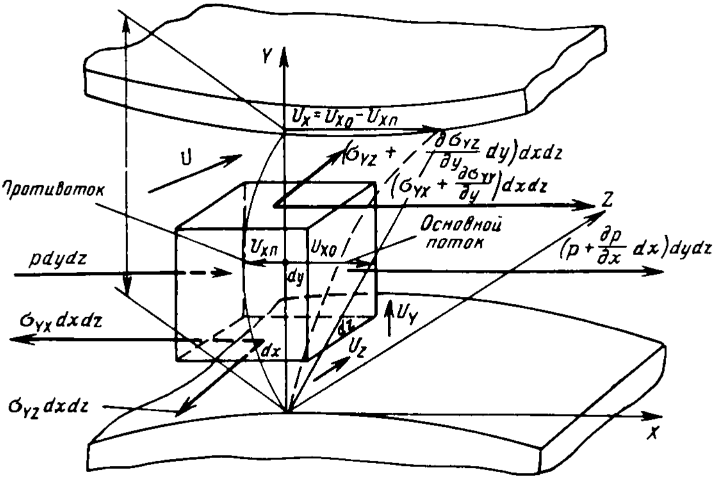


Рис. 1.9. Равновесие элементарного объема газовой смазки в рабочем зазоре под действием давления газа и напряжений сдвига слоев смазки

Сила сдвига слоев газа на нижней грани элементарного объема равна $\sigma_{YX}dxdz$, а на верхней грани — $\left(\sigma_{YX} + \frac{\partial \sigma_{YX}}{\partial y}\, dy\right) dzdx$. Так как из условий равновесия они должны уравновешиваться, то в направлении оси OX можно записать

$$p dy dx + \sigma_{YZ} + \left(\frac{\partial \sigma_{YZ}}{\partial y}\, dy\right) dx dz = \sigma_{YZ} dx dz + \left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\, dx\right) dx dy.$$

Здесь σ_{YX} и σ_{YZ} — касательные напряжения сдвига слоев газа, действующие в плоскости верхней и нижней граней (первый индекс указывает направление оси, перпендикулярной данной грани, а второй — ось, параллельную направлению возникновения напряжения).

Аналогично в направлении оси OZ

$$p dy dx + \left(\sigma_{YZ} + \frac{\partial \sigma_{YZ}}{\partial y}\, dy\right) dx dz = \sigma_{YZ} dx dz + \left(p + \frac{\partial p}{\partial z}\, dz\right) dx dy.$$

Преобразовав две последние зависимости, получаем

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \sigma_{YX}}{\partial y}, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \sigma_{YZ}}{\partial y}. \qquad (1.16)$$

При неизменных давлениях со стороны левой и правой граней выделенного объема газа скорость движения смазки, например в направлении оси OX (см. рис. 1.9), изменяется по линейному закону. Появление перепада давлений газа ведет к возникновению противотока смазки. Так, в направлении оси OX скорость U_X, равная скорости противотока $U_{X\text{п}}$ и скорости основного потока U_{X0}, изменяется по нелинейному закону (см. пунктирную параболическую кривую по координате y в зазоре H на рис. 1.9). Скорость противотока $U_{Xп}$ направлена в сторону меньшего давления.

Чтобы получить окончательные уравнения движения газовой смазки, примем ряд допущений.

1. Вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора, т. е. принимаем $\mu=\mathrm{const}$. Для этого есть основания. Во-первых, в большинстве рассматриваемых на практике случаев температура стенок ограниченного рабочего зазора в подшипнике или уплотнении практически постоянна по всему объему зазора. Во-вторых, изменение вязкости может произойти только при очень больших скоростях линейных деформаций смазки, что недостижимо в агрегатах, где применяется газовая смазка. В-третьих, нет слишком резкого изменения линейных скоростей во времени.

2. Пренебрегаем действием объемных сил в виде силовых полей (магнитных, электромагнитных, электрических и т. п.). Эти силы следует учитывать, если газ ионизирован (находится в состоянии плазмы), так как на его движение в зазоре могут оказывать влияние электромагнитные поля (магнито-газодинамический режим течения газа).

3. Давление газа по высоте зазора не меняется, т. е. считаем $\partial p/\partial y=0$. Это утверждение подтверждается следующим анализом. В принятой системе координат (см. рис. 1.9) не все компоненты U_X, U_Y, U_Z скорости U величины одного порядка. Так, скорость U_Y, направленная по нормали к поверхности зазора H, значительно меньше (приблизительно в H/L раз) U_X и U_Z. Следовательно, движение одной поверхности зазора по нормали к другой с небольшой относительной скоростью не должно привести к изменению давления газа по толщине зазора, ведь давление в газе распространяется со скоростью звука. Однако это допущение не относится к вибронесущим подшипникам.

4. Пренебрегаем силой тяжести частичек газа. Ускоренное движение подшипника в целом не может существенно сказаться на движении газа по зазору, т. е. на увеличении объемной силы, так как собственная масса частичек газа очень мала. К тому же увеличение объемной силы от ускорения подшипника частично компенсирует силы инерции $\mathrm{d}U_X/\mathrm{d}\tau$.

5. Пренебрегаем влиянием кривизны поверхности смазочного слоя, так как во всех газовых подшипниках отношение толщины слоя газовой смазки к его длине составляет примерно 10^{-3}. Радиусы кривизны имеют тот же порядок, что и величина L. При таком допущении вносимая в расчеты ошибка не превышает 1%, что вполне допустимо при решении прикладных задач.

Последнее допущение позволяет записывать в единой математической форме уравнения газовой смазки для различных конструктивных схем подшипников. Например, радиальный подшипник с одной развертывающейся поверхностью (рис. 1.10, *а*) можно рассматривать как подшипник с одной плоской поверхностью (рис. 1.10, *б*), т. е. движение газовой смазки в этих подшипниках будет практически одинаковым.

Обобщим сделанное предположение. Для этого рассмотрим две произвольные поверхности A и B с зазором H между ними (рис. 1.11). Введем систему координат $OXYZ$, связанных, например, с поверхностью B, где ось OY направлена по нормали к этой поверхности. Поскольку кривизной A и B пренебрегаем, то считаем, что оси OX и OZ лежат целиком на поверхности B.

Большинство существующих подшипников можно рассматривать как частные случаи схемы, приведенной на рис. 1.11. Разместим в радиальном подшипнике начало координат в точке пересечения линии центров $O_{вкл}O$ с поверхностью цапфы (см. точка B на рис. 1.10, *а*). Здесь ось OY совпадает с линией центров $O_{вкл}O$, а ось OX направлена по окружности цапфы радиусом R, вращающейся со скоростью $U=R\omega$. Следовательно, зазор H зависит только от координат x, z и времени τ, т. е. $H=H(x, z, \tau)$. Функция H — непрерывная, дифференцируемая во всей области (x, z) рабочего зазора

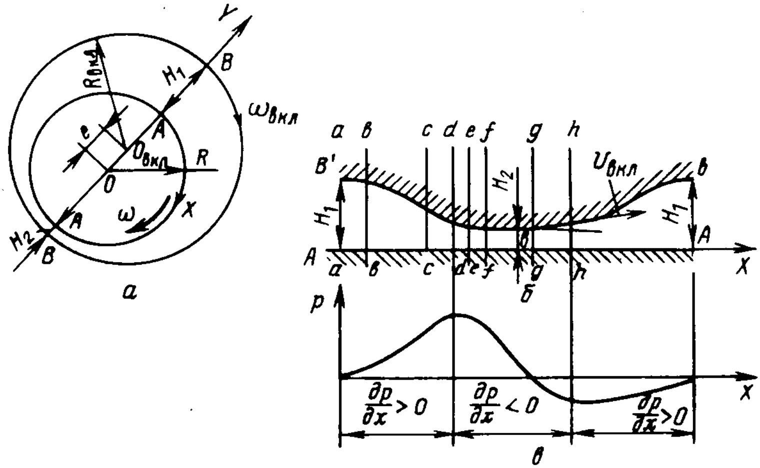


Рис. 1.10. Радиальный подшипник скольжения:

а — схема образования рабочего зазора; *б* — развертка на плоскость; *в* — изменение давления газа в зазоре

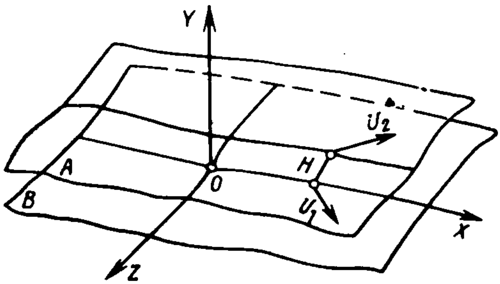


Рис. 1.11. Расположение координатных осей на двух произвольных плоскостях

подшипника, кроме участков с резким изменением толщины зазора в ступенчатых подшипниках. Выбранные таким образом координатные оси жестко связаны с поверхностью B (см. рис. 1.11) или скользят по ней.

В общем случае для принятой модели скорость движения поверхности цапфы при постоянной угловой скорости ω и неподвижном вкладыше ($U_{\text{вкл}}=0$) равна $U=\omega R$ и направлена по касательной к окружности цапфы, т. е. в направлении оси координат OX. Если же вращается еще и вкладыш, то поверхность A движется с постоянной угловой скоростью $\omega_{\text{вкл}}$ и линейной скоростью $U_{\text{вкл}}=R_{\text{вкл}}\omega_{\text{вкл}}$, направление которой совпадает с направлением касательной к поверхности A. На практике так движется пленка, скользящая по поверхности A со скоростью $U_{\text{вкл}}$ и увлекающая за собой смазочный слой.

6. Считаем, что скольжение слоев газовой смазки на границе слоя отсутствует, так как скорость граничных слоев смазки, прилегающих к рабочим поверхностям подшипника, равна скорости движения этих поверхностей.

7. В большинстве практических случаев в подшипниках и уплотнениях

с газовой смазкой будем пренебрегать силами инерции. Для этого необходимо, чтобы в их рабочем зазоре соблюдалось условие

$$\chi = \frac{\rho U L}{\mu} \left(\frac{H}{L} \right)^2 \ll 1, \tag{1.17}$$

где χ — критерий Гаррисона.

Например, при очень больших скоростях U пренебречь силами инерции уже нельзя. Так, если $D=0{,}02$ м; $\rho=1$ кг/м^3; $\mu=2\cdot10^{-5}$ Па·с; $L=0{,}02$ м; $f=2\cdot10^5$ мин$^{-1}$; $H=10^{-6}$ м, то $\chi=0{,}1$, т. е. пренебрежение силами инерции вносит ошибку порядка 10%. Силы инерции нельзя не учитывать и при небольших U, но больших зазорах H.

8. Газовую смазку будем считать ньютоновской жидкостью. В этом случае напряжения в смазочном слое пропорциональны скорости деформации и для единичной площадки уравнение Ньютона имеет вид

$$\sigma_{YX} = \mu \frac{\partial U_Y}{\partial y}. \tag{1.18}$$

$$\sigma_{YZ} = \mu \frac{\partial U_Z}{\partial y}. \tag{1.19}$$

С учетом сделанных допущений уравнения движения (1.16) существенно упрощаются при $\mu=\text{const}$ по толщине смазочного слоя:

$$\begin{gathered} \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 U_Y}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 U_Z}{\partial y^2}, \end{gathered} \tag{1.20}$$

т. е. имеют тот же вид, что и уравнения движения при смазке несжимаемыми жидкостями.

Наконец, уравнение энергии выражает зависимость между энергией частицы газа, механической работой внешних сил и напряжений, а также потоком теплоты. Его можно получить из первого закона термодинамики и в упрощенном виде записать следующим образом:

$$\rho C_p \frac{dT}{d\tau} = \frac{dp}{d\tau} + \mu \left[\left(\frac{\partial U_Y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_Z}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right). \tag{1.21}$$

Здесь удельная теплоемкость C_p считается постоянной.

Для изучения конических и сферических подшипников, а также подшипников и уплотнений со спиральными канавками необходимо уметь записывать уравнения движения в криволинейных координатах. Наиболее распространенными являются цилиндрические и сферические криволинейные координаты. Значения коэффициентов Ламе и координат q в различных системах координат приведены ниже:

	q_1	q_2	q_3	ξ_1	ξ_2	ξ_3
Декартовые координаты	x	y	z	1	1	1
Цилиндрические координаты	r	θ	z	1	r	1
Сферические координаты	r	θ	φ	1	r	$r\sin\theta$

Здесь $q_1=f_1(x, y, z)$; $q_2=f_2(x, y, z)$; $q_3=f_3(x, y, z)$ — ортогональные криволинейные координаты; ξ_1, ξ_2, ξ_3 — коэффициенты Ламе, причем

$$\xi_1^2=\left(\frac{\partial x}{\partial q_1}\right)^2+\left(\frac{\partial y}{\partial q_1}\right)^2+\left(\frac{\partial z}{\partial q_1}\right)^2,$$

$$\xi_2^2=\left(\frac{\partial x}{\partial q_2}\right)^2+\left(\frac{\partial y}{\partial q_2}\right)^2+\left(\frac{\partial z}{\partial q_2}\right)^2.$$

$$\xi_3^2=\left(\frac{\partial x}{\partial q_3}\right)^2+\left(\frac{\partial y}{\partial q_3}\right)^2+\left(\frac{\partial z}{\partial q_3}\right)^2.$$

Известно, что

$$\operatorname{grad}\varphi=\frac{\vec{e}_1}{\xi_1}\frac{\partial\varphi}{\partial q_1}+\frac{\vec{e}_2}{\xi_2}\frac{\partial\varphi}{\partial q_2}+\frac{\vec{e}_3}{\xi_3}\frac{\partial\varphi}{\partial q_3},$$

$$\operatorname{div}\vec{U}=\frac{1}{\xi_1\xi_2\xi_3}\left[\frac{\partial}{\partial q_1}(U_{q_1}\xi_2\xi_3)+\frac{\partial}{\partial q_3}(U_{q_3}\xi_1\xi_2)\right], \tag{1.22}$$

где $\vec{e}_1$, $\vec{e}_2$, $\vec{e}_3$—единичные векторы в направлении осей координат; U_{q_1}, U_{q_2}, U_{q_3}—составляющие скорости $\vec{U}$. В цилиндрических координатах уравнение неразрывности (1.14) имеет вид

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\rho U_r r)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\rho U_\theta)}{\partial\theta}+\frac{\partial(\rho U_Z)}{\partial z}=0, \tag{1.23}$$

где U_r, U_θ, U_Z—составляющие скорости U, а уравнения движения

$$\frac{1}{H}\frac{\partial p}{\partial q_1}=\mu\frac{\partial^2 U_{q_1}}{\partial q_3^2};$$

$$\frac{1}{H}\frac{\partial p}{\partial q_2}=\mu\frac{\partial^2 U_{q_2}}{\partial q_3^2}; \tag{1.24}$$

$$\frac{\partial p}{\partial q_3}=0;$$

$$\frac{\partial}{\partial q_1}(\rho U_{q_1}H)+\frac{\partial}{\partial q_2}(\rho U_{q_2}H)+\frac{\partial}{\partial q_3}(\rho U_{q_3}H^2)=0.$$

Для записи этих уравнений в сферических координатах следует воспользоваться введенными выше обозначениями q и ξ.

1.2.2. Граничные условия при решении задач о смазке газом

При решении задач о смазке газом должны быть определены главный вектор сил давления (или несущая способность смазочного слоя), моменты трения, расход смазки. В общем случае уравнения неразрывности, движения, состояния и энергии образуют систему, состоящую из пяти независимых уравнений с пятью неизвестными: U_X, U_Y, p, ρ, T.

На практике наибольший интерес представляет обратная задача, когда неизвестны геометрические размеры скользящих одна относительно другой поверхностей и зазор между ними. Однако это весьма затруднительная задача, поэтому решают прямую задачу в общем аналитическом виде, а далее выполняют поверочный расчет подшипников и уплотнений.

В дальнейшем для получения приемлемых решений задачу можно упростить, исключив уравнение энергии на том основании, что из-за небольшой вязкости газов изменение температуры в смазочном слое незначительно, т. е. в первом приближении можно пренебречь влиянием температуры на изменение давления смазки и заменить уравнения энергии (1.21) и состояния (В1) одним уравнением типа (1.12). При этом значение показателя процесса k будет близко к единице, так как узкая щель с переменной высотой H в подшипнике или уплотнении ограничена обычно развитыми металлическими поверхностями, через которые от газа идет интенсивный теплоотвод. Таким образом, течение газа в зазоре H можно принять изотермическим при постоянной вязкости $\mu=\text{const}$ по всему зазору, а температуру газа — постоянной и равной средней температуре окружающих зазор поверхностей.

Если газ рассматривать как сплошную среду, то на концах нормалей к скользящим одна относительно другой поверхностям скорости движения газа совпадают со скоростями скольжения поверхностей.

Давление газа в смазочном слое на границе подшипника или уплотнения, соприкасающемся с окружающей средой, равно P_a.

Кривая изменения давления в направлении движения поверхностей, ограничивающих рабочий зазор, может быть как замкнутой (например, в случае радиальных цилиндрических подшипников с гладкими жесткими рабочими поверхностями), так и разомкнутой (в случае секторных подшипников и т. д.).

При использовании подшипников-уплотнений давление газа у торцев радиального подшипника может различаться.

Кроме того, в зоне расположения дросселей для наддува газа в рабочий зазор подшипников кривая распределения давления между торцами подшипника и плоскостью наддува терпит разрыв. Для установившихся режимов течения газа в подшипниках с наддувом должен соблюдаться баланс расходов газа через дроссели и рабочий зазор подшипника. При неустановившихся режимах течения газа расходы смазки зависят от времени.

1.2.3. Распределение скоростей течения газа в рабочем зазоре

Скорость движения газа в направлении какой-либо координатной оси может быть определена в результате двойного интегрирования уравнений движения (1.20) по y. Например, в направлении оси OX получаем

$$U_X=\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y^2+C_{1x}y+C_{2x}, \tag{1.25}$$

где постоянные интегрирования C_{1x} и C_{2x} определяем из граничных условий (см. рис. 1.10):

$$C_{1x}=-\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}H+\frac{U_{BX}-U_{AX}}{H}.$$

Окончательно можно записать $C_{2x}=U_{AX}$.

$$U_X=-\frac{1}{\mu}\frac{\partial \rho}{\partial x}y(H-y)+\frac{U_{BX}-U_{AX}}{H}y+U_{AX}. \tag{1.26}$$

Здесь влияние сжимаемости сказывается через изменение производной $\partial p/\partial x$. Текущая скорость U_X по зазору H зависит от y параболически, достигая экстремума при $\partial p/\partial x=0$ (см. сечения a и h на рис. 1.10, *б*). В точках экстремума скорость U_X зависит от y линейно. Если принять одну поверхность трения, например A, неподвижной, то зависимость (1.26) примет следующий вид:

$$U_X=-\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y(H-y)+U_{BX}\left(1-\frac{y}{H}\right). \tag{1.27}$$

Из выражения (1.27) видно, что распределение скорости U_X по зазору H будет определено, если известны H и производная $\partial p/\partial x$. При уменьшении толщины зазора H скорость изменяется так, чтобы массовый расход оставался почти постоянным, если не учитывать торцевые утечки. Причем средняя скорость увеличивается с уменьшением H и наоборот. Все кривые на рис. 1.12, *а—з* являются параболами. Точка $U_x=0$ лежит на поверхности A ($y=H_1$) (см. рис. 1.10, *б*).

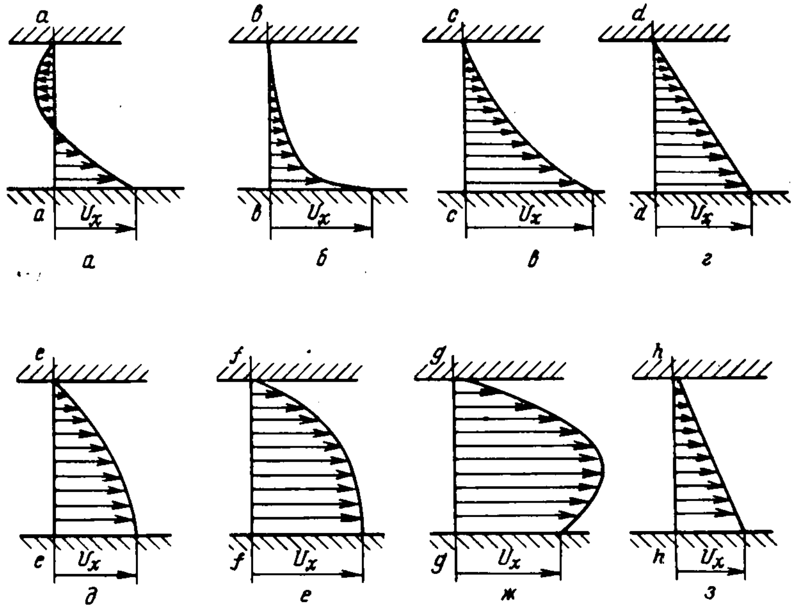


Рис. 1.12. Распределение скоростей движения газа в различных сечениях зазора (см. рис. 1.10, *б*) между двумя поверхностями, движущимися одна относительно другой со скоростью U_x

Если на входе в зазор (см. рис. 1.10, *в*) производная $\partial p/\partial x>0$ и резко возрастает, то газ, вовлеченный в движение, частично вытекает обратно через входное сечение. Можно изменять величину производной $\partial p/\partial x$, подавая газ в зазор под избыточным давлением.

Сжимаемость газовой смазки не влияет на распределение давления в смазочном слое, но изменяет сами давления и их производные $\partial p/\partial x$ (рис. 1.13). Благодаря сжимаемости скорость движения смазки возрастает быстрее, а давление медленнее (уменьшается градиент давления).

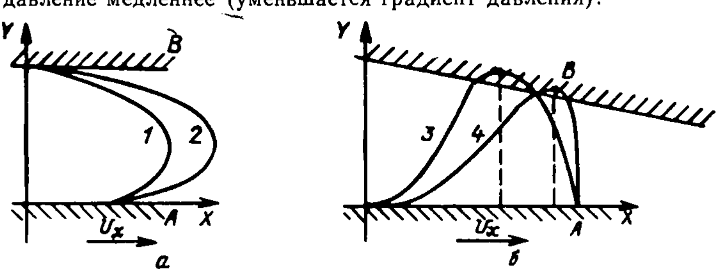


Рис. 1.13. Влияние сжимаемости газовой смазки на распределение скоростей (*а*) и давлений (*б*):

1, 3 — несжимаемая смазка; *2, 4* — сжимаемая смазка

1.2.4. Потери энергии на газодинамическое трение

Скольжение одной поверхности относительно другой помимо влияния на распределение скоростей в слое газовой смазки и расход смазочного вещества вызывает появление сил газодинамического трения.

Сила трения на любой из смазываемых поверхностей A или B (см. рис. 1.10) равна

$$F_{\text{тр}_{A,B}} = \iint\limits_{F_{A,B}} \sigma_{X,Y,A,B} \mathrm{d}x\mathrm{d}z = \iint\limits_{F_{A,B}} \mu \left(\frac{\partial U_X}{dy}\right)_{A,B} \mathrm{d}x\mathrm{d}z. \qquad (1.28)$$

Соответственно момент и мощность газодинамического трения равны

$$M_{\text{тр}_{A,B}} = F_{\text{тр}_{A,B}} \omega, \qquad (1.29)$$

$$N_{\text{тр}_{A,B}} = M_{\text{тр}_{A,B}} \omega. \qquad (1.30)$$

Иногда силу трения представляют как произведение коэффициента газодинамического трения $f_{\text{тр.г.}}$ на главный вектор сил давления газа в смазочном слое P:

$$F_{\text{тр}_{A,B}} = f_{\text{тр.г.}} P. \qquad (1.31)$$

В общем случае силы и моменты газодинамического трения на поверхностях A и B (см. рис. 1.10) не равны между собой, поскольку входящая в зависимость (1.28) производная $\partial UX/\partial y$ на этих поверхностях имеет разные значения. Зависимости для расчета сил, моментов, мощности и коэффициентов трения будут даны при рассмотрении конкретных подшипников или уплотнений.

1.2.5. Несущая способность и жесткость слоя газовой смазки

Несущая способность P слоя газовой смазки в общем случае представляет собой главный вектор сил давления газа, который уравновешивает приложенную внешнюю нагрузку W, и определяется интегралом

$$P = \iint\limits_{E} (p - p_{\text{а}}) \, \mathrm{d}x\mathrm{d}z, \qquad (1.32)$$

где p — текущее давление газа в зазоре, определяемое путем совместного решения уравнения неразрывности (1.13) и уравнений движения (1.20).

Чтобы смазочная газовая пленка была устойчива, необходимо увеличение силы P при уменьшении зазора H. Это свойство относят к жесткости газового слоя по аналогии с пружинами сжатия, которые сжимаются при увеличении внешней нагрузки W. Разница между газовой смазкой и пружиной состоит в том, что пружина, например цилиндрическая, имеет линейную характеристику, а газовая смазка — нелинейную. Жесткость слоя газовой смазки в общем случае представляет собой тангенс угла наклона кривой несущей способности P в зависимости от изменения зазора H:

$$K = \mathrm{d}P/\mathrm{d}H. \qquad (1.33)$$

Она всегда имеет отрицательный знак, так как изменение зазора — величина отрицательная (с увеличением нагрузки он уменьшается).

Статическая жесткость газовой пленки обеспечивает статическую устойчивость подшипника при постоянных внешних нагрузках.

1.2.6. Расход газа в смазочном слое

Объемный расход dpX газовой смазки через поперечное сечение любого зазора шириной dz, перпендикулярное, например, оси OX (см. рис. 1.10), равен

$$dq_X = dz \int_0^H U_X dy.$$

После подстановки зависимости (1.26) в последнее уравнение получим объемный расход смазки в направлении оси OX:

$$dq_X = \left(\frac{U_{BX} + U_{AX}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz, \qquad (1.34)$$

откуда массовый расход равен

$$dG_X = \rho dq_X = \rho \left(\frac{U_{BX} + U_{AX}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz. \qquad (1.35)$$

Аналогично можно получить зависимости для объемного и массового расходов газовой смазки через сечение зазора шириной dx в направлении оси OZ:

$$dq_Z = \left(\frac{U_{BZ} + U_{AZ}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx, \qquad (1.36)$$

$$dG_Z = \rho dq_Z = \left(\frac{U_{BZ} + U_{AZ}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx. \qquad (1.37)$$

Суммарный массовый расход через сечение $x = \text{const}$ и $z = \text{const}$ соответственно равен

$$G_X = \int_{\theta_0}^{\theta} \rho dq_X = \int_{\theta_0}^{\theta} \rho \left(\frac{U_{BX} + U_{AX}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz,$$

$$\qquad (1.38)$$

$$G_Z = \int_0^l \rho dq_Z = \int_0^l \rho \left(\frac{U_{BZ} + U_{AZ}}{2} H - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx,$$

где θ_0, θ — пределы изменения координат подшипника в направлении оси OX; 0, l — пределы изменения длины подшипника в направлении оси OZ; U_{BZ} и U_{AZ} — составляющие скорости движения поверхностей трения A и B (см. рис. 1.10) в направлении оси OZ (обычно в подшипниках $U_{BZ} = 0$, $U_{AZ} = 0$).

1.2.7. Текущее давление газа в смазочном слое

Для определения текущего давления газа p в любой точке рабочего зазора подшипника или газодинамического уплотнения необходимо подставить зависимости (1.37) и (1.38) в уравнение неразрывности (1.15). Полученное при этом уравнение в литературе по газовой смазке называется уравнением Рейнольдса и имеет следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial\tau}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{U_{BX}+U_{AX}}{2}\rho H-\frac{\rho H^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{U_{BZ}+U_{AZ}}{2}\rho H-\frac{\rho H^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\rho(U_{BY}-U_{AY})+$$
$$+\rho\left(U_{BX}\frac{\partial H}{\partial x}+U_{BZ}\frac{\partial H}{\partial z}+\frac{\partial H}{\partial\tau}\right),$$

или

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{H^3}{\mu}\rho\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{H^3}{\mu}\rho\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\left\{2\rho(U_{BY}-U_{AY})+2H\frac{\partial p}{\partial\tau}+\right.$$
$$\left.+\frac{\partial}{\partial x}[(U_{BX}+U_{AX})\rho H]-2\rho U_{BX}\frac{\partial H}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial z}[(U_{BZ}+U_{AZ})\rho H]-2\rho U_{BZ}\frac{\partial H}{\partial z}\right\}.$$

Окончательно можно записать

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{H^3}{\mu}\rho\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{H^3}{\mu}\rho\frac{\partial p}{\partial z}\right)+6\left\{2\rho(U_{BY}-U_{AY})+2H\frac{\partial p}{\partial\tau}-\right.$$
$$-\rho\left[(U_{BX}-U_{AX})\frac{\partial H}{\partial x}+(U_{BZ}-U_{AZ})\frac{\partial H}{\partial z}\right]+$$
$$\left.+H\left(\frac{\partial[\rho(U_{BZ}+U_{AZ})]}{\partial x}+\frac{\partial[\rho(U_{BZ}+U_{AZ})]}{\partial z}\right)\right\}.$$

Плотность из этого уравнения можно исключить, подставив в него зависимости (1.12). Полученное при этом дифференциальное уравнение содержит в качестве неизвестного параметра только давление. На практике часто одна из поверхностей трения бывает неподвижной ($U_{AX}=U_{BY}=$ $=U_{BZ}=U_{AZ}=0$, $U_{BX}=U$), а течение газа изотермическим. С учетом последних допущений окончательно имеем

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(pH^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(pH^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\mu\frac{\partial(pHU)}{\partial x}+12\mu\frac{\partial(pH)}{\partial\tau}. \qquad (1.39)$$

Уравнение газовой смазки (1.39) универсально, так как его можно применять для плоских, цилиндрических, конических и шаровых подшипников, газодинамических уплотнений. Для перехода к определенному типу подшипника или уплотнения достаточно ввести в это уравнение зависимость для зазора H, а также параметры, характеризующие тип подшипника или уплотнения и условия их работы. При стационарном течении газа в зазоре ($\partial p/\partial\tau=0$, $U=\text{const}$) уравнение (1.39) преобразуется к виду

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(pH^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(pH^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=0. \qquad (1.40)$$

В случае стационарного течения газа в подшипнике бесконечной длины ($L\to\infty$) объемный расход газа (например, утечка вдоль оси OZ) отсутствует, поэтому можно записать

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(pH^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)=0 \qquad (1.41)$$

или после интегрирования

$$-pH^3\frac{\partial p}{\partial x}=\text{const}. \qquad (1.42)$$

Последняя запись означает, что при плоском изотермическом течении газа по зазору H произведение давления газа на объемный расход есть величина постоянная для зазора любого поперечного сечения.

Полученное универсальное уравнение (1.39) справедливо для ламинарного потока смазки. Граница существования ламинарного течения определяется скоростью, при которой Re достигает критического значения.

Поскольку уравнения газовой смазки нелинейны, их удобно рассматривать в безразмерной форме. Для этого переменные x, y, z заменяют на безразмерные

$$\bar{x}=x/D; \quad \bar{y}=y/H; \quad \bar{z}=z/L, \tag{I.43}$$

где D — характерный параметр (размер) в направлении оси OX (длина несущей поверхности подшипника с плоскими поверхностями, радиус или диаметр радиального подшипника, окружная протяженность осевого подшипника и т. п.); L — характерный размер в направлении оси OZ.

Введем следующие обозначения: $\bar{H}=H/H_0$ — относительный зазор, где H_0 — среднее значение зазора; $\lambda=L/D$ — относительная длина подшипника; $\bar{U}_X \neq U_X/U$, $\bar{U}_Y=U_Y/U$, $\bar{U}_Z=U_Z/U$ — относительные скорости; $\bar{p}=p/p_a$; $\bar{\rho}=\rho/\rho_a$, $\bar{T}=T/T_a$, $\bar{\mu}=\mu/\mu_a$, $\bar{\tau}=\tau U/l$ — относительные давление, плотность, температура, вязкость и время соответственно (индекс а указывает на то, что окружающая подшипник среда — атмосфера).

С учетом введенных обозначений уравнение газовой смазки (1.39) в безразмерном виде будет выглядеть так:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left(\bar{p}\bar{H}^3\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}\right)+\left(\frac{D}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\bar{p}\bar{H}^3\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)=\Lambda\left[\frac{\partial(\bar{p}\bar{H}\bar{U}_X)}{\partial \bar{x}}+2\frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial \tau}\right], \tag{I.44}$$

где $\Lambda=6\mu l U/p_a H_0^2$ — критерий сжимаемости, или критерий Гаррисона.

1.2.8. Влияние шероховатости поверхностей на характер течения газа между ними

Тонкие газовые пленки обычно возникают в момент пуска или остановки в подшипниковых узлах изделий с газовыми опорами. Они встречаются в газодинамических подшипниках и уплотнениях, при эксплуатации подвижных магнитных головок и лентопротяжных механизмов в вычислительных устройствах. Поскольку ультратонкие газовые пленки пока не поддаются теоретическому анализу с помощью уравнения Рейнольдса, то для них экспериментально были получены поправки.

Внутри малых зазоров имеется по крайней мере два эффекта, которые делают непригодным для анализа уравнение Рейнольдса. Это эффект молекулярного скольжения и эффект шероховатости. Первый возникает из-за того, что некоторые молекулы газа из основного потока в тонкой пленке не могут достигнуть стенок, не столкнувшись с молекулами, движущимися от стенок. Чтобы скомпенсировать возникающее при этом скольжение, в уравнение Рейнольдса подставляют эффективную вязкость газа $\mu_э$, связанную с истинной вязкостью μ соотношением

$$\mu_э=\frac{\mu}{1+l_a/H}. \tag{I.45}$$

Эффект шероховатости, проявляющийся также в сплошных средах, обычно в задачах о ламинарном течении не рассматривают. Однако при малых зазорах высота микронеровностей поверхностей трения становится соизмеримой с толщиной слоя газовой смазки.

Экспериментальные сравнительные исследования показали, что при высоте микронеровностей 0,2—0,5 мкм шероховатость поверхностей трения мало влияет на расход газа при ламинарном течении и ею можно пренебречь.

2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ С ЖЕСТКИМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Благодаря простоте конструкции газодинамические подшипники нашли широкое применение, хотя и требуют повышенной точности изготовления и сборки. Обычно их используют в гидроскопах, турбомашинах, приборах, лентопротяжных механизмах. В настоящей главе проанализируем работу только подшипников с жесткими рабочими поверхностями.

Основными характеристиками подшипника любого типа является несущая способность и жесткость смазочного слоя, которые зависят от избыточного давления, возникающего в смазочном слое, и конструктивной схемы подшипника. При определении расчетного давления p в слое газовой смазки пользуются общим уравнением газовой смазки (1.39) или (1.44).

Ввиду нелинейности интегрирование уравнений (1.39) и (1.44) пока математически не представляется возможным. Замкнутые решения удается получить только ценой многочисленных упрощающих гипотез, а при расчете характеристик приходится прибегать к численным методам интегрирования этих уравнений с помощью ЭВМ. Таких методов известно несколько. Все они основаны на преобразовании уравнения Рейнольдса в зависимость с конечными разностями, решаемую методом последующих итераций. Методы похожи между собой и различаются только граничными условиями, которые для каждого конкретного подшипника определяются типом опоры.

Наибольшее распространение получил метод Раймонди, который является наиболее точным, но требует слишком много машинного времени при расчете на ЭВМ. Поэтому имеющиеся в литературе номограммы для определения несущей способности слоя смазки и угла положения приведены только для отдельных значений L/D, λ и ε.

Если нелинейное уравнение вида (1.39) или (1.44) линеаризовать, то можно получить замкнутые решения, хотя это вносит в расчеты определенную погрешность. Ж. С. Аусман получил аналитическое решение нелинейного уравнения (1.39) после его линеаризации для стационарного течения газа в подшипниках конечной длины. Это решение имеет исключительную ценность, поскольку позволяет выяснить влияние на работу подшипника основных его параметров. Метод Ж. С. Аусмана имеет две разновидности, метод малых возмущений и метод pH-линеаризации, который удобно применять при $\varepsilon > 0{,}4$.

Рассмотрим отдельно методы определения текущего давления газа в рабочем зазоре для радиальных (гладких, цилиндрических, со спиральными и шевронными канавками, карманами Рэлея, с самоустанавливающимися сегментными вкладышами, вибронесущих) и осевых подшипников.

2.1 РАДИАЛЬНЫЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

2.1.1. Радиальные гладкие цилиндрические подшипники

2.1.1.1. Основные геометрические соотношения

Для размещения смазки в подшипнике диаметр цапфы *1* вала должен быть меньше диаметра вкладыша *2* (рис. 2.1,*а*), а сама цапфа расположена в нем эксцентрично. При этом наибольшие и наименьший зазоры лежат на прямой NN, проходящей через центры O и $O_{вкл}$ цапфы и вкладыша соответственно, которая называется *линией центров*.

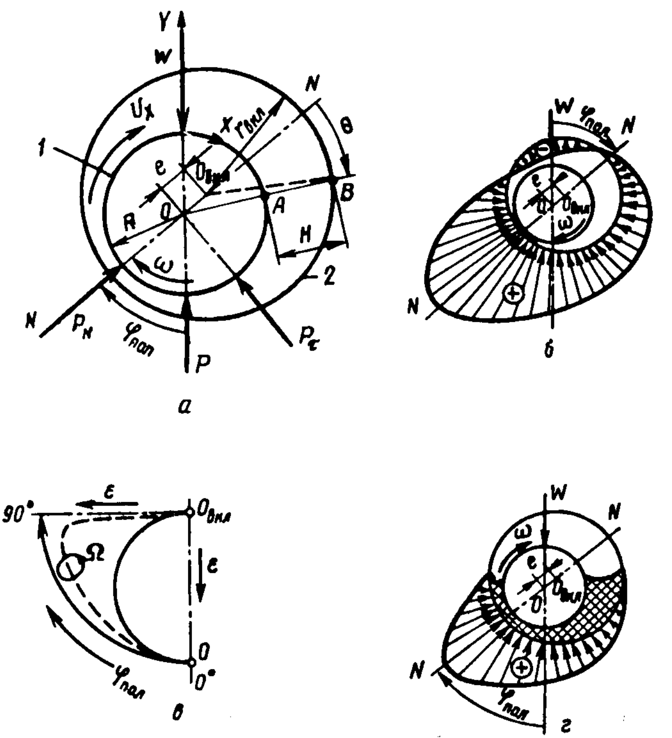


Рис. 2.1. Радиальный подшипник скольжения:

а — геометрические соотношения; *б* — полярная диаграмма газодинамического давления в слое газовой смазки; *в* — кривые подвижного разновесия ротора в подшипнике с несжимаемой (сплошная линия) и сжимаемой (пунктирная линия) смазкой; *г* — полярная диаграмма гидродинамического давления в слое несжимаемой смазки; *1* — цапфа; *2* — вкладыш

Несущая часть смазочного газового слоя с избыточным давлением расположена в зоне минимального сужающегося зазора. Протяженность несущей дуги в конфузорной (сужающейся) части зазора значительно больше, чем в диффузорной (расширяющейся). Следствием этого является поворот линии центров *NN* в сторону вращения цапфы на угол $\varphi_{пол}$, при котором равнодействующая сил нормального давления и внутреннего трения со стороны смазки на цапфу уравновешивает приложенную к цапфе внешнюю нагрузку, действуя по той же прямой (рис. 2.1, *б*). Иначе говоря, линия центров с линией действия внешней нагрузки образует некоторый угол, называемый *углом положения* $\varphi_{пол}$. При этом центр цапфы *O* занимает по отношению к центру вкладыша $O_{вкл}$ ряд последовательных положений, геометрическое место которых называется *кривой подвижного равновесия* (рис. 2.1,*в*). На рис. 2.1,*в* также показана траектория вихревого движения оси цапфы с частотой Ω' вокруг положения равновесия $O_{\text{вкл}}$.

Из приведенной на рис. 2.1,*г* полярной диаграммы гидродинамического давления в смазочном слое несжимаемой (жидкостной) смазки видно, что слой смазки (заштрихован крест накрест) в области расширяющегося зазора терпит разрыв в отличие от газовой смазки (см. рис. 2.1,*б*), где кривая изменения давления газа по зазору является замкнутой как для диффузорного, так и конфузорного зазора.

Для интегрирования уравнения Рейнольдса (1.39) применительно к радиальному подшипнику необходимо знать соотношение между толщиной H пленки смазки и координатным углом θ. В начале отсчета $\theta=0°$, а зазор H — наибольший. Рассмотрим поперечное сечение подшипника (см. рис. 2.1,*а*). Центр разворота угла θ расположен в центре вкладыша $O_{\text{вкл}}$. Точка A находится на линии OB, а $AB=H$. Из треугольника $BOO_{\text{вкл}}$ имеем

$$(BO_{\text{вкл}})^2=(OB)^2+(O_{\text{вкл}}O)^2-2O_{\text{вкл}}O\cdot OB\cdot\cos\theta.$$

С учетом последнего выражения можно записать

$$r_{\text{вкл}}^2=e^2+(R+H)^2-2e(R+H)\cos\theta$$

или

$$R+H=e\cos\theta+r_{\text{вкл}}\sqrt{1-\left(\frac{e}{r_{\text{вкл}}}\sin\theta\right)^2}.$$

Разложим в ряд подкоренное выражение и, пренебрегая членами второго порядка малости и выше, получим

$$R+H=e\cos\theta+r_{\text{вкл}}\left[1-\left(\frac{e}{r_{\text{вкл}}}\sin\theta\right)^2\right]^{0,5}\cong e\cos\theta+$$
$$+r_{\text{вкл}}\left[1-\left(\frac{e}{r_{\text{вкл}}}\sin\theta\right)^2\right].$$

Поскольку $0,5[(e/r_{\text{вкл}})\sin\theta]^2$ не может отличаться от e/H_0 более чем на 0,1%, то можно с достаточной степенью точности принять $R+H\approx r_{\text{вкл}}+e\cos\theta$ или $H_0-H=-e\cos\theta$. Отсюда

$$H=H_0+e\cos\theta=H_0(1+\varepsilon\cos\theta). \qquad (2.1)$$

Из зависимости (2.1) видно, что рабочий зазор H изменяется по закону изменения косинуса при эксцентрично расположенной во вкладыше цапфе. В смазочном слое в области, противоположной зазору H, возникает реакция P газового слоя на действие внешней нагрузки W, приложенной к цапфе вала (при горизонтально расположенном роторе это обычно сила тяжести ротора).

Если продольная ось цапфы параллельна оси вкладыша, то возникает реакция P, которую можно разложить на радиальную составляющую P_N действующую вдоль линии центров NN, и перпендикулярную ей тангенциальную составляющую P_τ (см. рис. 2.1,*а*):

$$P_N = -\int_0^{2\pi}\int_{-L/2}^{L/2} p\cos\theta R \mathrm{d}\theta \mathrm{d}R, \tag{2.2}$$

$$P_\tau = \int_0^{2\pi}\int_{-L/2}^{L/2} p\sin\theta R \mathrm{d}\theta \mathrm{d}R, \tag{2.3}$$

$$P = \int_0^{2\pi}\int_{-L/2}^{L/2} pR \mathrm{d}\theta \mathrm{d}R. \tag{2.4}$$

Угол положения

$$\varphi_{пол} = \mathrm{arctg} P_\tau / P_N. \tag{2.5}$$

В действительности эти зависимости не совсем точны из-за наличия сил трения, дающих дополнительные составляющие в направлении действия сил P_N и P_τ. Однако силы трения примерно в 10^3 раз меньше сил P_N и P_τ, поэтому при силовом анализе ими всегда можно пренебречь.

При прецессионных конических колебаниях ротора, например под действием дисбаланса и погрешностей формы, продольная ось цапфы может быть расположена под некоторым углом α относительно продольной оси вкладыша, что вызывает изменение толщины зазора по длине подшипника, а следовательно, и реакции газовой пленки. Это приводит к возникновению момента $M_г$ (рис. 2.2) с составляющими $M_{г\tau}$ (действует

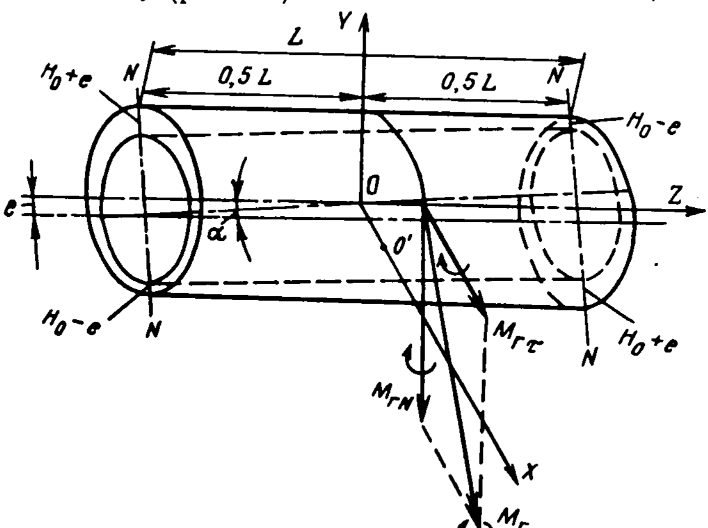


Рис. 2.2. Реакция газовой смазки на угловое смещение продольной оси цапфы во вкладыше

вокруг линии центров NN) и $M_{гN}$ (действует вокруг перпендикуляра к линии центров).

2.1.1.2. Уравнение газовой смазки

Если в общее уравнение газовой смазки (1.44) подставить θR вместо x и R вместо e, то для радиального цилиндрического подшипника (см. рис. 2.1,а) получим следующее уравнение распределения давления в слое газовой смазки:

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}H^3\frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta}\right)+\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\bar{p}H^3\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right)=\Lambda\left[\frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial\theta}+2\frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial\tau}\right], \quad (2.6)$$

где $\Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{R}{H_0}\right)^2$.

В общем случае сила газодинамического трения в подшипнике определяется из зависимости (1.28). Применительно к радиальному подшипнику можно записать

$$F_{A,B}=\int_0^L\int_0^{2\pi}\sigma_{XA,B}R\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z\pm\int_0^L\int_0^{2\pi}\mu\left(\frac{\partial U_X}{\partial y}\right)_{A,B}R\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z=$$

$$=\frac{2\pi L\mu\omega R^2}{H_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}\pm\frac{H_0}{2R}\varepsilon W\sin\varphi_{пол}. \quad (2.7)$$

Соответственно момент и мощность газодинамического трения будут равны

$$M_{тр}=M_{A,B}=F_{A,B}R=\frac{2\pi LR^3\mu\omega}{H_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}\pm 0{,}5H_0\varepsilon W\sin\varphi_{пол}, \quad (2.8)$$

$$N_{тр}=M_{тр}\omega=\frac{2\pi LR^3\mu\omega^2}{H_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}\pm 0{,}5H_0\varepsilon\omega W\sin\varphi_{пол}. \quad (2.9)$$

Внешняя нагрузка W обычно приложена к центру цапфы. Возникающая в слое смазки реакция P действует на вкладыш, и ее равнодействующая также приложена в центре вкладыша. Эти силы приложены на расстояние $e\sin\varphi_{пол}$, направлены в противоположные стороны. Момент этих сил $\varepsilon WH_0\sin\varphi_{пол}$ уравновешивается разностью моментов газодинамического трения $R(F_A-F_B)$ и $R(F_A-F_B)=WH_0\varepsilon\sin\varphi_{пол}$ на цапфе и вкладыше соответственно. При $\varphi_{пол}=0$ оба момента равны между собой. Знак «плюс» в зависимостях (2.7)—(2.9) относится к рабочей поверхности вкладыша, а знак «минус» — к поверхности цапфы. Первый член в уравнениях (2.7)—(2.9) описывает трение по закону Ньютона (формула Н. П. Петрова), а второй учитывает смещение центров цапфы относительно вкладыша и влияние эксцентриситета.

Из зависимостей (2.8) и (2.9) также следует, что средний коэффициент газодинамического трения в зазоре подшипника можно определить как силу трения, деленную на величину внешней нагрузки:

$$f_{\text{тр}}\frac{F_{A,B}}{W}=\frac{2\pi L R^2\mu\omega}{WH_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}\pm\frac{H_0\varepsilon}{2R}\sin\varphi_{\text{пол}}. \tag{2.10}$$

Многочисленные экспериментальные исследования подтверждают правильность формул (2.7) и (2.10) для вычисления сил и коэффициентов газодинамического трения.

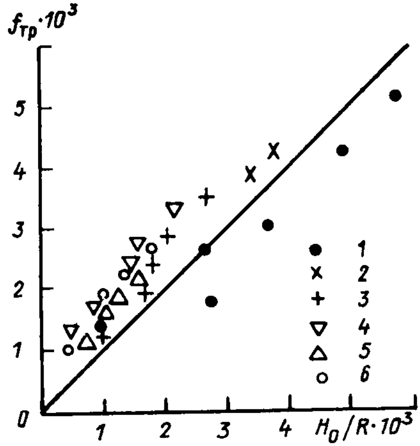


Рис. 2.3. Экспериментальные (1 ... 6) и теоретические (сплошная линия) значения коэффициента газодинамического трения в радиальном цилиндрическом подшипнике с жесткими рабочими поверхностями ($D=0{,}035$ м; $L=0{,}0387$ м; $W=51{,}1$ Н; $T=293$ К; $\varepsilon=0$; $f=20\,000$ мин$^{-1}$) при H_0/R, равном 0,00581 (*1*); 0,00875 (*2*); 0,0148 (*3*); 0,0178 (*4*); 0,0252 (*5*) и 0,0321 (*6*)

На рис. 2.3 приведены значения коэффициентов трения, подсчитанные по зависимости (2.10) и полученные экспериментально для ε, близких к нулю. Видно, что разница между теоретическими и экспериментальными значениями мала. При построении теоретической зависимости второй член в уравнении (2.10) был опущен ввиду его малости. Некоторое расхождение теоретических значений с экспериментальными объясняется отбрасыванием второго члена в зависимости (2.10), погрешностью эксперимента, а также некоторым увеличением вязкости газа с повышением температуры. Таким образом, можно констатировать, что для рассмотренного случая $f_{тр}$ лежит в пределах 0,001—0,005, а мощность трения, например при $f=2\times10^4$ мин$^{-1}$, составляет около 200 Вт.

2.1.1.3. Выбор метода решения уравнения газовой смазки

Несмотря на обилие методов и методик определения давления газа в результате решения уравнения газовой смазки (2.6), их можно разделить на три основные группы: точные, приближенные и эмпирические. Рассмотрим более подробно приближенные и эмпирические методы.

Метод малых возмущений. На практике продольная ось цапфы может быть параллельна оси вкладыша и может быть расположена под углом α к оси вкладыша (см. рис. 2.2).

Если при $\alpha=0$ функцию давления в слое газовой смазки разложить в ряд по степеням ε, то получим

$$\overline{p}(\theta, z)=1+\varepsilon\overline{p}_1(\theta, z)+\varepsilon^2\overline{p}_2(\theta, z)+\dots, \qquad (2.11)$$

где $\overline{p}_1$ и $\overline{p}_2$ — составляющие безразмерного давления $\overline{p}$, зависящие от эксцентриситета и эффекта вращения цапфы вала соответственно

В связи с этим вместо $\overline{p}(\theta, z)$ подставим в уравнение (2.6) правую часть функции (2.11), отбросив члены с ε в степенях выше первой как величины большего порядка малости. В результате получим

$$\frac{\partial^2\overline{p}_1}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2\overline{p}_1}{\partial\overline{z}}-\Lambda\frac{\partial\overline{p}_1}{\partial\theta}+\Lambda\sin\theta=0. \qquad (2.12)$$

Решение этого линеаризованного уравнения методом Фурье будет следующим:

$$\overline{p}_1=\mathrm{Re}\left\{-e^{i\theta}\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[1-\frac{\mathrm{ch}\,(\overline{z}\sqrt{1+i\Lambda})}{\mathrm{ch}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}\right]\right\}, \qquad (2.13)$$

где Re — действительная часть заключенного в фигурных скобках комплексного числа; $i=\sqrt{-1}$.

Подставив зависимость (2.13) в уравнения (2.2) и (2.3), получим формулы для определения составляющих P_N и P_τ главного вектора P несущей способности газового слоя от сил давления газа при вращении цапфы ротора:

$$P=\sqrt{P_N^2+P_\tau^2}, \qquad (2.14)$$

$$P_N=\varepsilon p_a LD\frac{\pi}{2}\,\mathrm{Re}\left\{\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[1-\frac{\mathrm{th}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}{\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}}\right]\right\}.$$

$$P_\tau=\varepsilon p_a LD\frac{\pi}{2}\,\mathrm{Im}\left\{\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[1-\frac{\mathrm{th}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}{\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}}\right]\right\}. \qquad (2.15)$$

где Im — мнимая часть комплексного числа, заключенного в фигурных скобках, Результаты расчетов реакций P_N и P_τ этим методом на ЭВМ приведены на рис. 2.4 в виде графиков, представляющих собой зависимость безразмерных составляющих $\overline{P}_N = P_N/\varepsilon p_a LD$ и $\overline{P}_\tau = P_\tau/\varepsilon p_a LD$ от Λ для отношений L/D, изменяющихся от 0,25 до ∞. В связи с этим отпадает надобность в вычислении P_N и P_τ по формулам (2.15).

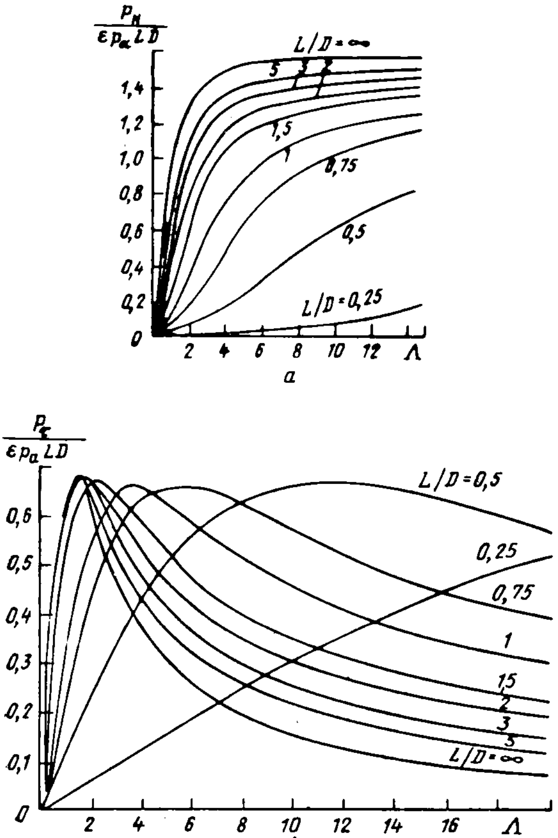


Рис. 2.4. Результаты расчета по методике Ж. С. Аусмана радиальной (*а*) и тангенциальной составляющих (*б*) несущей способности газового смазочного слоя газодинамических радиальных цилиндрических подшипников с гладкими жесткими рабочими поверхностями в стационарных условиях

Жесткость смазочного газового слоя может быть определена из зависимости

$$K = P/\varepsilon H_0. \tag{2.16}$$

Пример. Определить несущую способность, угол положения и мощность трения для газодинамического радиального подшипника с гладкими цилиндрическими рабочими поверхностями, если $n = 10^5$ мин$^{-1}$; $D = 0{,}03$ м; $L = 0{,}03$ м; $H_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $\mu = 1{,}73 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $p_a = 3990$ Па; $\varepsilon = 0{,}6$.

Решение

Отношение $L/D=0{,}03/0{,}03=1$. Вычисляем параметр сжимаемости по формуле

$$\Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{P}{H_0}\right)^2=\frac{6\cdot 1{,}73\cdot 10^{-5}}{3990}\,\frac{3{,}14\cdot 10^{6}}{30}\left(\frac{15\cdot 10^{-3}}{2\cdot 10^{-5}}\right)^2=153.$$

По графикам, приведенным на рис. 2.4, для $L/D=1$ и $\Lambda=153$ определяем безразмерные составляющие несущей способности газового смазочного слоя подшипника:

$$\frac{P_N}{\varepsilon p_a L D}=1{,}5;\qquad \frac{P_\tau}{\varepsilon p_a L D}=0{,}1,$$

откуда

$$P_N=1{,}5\varepsilon p_a LD=1{,}5\cdot 0{,}6\cdot 3990\cdot 0{,}03\cdot 0{,}03=3{,}23\text{Н},$$

$$P_\tau=0{,}1\varepsilon p_a LD=0{,}1\cdot 0{,}6\cdot 3990\cdot 0{,}03\cdot 0{,}03=0{,}215\text{Н}.$$

Несущую способность смазочного слоя подшипника вычисляем по формуле (2.14):

$$P=\sqrt{\quad+\quad_{\tau}^{2}}=3{,}23714\ \text{Н}.$$

По формуле (2.5) находим угол положения

$$\varphi_{\text{пол}}=\operatorname{arctg}\frac{P_\tau}{P_N}=\operatorname{arctg}\frac{0{,}215}{3{,}23}=3{,}8^\circ.$$

Определяем мощность и коэффициент трения. Мощность газодинамического трения

$$N_{\text{тр}}=\frac{2\pi L R^3\mu\omega^2}{H_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}=\frac{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}03\cdot 0{,}015^3\cdot 1{,}73\cdot 10^{-5}\cdot 1046{,}6^2}{2\cdot 10^{-5}\sqrt{1-0{,}6^2}}=75{,}3\ \text{Вт}.$$

Считаем, что $P=W=3{,}23714$ Н, тогда

$$f_{\text{тр}}=\frac{2\pi L R^2\mu\omega}{WH_0}=\frac{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}03\cdot (0{,}015)^2\cdot 1{,}73\cdot 10^{-5}\cdot 10466}{3{,}23714\cdot 2\cdot 10^{-5}}=0{,}12.$$

Если же продольная ось цапфы расположена под углом $\alpha\neq 0$ к оси цапфы (см. рис. 2.2), то получим уравнение, аналогичное (2.12):

$$\frac{\partial^2\bar p_1}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2\bar p_1}{\partial z^2}-\Lambda\frac{\partial\bar p_1}{\partial\theta}+\Lambda\bar z\sin\theta=0. \qquad \textbf{(2.17)}$$

Граничные условия для давления отличаются от предыдущих (при $\alpha=0$): давление асимметрично относительно точки O (см. рис. 2.2), т. е. точки пересечения продольных осей вкладыша и цапфы.

Решение уравнения (2.17) имеет вид

$$\bar p_1=\operatorname{Re}\left\{-e^{i\theta}\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[\bar z-\frac{L}{D}\,\frac{\operatorname{sh}(\bar z\sqrt{1+i\Lambda})}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}\right]\right\}. \qquad \textbf{(2.18)}$$

Отсюда восстанавливающие моменты в плоскости линии центров и перпендикулярной линии центров определяются соответственно по формулам

$$M_{\text{г}N}=p_aR^3\int\limits_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}}d\bar{z}\int\limits_{0}^{2\pi}\left[-\left(\frac{\alpha R}{H_0}\right)\right]\bar{p}_1\bar{z}\cos\theta d\theta=$$

$$=\frac{\alpha L^3}{H_0}Dp_a\frac{\pi}{24}\operatorname{Re}\left\{\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[1-\frac{3\operatorname{ctg}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}{\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{3}{\left(\frac{L}{D}\right)^2(1+i\Lambda)}\right]\right\}. \qquad (2.19)$$

$$M_{\text{г}\tau}=\frac{\alpha L^3}{H_0}Dp_a\frac{\pi}{24}\operatorname{Im}\left\{\left(\frac{i\Lambda}{1+i\Lambda}\right)\left[1-\frac{3\operatorname{ctg}\left(\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}\right)}{\frac{L}{D}\sqrt{1+i\Lambda}}+\frac{3}{\left(\frac{L}{D}\right)^2(1+i\Lambda)}\right]\right\}.$$

$$M_{\text{г}}=\sqrt{M_{\text{г}N}^2+M_{\text{г}\tau}^2};$$

$$\varphi_{\text{пол}}=\operatorname{arctg}\frac{M_{\text{г}N}}{M_{\text{г}\tau}}.$$

По выполненным на ЭВМ расчетам по формулам (2.19) построены графики изменения безразмерных составляющих момента $M_{\text{г}}$ в зависимости от Λ для разных отношений L/D (рис. 2.5).

Из-за асимметрии давления главный вектор сил давления равен нулю, но в плоскости среднего сечения подшипника (см. рис.2.2) появляется результирующий восстанавливающий момент $M_{\text{г}}$.

Если цапфа вала смещена относительно вкладыша на величину ε и к тому же имеется еще и перекос продольных осей, то реакция газового слоя зависит от суммы эффектов от ε и $\alpha R/H_0$.

Метод pH-линеаризации. Рассмотрим изотермическое ламинарное течение газа в рабочем зазоре подшипника. Введем функцию

$$\psi=\bar{p}\bar{H}. \qquad (2.20)$$

При этом будем предполагать, что в подшипнике нет перекосов продольных осей цапфы относительно оси вкладыша. С учетом зависимости (2.20) уравнение газовой смазки (2.6) можно переписать так:

$$\bar{H}_{\psi}\left(\frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial\bar{z}^2}\right)-\Lambda\frac{\partial\psi}{\partial\theta}=\psi\frac{\partial^2\bar{H}}{\partial\theta^2}+\frac{\partial\bar{H}}{\partial\theta}\psi\frac{\partial\psi}{\partial\theta}-\bar{H}\left[\left(\frac{\partial\psi}{\partial\theta}\right)^2+\left(\frac{\partial\psi}{\partial z}\right)^2\right]. \qquad (2.21)$$

Опустив нелинейные члены в уравнении (2.21), т. е. члены с ε и ψ в степенях выше первой, Ж. С. Аусман получил следующее уравнение:

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial\bar{z}^2}-\Lambda\frac{\partial\psi}{\partial\theta}-\frac{\partial^2\bar{H}}{\partial\theta^2}=0. \qquad (2.22)$$

Разложим функцию

$$\psi=\bar{p}\bar{H}=[1+\varepsilon\bar{p}_1+\bar{p}_2(\varepsilon^2)+\ldots][1+\varepsilon\cos\theta]\approx\bar{H}+\varepsilon\bar{p}_1+\varepsilon^2p_2+\ldots.$$

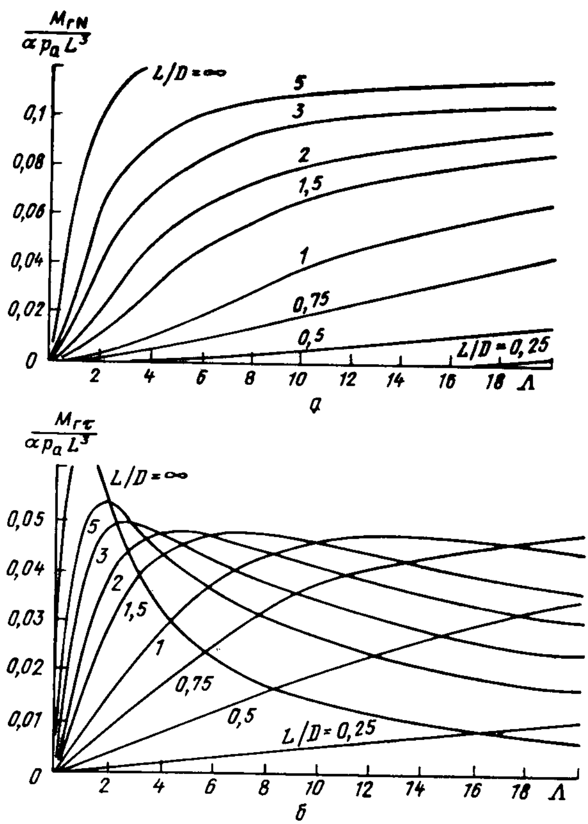


Рис. 2.5. Результаты расчета по методике Ж. С. Аусмана восстанавливающих безразмерных моментов M_{rN} (*а*) и $M_{r\tau}$ (*б*) в газовой пленке газодинамических радиальных цилиндрических подшипников с гладкими жесткими рабочими поверхностями в стационарных условиях при угловом смещении цапфы относительно оси вкладыша

Решив уравнение (2.22) с учетом разложения по ψ, получаем следующие зависимости:

$$P_{N\psi}=\frac{2\varepsilon}{(1+\sqrt{1+\varepsilon^2})\sqrt{1-\varepsilon^2}}P_N,$$

$$P_{\tau\psi}=\frac{2\varepsilon}{(1+\sqrt{1-\varepsilon^2})\sqrt{1-\varepsilon^2}}P_\tau, \qquad (2.23)$$

$$P=\sqrt{P^2_{N\psi}+P^2_{\tau\psi}},$$

где P_N и P_τ — определяют по формулам (2.15) или по графикам, приведенным на рис. 2.4.

Метод pH-разложения при больших ε дает более точные результаты по сравнению с методом малых возмущений.

Эмпирический метод С. А. Шейнберга. Еще в 1949 г. наш соотечественник и родоначальник развития газовой смазки в СССР С. А. Шейнберг разработал метод, в котором предложил вычислять давление в слое смазки для подшипника конечной длины путем умножения давления, полученного для подшипника бесконечной длины, на некоторый поправочный множитель $f(z)$, зависящий от текущей длины подшипника z:

$$p-p_a=f(z)\,(p_\infty-p_a). \qquad (2.24)$$

Для вычисления $f(z)$ предложена комбинация гиперболических функций по типу комбинации, применяемой для несжимаемой смазки, когда функция $f(z)$ учитывает качественную зависимость давления в слое смазки от z при различных скоростях газа U. При этом несущую способность подшипника конечной длины определяют из зависимости

$$P=p_a L D\left(1-\frac{D}{L}\,\mathrm{th}\,\frac{L}{D}\right)\overline{P}_\infty. \qquad (2.25)$$

Коэффициент $\overline{P}_\infty$ при $L/D\rightarrow\infty$ находят по номограмме (рис. 2.6). По этой же номограмме можно определить угол положения $\varphi_{\text{пол}}$ для разных Λ и ε.

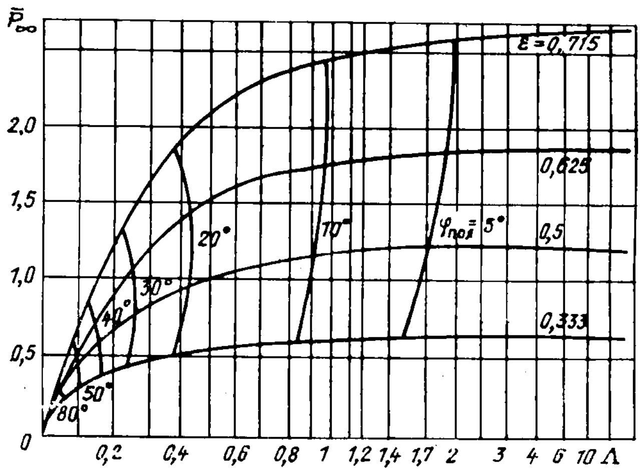


Рис. 2.6. Номограмма для определения рабочих характеристик газодинамического радиального цилиндрического подшипника с жесткими рабочими поверхностями

Эмпирический метод А. А. Лохматова. В слое газовой смазки при вращении цапфы вала наблюдается вязкостное течение со скоростью U_1 и течение под действием разницы давлений газа U_2 (напорное течение). Направление и вид эпюры скоростей U_1 вязкостного течения в любых сечениях рабочего зазора подшипника неизменны. Направление и вид эпюры скоростей U_2 напорного течения зависят от величины и направления градиента давления p и в различных сечениях слоя смазки неодинаковы.

В суммарном потоке, примыкающем к подвижной стенке зазора, частицы газа не изменяют своей скорости, переходя от сечения к сечению, и их плотность должна быть обратно пропорциональна площади проходного сечения. Это как бы сжимаемый подслой в потоке смазки. Частицы газа, примыкающие к неподвижной стенке зазора (здесь вязкостная и напорная составляющие скорости соизмеримы между собой), движутся быстро, и скорость существенно изменяется с изменением проходного сечения канала. Это как бы несжимаемый подслой в потоке смазки. Толщина отмеченных подслоев зависит от соотношения между скоростями U_2 и U_1 по высоте зазора H. При больших скоростях скольжения U подвижной стенки влияние скорости U_2 на общую скорость движения потока смазки в зазоре практически не оказывается, т. е. весь поток ведет себя как сжимаемая жидкость; наоборот, при малых скоростях U весь поток подчиняется законам движения несжимаемой жидкости. При промежуточных скоростях между рассматриваемыми подслоями идет непрерывный обмен частицами газа.

Учитывая такой характер течения газа по зазору, А. А. Лохматов предложил оригинальный метод расчета давления газа и несущей способности смазочного газового слоя.

Для плоской задачи при исследовании произвольного сечения зазора высотой H на практике можно ввести параметры $K_1=\rho H U_1^2$ и $K_2=\rho H U_2^2$, характеризующие количество движения массы газа в единицу времени под действием вязкостных и напорных сил соответственно.

Если бы рассматриваемый поток двигался только со скоростью U_1 или только со скоростью U_2, имея соответственно плотности ρ_1 и ρ_2, то количества движения были бы равны

$$K_1'=\rho_1 H U_1^2 \quad \text{и} \quad K_2'=\rho_2 H U_2^2.$$

После совмещения этих фиктивных потоков результирующий поток будет близок по своим свойствам к действительному потоку газовой смазки в зазоре. Однако этот фиктивный поток будет эквивалентен действительному, только если он будет эквивалентен ему по своему силовому воздействию на стенки, т. е. когда соблюдается условие

$$\rho_1 H U_1^2+\rho_2 H U_2^2=\rho H U_1^2+\rho H U_2^2.$$

Решив это уравнение относительно ρ, получим

$$\rho=\left(\frac{U_1}{U_2}\right)^2 \frac{\rho_1}{\left(\frac{U_1}{U_2}\right)^2+1}+\frac{\rho_2}{\left(\frac{U_1}{U_2}\right)^2+1}. \tag{2.26}$$

Однако для практических расчетов и анализа это уравнение непригодно, поэтому введем ряд допущений:

1. Влияние ρ_2 на результирующую плотность ρ незначительно при средних и больших скоростях скольжения U, т. е. при $1/[(U_1/U_2)^2+1]\to 0$.

2. Плотность ρ_1 можно определять по зависимостям, полученным для течения сжимаемого газа, т. е. при $U_1\to\infty$.

3. Постоянно изменяющуюся в разных сечениях зазора скорость U_2 принимаем равной скорости течения газа при постоянном перепаде давления окружающей среды p_a на длине R зазора сечением $H_0\times 1$. Тогда при $U_1\approx \approx \frac{p_a}{R}\frac{H_0^2}{12}$ получим

$$\frac{U_1}{U_2}\approx\frac{U\cdot 12\mu R}{2H_0^2 p_a}=\Lambda.$$

4. Поскольку течение газовой смазки считаем изотермическим, то плотность можно заменить давлением смазки.

С учетом сделанных допущений уравнение (2.26) примет вид

$$p=\frac{\Lambda^2}{\Lambda^2+1}p_1+\frac{1}{\Lambda^2+1}p_2, \tag{2.27}$$

где $p_2=p_a\frac{2+3\varepsilon^2}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon\cos\theta)}$; $p_1=p_a\left[1+\Lambda\frac{1}{2+\varepsilon^2}\frac{\varepsilon\sin\theta}{1-\varepsilon\cos\theta}\left(1+\frac{1}{1-\varepsilon\cos\theta}\right)\right]$.

Расчеты показали, что более точные данные получаются, если вместо Λ ввести корректирующий множитель $\chi=\frac{2}{3}\Lambda$.

Несущую способность смазочного газового слоя без учета утечек газа можно определить как результат векторного сложения составляющих P_2 и P_1:

$$P_\infty=\sqrt{P_2^2+P_1^2}. \quad (2.28)$$

В этом выражении

$$P_2=\frac{1}{\chi^2+1}\int_0^{2\pi} p_2R\cos(\theta-90^\circ)\,d\theta=\Lambda\frac{2\pi\varepsilon}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}\frac{1}{2+\varepsilon^2}\frac{1}{\chi^2+1};$$

$$P_1=\frac{\chi^2}{\chi^2+1}\int_0^{2\pi} p_1R\cos\theta\,d\theta=2\pi Rp_a\frac{2+3\varepsilon^2}{\varepsilon^2(1+\varepsilon)(2+\varepsilon^2)}\times$$

$$\times\left[\sqrt{\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}}-(1+\varepsilon)\right]\frac{\chi^2}{\chi^2+1}.$$

Угол положения $\varphi_{\text{пол}}=\operatorname{arctg}\frac{P_2}{P_1}$.

В подшипнике конечной длины всегда имеется утечка газа по его торцам, которую можно учесть при помощи зависимости

$$P=L\left(1-\frac{CD}{L}\operatorname{th}\frac{L}{CD}\right)P_\infty, \quad (2.29)$$

где

$$C=\sqrt{\frac{2+\varepsilon^2/3}{(\chi^2+1)(2+\varepsilon^2)}}.$$

Сопоставление между собой различных методов расчета уравнения газовой смазки и несущей способности смазочного газового слоя. Поскольку не всегда имеются экспериментальные данные, то любые методы расчета, как показала практика, можно сравнивать с теоретическими данными А. А. Лохматова, полученными методом конечных разностей. На рис. 2.7 приведены данные, полученные методом малых возмущений и численным методом. Видно, что с увеличением ε кривые расходятся между собой довольно быстро. Поэтому для вычисления несущей способности метод малых возмущений не следует рекомендовать при $\varepsilon>0{,}4$ независимо от отношения L/D. Для определения угла положения ошибка становится большой уже при $\varepsilon=0{,}2$.

Для $\varepsilon=0{,}8$ на рис. 2.8, *а* сопоставлены результаты расчета по четырем методикам с данными, полученными численным методом А. А. Раймонди. Видно, что расчет несущей способности *pH*-методом Ж. С. Аусмана дает результаты, заниженные по сравнению с данными численного решения примерно на 40%. Результаты расчетов по методике С. А. Шейнберга и А. А. Лохматова очень близки к численному решению как при больших, так и при малых ε. При определении угла положения кривая, рассчитанная по методике С. А. Шейнберга, почти полностью совпадает с численным решением (рис. 2.8, *б*).

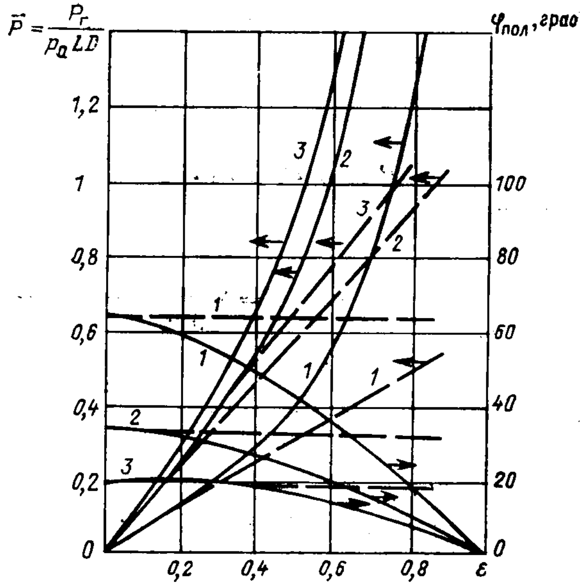


Рис. 2.7. Влияние на безразмерную несущую способность $\bar{P}$ и угол положения $\varphi_{пол}$ газодинамического радиального гладкого цилиндрического подшипника эксцентриситета ε и отношения L/D, равного 0,5 (*1*); 1 (*2*) и 2 (*3*), для $\Lambda = 6$: сплошные линии — расчет численным методом; пунктирные линии — расчет методом возмущений

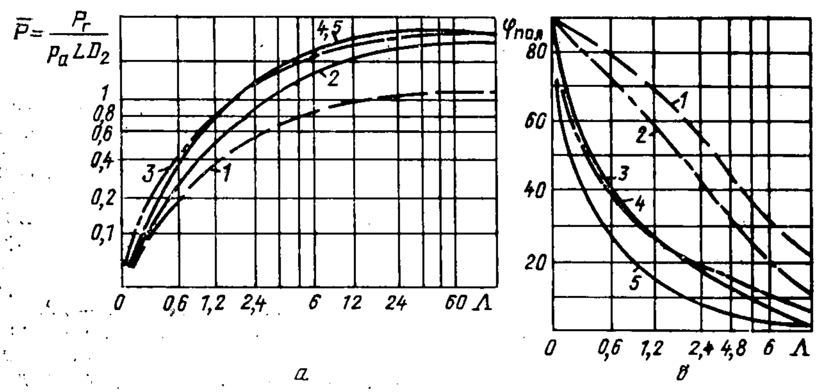


Рис. 2.8. Сопоставление результатов расчета безразмерной несущей способности (*а*) и угла положения (*б*) газодинамического радиального гладкого цилиндрического подшипника по различным методикам при $\varepsilon = 0{,}8$; $k = 1$, $L/D = 1$:

1 — метод малых возмущений; *2* — метод pH-линеаризации; *3* — численный метод; *4* — эмпирический метод С. А. Шейнберга; *5* — эмпирический метод А. А. Лохматова

Как следует из приведенного анализа, для малых ε все перечисленные методы определения P и $\varphi_{пол}$ дают примерно одинаковые результаты. Поэтому выбор метода расчета определяется главным образом компетентностью исследователя в вопросах знания того или иного метода. Для больших ε можно однозначно рекомендовать численный метод или эмпирический метод С. А. Шейнберга.

2.1.2. Радиальные цилиндрические подшипники с профилированными рабочими поверхностями

2.1.2.1. Общие сведения

Большинство исследователей до появления ступенчатых подшипников считали конфузорную форму рабочего зазора радиального подшипника наиболее приемлемой (см. рис. 2.1). Еще в 1912 г. Дж. У. Рэлей математически показал, что несущая способность подшипника бесконечной длины будет максимальна тогда, когда смазочная пленка имеет ступенчатую форму. Первое теоретическое исследование ступенчатого подшипника конечной длины с газовой смазкой (рис. 2.9) было опубликовано только в 1959 г. К. Кочи, а завершено Б. Ж. Хэмроком. В их работах толщина смазочного слоя в пределах области выступа или впадины рассматривалась как функция угла θ и не являлась постоянной. Установлено, что высота выступа (см. рис. рис. 2.9,*в*) в ступенчатом подшипнике оптимальна лишь для одного значения внешней радиальной нагрузки W. При изменении нагрузки подшипники начинают работать не в оптимальном режиме, что на практике в большинстве случаев не играет существенной роли. Например, при горизонтально расположенном роторе W — это сила тяжести ротора.

Ступенчатые подшипники в настоящее время выполняют следующих конфигураций: с открытыми в окружающую торцы подшипника среду продольными канавками, с закрытыми карманами Рэлея, с шевронными канавками.

2.1.2.2. Подшипники с открытыми в окружающую среду торцами

На рис. 2.9 показан газодинамический радиальный ступенчатый подшипник Рэлея, имеющий на рабочей поверхности вкладыша (см. рис. 2.9, *а*) или цапфы (см. рис. 2.9, *б*) продольные канавки, сообщающиеся торцами с окружающей подшипник средой. Обычно в подшипнике вращается деталь с гладкой рабочей поверхностью, а деталь с канавками и выступами остается неподвижной. Каждый рабочий элемент такого подшипника включает в себя канавку (впадину) 1, выступ *2* и заборник газа *3* (см. рис. 2.9, *а*, *б*). Протяженность канавки, выступа и заборника газа равна β, γ и δ соответственно. Каждый элемент

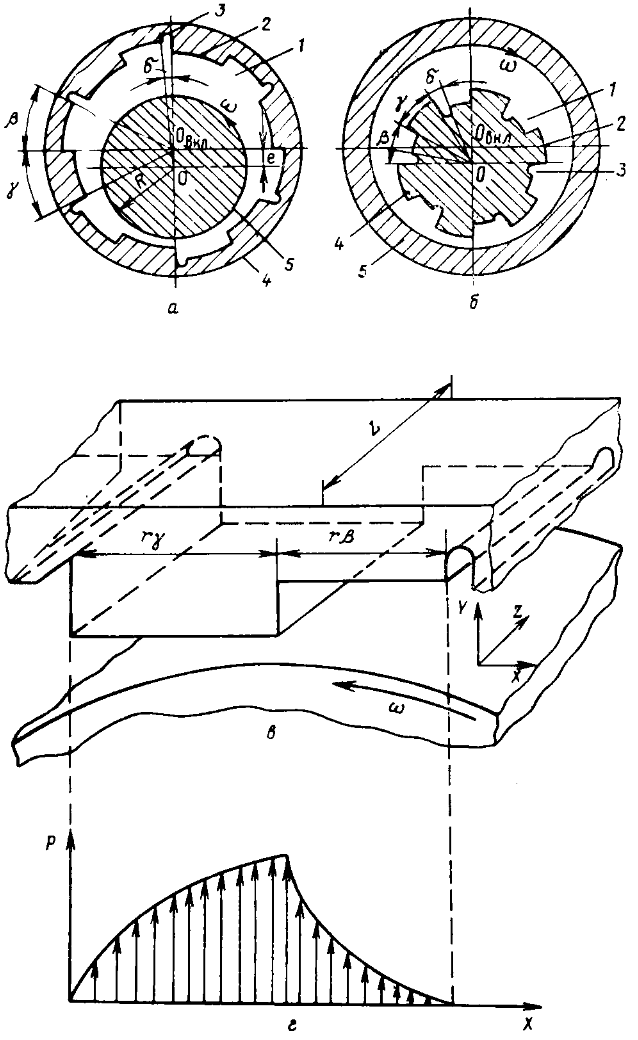


Рис. 2.9. Газодинамический радиальный ступенчатый подшипник:

а, б — поперечное сечение подшипника с продольными канавками, выполненными на неподвижной и вращающейся рабочей поверхности соответственно; *в* — элемент подшипника; *г* — эпюра давления газа в зазоре элемента канавка — выступ

(рис. 2.9, *в*) подшипника работает независимо от других, поскольку функция давления газа в нем в направлении вращения цапфы *5* (см. рис. 2.9, *а*) или вкладыша *4* (см. рис. 2.9, *б*) имеет разрыв в зоне заборников газа *3* (см. рис. 2.9, *г*). В смазочном зазоре давление газа всегда избыточное и зона пониженного давления отсутствует в отличие от подшипников с гладкими рабочими поверхностями (см. рис. 2.1). Вследствие этого уменьшается натекание газа в рабочий зазор и повышается несущая способность газового слоя в ступенчатом подшипнике по сравнению с гладким.

В основу анализа работы ступенчатого подшипника также положен метод pH-линеаризации, который использовал Ж. С. Аусман при исследовании гладкого цилиндрического подшипника.

Анализ для средних и больших значений U без особых погрешностей для практических расчетов можно выполнить для подшипника бесконечной длины ($L \to \infty$), так как отношение $L/H \gg 10^3$ и, следовательно, сопротивление течению газа вдоль подшипника намного больше сопротивления течению газа в окружном направлении.

Из уравнения (1.39) можно получить уравнение для стационарного течения газа $\partial p/\partial \tau = 0$ в подшипнике бесконечной длины, приняв $\partial p/\partial z = 0$ и $\partial^2 p/\partial z^2 = 0$ при $U = \mathrm{const}$:

$$\frac{\partial}{R\,\partial\theta}\left(\bar{p}H^3\frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta}\right) - 6\mu\frac{U}{R}\frac{\partial(\overline{pH})}{\partial\theta} = 0. \qquad (2.30$$

Используя подстановку $\psi = \overline{pH}$ и опустив нелинейные члены, уравнение (2.30) можно привести к выражению (2.21):

$$\psi\overline{H}\frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2} + 6\mu U R\frac{\partial\psi}{\partial\theta} - \psi^2\frac{\partial^2\overline{H}}{\partial\theta^2} = 0. \qquad (2.31)$$

Давление газа в рабочем зазоре определяют отдельно для канавки и выступа.

Несущая способность ступенчатых подшипников с оптимальными параметрами при любых эксцентриситетах примерно в 1,5 раза выше, чем гладких цилиндрических подшипников.

Поскольку ступенчатые подшипники с открытыми в окружающую среду торцами имеют ограниченное применение, ограничимся только описанием их принципа работы и конструктивной схемы. Для получения более подробных сведений и ознакомления с методами расчета читатели могут обратиться к работам Б. Ж. Хэмрока.

2.1.2.3. Подшипники с закрытыми карманами Рэлея

Разновидностью ступенчатого подшипника Рэлея является подшипник, описанный Ж. Дрешером в 1953 г., у которого рабочий элемент подшипника состоит из кармана, выступа и заборника газа (рис. 2.10). Такое устройство позволяет уменьшить боковые утечки газа из подшипника и тем самым повысить несущую способность газового слоя. В подшипнике может быть два ряда карманов. Обычно несущая способность подшипников с карманами Рэлея всего на 20...30% больше несущей

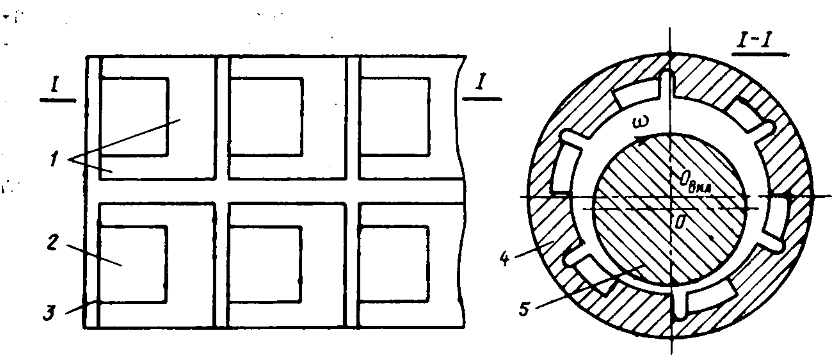


Рис. 2.10. Развертка рабочей поверхности вкладыша сдвоенного газодинамического радиального подшипника с закрытыми карманами Рэлея:
1 — выступ; *2* — карман; *3* — заборник газа; *4* — вкладыш; *5* — цапфа

способности ступенчатых подшипников, а сложность их изготовления значительно больше последних. Поэтому такие подшипники пока не получили широкого практического применения.

2.1.2.4. Подшипники с шевронными канавками

Радиальный подшипник с шевронными канавками показан на рис. 2.11. Расположенные на вращающейся детали канавки могут охватывать по длине либо всю поверхность (рис. 2.11, *а*), либо часть длины поверхности цапфы (рис. 2.11, *б*). Канавки

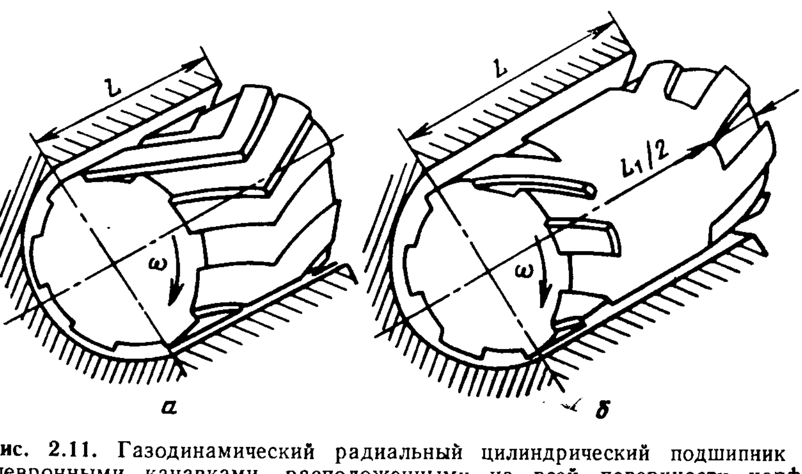


Рис. 2.11. Газодинамический радиальный цилиндрический подшипник с шевронными канавками, расположенными на всей поверхности цапфы длиной L (*а*) и на длине $L_1 < L$ (*б*)

в поперечном сечении имеют прямоугольную форму (рис. 2.12, *а*), симметричны относительно средней плоскости подшипника и могут нарезаться как на вкладыше, так и на цапфе. Угол на-

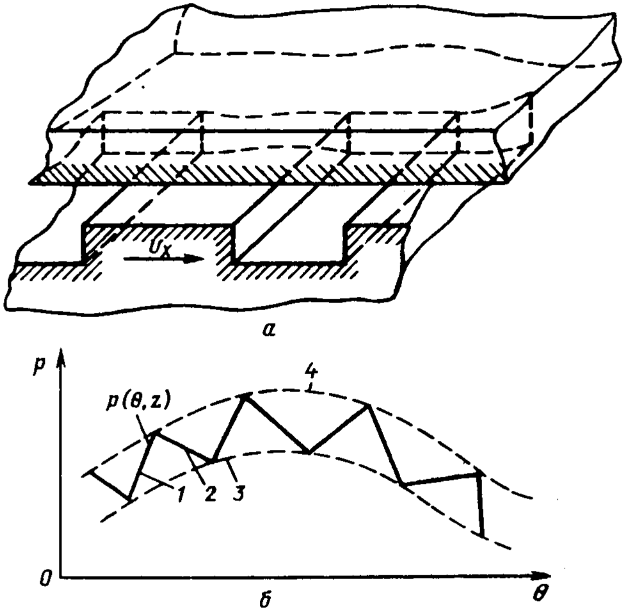


Рис. 2.12. Газодинамический радиальный цилиндрический подшипник с шевронными канавками:

а — элемент канавка — выступ; *б* — схематическое изменение давления газа в рабочем зазоре подшипника; *1* — зона канавки; *2* — зона выступа; *3*, *4* — огибающие эпюры давления в элементе канавка — выступ

клона канавки, измеренный в направлении вращения, должен быть тупым (см. рис. 2.11, *а*), если канавка выполнена на поверхности цапфы, и острым, если канавка находится на поверхности вкладыша. Поэтому радиальный подшипник с шевронными канавками может работать при определенном направлении вращения цапфы.

Подшипник со скошенными канавками действует как вязкостный компрессор, т. е. он перекачивает газ и увеличивает его давление вдоль канавок. Этот эффект самонагнетания в подшипниках с канавками по сравнению с гладкими подшипниками обеспечивает дополнительную внешнюю радиальную нагрузку и большую устойчивость вращения роторов.

Общее число канавок на каждом конце подшипника должно быть оптимальным. Существующая теория предполагает, что число элементов канавка — выступ — максимально, а относительные эксцентриситеты — малы.

Рабочий зазор в шевронном подшипнике изменяется скачком на границе канавки и выступа. Градиент изменения давления в этой области также должен иметь разрыв, поэтому профиль эпюры давления будет волнистым (рис. 2.12, *б*). При бесконечно большом числе элементов канавка — выступ огибающие максимальных и минимальных давлений будут сближаться между собой и в пределе сольются, когда пространство, занятое выступами и впадинами, станет бесконечно мало.

Общий теоретический анализ подшипников рассматриваемого типа подробно рассматривается в работе [1], где также дана методика их расчета.

2.1.3. Радиальные подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

Применению на практике газодинамических подшипников с самоустанавливающимися сегментными вкладышами (в литературе их часто называют сегментными подшипниками) послужи-

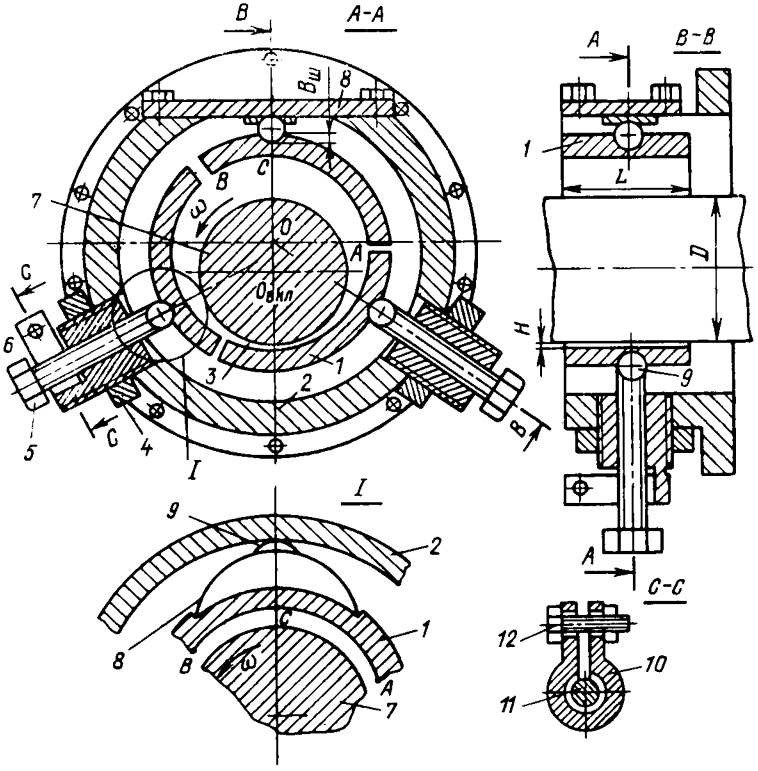


Рис. 2.13. Газодинамический радиальный подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

ла их лучшая устойчивость к самовозбуждающимся колебаниям быстро вращающихся роторов. Существенным недостатком работы газодинамических радиальных цилиндрических полноохватываемых подшипников с гладкими рабочими поверхностями (см. рис. 2.1) является то, что реакция газового смазочного слоя не проходит через центр вращающейся цапфы ротора. Тангенциальная составляющая этой реакции способствует возникновению самовозбуждающихся колебаний ротора изделия часто при частотах вращения, значительно меньших рабочих частот $n_р$. Этот недостаток отсутствует в сегментных подшипниках (рис. 2.13).

Сегментный подшипник состоит из нескольких одинаковых элементов (сегментов) *1*, каждый из которых шарнирно опирается на корпус *2* либо жестко, либо через упругий элемент *8*. В машинах с диаметром цапф роторов до 60 ... 80 мм подшипник обычно имеет не более трех сегментов, автономно опирающихся на корпус.

При изготовлении и сборке сегментного подшипника по возможности необходимо выполнять следующие основные требования.

1. При проектировании рекомендуется обеспечивать положительное избыточное давление $p - p_a > 0 \left(\frac{dH}{dx} < 0 \right)$ во всем смазочном зазоре сегмента подшипника, т. е. нельзя механически разрезать полноохватывающий гладкий цилиндрический подшипник, например, на три части. Если это сделать (рис. 2.14, *а*),

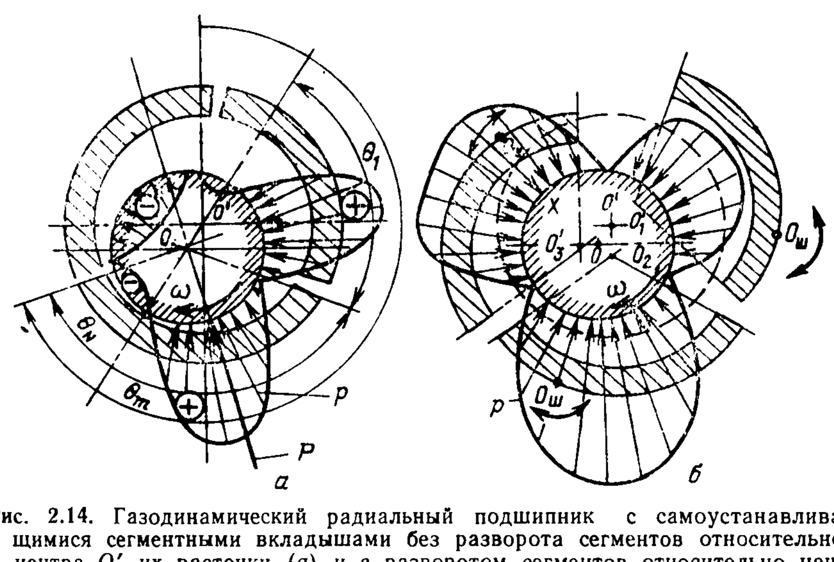


Рис. 2.14. Газодинамический радиальный подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами без разворота сегментов относительно центра O' их расточки (*а*) и с разворотом сегментов относительно центра O' их расточки вокруг центра $O_ш$ (*б*)

то эпюра давления в каждом сегменте обязательно будет иметь зону с пониженным давлением (см. рис. 2.14, *а*, зона со знаком «—»), что уменьшает несущую способность. Чтобы этого не было, должно соблюдаться условие $\theta_m \geqslant \theta_1 + \theta_N$. Тогда зазор H будет иметь конфузорную форму на протяжении сегмента. Однако нельзя выполнить такое условие при одном центре расточки сегментов O'. На практике после расточки всех сегментов одним радиусом $R_{\text{сг}}$ из одного центра O' сегмент поворачивают вокруг центра его шаровой опоры $O_{\text{ш}}$ (на рис. 2.14, *б* направление поворота показано стрелками) так, что центры расточки O' для каждого сегмента занимают новые положения O_1', O_2', O_3'. В этом случае всегда обеспечивается условие $\mathrm{d}H/\mathrm{d}x < 0$ и текущее давление газа в рабочем зазоре $p - p_{\text{а}} > 0$, что видно из эпюр давления, представленных на рис. 2.14, *б* для каждого сегмента. Центр $O_{\text{ш}}$ представляет собой шаровую опору сегмента относительно корпуса *2* (см. узел I на рис. 2.13).

2. Чтобы обеспечить условие п. 1, шаровая опора *9* (см. рис. 2.13) каждого сегмента должна делить его в окружном направлении в отношении $AC : CB = 0{,}65 : 0{,}35$. При этом часть AC сегмента *1* должна располагаться со стороны входной части рабочего зазора. В противном случае задняя кромка B сегмента при увеличении частоты вращения ротора может коснуться поверхности цапфы вала в связи с угловым поворотом сегмента в шаровой опоре под действием реакции смазочного поля. Причем реакция на участке CA будет больше, чем на участке BC.

3. Радиус сферы опоры *9* должен быть на 0,3...0,5 мм меньше радиуса сферы на сегменте *1*, чтобы обеспечивался контакт в точке между этими деталями подшипника, а не по поверхности шара и создавались лучшие условия для угловых колебаний сегмента под действием случайных газодинамических нагрузок, передаваемых от цапфы вала через смазочный газовый слой *3* к сегменту *1*. Если радиусы на опоре *9* и сегменте *1* будут между собой равны, то в результате накапливания в сферической выемке продуктов износа поверхностей трения сегментный подшипник не будет демпфировать колебания ротора вследствие сухого трения в шаровой опоре. Материал элементов со сферическими поверхностями должен выдерживать возникающие в них большие контактные напряжения, при этом в месте контакта не должно быть неупругих деформаций и не должно возникать взаимной адгезии.

4. В процессе сборки подшипника сегменты необходимо центрировать на фальшвале, диаметр которого больше цапфы вала на два радиальных зазора H_0. При этом винтами *5* сегменты через шаровые опоры *9* плотно (без зазора) прижимают к фальшвалу. Затем фальшвал убирают и в подшипники вставляют основной вал *7*. Такая операция позволяет создавать в радиальных подшипниках расчетный радиальный разор $H_0 = R_{\text{сг}} - R$.

5. Для обеспечения малых перемещений винтов *5* вдоль их продольной оси на них нарезают микрометрическую резьбу. Винты *5*, *6* и втулку *10* для уменьшения износа изготавливают из инструментальной стали. Втулку *10* в корпусе *2* закрепляют гайкой *4*. После установки рабочих зазоров в подшипниках винты *5* во втулках *10*, *11* закрепляют с помощью хомутов *12*. Для этой цели гайку *4* применять не рекомендуется, так как винт *5* будет вытягиваться в осевом направлении, что приведет к нарушению рабочего зазора между сегментом *1* и валом *7*.

6. Отношение длины L сегмента к его внутреннему диаметру D следует назначать в пределах 0,7 ... 1. Причем, чем меньше диаметр цапфы, тем это отношение должно быть больше, и наоборот.

7. Глубина выемки $b_ш$ в сферическом углублении сегмента *1* должна быть $\leqslant$0,4 ... 0,8 мм.

8. Радиальный зазор H_0 должен быть меньше радиального зазора в других элементах изделия, например: в лабиринтных уплотнениях роторов турбомашин; между ротором и статором в электрических машинах; колесами и направляющими аппаратами в турбомашинах и т. п.

9. Коэффициент жесткости упругих элементов *8* подшипника должен быть примерно на порядок меньше коэффициента жесткости смазочного газового слоя подшипника.

10. Вал должен быть жестким, т. е. его рабочая частота вращения должна быть по крайней мере на 30% меньше первой частоты собственных изгибных колебаний вала, расположенного на жестком основании.

В газодинамических сегментных подшипниках на период пуска и остановки ротора обычно применяют наддув газа в рабочий зазор от внешнего источника сжатого газа, например от компрессора.

Вращение роторов в радиальных сегментных подшипниках, как показал расчетным путем Ж. Т. Маккейб и др., а затем это было подтверждено экспериментальными исследованиями, устойчиво во всем диапазоне рабочих частот вращения ротора и поэтому на практике не возникает необходимости в определении предельной частоты вращения ротора.

При развороте сегментов из-за их самоустановки результирующая реакция смазочного слоя всегда проходит через центр цапфы вала, т. е. в слое смазки возникают только восстанавливающие положение равновесия сегмента силы, а возмущающие силы отсутствуют.

Энергия случайных колебаний ротора передается через газовый смазочный слой сегментам и рассеивается при их колебаниях вследствие сухого трения сегментов в большей мере в шаровой опоре и в меньшей в смазочном газовом слое. Практика показала, что связь между сегментом и корпусом изделия должна обязательно осуществляться через шаровую опору с «сухим» трением, в которой сегмент должен свободно самоустанавливаться под действием моментов сил, возникающих в смазочном газовом слое. При отсутствии самоустановки сегмента такой подшипник работает как обычный гладкий цилиндрический подшипник с неподвижной рабочей поверхностью, состоящей из нескольких частей. При этом не происходит рассеивания энергии колебаний ротора за счет сухого трения. Такая ситуация может либо возникнуть в процессе работы, либо по ошибке быть конструктивно заложена в схему работы подшипника, во-первых, при неправильно подобранных материалах поверхностей трения (в шаровой опоре будут накапливаться в процессе работы продукты износа, что в итоге приведет к заклиниванию сегмента) и, во-вторых, при соединении сегмента с корпусом только через упругий элемент без сухого трения между ними.

При работе машин с роторами, вращающимися в газодинамических радиальных подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами, определение расчетным путем момента разделения слоем газовой смазки скользящих поверхностей сегментов и цапфы позволяет еще на стадии проектирования подшипников подобрать материалы поверхностей трения, установить число пусков и остановок ротора «всухую» в течение всего срока службы машины, назначить допустимый износ поверхностей трения, рассчитать максимальный расход энергии на сухое трение в период разгона ротора (до момента его «всплытия» на слое газовой смазки), определить выделяющуюся в подшипниках теплоту.

Если полученная в результате расчета скорость «всплытия» («отрыва») ротора $\omega_{от}$ удовлетворяет перечисленным требованиям, то ротор можно запускать и останавливать при «сухом» контакте цапф ротора со вкладышами. В противном случае, на период пуска и остановки ротора требуется наддув газа через дроссели в рабочий зазор подшипника от постороннего источника сжатого газа. Допустимую скорость U скольжения поверхности цапфы в подшипнике, при которой наступает газодинамическое трение, определяют в процессе испытаний материалов поверхностей трения при вращении цапфы со скоростью $\omega_{сух}$ «всухую» в рабочей газовой среде. На практике должно соблюдаться условие $U \geqslant 0{,}5\ \omega_{сух}\ D$, или $\omega_{сух} \leqslant 2u/D$, а также $\omega_{от} < \omega_{сух}$. Обычно $\omega_{от}$ меньше $\omega_{сух}$ на 20—30%, поэтому условие максимальной для практики угловой скорости наступления газодинамического трения можно сформулировать так:

$$\omega_{от} = (0{,}7 \ldots 0{,}8)\ \omega_{сух} = (0{,}7 \ldots 0{,}8) \cdot 2U/D.$$

Момент «всплытия» ротора на газовом слое в газодинамическом подшипнике определяют по формулам для вычисления несущей способности. Наиболее надежной и простой в этом случае является полуэмпирическая методика, предложенная

Т. Моришита. Данные расчета по другим имеющимся методикам расходятся с экспериментом в 2,5—3 раза в сторону завышения результатов расчета. Очевидно, в действительности сказывается перетекание смазки на краях сегмента и частично в окружном направлении, что пока не учитывается точно ни одной из существующих методик.

Метод Т. Моришита основан на обработке с помощью ЭВМ большого числа экспериментальных данных. Обработав данные эксперимента, ЭВМ печатает зависимость для определения несущей способности одного сегмента в виде полинома

$$P_т=0{,}5p_a LD\Lambda^{0,4}(2{,}79-30{,}3H_ш+151H^{ш2}-361H_ш{}^3+333H_ш{}^4), \quad (2.32)$$

где $H_ш=H_0\cdot\overline{H}_ш$ — толщина зазора в зоне расположения шаровой опоры сегмента, $\overline{H}_ш$ — безразмерная толщина зазора.

С учетом этой формулы, например, для трехсегментного подшипника была получена следующая зависимость для определения его несущей способности:

$$P_{сг}=0{,}5p_a LD\left(3\,\frac{\mu\omega D^2}{2p_a H_0{}^2}\right)^{0,4}(-30{,}3\,\Sigma\overline{H}_ш+$$
$$+151\,\Sigma\overline{H}^2_ш-361\,\Sigma\overline{H}^3_ш+333\,\Sigma\overline{H}^4_ш). \quad (2.33)$$

Было определено, что если линия действия радиальной внешней нагрузки на цапфу вала проходит через опору верхнего и между опорами двух нижних сегментов (см. рис. В3,*ж*), то

$$\Sigma\overline{H}_ш=0{,}5(\overline{H}_2+\overline{H}_3)-\overline{H}_1,\quad \Sigma\overline{H}^2_ш=0{,}5(\overline{H}_2{}^2+\overline{H}_3{}^2)-\overline{H}_1{}^2,$$
$$\Sigma\overline{H}^3_ш=0{,}5(\overline{H}_2{}^3+\overline{H}_3{}^3)-\overline{H}_1{}^3,\quad \Sigma\overline{H}^4_ш=0{,}5(\overline{H}_2{}^4+\overline{H}_3{}^4)-\overline{H}_1{}^4,$$

а если через опору нижнего сегмента и между опорами двух верхних (см. рис. В3,*з*), то

$$\Sigma\overline{H}_ш=\overline{H}_2-\overline{H}_1,\quad \Sigma\overline{H}^2_ш=\overline{H}_2{}^2-\overline{H}_1{}^2,$$
$$\Sigma\overline{H}^3_ш=\overline{H}_2{}^3-\overline{H}_1{}^3,\quad \Sigma\overline{H}^4_ш=\overline{H}_2{}^4-\overline{H}_1{}^4.$$

Здесь индексы при зазорах $\overline{H}$ указывают на номер сегмента, отсчитываемого против часовой стрелки от вертикальной оси верхнего сегмента.

Отделение цапф ротора от рабочей поверхности сегментов произойдет тогда, когда вертикальная составляющая $P_{сг}$ реакции слоя газовой смазки подшипника уравновесит радиальную внешнюю нагрузку W.

Если в формуле (2.33) реакцию $P_{сг}$ заменить на W, то можно определить угловую скорость $\omega_{от}$ вращения ротора, при которой при пуске он «всплывет» на слое газовой смазки (обычно это происходит при $\varepsilon\approx1$). Однако, как показали экспериментальные исследования, в этом случае произойдет занижение истинного значения $\omega_{от}$ в момент отрыва ротора от сегментов. Для трехсегментного подшипника более достоверные результаты получаются, если $\omega_{от}$ определять по формуле (2.33). Очевидно, это объясняется тем, что в момент отделения цапфы от сегмента вся радиальная нагрузка приходится только на один сегмент. Считать, что отделение цапфы от сегмента произойдет при $\varepsilon \approx 1$, т. е. при $\overline{H}_ш=0$, нельзя, так как существуют погрешности формы поверхностей трения, в сумме равные примерно $H_{погр}=0{,}7$ мкм для принятой технологии обработки газовых подшипников. Поэтому, приняв $\overline{H}_ш=H_{погр}/H_0$, получим формулу

$$\omega_{от}=\frac{2p_a H_0^2}{3\mu D^2}\left(\frac{W}{1{,}395\,p_a L D}\right)^{2,5}. \qquad (2.34)$$

Из зависимости (2.34) следует, что при рабочей скорости вращения ротора $\omega_р$, меньшей $\omega_{от}$, подшипники не могут работать в газодинамическом режиме, так как в период пуска и остановки ротора необходим наддув газа в рабочий зазор подшипника от постороннего источника сжатого газа. В противном случае, при пуске и остановке ротора будет наблюдаться повышенный износ рабочих поверхностей сегментов из-за их «сухого» трения. Поэтому устойчивое вращение ротора в газодинамических сегментных радиальных подшипниках возможно, если $\omega_{от} \ll \omega_р$.

Пример. Определить $\omega_{от}$ в сегментном подшипнике при $p_a=0{,}98\cdot10^5$ Па, $H_0=20\cdot10^{-6}$ м, $\mu=1{,}75\cdot10^{-5}$ Па·с; $D=0{,}048$ м, $W=120{,}5$ Н, $L=34\cdot10^{-3}$ м, $\omega_р=3140$ рад/с.

Решение

Подставив в зависимость (2.34) численные значения, получаем

$$\omega_{от}=\frac{2p_a H_0^2}{3\mu D^2}\left(\frac{W}{1{,}395\,p_a L D}\right)^{2,5}=$$

$$=\frac{2\cdot0{,}98\cdot10^5\cdot(20\cdot10^{-6})^2}{3\cdot1{,}75\cdot10^{-5}\cdot(48\cdot10^{-3})^2}\left(\frac{120{,}5}{1{,}395\cdot0{,}98\cdot10^5\cdot34\cdot10^{-3}\cdot0{,}048}\right)^{2,5}=136 \text{ рад/с}.$$

Видно, что $\omega_{от}<\omega_р$, поэтому газодинамический режим работы подшипниковых узлов допустим. Кроме того, должно соблюдаться условие $\omega_{от}\leqslant 2U/D$. Тогда, например, для пары трения Al_2O_3—Al_2O_3 при $U=3$ м/с и $D=0{,}048$ м получаем $2U/D=125$ рад/с. Из условия допустимого износа $\omega_{от}=(0{,}7\ldots0{,}8)\,\omega_{сух}=87{,}5\ldots100$ рад/с, т. е. для выбранной пары поверхностей трения лучше на период пуска и остановки ротора предусмотреть наддув газа в рабочий зазор от постороннего источника сжатого газа.

2.2. ОСЕВЫЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

2.2.1. Общие сведения

Возможность выбора газодинамических осевых подшипников с жесткими рабочими поверхностями весьма ограничена. В зависимости от конструктивных особенностей различают следующие кольцевые газодинамические осевые подшипники: центробежно-центростремительные проточные с шевронными канавками (рис. 2.15,*а*), центробежные закрытые со спираль-

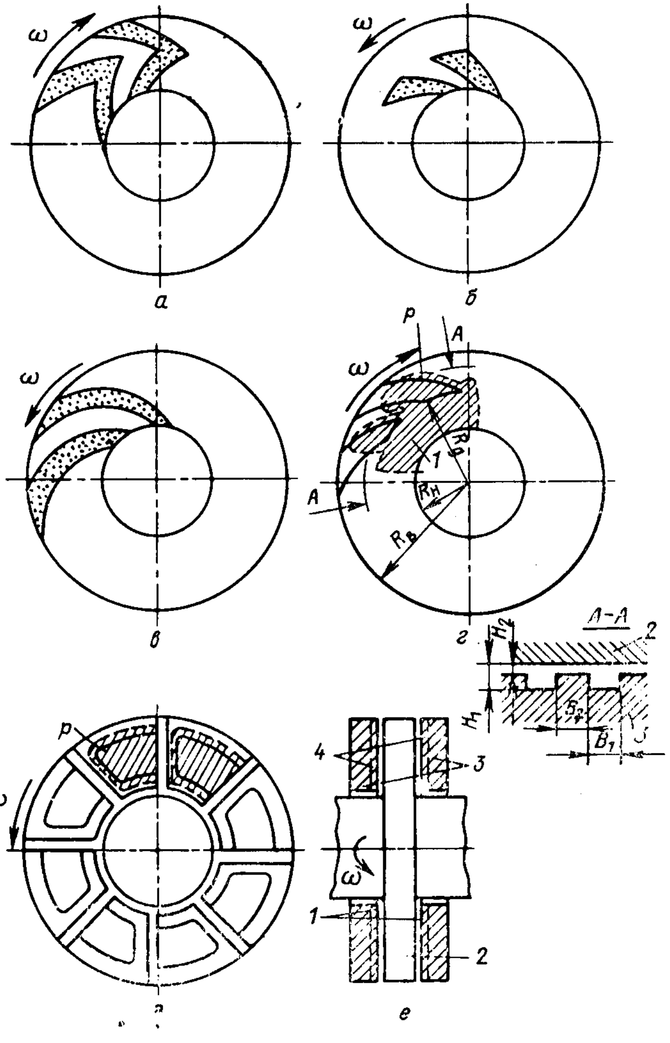


Рис. 2.15. Газодинамические осевые подшипники с жесткими рабочими поверхностями:

а — центробежно-центростремительные проточные с шевронными канавками; *б* — центробежный закрытый со спиральными канавками и нагнетанием газа от центра; *в* — центростремительный проточной со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру; *г* — центростремительный закрытый со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру; *д* — с карманами Рэлея; *е* — компоновка кольцевого подшипника; *1* — гладкая зона без канавок; *2* — вращающаяся пята ротора; *3* — неподвижный элемент подшипника с канавками; *4* — **канавки** ными канавками (рис. 2.15,*б*), центростремительные проточные со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру (рис. 2.15,*в*), центростремительные закрытые со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру (рис. 2.15,*г*), с карманами Рэлея (рис. 2.15,*д*).

Критерием эффективности перечисленных конструктивных схем осевых подшипников является несущая способность слоя газовой смазки между гладкой вращающейся пятой *2* и неподвижными элементами *3* с канавками *4*.

На рис. 2.16 приведены качественные сравнительные ха-

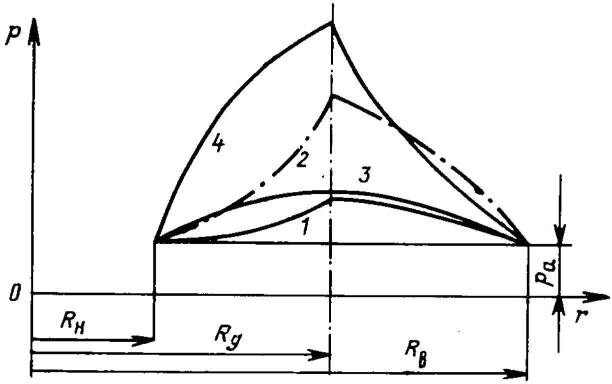


Рис. 2.16. Изменение давления в рабочем зазоре газодинамических осевых ступенчатых подшипников, приведенных на рис. 2.15, *а—г* (кривые *1—4* соответственно); $p_н$ и $p_в$ — давление газа на внешней и внутренней границе подшипника соответственно

рактеристики распределения текущего давления газа в рабочем зазоре подшипников, приведенных на рис. 2.15. Видно, что наиболее полной является эпюра давления в подшипнике закрытого типа со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру (кривая *4*). Это однозначно указывает на то, что у такого подшипника будет самая высокая несущая способность из всех перечисленных. При оптимальных геометрических соотношениях она будет на 20...50% больше, чем у подшипников остальных типов. В связи с этим в дальнейшем будем рассматривать только такой осевой подшипник со спиральными канавками.

Относительное движение скользящих поверхностей в направлении наклона канавок, выполненных на подвижном или неподвижном элементе, вызывает течение газа вдоль образующих канавок, захватываемого микронеровностями, а также силами вязкости газа при вращении пяты вала *2* (рис. 2.15,*е*). При этом сопротивление течению газа меньше в направлении образующих канавок, чем поперек канавок. Таким образом, элементы подшипника работают как центростремительный вязкостный компрессор. Сопротивление вязкостному течению газа от центра подшипника к периферии в направлении радиуса кольца вызывает повышение давления газа в зазоре по сравнению с его значением на входе в подшипник. Эта разница давлений обеспечивает несущую способность слоя газа в зазоре подшипника. Падение давления газа в зазоре происходит в направлении, перпендикулярном направлению скольжения поверхностей, т. е. вдоль радиуса r подшипника. Газ поступает в подшипник из окружающей среды при давлении $p_а$ и радиально течет внутрь него, вытекая при $R_н$ (рис. 2.15,*г*) в среду также с давлением $p_а$. Увеличению расхода газа через подшипник, а следовательно, и падению давления внутри него препятствует наличие гладкой кольцевой области между радиусами R_g и $R_н$, сопротивление течению газа в которой значительно больше, чем в области канавок (между радиусами $R_в$ и R_g) из-за разных толщин зазоров. Наличие гладкой зоны с малым зазором H_2 приводит поэтому к относительно малому падению давления газа вдоль радиуса r, что повышает несущую способность газового слоя в подшипнике.

При разработке методики расчета газодинамического осевого подшипника со спиральными канавками использованы имеющиеся в литературе апробированные на практике эмпирические рекомендации, а также привлечен современный математический аппарат.

2.2.2. Допущения и оптимальные значения параметров рабочих каналов подшипника

Обычно расчету подлежат следующие параметры: текущее давление газа в рабочем зазоре, несущая способность газового слоя в зазоре, момент газодинамического трения, расход газа через подшипник.

Для создания относительно простой, но достаточно точной методики расчета подшипника были приняты следующие данные:

1. Угол канавки $\theta_{сп}$ в зависимости от числа канавок изменяется мало: от 16° до 17°30′ при $\Lambda_{сп}<15$ и от 13° до 6° при $25<\Lambda_{сп}<250$. На практике обычно $\Lambda_{сп}<15$, поэтому заранее можно принять для всех случаев $\theta_{сп}=16°$.

2. Соотношение между зоной η_1, занимаемой канавкой в окружном направлении, и гладкой областью η_2 (рис. 2.17) обычно изменяется от 1,5 до 1,9.

3. Отношение толщин зазоров $\dfrac{H_2+\delta_{сп}}{H_2}$ рекомендуется брать равным 3—4 или $H_1/H_2=4\ldots3$ и $\delta_{сп}=(3\ldots2)\,H_2$.

4. Глубина канавок не должна быть более 0,025 мм.

5. Радиус R_g, на котором заканчиваются канавки и начинается гладкая область, при $\Lambda_{сп}\leqslant10$ не зависит от него и может быть определен по формуле

$$R_g=R_в\left(0{,}3+0{,}7\,\frac{R_н}{R_в}\right). \tag{2.35}$$

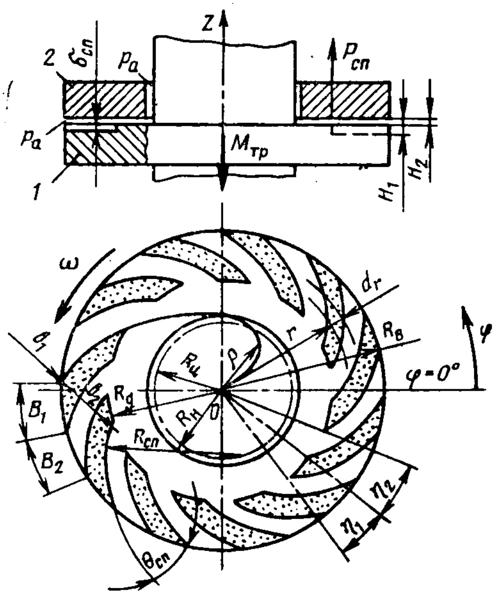


Рис. 2.17. Параметры газодинамического осевого подшипника со спиральными канавками:
1, 2 — неподвижная и вращающаяся детали

При $\Lambda_{сп}>10$ радиус R_g зависит от $\Lambda_{сп}$ и отношения $R_н/R_в$ и может быть найден из эмпирической зависимости вида

$$R_g=R_в\left[1-\left(1-\frac{R_н}{R_0}\right)\frac{e^{0,90801}\,(R_н/R_в)^{0,36656}}{\Lambda_{сп}^{0,51824}}\right], \qquad (2.36)$$

где $e=2{,}7183$ — основание натуральных логарифмов.

6. Строго говоря, образующие канавок представляют собой отрезки спиралей Архимеда, или логарифмических спиралей. Однако, как показала практика, без особой потери точности расчетов их можно аппроксимировать дугами окружностей радиусом

$$R_{сп}=\frac{R_g+R_в}{2\cos\theta_{сп}}, \qquad (2.37)$$

центры которых расположены на окружности радиусом

$$R_ц=\sqrt{R_{сп}^2-R_gR_в}. \qquad (2.38)$$

7. Рабочий зазор H_2 в подшипнике следует выбирать из условий его работы и технологии изготовления рабочих поверхностей зазора. Наличие в подшипнике малого зазора H_2 приводит к повышенному газодинамическому трению и выделению теплоты, что, в свою очередь, повышает разницу температур газа на входе и выходе из подшипника и приводит к неравномерному нагреву элементов подшипника по радиусу. Практика показала, что на радиальное направление приходится не более 25% общего теплового потока в зазоре. Температурный градиент, обратно пропорциональный коэффициентам теплопроводности материалов элементов подшипника, вызывает их тепловую деформацию типа «зонтик» в радиальном направлении, которая

пропорциональна коэффициентам теплового расширения этих материалов. Деформацию на концах неподвижного элемента можно учесть заранее, если диск сделать выгнутой формы с тем, чтобы в результате деформации он стал плоским, но это трудно выполнить. В принципе, его следует изготавливать из материалов, характеризующихся большой теплопроводностью и малым тепловым расширением, например молибдена, инвара (64% Fe+36% Ni), ковара (сплав на основе Fe, содержащий 18% Co и 29% Ni). Кроме того, конфигурация элементов подшипника должна быть такой, чтобы под действием внешней нагрузки не возникали бы искажения формы, обусловленные изгибом этих элементов. Однако к меньшему зазору нужно стремиться, так как при этом повышается несущая способность смазочного газового слоя.

2.2.3. Расчет текущего давления газа вдоль радиуса подшипника

Рабочий зазор H_2 подшипника разделен на две кольцевые зоны — внешнюю со спиральными канавками (от R_g до $R_в$) и гладкую внутреннюю (от R_g до $R_н$) (см. рис. 2.17). В зоне с канавками газ течет от внешней границы вращающегося кольца к внутренней, в то время как гладкая область выполняет функцию уплотнения, ограничивая утечки газа из зазора. Газ в каждой из перечисленных зон течет в зазоре H_2 между параллельными торцевыми поверхностями вращающегося (без канавок) и невращающегося колец. Угол наклона образующих канавок $\theta_{сп}$ к радиусу r принят постоянным.

Предлагается следующая математическая модель расчета текущего давления p при течении газа в зазоре H_2, которая дает достаточно точные значения при $\Lambda_{сп}<20$. При этом течение газа в зазоре с канавками будем рассматривать в криволинейной системе координат ξ, η, z, которая отличается от цилиндрической системы r, φ, z первыми двумя координатами (рис. 2.18):

$$\xi=\varphi+\operatorname{ctg}\theta_{сп}\ln(r/R_в);\quad \eta=\varphi-\operatorname{tg}\theta_{сп}\ln(r/R_в), \tag{2.39}$$

где $R_в$ и $\theta_{сп}$ приняты постоянными.

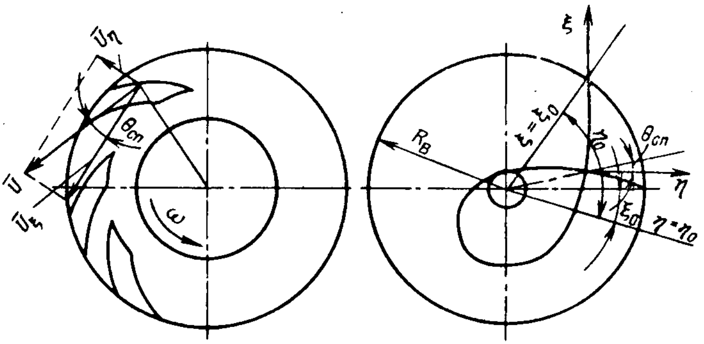


Рис. 2.18. Распределение скоростей течения частицы газа (а) и траектория ее движения по логарифмической спирали (б)

Из первого равенства (2.39) можно получить уравнение координатной оси $\xi=\xi_0$, вдоль которой изменяется лишь координата η:

$$r=R_{в}\exp[-(\varphi-\xi_0)\operatorname{ctg}\theta_{сп}],$$

а из второго равенства (2.39) — уравнение координатной оси $\eta=\eta_0$, вдоль которой изменяется координата ξ:

$$r=R_{в}\exp[(\varphi-\eta_0)\operatorname{tg}\theta_{сп}].$$

Координаты $\xi=\text{const}$ и $\eta=\text{const}$ образуют два ортогональных семейства логарифмических спиралей или спиралей Архимеда. На рис. 2.18, *б* показано по одной кривой из каждого семейства.

Смысл констант ξ_0 и η_0 поясняет рис. 2.18,*б*; постоянная $\theta_{сп}$ — угол наклона спиралей $\eta=\text{const}$ к радиусу r:

$$r=R_{в}\exp[0{,}5(\xi-\eta)\cos 2\theta_{сп}]. \qquad (2.40)$$

Коэффициенты Ламе H_ξ и H_η связаны с r зависимостями

$$H_\xi=r\cos\theta_{сп};\quad H_\eta=r\sin\theta_{сп}. \qquad (2.41)$$

Если уравнения Рейнольдса для установившегося течения в тонком слое вязкой сжимаемой жидкости записать в произвольной ортогональной системе координат, то они будут выглядеть так:

$$\begin{cases} \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial p}{\partial q_1}=\mu\dfrac{\partial^2 U_1}{\partial q_3^2}; \\ \dfrac{1}{H''}\dfrac{\partial p}{\partial q_2}=\mu\dfrac{\partial^2 U_2}{\partial q_3^2};\quad \dfrac{\partial p}{\partial q_3}=0; \\ \dfrac{\partial}{\partial q_1}(\rho U_1 H'')+\dfrac{\partial}{\partial q_2}(\rho U_2 H')+\dfrac{\partial}{\partial q_3}(\rho U_3 H' H'')=0, \end{cases} \qquad (2.42)$$

где H' и H'' — коэффициенты Ламе ($H'''=1$, поскольку координата q_3 линейная); q_1, q_2, q_3 — криволинейные координаты (q_3 совпадает с линейной координатой z); U_1, U_2, U_3 — проекции скорости газа на криволинейные оси координат; ρ — плотность газа в зазоре.

В спиральной системе координат, когда ось OZ направлена по толщине зазора, а линии $\eta=\text{const}$ очерчивают границы канавок и выступов, уравнения (2.42) примут следующий вид:

$$\begin{cases} \dfrac{1}{r\cos\theta_{сп}}\dfrac{\partial p}{\partial\xi}=\mu\dfrac{\partial^2 U_\xi}{\partial z^2}; \\ \dfrac{1}{r\sin\theta_{сп}}\dfrac{\partial p}{\partial\eta}=\mu\dfrac{\partial^2 U_\eta}{\partial z^2}; \\ \dfrac{\partial p}{\partial z}=0; \\ \dfrac{1}{\cos\theta_{сп}}\dfrac{\partial}{\partial\xi}(\rho U_\xi r)+\dfrac{1}{\sin\theta_{сп}}\dfrac{\partial}{\partial\eta}(\rho U_\eta r)+r^2\dfrac{\partial}{\partial z}(\rho U_z)=0. \end{cases} \qquad (2.43)$$

Составляющие скорости движения твердых стенок, ограничивающих слой газа в канавках, в спиральных координатах равны

$$U_\xi = -\omega r \cos\theta_{сп},\quad U_\eta = -\omega r \sin\theta_{сп} \text{ при } z=0 \tag{2.44}$$

и

$$U_\xi = U_\eta = 0 \text{ при } z=H.$$

При средних числах Кнудсена частицы газа, касающиеся поверхностей элементов подшипника, скользят по ним так, что граничные условия (2.44) имеют более сложный вид:

$$U_\xi = -\omega r \cos\theta_{сп} + l_p (\partial U_\xi/\partial z)_{z=0};$$

$$U_\eta = -\omega r \sin\theta_{сп} + l_p (\partial U_\eta/\partial z)_{z=0};$$

$$U_\xi = -e(\partial U_\xi/\partial z)_{z=H} \text{ при } z=H;$$

$$U_\eta = -e(\partial U_\eta/\partial z)_{z=H}.$$

Так как давление газа от координаты z не зависит, что вытекает из третьего уравнения системы (2.43), то, проинтегрировав первые два уравнения этой системы по z, получим равенства

$$U_\xi = -\frac{l_p H + z(H-z)}{2\mu r \cos\theta_{сп}} \frac{\partial p}{\partial \xi} - \omega r \left(1 - \frac{z + l_p}{H + 2l_p}\right) \cos\theta_{сп}; \tag{2.45}$$

$$U_\eta = -\frac{l_p H + z(H-z)}{2\mu r \sin\theta_{сп}} \frac{\partial p}{\partial \eta} - \omega r \left(1 - \frac{z + l_p}{H + 2l_p}\right) \sin\theta_{сп}.$$

Введем следующие обозначения для местных расходов: ΔG_ξ — массовый расход газа в направлении оси ξ через элемент $d\eta$ координаты η; ΔG_ξ — массовый расход газа в направлении оси η через элемент $d\xi$ координаты ξ. Тогда

$$\Delta G_\xi = H_\eta d\xi \int_0^H \rho U_\xi dz;$$

$$\Delta G_\eta = H_\xi d\eta \int_0^H \rho U_\eta dz.$$

Течение газа по зазору уплотнения считаем изотермическим. Пусть $\rho/p = 1/(R_г T_в) = b^*$. Тогда с учетом выражений (2.41) и (2.45) получаем

$$\Delta G_\xi = -\frac{1}{2} b^* p \left[\frac{H^2(H + 6l_p)}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial \xi} + H\omega r^2 \cos^2\theta_{сп}\right] \operatorname{tg}\theta_{сп} d\eta; \; (\quad .$$

$$\Delta G_\eta = -\frac{1}{2} b^* p \left[\frac{H^2(H + 6l_p)}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial \eta} + H\omega r^2 \sin^2\theta_{сп}\right] \operatorname{ctg}\theta_{сп} d\xi.$$

При $z=0$ и $z=H$ скорость $U_z=0$, тогда уравнени (2.43) после интегрирования по z примет вид

$$\frac{1}{\cos\theta_{сп}}\int_0^H \frac{\partial}{\partial\xi}(\rho U_\xi r)\,dz+\frac{1}{\sin\theta_{сп}}\int_0^H \frac{\partial}{\partial\eta}(\rho U_\eta r)\,dz=0.$$

Отсюда с учетом зависимостей (2.45), а также соотношений $\partial r^2/\partial\xi=-\partial r^2/\partial\eta$, $\rho=b^*p$ получаем

$$\frac{1}{\cos^2\theta_{сп}}\frac{\partial}{\partial\xi}\left[(H+6l_p)\,p\frac{\partial p}{\partial\xi}\right]+\frac{1}{\sin^2\theta_{сп}}\frac{\partial}{\partial\eta}\left[(H+6l_p)\,p\frac{\partial p}{\partial\eta}\right]+$$
$$+\frac{6\mu\omega r^2}{H}\left(\frac{\partial p}{\partial\xi}+\frac{\partial p}{\partial\eta}\right)=0. \qquad (2.47)$$

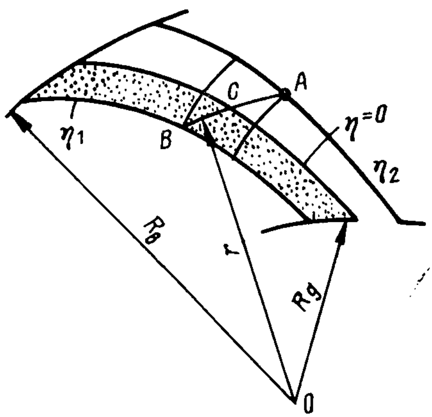


Рис. 2.19. Элемент канавка — выступ профилированной зоны подшипника

Рассмотрим пару канавка—выступ, так как течение газа в каждой паре равнозначно (рис. 2.19). Введем обозначения: η_1, η_2 — внешние границы канавки и выступа; $\bar{p}_{сп}=p_a/p_{сп}$; $\bar{p}_в=p_a/p_в$; $p=p_н/p$, где $p_{сп}$, $p_в$ — давление газа в области спиральной канавки и выступа соответственно.

Текущее давление определяется по формулам

$$\bar{p}_{сп}=\bar{p}+\Delta\bar{p}_{сп}, \quad \bar{p}_в=\bar{p}+\Delta\bar{p}_в. \qquad (2.48)$$

При такой записи $\bar{p}$ является функцией только координаты ξ, а $\Delta p_{сп}$ и $\Delta\bar{p}_в$ зависят и от ξ и от η. Кривая ACB (см. рис. 2.19) является дугой окружности, центр которой совпадает с центром 0 подшипника. Спиральные координаты точек A, C и B следующие:

$$A(\xi=\xi_0-\eta_2,\ \eta=-\eta_2);$$
$$C(\xi=\xi_0,\ \eta=0); \qquad (2.49)$$
$$B(\xi=\xi_0+\eta,\ \eta=\eta_1).$$

Разложим уравнение давления газа в окрестностях точки C в двойной ряд по степеням $(\xi-\xi_0)$ и η, а затем отбросим все члены второго порядка малости и выше, за исключением $\frac{1}{2}\frac{\partial^2\bar{p}_{сп}}{\partial\eta^2}\eta^2$ и $\frac{1}{2}\frac{\partial^2\bar{p}_{в}}{\partial\eta^2}\eta^2$.

Тогда с учетом обозначений (2.48) получаем два равенства в точке C (ξ_0, C):

$$\left.\begin{aligned}\bar{p}_{сп}&=\bar{p}+\frac{d\bar{p}}{d\xi}(\xi-\xi_0)+k_1\eta+\frac{1}{2}k_2\eta^2;\\ \bar{p}_{в}&=\bar{p}+\frac{d\bar{p}}{d\xi}(\xi-\xi_0)+b_1\eta+\frac{1}{2}b_2\eta^2,\end{aligned}\right\}\qquad(2.50)$$

где $k_1=\partial\Delta\bar{p}_{сп}/\partial\eta$; $k_2=\partial^2\Delta\bar{p}_{сп}/\partial\eta^2$; $b_1=\partial\bar{p}_{в}/\partial\eta$, $b_2=\partial^2\Delta\bar{p}_{в}/\partial\eta^2$

Используя зависимости (2.46), (2.48), (2.50), приняв $\varphi=\varphi_0$ в окрестностях $C(\xi_0, 0)$ и выполнив ряд преобразований, А. В. Емельянов окончательно получил общее дифференциальное уравнение изменения давления p по радиусу r вида

$$\bar{r}\,\bar{p}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{r}}+\Lambda_{сп}A\frac{A_0+A_1\Lambda_\eta+A_2\Lambda_\eta^2}{B_0+B_1\Lambda_\eta+B_2\Lambda_\eta^2}\bar{r}^2\bar{p}=\frac{-\nu_{сп}(\varepsilon_1+\varepsilon_2\Lambda_\eta)G^*_{сп}}{2(B_0+B_1\Lambda_\eta+B_2\Lambda_\eta^2)},\quad(2.51)$$

где $\bar{r}=\frac{r}{R_в}$; $\Lambda_{сп}=\frac{6\mu\omega^2R_в{}^2}{p_aH_2{}^2(1+\zeta)^2}=\frac{\Lambda_0}{(1+\zeta)^2}$; $\zeta=\frac{H-H_2}{H_2}$;

$$\Lambda_0=\frac{6\mu\omega R_в{}^2}{p_aH_2{}^2};\quad \bar{p}_a=1;\quad A=\varkappa\gamma\nu_{сп}^2\cos\theta_{сп}\sin\theta_{сп};$$

$$\varkappa=\frac{\eta_1}{\eta_1+\eta_2};\quad \gamma=\frac{\delta_{сп}}{H_2+\delta_{сп}};\quad \nu_{сн}=1-\gamma;$$

$$A_0=\alpha(1-\nu_{сп}^3);\quad \alpha=1-\varkappa;\quad A_1=\alpha^2-\alpha\nu_{сп}^2(1-\alpha\gamma);$$

$$\Lambda_\eta=\frac{\pi\Lambda_{сп}\bar{r}^2\sin^2\theta_{сп}}{(1+\zeta)^2N_{сп}\bar{p}};\quad \bar{p}=\frac{p}{p_н};\quad A_2=-\varkappa\alpha^2\nu_{сп}^2(1-\nu_{сп}^4);$$

$$B_0=\nu_{сп}^3\cos^2\theta_{сп}+(\alpha+\varkappa\nu_{сп}^3)(\alpha\nu_{сп}^3+\varkappa)\sin^2\theta_{сп};$$

$$B_1=\nu_{сп}^2[\varkappa\alpha\gamma(\varkappa+\alpha\nu_{сп}^3)+2\nu_{сп}(\alpha^2+\varkappa^2+\nu_{сп}^2)+$$

$$+(\alpha+\varkappa\nu_{сп}^3)(\varkappa^2-\nu_{сп}\alpha^2)]\cos^2\theta_{сп}+[\alpha^2(\varkappa+\alpha\nu_{сп}^3)-\alpha\gamma\varkappa^2\nu_{сп}^2]\sin^2\theta_{сп};$$

$$B_2=\nu_{сп}^2[\alpha^2(\varkappa^2-\nu_{сп}\alpha^2)+\nu_{сп}(\alpha^2-\varkappa^2\nu_{сп}^2)^2]\cos^2\theta_{сп}+$$

$$+\gamma\varkappa^2\alpha^2\nu_{сп}^2(\cos^2\theta_{сп}-\sin^2\theta_{сп});$$

$$\varepsilon_1=\alpha+\varkappa\nu_{сп}^2\beta;\ \varepsilon_2=\tau_1[\alpha^2+\varkappa^2\nu_{сп}^5\ \ (2\gamma\tau_2-1)\beta^2];\ G_{сп}=\frac{12\mu G_{сп}}{\pi b^*p_a^2H_2^3(1+\zeta)}.$$

Для частных случаев уравнение (2.51) существенно упрощается. Так, при малых значениях Кнудсена ($\mathrm{Kn}<0{,}01$), что имеет место в случае применения газовых подшипников, его можно принять равным нулю. Тогда уравнение (2.51) примет следующий вид:

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{r}} = -\Lambda'_{\text{сп}} A \frac{A_0 + A_1\Lambda'_\eta + A_2\left(\Lambda'_\eta\right)^2}{B_0 + B_1\Lambda'_\eta + B_2\left(\Lambda'_\eta\right)^2}\bar{r} +$$

$$+ \frac{\nu_{\text{сп}}^3\left(\alpha + \varkappa\nu_{\text{сп}}^3 + \alpha^2\Lambda'_\eta\right)}{2\left(B_0 + B_1\Lambda'_\eta + B_2\left(\Lambda'_\eta\right)^2 \ln\left(\frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_2}\right)\right.} \frac{\bar{p}_{\text{сп}}^2 - \bar{p}_{\text{а}}}{\bar{r}\,\bar{p}}, \qquad (2.52)$$

где

$$\Lambda'_{\text{сп}} = \frac{6\mu\omega^2 R_{\text{в}}^2}{p_{\text{а}} H_2^2}; \quad \Lambda'_\eta = \frac{\pi\Lambda'_{\text{сп}}\bar{r}^2 \sin^2\theta_{\text{сп}}}{(1+\zeta)^2 N_{\text{сп}}\bar{p}};$$

$$\bar{r}_1 = R_g/R_{\text{в}}; \quad \bar{r}_2 = R_{\text{н}}/R_{\text{в}}; \quad \bar{p}_{\text{сп}} = p_{\text{сп}}/p_{\text{а}}; \quad \bar{p}_{\text{а}} = 1.$$

Примем $\eta_1 = \eta_2$ и $H = H_2$. Граничные условия при решении дифференциального уравнения (2.52) следующие: $\bar{p} = \bar{p}_{\text{а}}$ при $\bar{r} = 1$, $\bar{p} = \bar{p}_{\text{сп}}$ при $\bar{r} = \bar{r}_1$, $\bar{r}$ изменяется от $\bar{r}_2$ (при $R_{\text{н}}$) до 1 (при $R_{\text{в}}$), $\bar{p}$ изменяется от $\bar{p}_{\text{а}} = 1$ (при $R_{\text{в}}$) до $\bar{p}_{\text{в}}$ (при $R_{\text{н}}$). Для гладкой области (между R_g и $R_{\text{н}}$) можно использовать уравнение течения газа между двумя параллельными поверхностями, т. е. известное уравнение газовой смазки

$$\bar{p}_* = \sqrt{\bar{p}_{\text{в}}^2 + (\bar{p}_{\text{сп}}^2 - p_{\text{в}}^2)\frac{\ln(\bar{r}/\bar{r}_2)}{\ln(\bar{r}_1/\bar{r}_2)}}, \qquad (2.53)$$

где $\bar{p} = \bar{p}_{\text{сп}}$ при $\bar{r} = \bar{r}_1$; $\bar{p} = \bar{p}_{\text{в}}$ при $\bar{r} = \bar{r}_2$.

В уравнениях (2.52) и (2.53) давление $\bar{p}_{\text{сп}}$ — неизвестная константа, присутствующая в правых частях этих уравнений. Форма (2.52) удобна для численного интегрирования на ЭВМ методом Рунге — Кутта. Однако само уравнение содержит не только искомую функцию p и ее производную, но еще и неизвестное значение $p_{\text{сп}}$ этой функции на одной из границ. Граничные условия заданы не на одной границе, как принято для уравнения 1-го порядка, а на обоих, причем на одной из них искомая функция равна неизвестной величине $p_{\text{сп}}$, которая содержится в самом уравнении (2.52). По существу, решается задача Коши: вместо действительного значения $p_{\text{сп}}$ в уравнение (2.52) подставляют произвольные числа $p_{\text{сп}j}$ до тех пор, пока не будет обеспечена сходимость между $p_{\text{сп}}$ и $p_{\text{сп}j}$ в заданных пределах, например с точностью до 10^{-7}, что воспринимается на ЭВМ как машинный нуль. Сходимость процесса итераций такова, что трех — пяти итераций обычно бывает достаточно.

Таким образом, для зоны с канавками из уравнения (2.52) определяют текущее давление p на текущем радиусе r между радиусами $R_в$ и R_g (см. рис. 2,16), кривая 4). Далее, подставив давление $\bar{p}_{сп}$ в уравнение (2.53), получают текущее давление газа $\bar{p}_*$ на текущем радиусе r для гладкой области между радиусами R_g и $R_н$ (см. рис. 2.16, кривая 4). Расчет текущего давления газа в зазоре подшипника производится на ЭВМ по программе, приведенной в приложении 2.

2.2.4. Несущая способность и жесткость газового слоя в рабочем зазоре

Несущая способность газового слоя в зазоре H_2 подшипника равна сумме несущих способностей зоны с канавками и зоны без канавок:

$$P_{сп}=2\pi R_в{}^2 p_а\left(\int\limits_{\bar{r}_1}^{1}\bar{p}\,\bar{r}\,d\bar{r}+\int\limits_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_1}\bar{p}_*\bar{r}\,d\bar{r}\right), \tag{2.54}$$

где $\bar{p}$ — решение уравнения (2.52); p_* — решение уравнения (2.53).

Оба интеграла вычисляются на ЭВМ по стандартному методу Симпсона. Жесткость газового слоя в зазоре H_2 равна производной от несущей способности по величине зазора H_2:

$$K_{сп}=dP_{сп}/dH_2. \tag{2.55}$$

Обычно расчеты несущей способности $P_{сп}$ и жесткости $K_{сп}$ на ЭВМ выполняются одновременно. Кривая жесткости имеет нелинейный характер в зависимости от H_2. Программа расчета $P_{сп}$ на ЭВМ приведена в приложении 2.

2.2.5. Определение расхода газа через рабочий зазор подшипника

После подстановки решения уравнения (2.52) в систему уравнений (2.46) и соответствующих преобразований можно определить массовый расход газа $G_{сп}$ через зазор H_2 подшипника. При Кп$<$0,01 расход газа

$$G_{сп}=\frac{\pi p_а{}^2 H_2{}^3}{12R_г T_н\mu}(1+\zeta^2)\left[12m_0+(1+\zeta)(\bar{p}_{сп}+\bar{p}_а)\frac{\bar{p}_{сп}-\bar{p}_в}{\ln(\bar{r}_1/\bar{r}_2)}\right], \tag{2.56}$$

где $T_н$ — температура газа в области зазора при $r=R_н$, $m_0=$ $=l_а/H_2$.

Программа расчета $G_{сп}$ на ЭВМ приведена в приложении 2.

2.2.6. Определение момента газодинамического трения вращающейся пяты ротора в рабочем зазоре

Момент газодинамического трения $M_{тр}$ вращающейся пяты ротора складывается из момента трения M_1 в зоне расположения канавок (между радиусами $R_в$ и R_g) и момента M_2 в гладкой области (между радиусами R_g и $R_н$):

$$M_{тр}=M_1+M_2. \tag{2.57}$$

Для определения момента $M_{тр}$ все силы, действующие со стороны газового слоя в зазоре H_2, нужно привести к центру O вращения подвижного кольца подшипника. Силы, действующие в области канавок и в гладкой области, определяются соответственно первым и вторым интегралом в правой части уравнения (2.54), а вектор момента $M_{тр}$ направлен противоположно направлению оси OZ.

Если в области канавок теперь выделить бесконечно узкий кольцевой элемент газового слоя размером $\mathrm{d}s=r\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}r$, то сила вязкого трения $\mathrm{d}P_\varphi$, приложенная к гладкой области кольца со стороны выделенного участка, будет направлена по оси φ (угол раскрутки логарифмической спирали, или спирали Архимеда) (рис. 2.20). Сила $\mathrm{d}P_\varphi$ определяется из выражения

$$\mathrm{d}P_\varphi=\mu\left(\frac{\partial U_\varphi}{\partial z}\right)_c \mathrm{d}s, \tag{2.58}$$

где $(\partial U_\varphi/\partial z)_C$ — производная проекции скорости движения частички газа на ось φ по координате z на гладкой стенке в окрестностях точки C.

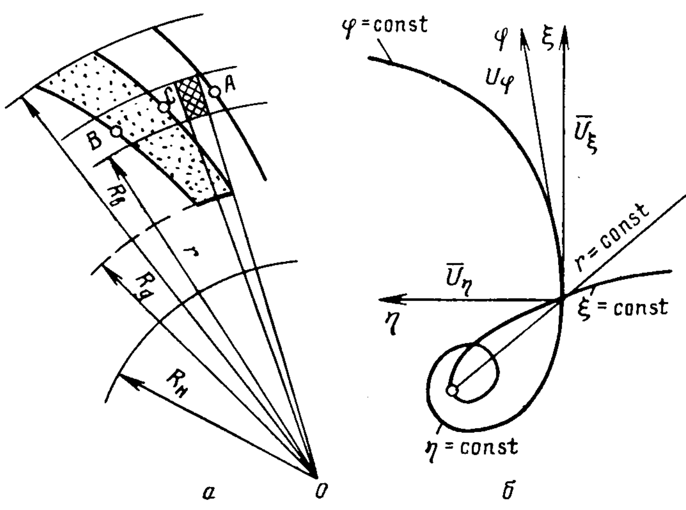


Рис. 2.20. Схема для вычисления в осевом газодинамическом подшипнике со спиральными канавками элементарного момента сил газодинамического трения (а) и проекции скорости движения частиц газа на ось φ (б)

Элементарный момент трения от силы dP_φ относительно оси OZ будет равен

$$dM_{тр} = dP_\varphi r = \mu(\partial U_\varphi/\partial z)_0 r^2 dr d\varphi. \qquad (2.59)$$

Проекция скорости U_φ равна сумме проекций ее составляющих U_ξ и U_η в спиральной системе координат (см. рис. 2.20, *б*):

$$U_\varphi = U_\xi \cos\theta_{сп} + U_\eta \sin\theta_{сп}$$

или с учетом соотношений (2.45)

$$U_\varphi = -\omega r\left(1 - \frac{z + l_p}{H + 2l_p}\right) - \frac{l_p H + z(H - z)}{2\mu r}\left(\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial \eta}\right).$$

Отсюда следует

$$\left(\frac{\partial U_\varphi}{\partial z}\right)_0 = \frac{\omega r}{H + 2l_p} - \frac{Hp_a}{2\mu r}\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \zeta} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \eta}\right). \qquad (2.60)$$

Совместное рассмотрение выражений (2.59) и (2.60) дает зависимость

$$dM_{тр} = \mu r^2\left[\frac{\omega r}{H + 2l_p} - \frac{Hp_a}{2\mu r}\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \zeta} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \eta}\right)\right] dr d\varphi. \qquad (2.61)$$

С учетом соотношений (2.47), (2.50) можно получить для канавок и выступов соответственно:

$$dM_{тр.к.г} = \mu r^2\left[\frac{3\tau_2 \omega r}{(H^2 + \delta_{сп})(1 + 2\tau_2)} - \frac{p_a(H_2 + \delta_{сп})}{2\mu r}\left(\frac{d\bar{p}}{\partial \xi} + k_1 + k_2\eta\right)\right] dr d\varphi; \qquad (2.62)$$

$$dM_{тр.г} = \mu r^2\left[\frac{3\tau_1 \omega r}{H_2(1 + 2\tau_1)} - \frac{p_a H_2}{2\mu r}\left(\frac{d\bar{p}}{\partial \xi} + b_1 + b_2\eta\right)\right] dr d\varphi,$$

где $\tau_1 = \left[\frac{1 + 6m_0}{\bar{p}(1 + \zeta)}\right]^{-1}$; $\tau_2 = \left[\frac{1 + 6\nu_{сп} m_0}{\bar{p}(1 + \zeta)}\right]^{-1}$.

В итоге для момента газодинамического трения пары канавка—выступ получим сумму криволинейных интегралов

$$dM_{тр\,N_{сп}} = \int_A^0 dM_{тр\,г} + \int_0^B dM_{тр.сп}$$

вдоль пути интегрирования $d\varphi = d\eta$. Поэтому, зная координаты точек A, C и B [см. соотношения (2.49)] и учитывая, что момент $dM_{тр}$ замкнутой кольцевой области шириной dz в $2\pi/(\eta_1 + \eta_2)$ раз больше $dM_{тр.N_{сп}}$, можно записать

$$dM_{тр} = \pi R_в^2 p_a H_2 (1 + \zeta)\left[\Lambda_{сп}\left(\frac{\alpha\tau_1}{1 + 2\tau_1} + \frac{\varkappa\nu_{сп}\tau_2}{1 + 2\tau_2}\right)\bar{r}^2 - \frac{\varkappa + \alpha\nu_{сп}}{\nu_{сп}}\frac{d\bar{p}}{d\xi} - \frac{1}{\nu_{сп}}(\varkappa k_1 + \alpha\nu_{сп} b_1) + \frac{\pi}{N_{сп}\nu_{сп}}(\alpha^2\nu_{сп} b_2 - \varkappa^2 b_2)\right]\bar{r} d\bar{r}. \qquad (2.63)$$

При большом числе канавок $N_{сп}$ последний член уравнения (2.63) пренебрежимо мал. Если также пренебречь членами, содержащими Λ_η, как поправками 2-го порядка малости, то можно записать

$$dM_{тр}=\pi R_в^2 p_а H_2(1+\zeta)\left\{\Lambda_{сп}\left[\frac{\alpha\tau_1}{1+2\tau_1}+\frac{\varkappa\nu_{сп}\tau_2}{1+2\tau_2}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{\tau_1\varkappa\alpha\nu_{сп}\gamma^2}{\alpha+\beta\varkappa\nu_{сп}^3}\sin^2\theta_{сп}\right]\bar{r}-\frac{\varkappa\alpha\gamma\left(1-\beta\nu_{сп}^3\right)}{\nu_{сп}\left(\alpha+\beta\varkappa\nu_{сп}^3\right)}\frac{d\bar{p}}{d\bar{r}}\sin\theta_{сп}\cos\theta_{сп}\right\}\bar{r}^2 dr, \quad (2.64)$$

где $\beta=\tau_2/\tau_1$.

При малых значениях числа Кнудсена ($Kn<0{,}01$) $\tau_1=\tau_2=\beta=1$, поэтому для профильной зоны уравнение (2.64) после интегрирования по всем зонам принимает следующий вид:

$$M_1=0{,}25\pi R_в^2 p_а H_2\Lambda_{сп}D'\ (\bar{r}_2^4-\bar{r}_1^4), \quad (2.65)$$

где

$$D'=\frac{1}{1+\zeta}\left\{\frac{1-\varkappa\gamma}{3}+\frac{\varkappa\alpha\nu_{сп}\gamma^2}{\alpha+\varkappa\nu_{сп}^3}\times\right.$$

$$\left.\times\left[1+\frac{\varkappa\alpha\left(1-\nu_{сп}^3\right)^2\cos^2\theta_{сп}}{\nu_{сп}^3\cos^2\theta_{сп}+\left(\alpha+\varkappa\nu_{сп}^3\right)\left(\varkappa+\alpha\nu_{сп}^3\right)\sin^2\theta_{сп}}\right]\sin^2\theta_{сп}\right\}. \quad (2.66)$$

Момент трения для гладкой зоны

$$M_2=\pi R_в^2 p_а H_2\Lambda_{сп}D_*(1-\bar{r}_1^4).$$

Согласно формуле (2.66) при $\varkappa=0$, $\alpha=1$ (бесконечно узкие канавки) и $\gamma=0$, $\nu_{сп}=1$ (бесконечно мелкие канавки)

$$D_*=\frac{1}{3\left(1+\zeta+(2m_0 p_а/p_{сп})\right)}. \quad (2.67)$$

Мощность, затрачиваемая на газодинамическое трение в газодинамическом одностороннем подшипнике, будет равна

$$N_{тр}=M_{тр}\omega. \quad (2.68)$$

Программа расчета $M_{тр}$ и $N_{тр}$ на ЭВМ приведена в приложении 2.

2.2.7. Профилирование рабочей поверхности газодинамического осевого подшипника со спиральными канавками

Профилированию в подшипнике подлежат спиральные канавки. Согласно результатам исследований наибольшую внешнюю нагрузку несут подшипники, у которых образующие канавок спрофилированы по спиралям Архимеда. Технологически такой профиль выполнить трудно, поэтому его заменяют дугами окружности радиуса $R_{сп}$, что вносит незначительную погрешность в расчет. Профилирование канавки по дуге окружности выполняется следующим образом. Проводят окружности радиусами $R_в$, R_g, $R_н$ и делят их на равные части, например на 20. Через каждую точку деления окружности, например радиуса $R_в$, из общего центра O проводят лучи. Строят спираль Архимеда по уравнению

$$\rho_{сп}=a_{\varphi},$$

где a — любое число; φ — угол поворота спирали, рад.

Примем $a=0$. Уравнение спирали будет иметь вид $\rho_{сп}=4\varphi$. На пересечении этой спирали с окружностью радиуса $R_в$ получаем угол $\theta_{сп}=32°$, который отличается от расчетного значения ($\theta_{сп}=17°15'$). Затем принимаем $a=2$ и строим спираль по уравнению $\rho_{сп}=2\varphi$. На пересечении спирали с окружностью радиуса $R_в$ получаем угол $\theta_{сп}=17°$, близкий к расчетному значению. Между радиусами $R_в$ и R_g для участка спирали подбираем постоянный радиус $R_{сп}=0{,}061$ м, центр которого находится на окружности радиусом $R_ц=0{,}024$ м (см. рис. 2.17).

Обычно канавки подшипника нарезают торцевыми фрезами, размеры которых рассчитывают для радиуса $R_в$: $b_1=B_1\sin\theta_{сп}=0{,}00885\sin 17°=0{,}00885\cdot 0{,}292=0{,}00258$ м; $b_2=B_2\sin\theta_{сп}=0{,}0058\sin 17°=0{,}0058\cdot 0{,}292=0{,}0017$ м, где b_1 и b_2 — ширина канавки и выступа в поперечном сечении в направлении, перпендикулярном радиусу $R_{сп}$ соответственно. Очевидно, фрезу не следует полностью выводить на радиус R_g, а лишь доводить ее до радиуса по средней линии канавки.

3. УПРУГОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

Как правило, в теории газовой смазки подразумевается, что скользящие одна относительно другой с зазором поверхности абсолютно жесткие. Однако при недостаточной жесткости конструкции, например при непрерывном производстве фольги, пленки, ткани и т. п., в ленточном материале возникают упругие деформации. Если же между ленточным материалом, движущимся поступательно с большой скоростью относительно направляющих втулок или роликов, имеется слой газа, то он ведет себя как смазка, а режим течения газа в рабочем зазоре будет упругогазодинамическим (УГД). Такую конструктивную схему имеют ленточные подшипники, которые в дальнейшем будем называть УГД подшипниками.

Несмотря на широкое применение ленточных подшипников в различных лентопротяжных механизмах, первое теоретическое и экспериментальное их исследование было опубликовано только в 1953 г. Выполненные в последние годы исследования связаны с механикой цифровых, аналоговых, звуко- и видеозаписывающих устройств в магнитофонах и других лентопротяжных устройствах. Предпринимались попытки использовать ленточные подшипники в качестве радиальных опор ротора высокоскоростной турбомашины, и в 1966 г. была достигнута рекордная скорость скольжения цапфы вала 458 м/с (350 000 мин$^{-1}$ при диаметре цапфы 0,0254 м).

В 1963 г. наметилось разделение УГД подшипников на подшипники с натянутой и закрепленной по обоим концам лентой и с лентой, закрепленной в корпусе только одним концом — лепестковые подшипники.

3.1. УГД ПОДШИПНИКИ С НАТЯНУТОЙ И ЗАКРЕПЛЕННОЙ ПО ОБОИМ КОНЦАМ ЛЕНТОЙ

3.1.1. Принцип работы и конструктивные схемы

Приведенная на рис. 3.1, *а* вакуумная камера представляет собой устройство, используемое в лентопротяжных механизмах

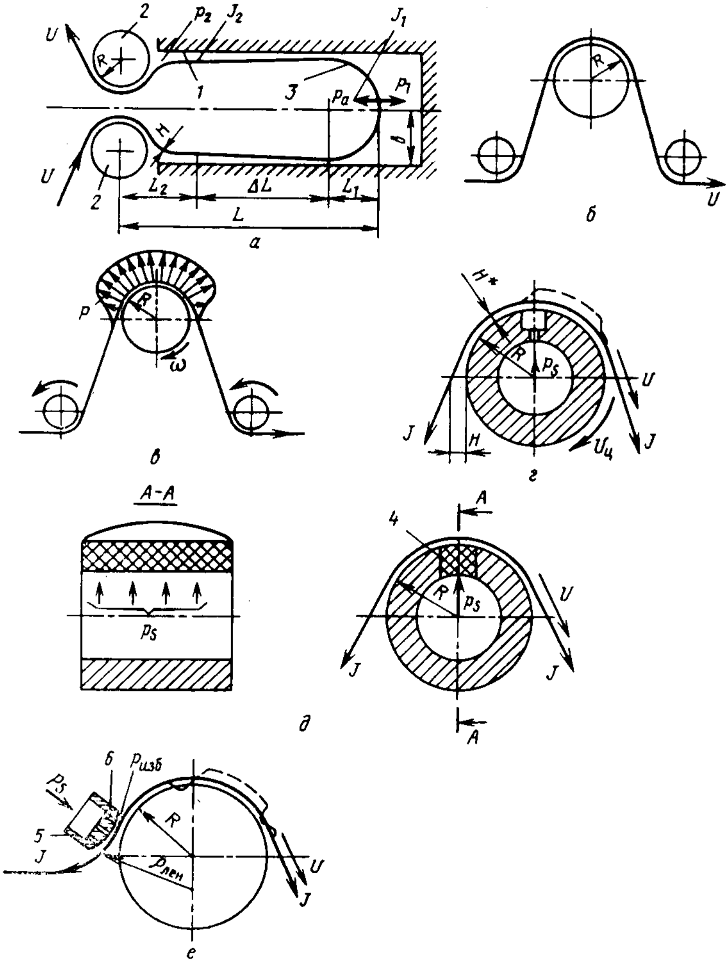


Рис. 3.1. УГД подшипники с натянутой и закрепленной по обоим концам лентой:

а — вакуумная камера лентопротяжного механизма ЭВМ; *б*, *в* — лентопротяжный механизм с неподвижными и вращающимися направляющими роликами соответственно; *г*, *д* — реверсивный лентопротяжный механизм с наддувом газа в рабочий зазор через сопловые дроссели и пористую вставку соответственно; *е* — лентопротяжный механизм с пневматическим прижимом ленты к направляющему ролику для регулирования натяжения ленты с целью сведения к минимуму амплитуды ее колебаний, а также для приема ленты в случае внезапного изменения линейной скорости ее движения. Лента входит в камеру *1* и покидает ее, огибая направляющие ролики *2* и образуя внутри камеры петлю *3*, длина проекции которой равна L. Контур ленты внутри камеры удобно разбить на три зоны. В задней части камеры с помощью внешнего вакуумирующего устройства поддерживается пониженное давление $p_1 > p_a$. Это приводит к тому, что лента образует почти полуцилиндрическую зону с длиной проекции петли L_1 и радиусом, практически равным половине ширины камеры. Разница давлений $p_1 - p_a$ приводит к натяжению ленты с силой J_1. В передней части камеры образуется зона с длиной проекции петли L_2 и давлением p_2. Обычно это давление не регулируют; оно устанавливается естественным путем в результате баланса расхода между втекающим и вытекающим газом. В большинстве случаев давление p_2 равно давлению окружающей среды p_a. Силы натяжения ленты J_2 и J_1 в передней и задней частях камеры в общем случае различаются на величину силы трения о стенки. В случае, когда лента отделена от стенки газовой пленкой, эти силы равны ($J_1 = J_2$). Если $p_2 < p_a$, то лента будет иметь искривленную форму, а если $p_2 = p_a$ — плоскую. Между зонами L_1 и L_2 возможен участок длиной ΔL, где лента практически плоская. Общая длина L проекции петли определяется с помощью фотоэлектрического датчика и поддерживается постоянной посредством сервоуправления скоростью подающей или приемной бобины.

Газовая пленка между лентой и стенкой образуется в следующих двух случаях:

а) когда возникает течение воздуха из зоны повышенного давления p_2 в зону пониженного давления p_1 при $\Delta L \to 0$, $L \to L_{min}$ и фиксированных прочих параметрах;

б) в момент приведения ленты в движение в результате эффекта смазки даже при $L > L_{min}$.

В обоих случаях форма ленты после отделения от стенки приближается к параболической.

В некоторых практических случаях при движении ленты (рис. 3.1, *б*) или при движении ленты и вращении направляющих роликов (рис. 3.1, *в*) между лентой и роликами в результате газодинамического трения возникает зона с избыточным постоянным давлением p, т. е. газовая смазка. При низких скоростях U этого бывает недостаточно для возникновения газовой смазки и тогда применяют внешний наддув (рис. 3.1, *г*, *д*) иногда в сочетании с вращением направляющего ролика с линейной скоростью $U_ц$. Такая необходимость появляется также при реверсивных скоростях движения ленты. На рис. 3.1, *г* показан наддув газа через дроссели. На практике важно обеспечить опору для краев ленты, которые стремятся к контакту с поверхностью ролика ввиду силы воздействия ленты ложкообразной кривизны и малого перепада давлений поперек ленты. Это требование можно выполнить, подавая газ для наддува под давлением p_S через пористую вставку 4 (рис. 3.1, *д*).

При магнитной записи желательно уменьшить толщину H^* газовой пленки между головкой записывающего устройства и лентой. Для этого применяют газовый прижим, заключающийся в том, что через разводную планку 5 (рис. 3.1, *е*) и дроссели 6 подают сжатый газ под давлением $p_S=(1{,}1\ldots1{,}2)\,p_a$, что приводит к уменьшению зазора в 10—20 раз. Дальнейшее повышение давления p_S дает существенно меньший дополнительный прижимной эффект. Прижим газом нужно осуществлять на входном участке ленты.

3.1.2. Уравнение газовой смазки

Аналитическая модель работы подшипников, представленных на рис. 3.1, основана на совместном решении уравнения Рейнольдса (1.40) газовой смазки и уравнения упругости ленты. Рассматривается стационарная задача для ленты бесконечной ширины, так как отношение толщины смазочного слоя H к ширине ленты L велико и торцевыми утечками газа из зазора можно пренебречь, т. е. задача к тому же получается плоской (одномерной). Поэтому уравнение газовой смазки (1.40) для ленточного подшипника принимает вид

$$-\frac{H^3}{12\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}+\frac{UH}{2}=\frac{UH^*}{2}, \tag{3.1}$$

где x — координата в окружном направлении; H^* — толщина слоя газовой смазки в средней зоне подшипника.

Уравнение упругости ленты записывается так:

$$p=J/\rho_{\text{лен}}+p_{\text{изб}}, \tag{3.2}$$

где J — сила натяжения ленты, приходящаяся на единицу ее ширины; $\rho_{\text{лен}}$ — текущий радиус кривизны ленты; $p_{\text{изб}}$ — избыточное давление газа, приложенное к ленте со стороны, противоположной рабочему зазору H (например, как показано на рис. 3.1, *е*).

Введем следующие обозначения:

$$\bar{p}=pR/J;\quad \bar{H}=H/H^*;\quad \bar{p}_{\text{изб}}\quad p_{\text{изб}}R/J. \tag{3.3}$$

С учетом этих обозначений уравнение газовой смазки (3.1) примет вид

$$\frac{\mathrm{d}\bar{p}}{\mathrm{d}x}=\frac{6\mu UR}{J\,(H^*)^2}\left(\frac{\bar{H}-1}{\bar{H}^3}\right). \tag{3.4}$$

При малом наклоне ленты относительно роликов радиусом R радиус кривизны $\rho_{лен}$ ленты на рабочем участке можно описать зависимостью

$$\frac{1}{\rho_{лен}}=\frac{1}{R}-\frac{d^2H}{dx^2}. \qquad (3.5)$$

Подстановка соотношения (3.5) в (3.2) дает новое уравнение

$$p=\frac{J}{R}-J\frac{d^2H}{dx^2}+p_{изб}. \qquad (3.6)$$

Используя обозначения (3.3), получаем уравнение

$$\bar{p}=\bar{p}_{изб}+1-RH^*\frac{d^2\bar{H}}{dx^2}, \qquad (3.7)$$

которое после дифференцирования принимает вид

$$\frac{d\bar{p}}{dx}=\frac{d\bar{p}_{изб}}{dx}-RH^*\frac{d^3\bar{H}}{dx^3}. \qquad (3.8)$$

Наконец, подставив выражение (3.8) в (3.4), получим

$$RH^*\frac{d^3\bar{H}}{dx^3}=\frac{d\bar{p}_{изб}}{dx}+\frac{6\mu UR}{J(H^*)^2}\left(\frac{1-\bar{H}}{\bar{H}^3}\right).$$

или

$$\frac{J}{6\mu U}(H^*)^3\frac{d^3H}{dx^3}=\frac{J(H^*)^2}{6\mu UR}\frac{d\bar{p}_{изб}}{dx}+\left(\frac{1-\bar{H}}{\bar{H}^3}\right). \qquad (3.9)$$

Уравнение (3.9) отражает общий случай движения ленты относительно направляющего ролика радиусом R и создание с противоположной стороны на ленту давления $p_{изб}$, которое должно уменьшить зазор H^*. Для этого безразмерная координата x должна обеспечить равенство единице коэффициентов при членах $d^3\bar{H}/dx^3$ и $(1-\bar{H})/\bar{H}^3$. Коэффициенты становятся равными единице, если безразмерная величина θ, соответствующая данному x, определяется соотношением

$$\theta=\frac{x}{H^*}\left(\frac{6\mu U}{J}\right)^{1/3}.$$

С учетом последней зависимости уравнение (3.9) принимает вид

$$\frac{d^3\bar{H}}{d\theta^3}=\left(\frac{J}{6\mu U}\right)^{2/3}\frac{H^3}{R}\frac{d\bar{p}_{изб}}{d\theta}+\frac{1-\bar{H}}{\bar{H}^3}. \qquad (3.10)$$

При отсутствии избыточного давления $p_{изб}$ со стороны нерабочей поверхности ленты последнее уравнение упрощается:

$$\frac{d^3\bar{H}}{d\theta^3}=\frac{1-\bar{H}}{\bar{H}^3}. \qquad (3.11)$$

Поскольку зазор H^* явно не входит в уравнение (3.11), возвратимся к уравнению (3.5), отражающему форму ленты.

Когда лента отходит от ролика радиусом R (т. е. $\theta \to \pm\infty$), она приобретает плоскую форму, для которой $\rho_{\text{лен}} \to \infty$. Следовательно, при $\theta \to +\infty$ или $\rho_{\text{лен}} \to -\infty$ получаем $d^2H/dx^2 \to 1/R$. Это условие в безразмерном виде записывается так:

$$\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2} \to \frac{H^*}{R}\left(\frac{J}{6\mu U}\right)^{2/3}.$$

Решение уравнения (3.10) получаем в виде $\left.\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2}\right|_{\theta\to\infty}$, откуда

$$H^* = R\left(\frac{6\mu U}{J}\right)\left(\left.\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2}\right|_{\theta\to\infty}\right).$$

Следует отметить и иметь в виду, что

$$\left.\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2}\right|_{\theta\to\infty} = \left.\frac{d^2H}{d\theta^2}\right|_{\theta\to-\infty}.$$

Введем новую переменную для противодавления

$$\overline{p}^*_{\text{изб}} = \frac{H^*}{R}\left(\frac{J}{6\mu U}\right)^{2/3}\overline{p}_{\text{изб}}. \qquad (3.12)$$

Выражение (3.12) эквивалентно соотношению

$$\overline{p}^*_{\text{изб}} = \left(\left.\frac{d^2H}{d\theta^2}\right|_{\theta\to\infty}\right)\overline{p}_{\text{изб}}.$$

После преобразований и упрощений получаем зависимость

$$\frac{d^3\overline{H}}{d\theta^3} = \frac{d\overline{p}^*_{\text{изб}}}{d\theta} + \frac{1-\overline{H}}{\overline{H}^3}. \qquad (3.13)$$

Проинтегрировав последнее уравнение один раз, имеем

$$\left(\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2}\right)_b = \left(\frac{d^2\overline{H}}{d\theta^2}\right)_a + (\overline{p}^*_{\text{изб}})_b + \int_a^b \frac{1-\overline{H}}{\overline{H}^3}\,d\theta, \qquad (3.14)$$

где a и b — пределы интегрирования.

Уравнение (3.14) решается численными методами на ЭВМ. В результате интегрирования установлено, что коэффициент $K_{\text{изб}} = H^*/R\ (J/6\,\mu\,U)^{2/3} = 0{,}643$, а характерный профиль зазора H и эпюра давления $p_{\text{изб}}$ на входе и выходе при этом имеют вид, показанный на рис. 3.2, *а*, *б*.

График рис. 3.3, *а* наглядно иллюстрирует, что для существенного уменьшения рабочего зазора H^* требуется большое прижимное давление $p_{\text{изб}}$ при прочих равных параметрах (J, R, μ, U). Например, уменьшению зазора на 70% соответствует увеличение давления в 10 раз. Такой же характер имеет изменение толщины зазора с увеличением длины прижимной зоны с повышенным внешним давлением (рис. 3.3, *б*). Значениями величин $\overline{H}$, $\overline{p}_{\text{изб}}$, θ, $K_{\text{изб}}$, $\overline{p}_{\text{изб}}$, приведенными на рис. 3.2. и 3.3,

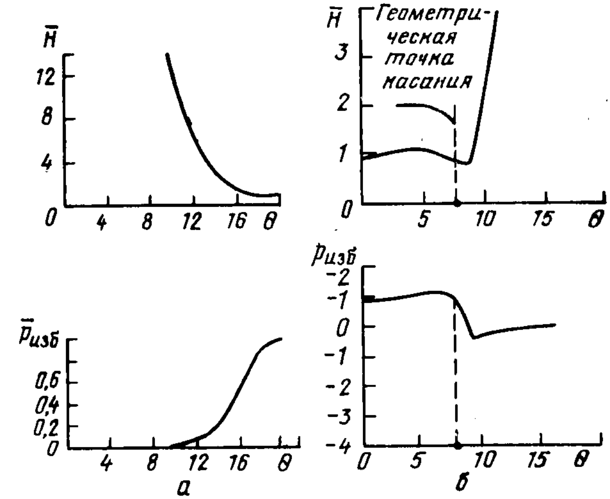


Рис. 3.2. Профиль зазора и эпюра давления газа на входе в рабочий зазор (*а*) и на выходе из него (*б*)

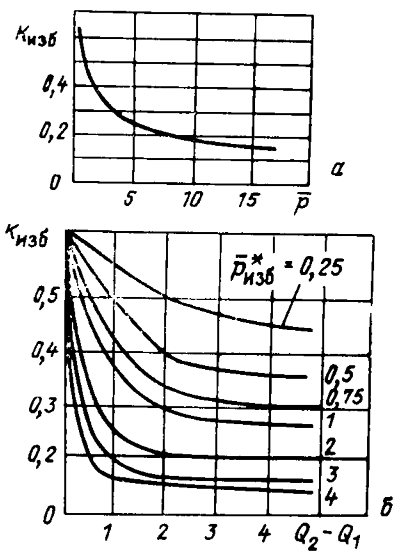


Рис. 3.3. Уменьшение рабочего зазора УГД подшипника с увеличением прижимающего внешнего давления при $\theta \geqslant 5$ (*а*) и с увеличением длины прижимной зоны с повышенным внешним давлением при разных $\bar{p}^*_{изб}$ (*б*)

можно пользоваться при расчете некоторых лентопротяжных механизмов.

3.1.3 Подшипники для вращающихся роторов

Подшипники для вращающихся роторов представлены на рис. 3.4. Первый ленточный подшипник, запатентованный А. Силвером Этилом в 1963 г. (рис. 3.4, *а*), был использован

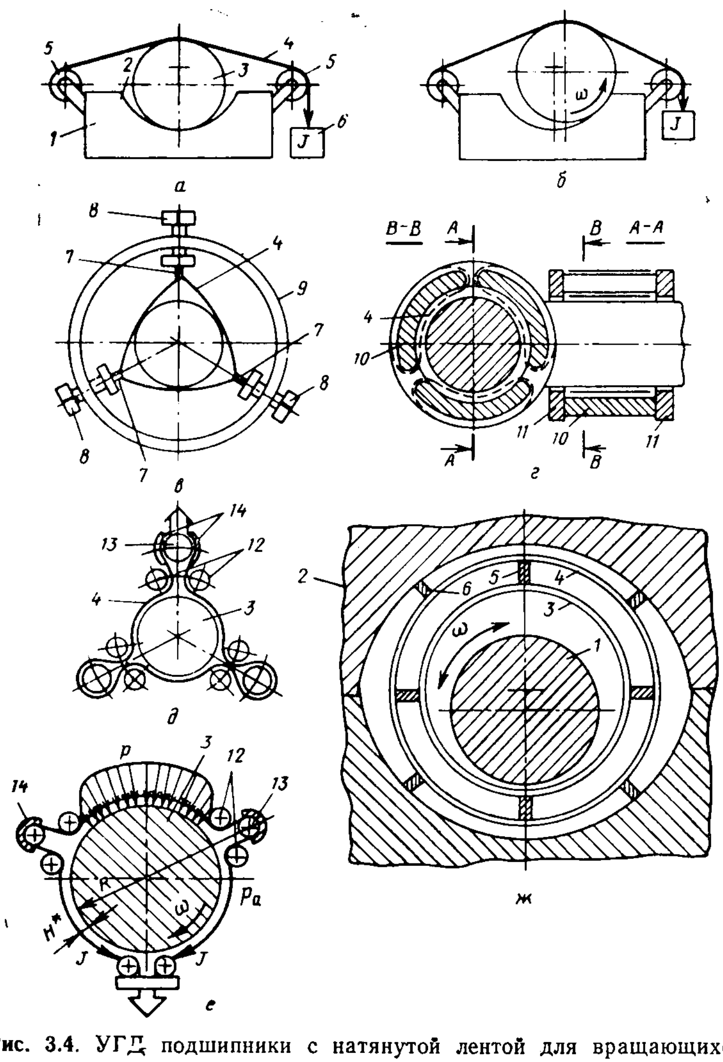


Рис. 3.4. УГД подшипники с натянутой лентой для вращающихся роторов

для вращающегося вала. Он состоит из полукорпуса *1* с выемкой *2* для размещения цапфы *3* вала. Натяжение ленты *4*, скользящей по блокам *5*, осуществляется грузом *6* с силой *J*. Представление о форме рабочего зазора между цапфой и корпусом при вращении вала со скоростью ω дает рис. 3.4, *б*.

На рис. 3.4, *в* показан подшипник, в котором лента *4* образует три сектора вследствие натяжения ее захватами *7* и винтами *8*, входящими в корпус *9*, а на рис. 3.4, *г* — подшипник, в котором ленточный элемент *4* (изображен пунктиром) охватывает с натягом жесткий сегмент *10*, закрепленный между двумя кольцами *11*.

Приведенный на рис. 3.4, *д* подшипник состоит из трех групп роликов, между которыми проходит лента *4*. Малые ролики *12* являются направляющими, а большой ролик *13* используется для натяжения ленты. Торцы всех роликов закреплены в кольцевых фланцах, расположенных с обеих сторон подшипника. При сборке подшипника вместо цапфы используют оправку с диаметром, бóльшим, чем диаметр цапфы. После установки оправки и натяжения ленты ее концы закрепляются прижимами *14* на одном из больших роликов. Далее собранный узел отжигают в печи. При этом обеспечивается снятие напряжений в ленте, вследствие чего после удаления оправки и установки цапфы вала внутренний диаметр подшипника обеспечивает гарантированный радиальный зазор между лентой и цапфой, а также уменьшает момент сухого трения при страгивании ротора из состояния покоя.

Подшипник для турбомашины (см. рис. 3.4, *е*) представляет собой классический пример применения УГД смазки, когда податливость одного из элементов подшипника намеренно используется для достижения необходимых рабочих характеристик. Радиальный подшипник ленточного типа для турбомашины представляет собой ленту, обернутую вокруг цапфы *3* ротора через направляющие ролики *12* и *13*. До момента зажатия ленты у роликов колодками *14* к ее свободным концам прикладывают растягивающие усилия J, и предварительно нагруженная таким образом лента вступает в тесный контакт с неподвижной цапфой в области всех участков (на рис. 3.4, *е* их три), находящихся между группами роликов. «Сухое» трение между цапфой и растянутой лентой преодолевается путем приложения небольшого пускового момента, и при относительно малой скорости ω ленточный УГД подшипник поддерживает вращающийся ротор на тонкой пленке газовой смазки. Зазор H^*, практически одинаковый за исключением узких граничных зон на входе в зазор, выходе из него и вдоль кромок ленты, увеличивается с ростом скорости вращения. Это вызывает удлинение ленты и обычно приводит к возрастанию натяжения J. Отклонение цапфы от концентричного положения ведет к изменению зазора и перемещению ленты. Таким образом, жесткость подшипника зависит от изменений зазора, давления газа в смазочной пленке и силы натяжения ленты. Вполне очевидно, что рассматриваемая задача решается с помощью УГД теории. Следовательно, для анализа работы ленточных подшипников можно использовать теорию деформации тонких пластин и течение вязких жидкостей в тонких пленках. Следует отметить, что при постоянном зазоре H^* в подшипнике возникает постоянное текущее давление p (см. рис. 3.4, *е*, верхний сектор).

Для уменьшения податливости подшипника в радиальном направлении в 1982 г. в США предложена конструктивная схема, в которой между цапфой *1* вала и корпусом *2* расположены два ленточных кольца *3* и *4*, соединенные между собой и с корпусом *2* продольными жесткими вставками *5* и *6* (см. рис. 3.4, *ж*). Причем корпус *2* имеет две и более «лимонные» расточки, позволяющие в процессе работы между цапфой *1* и внутренним кольцом *3* получать многоклиновый зазор. Подшипник может работать в реверсивном режиме.

Эффект повышения давления газа в зазоре между цапфой вращающегося вала и прижатой к нему натянутой лентой впервые был описан в 1958 г. в работе Г. Фишера и др.

Конфигурация подшипника для вращающихся валов, например для ротора турбомашины, аналогична показанной на рис. 3.4, *е*. Причем на входе в ленточный сектор, ограниченный соседними направляющими роликами *12* и цапфой *3* ротора, зазор имеет конфузорную клиновую форму, что создает условия для роста в нем давления p при вращении цапфы ротора с угловой скоростью ω. Далее зазор H^* остается постоянным и давление p в нем также не меняется. Наконец, на выходе из ленточного сектора зазор имеет диффузорную форму, поэтому давление p здесь падает до давления окружающей среды p_a.

Если сравнивать между собой эпюры давления в ленточных секторах ленточного и сегментного (см. рис. 2.14) подшипников, то очевидно, что при одинаковых скоростях вращения роторов ω и размерах секторов и сегментов главные векторы сил давления (несущая способность смазочного газового слоя) у них будут разными. При $\omega=\text{const}$ главный вектор сил давления у такого подшипника будет больше, чем у сегментного. В итоге в секторах подшипника с натянутой лентой при прочих равных условиях раньше наступает режим газодинамического трения, чем в сегментном подшипнике, т. е. существенно уменьшается время «сухого» трения при пусках и остановках ротора.

В 60—70-е годы появилось около 40 зарубежных научных публикаций о теоретических и экспериментальных исследованиях подшипников с натянутой лентой для турбомашин. Из этих публикаций следует, что применение таких подшипников для турбомашин перспективно, хотя в литературе не описано и промышленностью не освоено ни одной серийно выпускаемой машины, содержащей подшипники с натянутой лентой.

Всесторонние экспериментальные исследования рассматриваемых подшипников в турбомашинах (масса ротора турбомашины 8 кг, диаметр цапф 0,048 м, в качестве ленты в радиальных подшипниках использовали фольгу из коррозионностойкой стали 70НХБМЮ толщиной 80 мкм и шириной 0,06 м), выполненные в МГТУ им. Н. Э. Баумана, выявили следующее:

1. Со временем длинная тонкая лента вытягивается под действием силы тяжести горизонтального ротора, что выражается

в смещении на несколько десятков микрометров цапф вала относительно их первоначального положения.

2. При вращении вала вручную с трением без смазочного материала наблюдается перетягивание ленты из одного ленточного сектора в другой, что приводит к смещению цапф вала относительно их первоначального положения также на несколько десятков микрометров.

3. Нагрев ленты на 40—60° С внешним источником теплоты обусловливает перемещение продольной оси цапфы ротора относительно ее первоначального положения.

4. Неспособность подшипника к самокомпенсации перекосов при угловых смещениях цапф.

5. Значительную сложность монтажа подшипниковых узлов.

Таким образом, было установлено, что для вращающихся роторов и, в частности, для турбомашин применение подшипников с натянутой лентой неперспективно. Они могут быть использованы в основном в различных лентопротяжных механизмах.

В подтверждение сказанного имеются также такие факты: во-первых, за последние 20 лет по ленточным подшипникам для вращающихся роторов выдано всего около 5 патентов и авторских свидетельств, что говорит не о столь уж высоком интересе к подшипникам этого типа со стороны конструкторов; во-вторых, за этот же период опубликовано (в основном в США) до 40 теоретических и экспериментальных исследований всестороннего характера (в том числе и по технологии изготовления подшипниковых узлов), а это уже свидетельствует о том, что, очевидно, фирмы-патентовладельцы и фирмы, занимающиеся научными исследованиями в этой области, пришли также к выводу о бесперспективности применения ленточных подшипников для вращающихся роторов и разрешили ученым-разработчикам опубликовать свои исследования в открытой печати для поднятия их научного престижа.

Отмеченные конструктивные недостатки УГД подшипников с натянутой лентой отсутствуют у подшипников лепесткового типа.

Методика расчета подшипников с натянутой лентой для вращающихся роторов не отличается от описанной выше методики расчета лентопротяжных механизмов.

3.2. УГД ПОДШИПНИКИ ЛЕПЕСТКОВОГО ТИПА

3.2.1. Общие сведения и конструктивные схемы

Первая конструкция подшипника лепесткового типа, запатентованная в США в 1963 г. Д. Дж. Марлеем, была опубликована в печати в 1969 г. Название «лепестковый» подшипники этого типа получили в 1976 г. в первых отечественных публикациях. В дальнейшем будем придерживаться этой терминологии.

В отличие от подшипников с натянутой лентой в настоящее время имеется около 70 зарубежных патентов, 30 отечественных авторских свидетельств и небольшое число научных публикаций, посвященных лепестковым подшипникам. Имеются многочисленные данные об их использовании в ряде зарубежных серийных изделий. Лепестковые подшипники могут быть радиальными и осевыми.

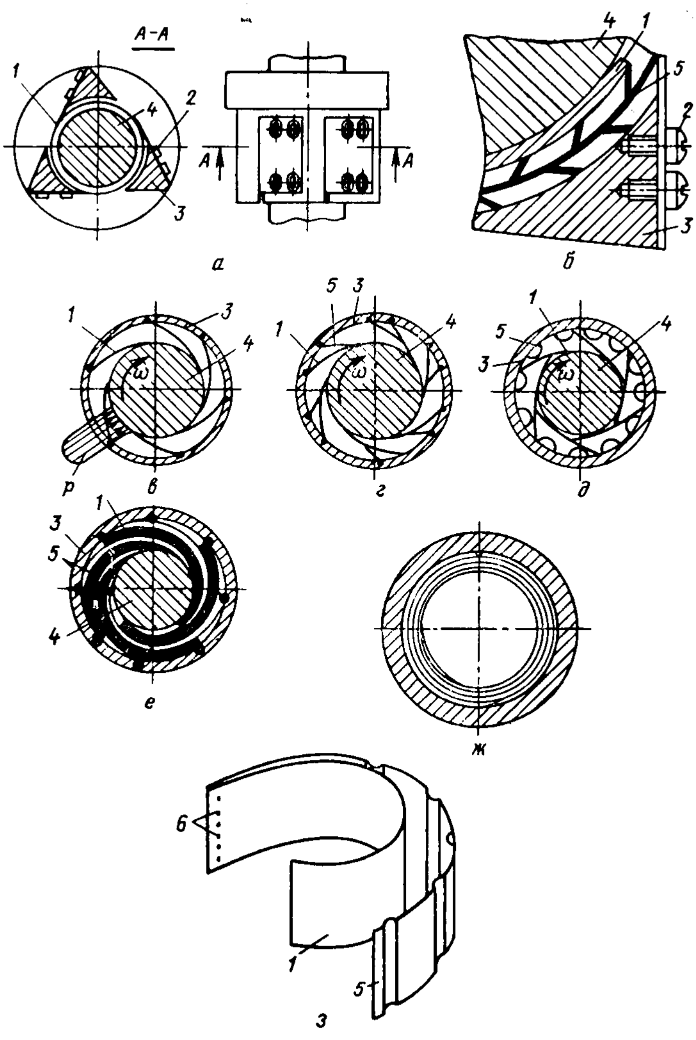


Рис. 3.5. Конструктивные схемы УГД радиальных лепестковых подшипников (*начало*)

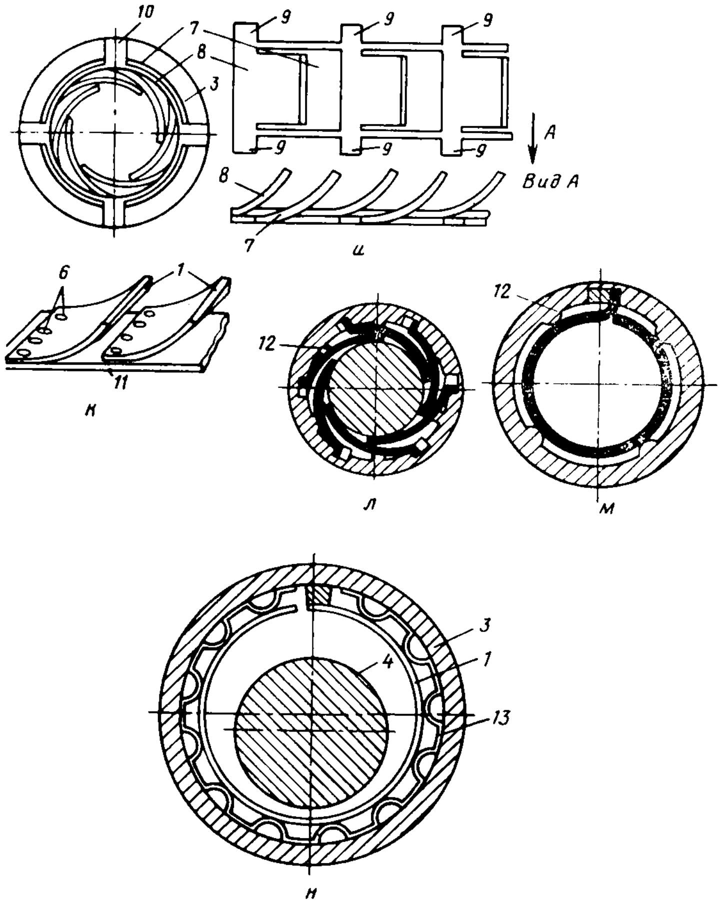


Рис. 3.5. Конструктивные схемы УГД радиальных лепестковых подшипников (*продолжение*)

Разработанные Д. Дж. Марлеем первые лепестковые подшипники без и с демпфирующим элементом (рис. 3.5, *а*, *б* соответственно) имели три лепестка *1*, которые четырьмя винтами *2* были одним концом закреплены в корпусе *3*. Лепестки опираются на внутреннюю поверхность расточки корпуса и не перекрываются между собой внахлестку свободными концами. Серийный выпуск агрегатов (турбодетандеров) с этими подшипниками за рубежом начат в 1972 г.

Предлагаемая конструктивная схема была апробирована в одном из отечественных микротурбодетандеров, были получены интересные результаты, но изделие не было полностью отлаже-

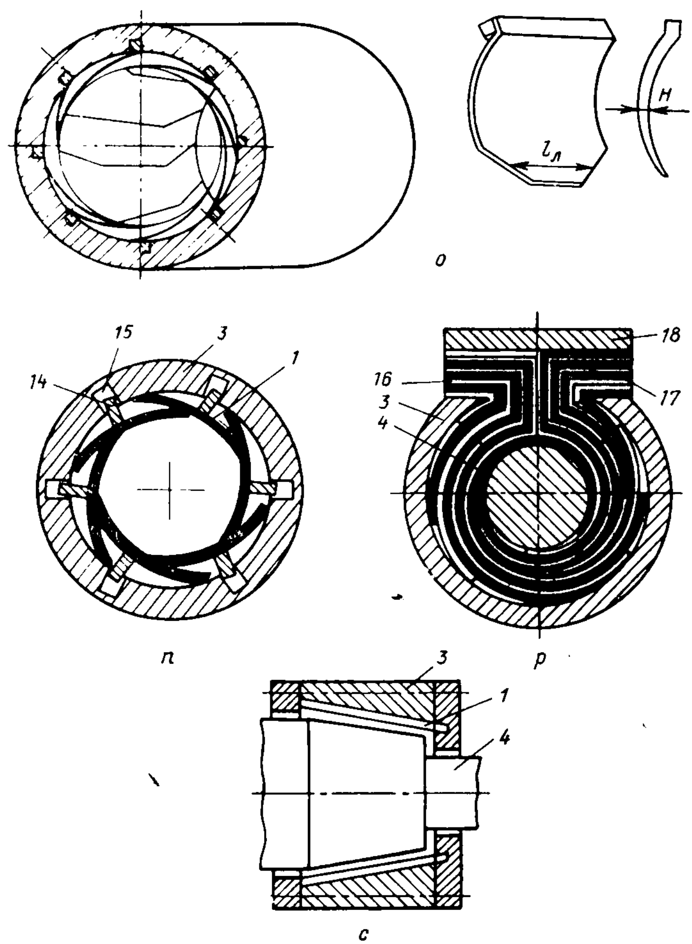


Рис. 3.5. Конструктивные схемы УГД радиальных лепестковых подшипников (*окончание*)

но и не получило поэтому промышленного внедрения. Как показали экспериментальные исследования, такой подшипник обладает недостаточным демпфированием, большим моментом трения при страгивании цапфы из состояния покоя при пуске, малой несущей способностью, соизмеримой с несущей способностью газодинамического подшипника с трехцентровой расточкой и жесткими рабочими поверхностями (см. рис. В6, *д*)

В связи с этим были созданы более совершенные подшипники с лепестками *1*, уложенными свободными концами внахлестку (рис. 3.5 *в*). Для лучшего демпфирования под основными лепестками *1* со стороны их нерабочей поверхности расположены дополнительные упругие элементы *5* (рис. 3.5, г). И те, и другие лепестки закреплены в корпусе *3*. Между основными лепестками *1* и цапфой вала образуется клиновой зазор. В неподвижном состоянии под действием сил упругости лепестки с натягом в средней части прижимаются к цапфе вала. Как и в газодинамическом сегментном подшипнике (см. рис. 2.14), при вращении вала с угловой скоростью ω в клиновом зазоре каждого лепестка возникает избыточное давление p (см. рис. 3.5, *b*).

Дополнительные упругие элементы *5* могут иметь разную форму: коротких лепестков (см. рис. 3.5, *г*), гофр *5*, расположенных под основным лепестком *1* (см. рис. 3.5, *д*) или лепестковых вставок *5* между основными лепестками *1* (рис. 3.5, *е*). Упрощение конструкции достигается выполнением в подшипнике одного спирально загнутого лепестка без дополнительного упругого элемента (рис. 3.5, *ж*) и с дополнительным ленточным гофрированным упругим элементом *5*, скрепленным точечной сваркой *6* с основным лепестком *1* (рис. 3.5, *з*).

При крупносерийном производстве лепестки удобно выштамповывать на ленте. Так, на рис. 3.5, *и* слева показан вид на подшипник со вставленными в его корпус концентрично двумя лентами *7* и *8*, на каждой из которых выштампованы лепестки. Если после штамповки лепестки отогнуть, а ленты положить одна на другую, то лепестки нижней ленты выйдут вверх через прорези верхней ленты так, как показано справа на рис. 3.5, *и* на развертке лент. Чтобы из этого пакета получить подшипник, нужно сначала свернуть пакет в цилиндр и вставить в корпус *3*, а затем отогнуть выступы *9* на ленте *8* и совместить их с пазами *10* корпуса *3*.

Для упрощения монтажа лепестки *1* иногда приваривают точечной сваркой *6* к общей гладкой ленте *11* (рис. 3.5, *к*), которую сворачивают в цилиндр и вставляют в расточку корпуса *3*, как и в конструкции, показанной на рис. 3.5, *и*. Жесткость подшипника можно повысить, если под лепестками со стороны корпуса предусмотреть дополнительные опоры-выступы *12*, показанные на рис. 3.5, *л* для многолепесткового и на рис. 3.5, *м* для однолепесткового подшипника. Эта же цель достигается установкой в однолепестковом подшипнике кругового гофрированного элемента *13* (рис. 3.5, *н*).

Переменной жесткостью обладает подшипник с переменной длиной на свободном конце лепестка или с переменной толщиной лепестка (рис. 3.5, *о*).

Подшипники, приведенные на рис. 3.5, *п* и *р*, обладают повышенным демпфированием соответственно на счет трения лепестковых выступов *14* о стенки пазов *15* и движущихся навстречу двух пакетов лепестков *16* и *17*, прижатых одним концом планкой *18* к корпусу *3*.

Наконец, для одновременного восприятия радиальной и осевой внешней нагрузки W применяют конические подшипники (рис. 3.5, *с*)

Кроме перечисленных конструктивных схем в зарубежной и отечественной литературе можно найти десятки других технических решений по радиальным лепестковым подшипникам, которые отличаются от перечисленных только небольшими конструктивными изменениями. Поэтому они здесь не приведены.

В науке и технике имеется ряд устройств с ограниченной мощностью на валу. К ним, например, относятся микротурбодетандеры криогенных систем и систем кондиционирования, мощность на валу которых составляет иногда не более сотни ватт. В режиме авторотации (отключен двигатель) в некоторых вертолетах роторы турбодетандеров систем кондиционирования воздуха вращаются только под действием набегающего с относительно небольшими скоростями встречного атмосферного потока воздуха, поэтому мощность на валу у них также незначительна. Применение приведенных на рис. 3.5 лепестковых подшипников, которые с усилием обжимают цапфы вала, требует значительных пусковых моментов на преодоление момента трения покоя. Предложены различные технические решения для уменьшения момента трения при страгивании роторов с лепестковыми подшипниками из состояния покоя. Кратко рассмотрим некоторые из них.

В подшипнике, показанном на рис. 3.6, *а*, имеется два лепестка. Лепесток *1* имеет навивку по спирали в направлении вращения цапфы вала *6*. К нему с помощью пайки, диффузионной или ультразвуковой сварки или каким-либо другим способом по линии или по поверхности на участке *3* присоединен лепесток *2* так, что его конец *А* находится внутри спирального пакета, а конец Б направлен в сторону, противоположную вращению вала. Конец *4* лепестка *1* закреплен в корпусе *5*. Благодаря встречному направлению навивки лепестка *2* и вращению цапфы вала 6 происходит уменьшение момента на валу при страгивании вала из состояния покоя из-за разного направления момента трения покоя и момента от сил упругости лепестка *2*.

Для уменьшения сил давления лепестков *1* на цапфу вала предлагается конструктивная схема подшипника, приведенная на рис. 3.6, *б*, где за счет механического или пневматического привода *7* через колесо *8* с внутренним и внешним зубчатым зацеплением осуществляется отжим лепестков от цапфы вала в момент страгивания вала из состояния покоя. Колесо *8* воздействует на хвостовики *9* с зубьями. К хвостовикам *9* прикреплены лепестки *1*. Хвостовики *9* имеют возможность шарнирно поворачиваться в цилиндрических гнездах корпуса *5* подшипника. Уменьшение сил давления лепестков в период

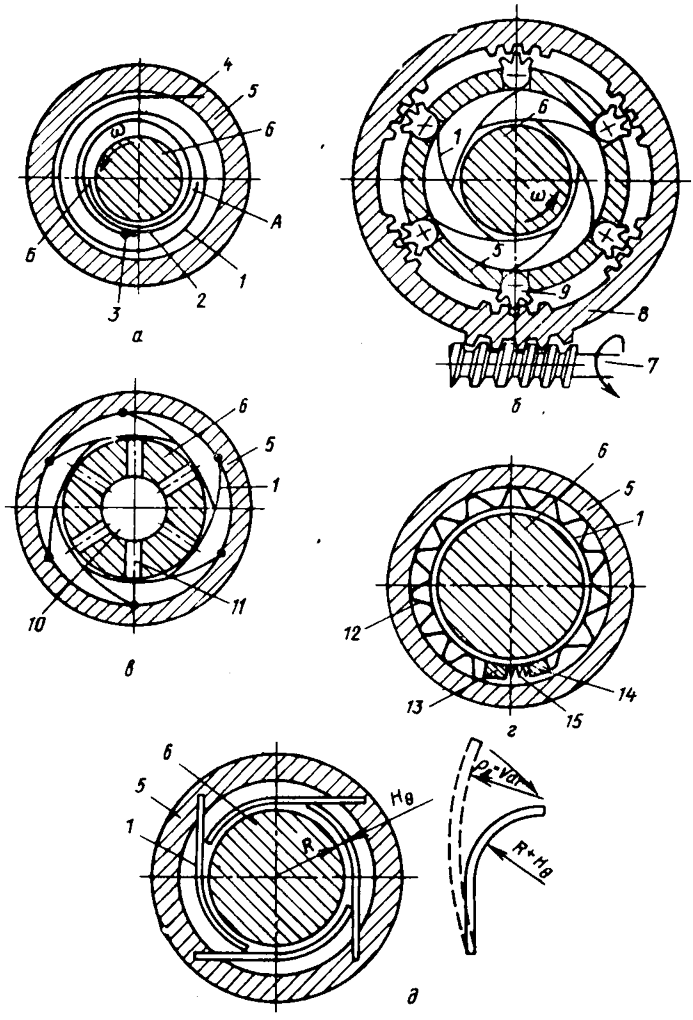


Рис. 3.6. Конструктивные схемы УГД радиальных лепестковых подшипников, обеспечивающих наименьший момент трения при страгивании ротора из состояния покоя

страгивания вала из состояния покоя снижает момент трения покоя, а следовательно, и момент привода на валу.

На рис. 3.6, *в* показан подшипник, в котором в период пуска и остановки вала из магистрали *10* через радиальные отверстия *11* в цапфе *6* вала подают газ при повышенном давлении, что приводит к пневматическому отжиму свободных концов лепестков *1* от поверхности цапфы *6*. Лепестки при этом одним концом закреплены в корпусе *5*.

С целью уменьшения пускового момента на валу в однолепестковом подшипнике (рис. 3.6, *г*), состоящем из основного лепестка *1* с прикрепленным к нему упором *13* и гофрированной упругой подложки *12*, жестко скрепленной упором *14* с лепестком *1*, между упорами *13* и 14 вставлен упругий элемент 15, разжимающий основной лепесток *1* в окружном направлении к корпусу *5* и тем самым ослабляющий его давление на цапфу *6* вала.

Лепестки можно выполнить из материала, обладающего термической памятью. В состоянии покоя такие лепестки могут слабо прилегать к поверхности цапфы, а следовательно, в подшипнике будет мал момент трения на валу при страгивании его из состояния покоя. При вращении цапфы вала вследствие трения лепестки нагреваются и их форма изменится; увеличится также сила прижатия их к цапфе через уже создавшийся слой газовой смазки, т. е. повысится жесткость подшипника.

На рис. 3,6,*д* изображен подшипник с лепестками, предварительно напряженными под действием радиальных сил упругости. В нем рабочие поверхности лепестков *1* после их установки в корпусе *5* образуют между цапфой *6* вала малый постоянный зазор H_θ, чуть больший, чем высота микронеровностей поверхностей трения, радиус кривизны этих поверхностей равен радиусу цапфы R плюс зазор H_θ. При этом лепестки с силой воздействуют друг на друга своими свободными концами. Чтобы получить такую картину после сборки подшипника, в свободном состоянии лепестки имеют расчетный переменный радиус кривизны $\rho_л > R$ (см. правую часть рис. 3.6,*д*).

На период пуска можно применять также электромагнитный отжим лепестков, выполненных из магнитного материала, но такая схема достаточно сложна.

Схемы осевых лепестковых подшипников (рис. 3.7) могут быть самыми разнообразными; без дополнительных упругих элементов (см. рис. 3.7, *б—е*) и с дополнительными упругими элементами (см. рис. 3.7,*ж—м*). Осевой подшипник самого простого типа состоит из лепестков *1*, закрепленных в корпусе *2* и уложенных веерообразно внахлест свободными концами друг на друга (см. рис. 3.7,*б*). В подшипнике, в котором лепестки *1* при помощи точечной сварки закреплены на общем тонком основании *3* и опираются на корпус *2*, технология крепления лепестков проще (см. рис. 3.7,*в*). Дополнительные упругие элементы *4* с выступами *5* могут быть установлены со стороны нерабочей поверхности основных лепестков *1* и закреплены с ними на одном общем основании *2* (см. рис. 3.7, *к*). Разновидностями этой конструкции являются конструкции, схемы которых показаны на рис. 3.7,*ж*, *и*, *л*, *м*.

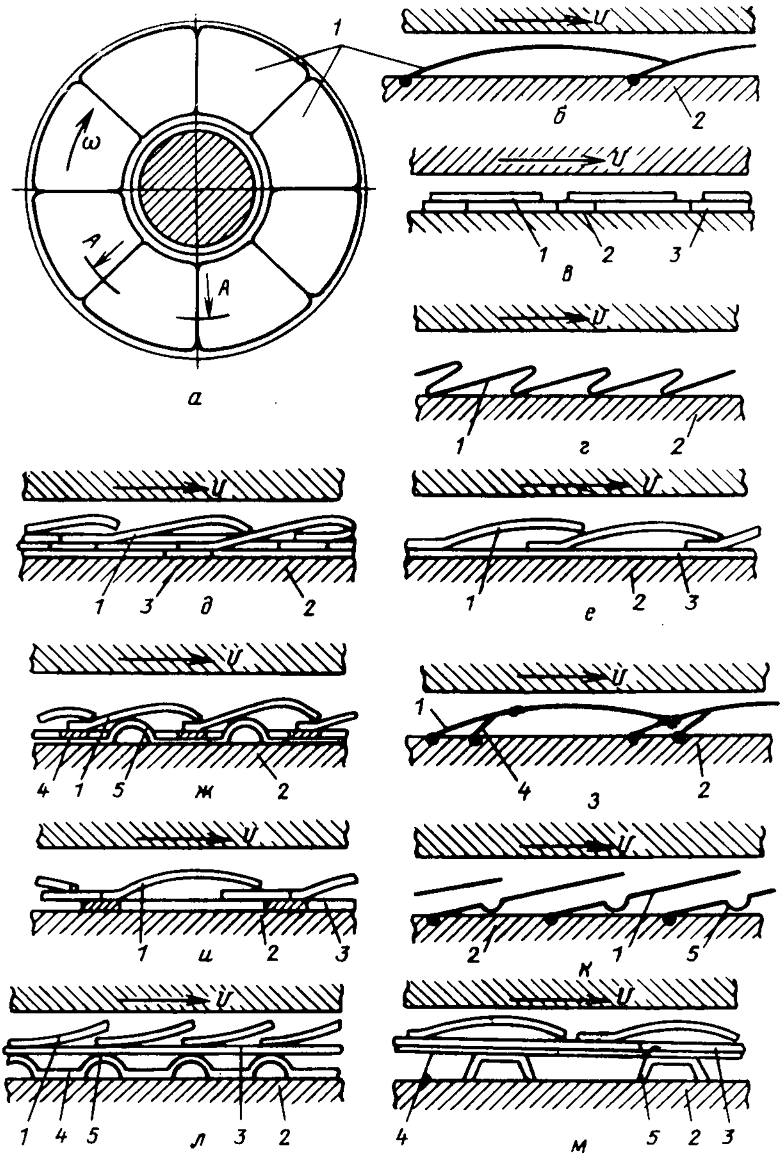


Рис. 3.7. Вид сверху (*а*) и сечения *А—А* УГД осевого лепесткового подшипника без (*б—е*) и с дополнительными упругими элементами (*ж—м*)

Варианты подшипников с дополнительными упругими элементами разных модификаций еще недостаточно апробированы на практике (см. рис. 3.7,*д, з,к*), поэтому отдать предпочтение какой-либо из приведенных схем пока трудно.

Существует два способа крепления лепестков в пазах корпуса подшипника: жесткое (рис. 3.8) и нежесткое (рис. 3.9).

Крепление лепестков точечной сваркой является наиболее простым в технологическом отношении (см. рис. 3.8,*а*). Однако в местах сварки вследствие плавления металла происходит нарушение толщины свариваемого пакета лепестков, что требует последующей кропотливой ручной доводки толщины пакета до одинакового размера в зоне приварки каждого лепестка *1* к диску *2*. В результате нельзя автоматизировать процесс, что значительно повышает стоимость изготовления лепестков. Кроме того, происходит местное коробление свариваемого пакета,

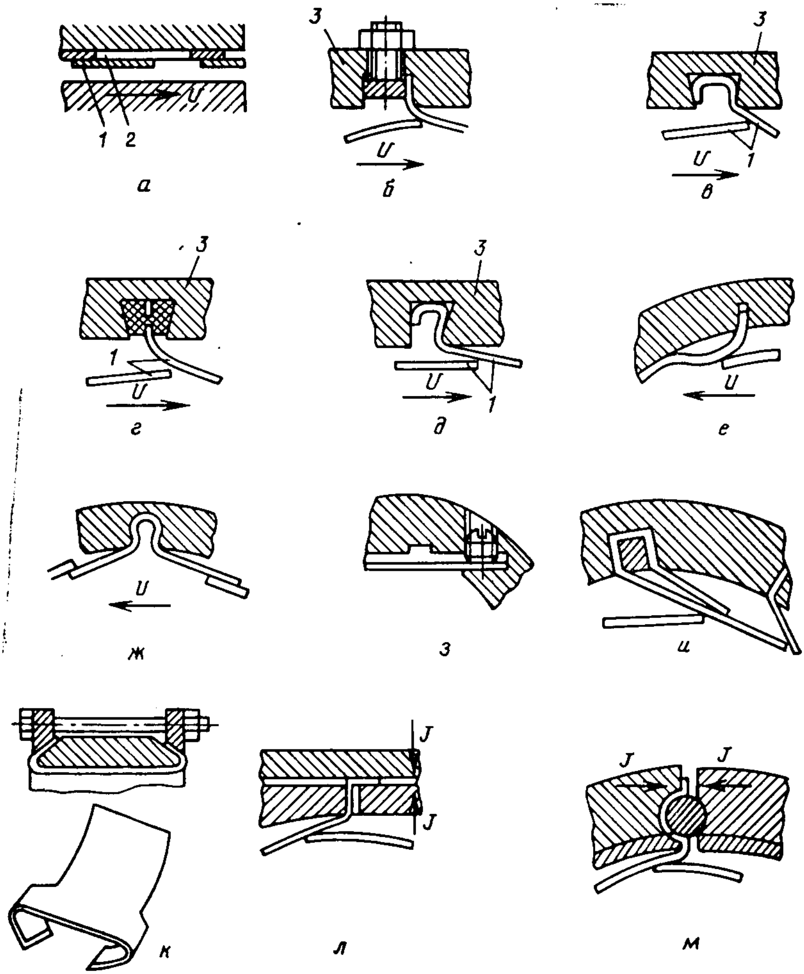


Рис. 3.8. Схемы жесткого крепления лепестка в корпусе УГД подшипника

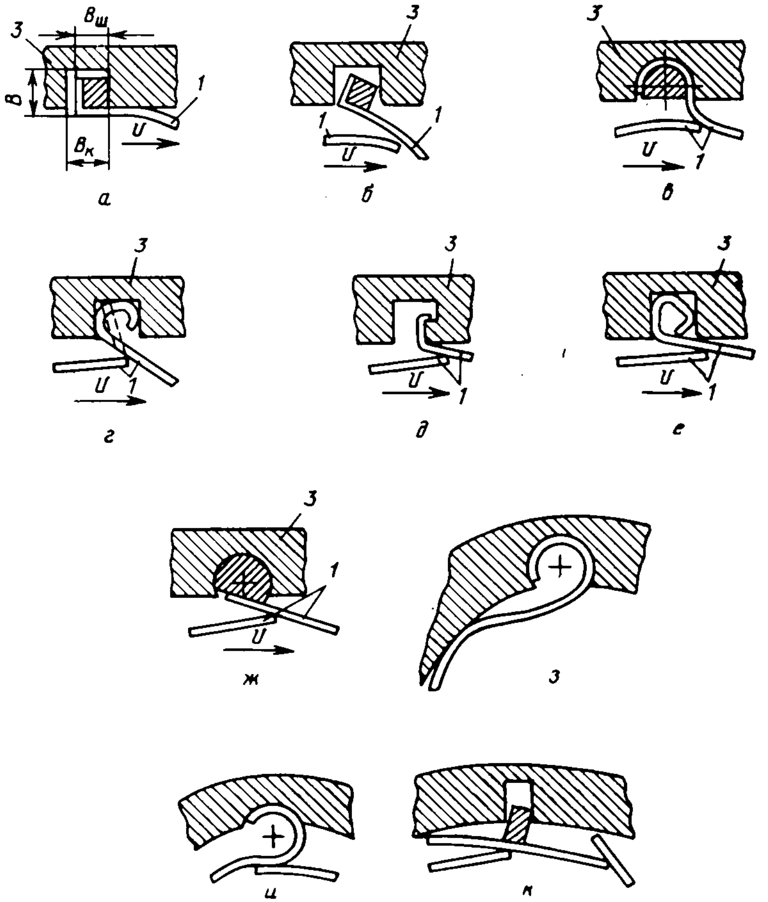


Рис. 3.9. Схемы нежесткого крепления лепестка в корпусе УГД подшипника

что ухудшает условия формирования газодинамического трения в подшипнике. От такого недостатка свободна диффузионная сварка. Однако этот способ неприемлем для сварки лепестков, поскольку требует разогрева зоны их контакта с диском до температуры, близкой к температуре плавления материала лепестков, что полностью снимает их термообработку.

Наиболее надежным является способ крепления концов лепестков при помощи шпонки с винтами (см. рис. 3.8,*б*), но он также трудоемок и требует наличия дополнительных деталей (шпонки, винтов, гайки).

Менее трудоемко крепление концов лепестков в корпусе заделкой их в пазы типа «ласточкин хвост» (см. рис. 3.8,*в*), запрессовкой порошковой пластмассой (см. рис. 3.8,*г*), загибом лепестков в пазы (см. рис. 3.8,*д*).

В случае выполнения подшипника с одним спирально закрученным лепестком один его конец вставлен в паз корпуса без зазора, а другой воздействует на него так, как показано на рис. 3.8,*е*.

В некоторых конструкциях в зоне установки лепестка в паз корпуса лепесток имеет демпферный начальный участок, выполненный в виде усиков (см. рис. 3.8,*ж*).

Для спирально закрученных однолепестковых конструкций узел заделки лепестка в корпус выполнен, как показано на рис. 3.8,*з*.

Если лепесток выполнен зацело с дополнительным упругим элементом, то его крепление в прямоугольном пазу корпуса может быть таким, как показано на рис. 3.8, *и*.

Возможно боковое крепление лепестков с помощью усиков, прижимаемых дисками с коническими поверхностями (рис. 3.8, *к*).

На рис. 3.8,*л*, *м* можно видеть крепление лепестков в корпусе при помощи деталей, обеспечивающих прижатие концов лепестков с усилием *I* по конической поверхности цанг, разрезанных вдоль продольной оси подшипника, в направлении, перпендикулярном плоскости рисунков.

Из перечисленных вариантов жесткого крепления концов лепестков в корпусе лучше всего зарекомендовали себя способы, показанные на рис. 3.8,*б*, *ж*, *з*, *л*, *м*, когда при работе подшипника создаются однозначные условия для прогиба всех лепестков. Существенным недостатком жесткого крепления лепестков является его сложность.

При нежестком креплении концов лепестков в корпусе конструкция узла крепления существенно упрощается, но нарушается условие однозначности прогиба лепестков в зоне крепления. В настоящее время применяется несколько таких конструктивных схем.

Показанная на рис. 3.9,*а* схема свободной установки конца лепестка в прямоугольном пазу корпуса дает возможность лепестку в нем поворачиваться (см. рис. 3.9,*б*). Может поворачиваться в полукруглом пазу и лепесток со шпонкой (см. рис. 3.9,*в*).

Лепесток, загнутый в прямоугольном пазу, имеет возможность деформироваться в направлении скольжения цапфы вала (см. рис. 3.9,*г*, *д*, *е*).

Схема, в которой конец лепестка приварен к полукруглой шпонке и может поворачиваться в полукруглом пазу, показана на рис. 3.9,*ж*.

На рис. 3.9,*з*, *и* изображена схема крепления полукруглого конца лепестка в корпусе с центром радиуса загиба, расположенном соответственно выше и ниже расточки корпуса.

Применяется схема, в которой в прямоугольный паз входит прямоугольная демпферная вставка, закрепленная на нерабочей поверхности лепестка (рис. 3.9, *к*).

Многообразие способов крепления концов лепестков свидетельствует о сложности проблемы и ее нерешенности.

3.2.2. Лепестковые подшипники со свободно лежащими концами лепестков

3.2.2.1 Расчет некоторых геометрических размеров

Радиальные подшипники

Для определения положения лепестков в свободном состоянии (до установки в подшипник цапфы вала) радиального лепесткового подшипника любого типа помимо радиуса R цапфы вала должны быть обязательно заданы следующие геометрические параметры (рис. 3.10): радиус кривизны $r_л$ лепестка;

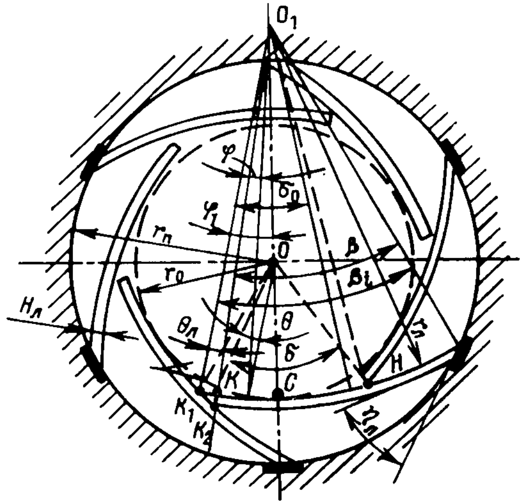


Рис. 3.10. Геометрические параметры УГД радиального лепесткового подшипника до установки в него цапфы неподвижного ротора

радиус $r_п$ расточки корпуса подшипника; число лепестков $N_л$ (или $\delta=2\pi/N_л$); радиус r_0 вписанной в подшипник окружности между свободно лежащими один на другом лепестками до установки в подшипник цапфы ротора (или угол $\eta_л$ наклона лепестка к корпусу подшипника). Некоторые из названных параметров могут быть определены из зависимостей, полученных в результате рассмотрения геометрии подшипника со свободно лежащими один на другом лепестками (см. рис. 3.10).

Угол $\eta_л$ можно рассчитать по зависимости

$$\eta_л=\arcsin\left(\frac{A}{r_п}\sin\beta_i\right),$$

где $A=r_л-r_0$.

Угловая протяженность рабочей части лепестка

$$\delta_0=2\arcsin\left[\frac{\sin(\delta/2)}{r_л}C_2\right],$$

где

$$C_2=-A\cos\frac{\delta}{2}+\sqrt{A^2\cos^2\frac{\delta}{2}+r_0(2r_л-r_0)}\,.$$

Угловая протяженность всего лепестка бесконечно малой толщины равна

$$\beta_i=\delta_0/2+\arccos C_1,$$

где

$$C_1=\frac{r_л^2+A^2-r_п^2}{2r_лA}.$$

В действительности толщина $H_л$ лепестка имеет конечную величину, т. е. его угловая протяженность меньше и определяется по формуле

$$\beta=\beta_i-\theta_л.$$

Угол $\theta_л$, учитывающий толщину лепестка, находят из треугольников $O_1K_2K_1$ и OK_2K_1:

$$K_2K_1=KK_1=r_л\theta_л \text{ и } \sin\frac{\theta_л}{2}=\frac{H_л}{2K_2K_1}=\frac{H_л}{2r_л\theta_л}.$$

Поскольку угол $\theta_л$ мал, то можно принять $\sin(\theta_л/2)\approx\theta_л/2$, тогда

$$\theta_л=\frac{H_л}{r_л\operatorname{tg}\gamma_л},\tag{3.15}$$

где $\gamma_л=2\arcsin\ (A\sin 0{,}5\delta_0/r_л)$.

При учете толщины лепестка $H_л$ точка C контакта лепестка с цапфой радиуса r_0 смещается на угол $\theta_л$ вправо от точки H (см. рис. 3.10). Как будет показано дальше, точка C после установки в подшипник цапфы вала сместится еще ближе к точке K. Угол между точками C и K составляет φ_1, а между точками C и H $0{,}5\,\delta_0$. Угол между точками C и K тем меньше, чем больше толщина лепестка $H_л$. Из зависимости (3.15) видно, что если толщина лепестка $H_л$ будет слишком большой, то угол $\theta_л$ соизмерим с углом δ_0, т. е. протяженность зоны с малым зазором между цапфой и лепестком уменьшится и, наоборот. Это приведет к наступлению чисто газодинамического режима трения в подшипнике только при слишком больших частотах вращения ротора. Поэтому нужно стремиться к уменьшению угла $\theta_л$ путем утоньшения лепестка или его конца.

Осевые подшипники

Перед рассмотрением методики расчета осевых лепестковых подшипников выясним некоторые особенности их работы и конструкции. Будем рассматривать только лепестковые подшипники без дополнительных упругих элементов, так как осевые нагрузки обычно больше радиальных.

При действии внешней осевой нагрузки W контакт между лепестками происходит по линии, так как изгибающий момент в каждом сечении лепестков в радиальном направлении разный (отсюда переменный радиус кривизны $\rho_л$ лепестков), что исключает контакт по поверхности. Это справедливо как для невращающегося, так и для вращающегося ротора, поскольку согласно теории упругости

$$1/\rho_л = M_и/EI, \tag{3.16}$$

где I — момент инерции поперечного сечения лепестка, м^4. Условию контакта лепестков между собой по линии до приложения осевой нагрузки к лепесткам и под нагрузкой, в принципе, могут удовлетворять лепестки, являющиеся частями либо цилиндрической, либо конической поверхностей (в общем случае поверхность может быть любой). У лепестка, имеющего цилиндрическую поверхность, линия его заделки $З—З$ в корпус лежит на радиусе, параллельном продольной оси цилиндрической поверхности и проходящем через центр O (рис. 3.11).

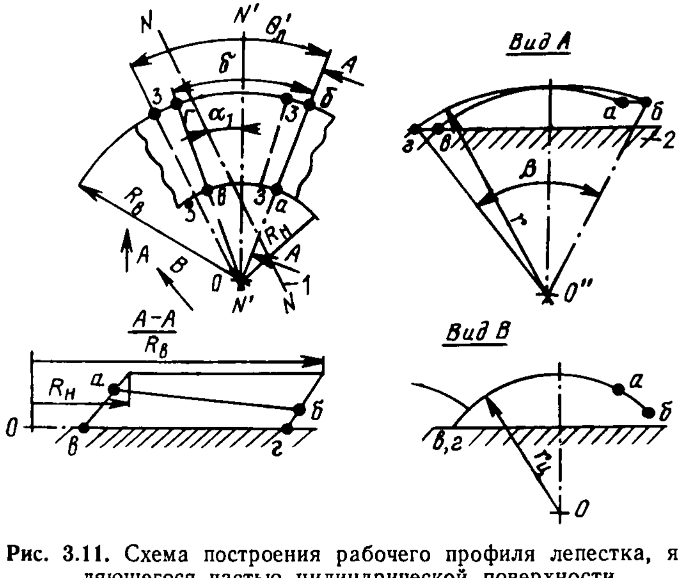


Рис. 3.11. Схема построения рабочего профиля лепестка, являющегося частью цилиндрической поверхности

Свободный конец лепестка, чтобы иметь возможность контактировать с другим лепестком по линии, должен быть обрезан по прямой *аб*, образующейся в результате пересечения между собой двух цилиндров постоянного радиуса $r_ц$, продольные оси $N—N$ и $N'—N'$ которых расположены между собой под углом $\alpha_л$ и лежат в одной плоскости. Линия *аб* является частью кривой второго порядка, которую на небольшом участке можно заменить прямой линией, проходящей через центр *О*. С нашей точки зрения, лепесток, образованный цилиндрической поверхностью, сложен и поэтому в дальнейшем будем рассматривать только более простой для изготовления и расчета лепесток, представляющий собой часть поверхности усеченного конуса с центром в точке O_1 и углом $\alpha_л$ при вершине (рис. 3.12). В этом случае соседние лепестки пересекаются по кри-

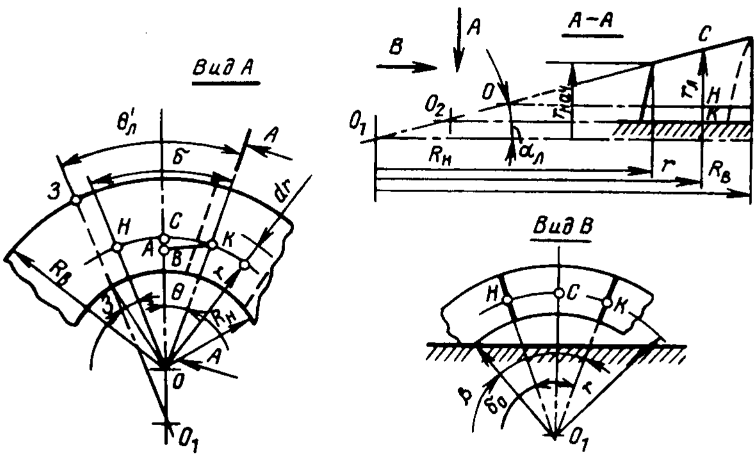


Рис. 3.12. Схема построения рабочего профиля лепестка, являющегося частью конической поверхности

вой, исходящей из общего центра *О* и являющейся следом пересечения двух конусов плоскостью, параллельной основанию подшипника. С достаточной для практических расчетов точностью след пересечения конусов можно заменить прямой, проходящей через точки *Н* и *К*. Видимая в плане поверхность осевого подшипника представляет собой пакет секторов, свободно уложенных веерообразно, обычно внахлест, с постоянным угловым охватом δ и очерченных из общего центра *О* радиусами $R_н$ и $R_в$.

Линию *З—З* заделки лепестка в корпус подшипника будем считать отрезком прямой линии (в действительности это часть параболы — след пересечения конуса плоскостью, параллельной оси конуса и лежащей в плоскости чертежа), параллельной следу контакта лепестков между собой и исходящей из центра O_2. Угловая протяженность части лепестка, уходящей под соседний лепесток в сторону заделки в корпус, на радиусе $R_н$ равна $\alpha_{л_0}$.

Сечение лепестка плоскостью, перпендикулярной оси конической поверхности, есть часть длины окружности с радиусом $r_л$, исходящим из точки O_1. Радиус $r_л$ и угол охвата лепестка β в каждой плоскости, отстоящей от центра O на расстоянии $r\cos(\delta/2)$, имеют разные значения.

При малых радиусах $R_н$ протяженность в окружном направлении внутренней части лепестка бывает значительно меньше протяженности его внешней части на окружности радиусом $R_в$. На практике это приводит к неравномерному по времени отделению всех точек лепестка от поверхности трения вращающейся пяты ротора, перегреву внутренней части лепестка от «сухого» трения и, как следствие, к его короблению, а затем и к аварии. Во избежание этого подшипник желательно выполнять двухрядным, но с разным числом и размерами лепестков в каждом ряду.

В радиальном направлении при неподвижном роторе реакция $P=W$ лепестка на пяту имеет вид распределенной нагрузки F_q. В расчетной схеме интенсивность этой нагрузки принимается постоянной в радиальном направлении и равной

$$F_q=\frac{W\cos\alpha_л}{N_л(R_в-R_н)}=\mathrm{const}.$$

Однако это допущение, хотя и удобно для расчетов, наблюдается только при определенном сочетании внешней нагрузки W, толщины лепестка $H_л$ и толщины дополнительного упругого элемента $H_у$.

Геометрические размеры и положение лепестков в пространстве задаются следующими величинами: $R_в$, $R_н$, $\alpha_л$, $\alpha_{л_0}$, δ_C. Для определения толщины лепестка $H_л$ (или толщины дополнительного упругого элемента) достаточно рассмотреть только сечение лепестка на окружности с начальным радиусом $R_н$ основания подшипника, на котором сечение лепестка имеет радиус $r_{нач}$, общую угловую протяженность $\beta_{нач}$, угловую протяженность рабочей части лепестка $\delta_{O\,нач}$ и прогиб $\delta_{C\,нач}$.

Анализируя геометрию осевого ненагруженного лепесткового подшипника, в частности треугольники OAK и OBK (см. рис. 3.12), для начального сечения лепестка можно записать

$$\delta_{O\,нач}=2\arcsin\left[\frac{\delta_{C\,нач}\beta_{нач}\operatorname{tg}\dfrac{\pi}{N_л}}{(\alpha_{л_0}+\delta)R_н\operatorname{tg}\alpha_л}\right], \qquad (3.17)$$

$$\beta_{\text{нач}}=\frac{A_л}{\operatorname{tg}\frac{\delta}{2}}\sqrt{1-\left[\frac{1-\frac{\left((\operatorname{tg}\alpha_л+\sin\beta_{\text{нач}}\operatorname{tg}\frac{\delta}{2}\right)\beta_{\text{нач}}}{A_л}}{\cos\beta_{\text{нач}}}\right]^2}, \qquad (3.18)$$

где $A_л=(\alpha_{л_0}+\delta)R_н\operatorname{tg}\alpha_л/\delta_{C-\text{нач}}$.

С некоторой степенью погрешности можно предположить, что, с одной стороны, проекция внутреннего контура лепестка в основной плоскости представляет собой дугу с угловой протяженностью $\alpha_{л_0}+\delta$, очерченную радиусом $R_н$, а с другой, — является дугой с угловой протяженностью $\beta_{\text{нач}}$, очерченной радиусом $r_{\text{нач}}$ (см. рис. 3.12). Приравняв их между собой, получим приближенную зависимость для определения радиуса $r_{\text{нач}}$:

$$r_{\text{нач}}=\frac{(\alpha_{л_0}+\delta)R_н}{\beta_{\text{нач}}}. \qquad (3.19)$$

Из трансцендентных уравнений (3.17)—(3.19) видно, что как угол $\beta_{\text{нач}}$, так и радиус $r_{\text{нач}}$ лепестка в начальном сечении не могут быть получены в явном виде в отличие, например, от радиальных лепестковых подшипников, где угол β и радиус $r_л$ заданы в явном виде.

3.2.2.2 Силовой анализ подшипников при невращающемся роторе

Анализ сил, действующих на лепестки, корпус и цапфу, необходим для того, чтобы выяснить, какие нагрузки действуют на лепестки, а затем их использовать при расчете лепестков на прочность. В результате становится возможным определение таких геометрических размеров лепестков, как толщина H (или $H_у$) и длина L.

После установки цапфы вала в радиальном подшипнике или при действии внешней нагрузки в осевом лепестковом подшипнике свободно лежащие один на другом лепестки деформируются и приближаются к поверхности корпуса подшипника. На первый взгляд, может показаться, что тонкие лепестки должны при деформации контактировать между собой и с корпусом на отдельных участках по поверхностям. Но такая модель противоречит теории упругости [см. зависимость (3.16)], согласно которой для контакта по поверхности необходимо постоянство изгибающего момента на обоих контактирующих лепестках, а этого не получается. Примем модель, в которой лепестки контактируют между собой по линиям.

Радиальные подшипники

После установки цапфы вала в подшипник лепестки деформируются и приближаются к поверхности расточки корпуса подшипника. При малой разнице радиусов R—r_0 контакт между каждым элементом подшипника и лепестком наблюдается только по одной линии. При большой разнице радиусов $R—r_0$ характер контакта лепестков с цапфой будет приближаться по кривизне сопрягающихся деталей к контакту по нескольким параллельным между собой линиям (по типу контакта между полосами в листовых рессорах). Но во всех случаях всегда будет непостоянен изгибающий момент, действующий в каждом сечении лепестка, кроме мест, где имеет место «чистый» изгиб. Далее будем рассматривать только схему с дополнительными упругими лепестками, как наиболее общую.

При контакте лепестка с цапфой по линии, проходящей через точку C, со стороны цапфы на лепесток действует сосредоточенная сила P_m, а со стороны дополнительного упругого элемента в точке C_1 — реакция F_{qm} под углом $\varphi'_{тр}—\gamma_у$ к лепестку (рис. 3.13).

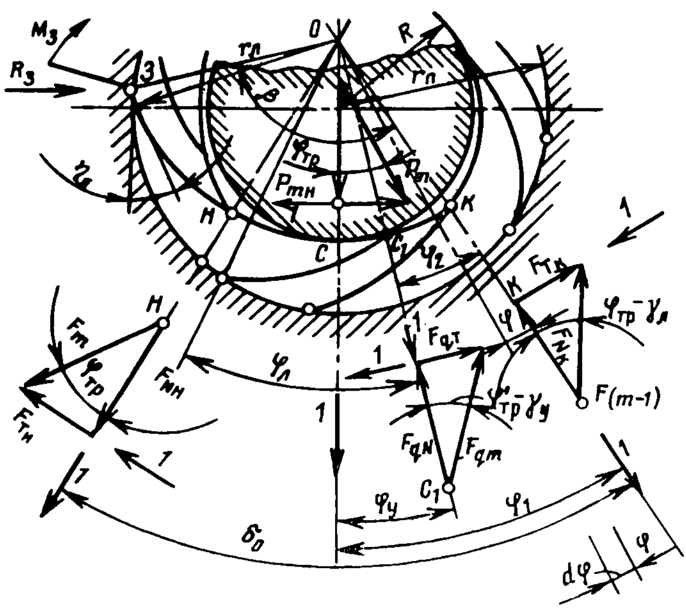


Рис. 3.13. Силы, действующие на лепесток радиального подшипника при невращающемся роторе (↑1 или 1⟶ — единичная сила)

Разложим реакцию F_{qm} на составляющие F_{qN} и F_{qJ}, действующие соответственно по нормали и по касательной к основному лепестку:

$$F_{qN}=F_{qm}\cos(\varphi'_{тр}—\gamma_у);$$

$$F_{qJ}=F_{qm}\sin(\varphi'_{тр}—\gamma_у).$$

Под действием усилия, возникающего от установки цапфы в подшипник, дополнительный упругий элемент прогнется в точке C_1 на величину $\delta_у$. Прогиб дополнительного упругого элемента на величину $\delta_у$ под действием силы, равной F_{qm}, но противоположно ей направленной, в направлении действия единичной нагрузки определяется в результате решения интеграла Мора:

$$\delta_у=\int_0^{\varphi_л}\frac{M_{F_{qm}}M_1}{E_уI_у}\,dx, \tag{3.20}$$

где $M_{F_{q_m}}=F_{q_m}r_л\cos\varphi'_{тр}(\sin\varphi+f'_{тр}\cos\varphi)$; M_1 — момент от единичной силы, приложенной в направлении прогиба $\delta_у$; m — номер лепестка, отсчитываемого от вертикальной плоскости; $dx=$ $=r_лd\varphi$.

После взятия интеграла (3.20) и выполнения соответствующих преобразований получим

$$F_{qm}=\frac{E_уL_у\delta_уH_у^3}{12r_л^3K_L}, \tag{3.21}$$

где

$$K_L=\cos\varphi'_{тр}(0{,}5\varphi_л-0{,}25\sin2\varphi_л+0{,}5f'_{тр}\sin^2\varphi_л).$$

Определение прогибов с помощью интегралов Мора дает достаточно точные результаты, если прогибы соизмеримы с половиной толщины лепестка.

Итак, каждый лепесток в подшипнике находится в равновесии под действием следующих сил и реакций:

сосредоточенной силы P_m, действующей со стороны цапфы под углом $\varphi_{тр}$ к лепестку;

сосредоточенных реакций F_{m-1} и F_m, действующих со стороны соседних лепестков на конце лепестка под углом $\varphi_{тр}-\eta_л$ и в точке H под углом $\varphi_{тр}$ соответственно;

сосредоточенной реакции F_{q_m}, действующей от дополнительного упругого элемента под углом $\varphi'_{тр}-\gamma_у$ к лепестку;

момента $M_з$ и реакции F, действующих в месте заделки лепестка в корпус.

Если разложить перечисленные силы по направлению радиуса $r_л$ и перпендикулярно ему, то получим для точек K, H, C и C_1 соответственно

$$\begin{aligned}&N_K=F_{m-1}\cos(\varphi_{тр}-\gamma_л),\quad F_{JK}=F_{m-1}\sin(\varphi_{тр}-\varphi_л);\\&N_H=F_m\cos\varphi_{тр},\quad F_{JH}=F_m\sin\varphi_{тр};\\&P_{mN}=P_m\cos\varphi_{тр},\quad P_{mJ}=P_m\sin\varphi_{тр},\\&F_{qN}=F_{qm}\cos(\varphi_{тр}'-\gamma_у),\quad F_{qJ}=F_{qm}\sin(\varphi_{тр}'-\varphi_у).\end{aligned} \tag{3.22}$$

Силы F_{JK} и F_{JN} как бы растягивают лепесток, т. е. действуют аналогично силе J в подшипнике с натянутой лентой (см. рис. 3.4, *е*). Они влияют на величину прогибов лепестка. Эти силы пока являются неизвестными величинами.

Схема приложения сил в осевом подшипнике (рис. 3.14) представляет собой зеркально отраженную схему приложения сил в радиальном лепестковом подшипнике, развернутом на плоскость и имеющем те же характерные геометрические размеры $r_л$, β, $L=R_в-R_н$, δ_0, δ_c и силы F_m, P_m, F_{qm}. Поэтому для

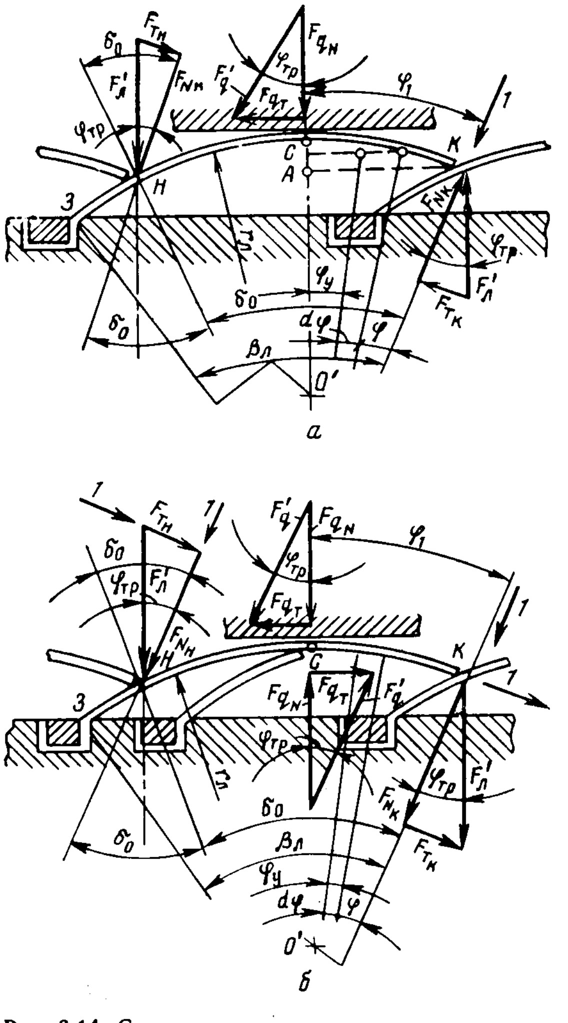


Рис. 3.14. Силы, приложенные к лепестку осевого подшипника на текущем кольцевом сечении радиусом r:

а — лепесток без дополнительного элемента; *б* — лепесток с дополнительным упругим элементом осевого лепесткового подшипника справедливы зависимости (3.22), полученные для радиального лепесткого подшипника, с той лишь разницей, что углы β, δ_0 и радиус $r_л$ определяют по формулам (3.17)—(3.19).

3.2.2.3 Определение реакций лепестков при невращающемся роторе

Представленные схемы лепестковых подшипников являются статически неопределимыми. Для раскрытия статической неопределимости используются уравнения перемещений лепестков под действием нагрузок, действующих со стороны цапфы или пяты ротора, а также реакций со стороны лепестков и дополнительных упругих элементов. Перемещения отдельных сечений, а в плоскости рисунка — отдельных точек лепестков, определяют с помощью интегралов Мора.

Радиальные подшипники

Задача по определению реакций в радиальном лепестковом подшипнике, содержащем $N_л$ лепестков, может быть решена на примере подшипника с шестью лепестками и сосредоточенной силой P_m, действующей на каждый лепесток со стороны ротора. Будем считать, что ротор расположен горизонтально и не вращается. Взаимодействие лепестков между собой заменим силовыми связями и введем двойную индексацию для реакций и перемещений отдельных точек лепестков (рис. 3.15). Первый ин-

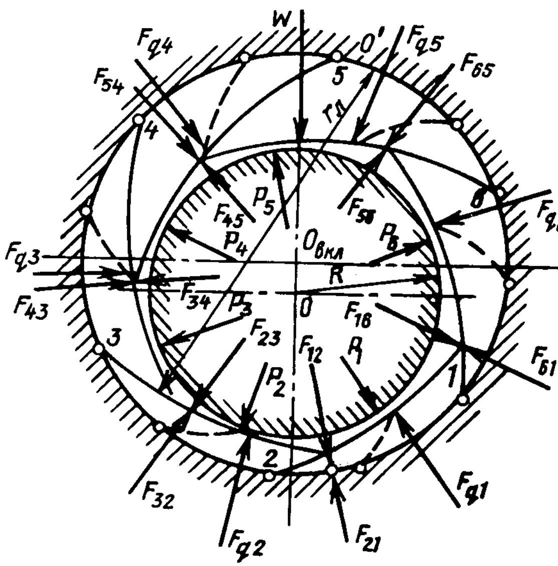


Рис. 3.15. Силы, действующие в радиальном лепестковом подшипнике при невращающемся роторе

декс при силах указывает со стороны какого лепестка действует реакция, а второй — на какой по счету лепесток она действует. Это же относится и к перемещениям лепестков. Например, запись F_{21} означает, что реакция действует со стороны второго лепестка на первый, а δ_{21K} — что имеет место перемещение второго лепестка под действием первого в точке K в направлении радиуса $r_л$.

В рассматриваемой системе основную роль играют перемещения лепестков, вызванные их изгибом, так как перемещения вследствие растяжения и сдвига по сравнению с ними малы. Мала также энергия растяжения и сдвига по сравнению с энергией изгиба. Поэтому при определении перемещений лепестков из шести известных интегралов Мора принимают во внимание только интеграл для изгиба.

На примере шестилепесткового подшипника составим систему уравнений, определяющих перемещение свободных концов лепестков. При этом будем иметь в виду, что радиус кривизны каждого лепестка в свободном состоянии равен $r_л$, а угол охвата — β. Тогда уравнение перемещений концов, например, первого лепестка в направлении радиуса $r_л$ будет иметь следующий вид (см. рис. 3.13):

$$\delta_{16K}=-\int_0^{\beta} r_л\frac{M_{J61}M_1}{EI}\,d\varphi-\int_0^{\beta} r_л\frac{M_{N61}M_1}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\beta-\varphi_1} r_л\frac{M_{P1}M_1}{EI}\,d\varphi+$$
$$+\int_0^{\theta_{л1}} r_л\frac{M_{J21}M_1}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\theta_{л1}} r_л\frac{M_{N21}M_1}{EI}\,d\varphi-$$
$$-\int_0^{\beta-\varphi_1+\varphi_у}\frac{M_{Fq1}M_1}{EI}\,d\varphi, \qquad (3.23)$$

где $M_{J61}=F_{61}r_л-\sin(\varphi_{тр}-\gamma_л)(1-\cos\varphi)$; M_1 — момент от единичной силы, приложенной в точке K в направлении радиуса $r_л$; φ — текущий угол, отсчитываемый от точки приложения единичной силы; $M_{N61}=F_{61}r_л\cos(\varphi_{тр}-\gamma_л)\sin\varphi$; $M_{P1}=$ $=P_1r_л\cos\varphi_{тр}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]$; $\theta_{л1}=\beta-\delta_0$; $M_{J21}=F_{21}r_л\sin\varphi_{тр}$ $(1-\cos\varphi)$; $M_{N21}=F_{21}r_л\cos\varphi_{тр}\sin\varphi$; $M_{Fq1}=F_{q1}r_л\cos(\varphi'_{тр}-\gamma_л)\cdot$ $[\sin\varphi+\mathrm{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_л)(1-\cos\varphi)]$.

Зависимость (3.23) можно также записать в виде

$$\delta_{16K}=\frac{r_л^3}{EI}(-F_{61}I_3+F_{21}I_2+P_1I_1-F_{q1}I_4). \qquad (3.24)$$

Здесь

$$I_3=\cos(\varphi_{тр}-\gamma_л)\int_0^{\beta}[\sin\varphi+\,+\mathrm{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_л)(1-\cos\varphi)]\sin\varphi d\varphi, \quad (3.25$$

$$I_2=\cos\varphi_{\text{тр}}\int\limits_0^{\theta_{\text{л}1}}[\sin\varphi+f_{\text{тр}}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\delta_0)\,d\varphi, \qquad (3.26)$$

$$I_1=\cos\varphi_{\text{тр}}\int\limits_0^{\beta-\varphi_1}[\sin\varphi+f_{\text{тр}}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\varphi_1)\,d\varphi, \qquad (3.27)$$

$$I_4=\cos(\varphi_{\text{тр}}-\gamma_{\text{у}})\int\limits_0^{\beta-\varphi_2}[\sin\varphi+\operatorname{tg}(\varphi_{\text{тр}}-\gamma_{\text{у}})(1-\cos\varphi)]\times$$

$$\times\sin(\varphi+\varphi_2)\,d\varphi; \qquad (3.28)$$

$$\varphi_2=\varphi_1-\varphi_{\text{у}}.$$

После выполнения аналогичных операций получаем зависимости для определения перемещений концов остальных лепестков в направлении радиуса $r_{\text{л}}$ при горизонтальном роторе. В итоге, например, для подшипника с шестью лепестками система уравнений имеет вид

$$\begin{aligned}
\delta_{16K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{61}I_3+F_{21}I_2+P_1I_1-F_{q1}I_4);\\
\delta_{21K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{12}I_3+F_{32}I_2+P_2I_1-F_{q2}I_4);\\
\delta_{32K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{23}I_3+F_{43}I_2+P_3I_1-F_{q3}I_4);\\
\delta_{43K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{34}I_3+F_{54}I_2+P_4I_1-F_{q4}I_4);\\
\delta_{54K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{45}I_3+F_{65}I_2+P_5I_1-F_{q5}I_4);\\
\delta_{65K}&=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(-F_{56}I_3+F_{16}I_2+P_6I_1-F_{q6}I_4).
\end{aligned} \qquad (3.29)$$

Эта система уравнений имеет пока неопределенное решение, так как содержит в шести уравнениях 12 неизвестных величин: 6 реакций F_m и 6 сосредоточенных нагрузок P_m. Для уменьшения числа неизвестных величин, входящих в систему уравнений (3.29), воспользуемся известным методом взаимности перемещений и определим перемещения лепестков в направлении радиуса $r_{\text{л}}$ в точке H (см. рис. 3.13). При этом единичную силу приложим в точке H в направлении радиуса $r_{\text{л}}$. Перемещение первого лепестка в точке H в нашем случае (подшипник с шестью лепестками) определим из уравнения

$$\delta_{12H}=-\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{J61}M_2}{EI}\,d\varphi-\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{N61}M_2}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{P1}M_2}{EI}\,d\varphi+$$

$$+\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{J21}M_2}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{N21}M_2}{EI}\,d\varphi-\int_0^{\theta_{л1}} r_л \frac{M_{F_{q1}}M_2}{EI}\,d\varphi, \quad (3.30)$$

где $M_2=1^* r_л \sin\varphi$ — момент от единичной силы, приложенной в точке H в направлении радиуса $r_л$.

По аналогии с зависимостью (3.24) запишем уравнение (3.30) для первого лепестка в точке H в виде

$$\delta_{12H}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-F_{61}I_5+F_{21}I_6+P_1I_7-F_{q1}I_8\right). \quad (3.31)$$

Здесь

$$I_5=\cos(\varphi_{тр}-\gamma_л)\int_0^{\theta_{л1}}\{\sin(\varphi+\delta_0)+\mathrm{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_л)[1-\cos(\varphi+\delta_0)]\}\times$$
$$\times\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_6=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_7=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}\{\sin(\varphi+\delta_0-\varphi_1)+f_{тр}[1-\cos(\varphi+\delta_0-\varphi_1)]\}\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_8=\cos(\varphi'_{тр}-\gamma_у)\int_0^{\theta_{л1}}\{\sin(\varphi+\delta_0-\varphi_2)+\mathrm{tg}(\varphi'_{тр}-\gamma_у)\times$$
$$\times[1-\cos(\varphi+\delta_0-\varphi_2)]\}\sin\varphi d\varphi.$$

Выполнив аналогичные математические операции для других лепестков, получим систему уравнений, определяющих прогибы лепестков в шести точках H (см. рис. 3.13) в направлении радиуса $r_л$:

$$\delta_{12H}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-F_{61}I_5+F_{21}I_6+P_1I_7-F_{q1}I_8\right);$$

$$\delta_{23H}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-F_{12}I_5+F_{32}I_6+P_2I_7-F_{q2}I_8\right);$$

$$\delta_{34H}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-F_{23}I_5+F_{43}I_6+P_3I_7-F_{q3}I_8\right); \quad (3.32)$$

* Единичная сила

$$\delta_{45H}=\frac{r_л^3}{EI}(-F_{34}I_5+F_{54}I_6+P_4I_7-F_{q4}I_8);$$

$$\delta_{56H}=\frac{r_л^3}{EI}(-F_{45}I_5+F_{65}I_6+P_5I_7-F_{q5}I_8);$$

$$\delta_{61H}=\frac{r_л^3}{EI}(-F_{56}I_5+F_{16}I_6+P_6I_7-F_{q6}I_8).$$

Из рис. 3.15 видно, что согласно теореме о взаимности перемещений можно записать

$$\delta_{16к}=\delta_{61н}/\cos\gamma_л,\quad F_{16}=F_{61};$$

$$\delta_{21к}=\delta_{12н}/\cos\gamma_л,\quad F_{21}=F_{12};$$

$$\delta_{23к}=\delta_{32н}/\cos\gamma_л,\quad F_{32}=F_{23};$$

$$\delta_{43к}=\delta_{34н}/\cos\gamma_л,\quad F_{43}=F_{34};$$

$$\delta_{54к}=\delta_{45н}/\cos\gamma_л,\quad F_{54}=F_{45};$$

$$\delta_{65к}=\delta_{56н}/\cos\gamma_л,\quad F_{65}=F_{56}.$$

В связи с этим можно приравнять между собой соответствующие перемещения лепестков, описываемые системами уравнений (3.29) и (3.32), и получить после несложных преобразований еще одну систему уравнений:

$$\begin{aligned}
&F_{61}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{21}I_2-\left(P_1I_1-P_6\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+\\
&\quad+\left(F_{q1}I_4-F_{q6}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{56}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0.\\
&F_{21}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{32}I_2-\left(P_2I_1-P_1\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+\\
&\quad+\left(F_{q2}I_4-F_{q1}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{61}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0;\\
&F_{32}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{43}I_2-\left(P_3I_1-P_2\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+\\
&\quad+\left(F_{q3}I_4-F_{q2}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{12}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0;\\
&F_{43}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{54}I_2-\left(P_4I_1-P_3\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+\\
&\quad+\left(F_{q4}I_4-F_{q3}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{23}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0;\\
&F_{54}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{65}I_2-\left(P_5I_1-P_4\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+\\
&\quad+\left(F_{q5}I_4-F_{q4}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{34}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0;
\end{aligned}\tag{3.33}$$

$$F_{65}\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_{16}I_2-\left(P_6I_1-P_5\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+$$

$$+\left(F_{q6}I_4-F_{q5}\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_{45}\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0.$$

Если ротор занимает в подшипнике концентричное положение (вертикальный ротор), то в системе уравнений (3.33) равны между собой все реакции $F_m=F_л$ (для простоты в случае вертикального ротора вместо F_m запишем $F_л$, вместо P_m запишем P, а вместо F_{qm}—F_q. Тогда вместо системы уравнений (3.33) можно рассматривать одно уравнение с $F_л$, F_q и нагрузкой P вида:

$$F_л\left(I_3+\frac{I_6}{\cos\gamma_л}\right)-F_лI_2-P\left(I_1-\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)+$$

$$+F_q\left(I_4-\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)-F_л\frac{I_5}{\cos\gamma_л}=0,$$

откуда

$$F_л=\frac{P\left(I_1-\frac{I_7}{\cos\gamma_л}\right)-F_q\left(I_4-\frac{I_8}{\cos\gamma_л}\right)}{I_3-I_2-\frac{I_5-I_6}{\cos\gamma_л}}. \tag{3.34}$$

Однако из последнего уравнения видно, что даже для вертикального ротора реакция $F_л$ пока не может быть вычислена, так как в правой части неизвестны F_q и P. Нужны дополнительные уравнения или данные. Еще одно дополнительное уравнение для вертикального ротора получим из рассмотрения прогиба лепестка в точке C (см. рис. 3.13) по аналогии с зависимостью (3.24). Единичную силу при этом приложим в точке C в направлении радиуса $r_л$. В итоге получим зависимость

$$\delta_C=-\int_0^{\beta-\varphi_1} r_л\frac{M_{Fq}M_3}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\theta_{л1}} r_л\frac{M_HM_3}{EI}\,d\varphi+\int_0^{\beta-\varphi_1} r_л\frac{M_PM_3}{EI}\,d\varphi-$$

$$-\int_0^{\beta-\varphi_2} r_л\frac{M_{Rq}M_3}{EI}\,d\varphi=\frac{r_л^3}{EI}\left[F_л(I_9-I_{10})+PI_{11}-F_qI_{12}\right], \tag{3.35}$$

где M_K, M_H, M_P, M_{Fq} — изгибающие моменты в точках K, H, C, C_1 соответственно; M_3 — изгибающий момент от единичной силы, приложенной в точке C_1; I_9—I_{12} — безразмерные интегралы, равные

$$I_9=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\delta_0-U_1)\,d\varphi;$$

$$I_{10}=(\cos\varphi_{\text{тр}}-\eta_{\text{л}})\int\limits_0^{\delta-\varphi_1}\{\sin(\varphi+\varphi_1)+$$

$$+\operatorname{tg}(\varphi_{\text{тр}}-\gamma_{\text{л}})[1-\cos(\varphi+\varphi_1)]\}\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_{11}=\cos\varphi_{\text{тр}}\int\limits_0^{\beta-\varphi_1}[\sin\varphi+f_{\text{тр}}(1-\cos\varphi)]\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_{12}=\cos(\varphi_{\text{тр}}-\gamma_{\text{у}})\int\limits_0^{\beta-\varphi_2}\{\sin(\varphi+\varphi_{\text{у}})+$$

$$+\operatorname{tg}(\varphi_{\text{тр}}-\gamma_{\text{у}})[1-\cos(\varphi+\varphi_{\text{у}})]\}\sin\varphi d\varphi.$$

Введем следующие обозначения:

$$Q'=\frac{\left(I_1-\frac{I_7}{\cos\gamma_{\text{л}}}\right)(I_9-I_{10})}{I_3-I_2-\frac{I_5-I_6}{\cos\gamma_{\text{л}}}}+I_{11},$$

$$Q''=\frac{(I_4-I_8/\cos\gamma_{\text{л}})(I_9-I_{10})}{I_3-I_2-\frac{I_5-I_6}{\cos\gamma_{\text{л}}}}+I_{12}.$$

Тогда уравнение (3.35) с учетом зависимости (3.34) можно записать в более компактном виде:

$$\delta_C=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}(PQ'-F_qQ''). \tag{3.36}$$

В последнем уравнении по-прежнему много неизвестных (δ_C, P и R_q) и для его решения необходимы еще дополнительные данные. Определим прогиб лепестка $\delta_{\text{у}}$ также в точке C_1 приложения реакции от дополнительного упругого элемента. Приложим единичную силу в точке C_1 в направлении радиуса $r_{\text{л}}$. Тогда можно записать:

$$\delta_{\text{у}}=-\int\limits_0^{\beta-\varphi_2}r_{\text{л}}\frac{M_KM_4}{EI}d\varphi+\int\limits_0^{\theta_{\text{л}1}}r_{\text{л}}\frac{M_HM_4}{EI}d\varphi+\int\limits_0^{\beta-\varphi_1}r_{\text{л}}\frac{M_PM_4}{EI}d\varphi-$$

$$-\int\limits_0^{\beta-\varphi_2}r_{\text{л}}\frac{M_{Rq}M_4}{EI}d\varphi=\frac{r_{\text{л}}^3}{EI}[F_{\text{л}}(I_{13}-I_{14})+PI_{15}-F_qI_{16}], \tag{3.37}$$

где M_4 — изгибающий момент от единичной силы, приложенной в точке C_1; I_{13}—I_{16} — безразмерные интегралы, равные

$$I_{13}=\cos\varphi_{\text{тр}}\int\limits_0^{\theta_{\text{л}1}}[\sin\varphi+f_{\text{тр}}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\delta_0-\varphi_2)d\varphi,$$

$$I_{14}=\cos(\varphi_{тр}-\eta_л)\int_0^{\beta-\varphi_2}\{\sin(\varphi+\varphi_2)+\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_л)\times$$

$$\times[1-\cos(\varphi+\varphi_2)]\}\sin\varphi d\varphi,$$

$$I_{15}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\beta-\varphi_2}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\varphi_у)d\varphi;$$

$$I_{16}=\cos(\varphi_{тр}-\gamma_у)\int_0^{\beta-\varphi_2}\{\sin\varphi+\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_у)[1-\cos\varphi)]\}\sin\varphi d\varphi.$$

После подстановки зависимостей (3.20) и (3.34) в (3.37) имеем

$$F_q=P\frac{E_уI_уQ_у'}{E_уI_уQ_у''+EIK_L},\qquad(3.38)$$

где

$$Q_у'=\frac{(I_1-I_7/\cos\gamma_л)(I_{13}-I_{14})}{I_3-I_2-(I_5-I_6)/\cos\gamma_л}+I_{15};$$

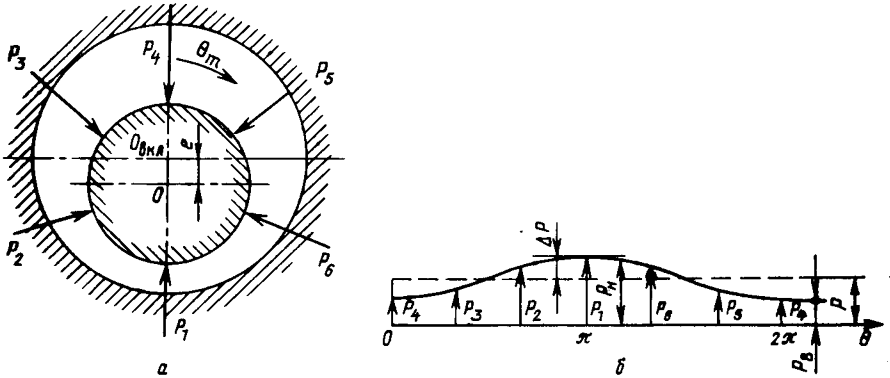
$$Q_у''=\frac{(I_4-I_8/\cos\gamma_л)(I_{13}-I_{14})}{I_3-I_2-(I_5-I_6)/\cos\gamma_л}+I_{16}.$$

Далее, принимая во внимание, что $\delta_C=R-r_0$, и подставив формулу (3.38) в зависимость (3.36), получим для вертикального ротора формулу для определения реакции P:

$$P=(R-r_0)\frac{ELH_л^3(EH_л^3K_L+E_уH_у^3Q_у'')}{12r_л^3[EH_л^3K_LQ'+E_уH_у^3(Q_у''Q'-Q_у'Q'')]}.\qquad(3.39)$$

Прогиб $\delta_у$ из зависимости (3.38) пока также нельзя определить, так как реакция P неизвестна.

Выразим реакцию P через внешнюю радиальную нагрузку W. Непременным условием нормальной работы лепесткового подшипника при действии внешней нагрузки является то, что прогибы лепестков, например под действием силы W тяжести ротора, должны быть в области упругих деформаций материала лепестков. Изгибающий момент на лепестке в окружном направлении является переменной величиной, поэтому радиус кривизны лепестка после приложения к нему нагрузки также должен быть переменным, изменяющимся в зависимости от угла β. При приложении к цапфе горизонтального ротора радиальной нагрузки W со стороны лепестков на цапфу будут действовать разные реакции P_m. Под действием этих реакций (рис. 3.16, *а*) ротор будет находиться в равновесии. В вертикальной плоскости разница текущих реакций P_m является максимальной, а в горизонтальной — равна нулю, и зазор между корпусом и цапфой здесь не изменяется. Следовательно, текущее значение реакции P_m лепестков такое же, как и реакция лепестков при вертикально расположенном роторе $(P_m=P)$.



а б

Рис. 3.16. Схема приложения реакций, действующих со стороны лепестков в радиальном подшипнике на цапфу невращающегося ротора:

а — полярная диаграмма нагружения цапфы ротора; *б* — развертка по углу θ реакций лепестков на цапфу ротора

Отсюда можно сделать предположение, что разница диаметрально противоположных текущих реакций лепестков на цапфу невращающегося ротора изменяется по закону изменения косинуса (рис. 3.16, *б*):

$$P_m = P + 0{,}5\,(P_н - P_в)\cos\theta_m = P + \Delta P\cos\theta_m,$$

где $P = 0{,}5(P_н + P_в)$ — среднее значение текущей реакции лепестка, равное реакции лепестка при вертикальном роторе; $P_н$ и $P_в$ — текущие реакции, действующие со стороны упругих лепестков на цапфу ротора в зоне наименьшего (реакция P_1) и наибольшего (реакция P_4) удаления цапфы от корпуса подшипника соответственно; θ_m — текущий координатный угол в месте приложения реакции P_m; $\Delta P = 0{,}5(P_н - P_в)$.

Поскольку нас интересует только вертикальная составляющая реакции лепестков, которая уравновешивает внешнюю нагрузку W, то условие равновесия горизонтального ротора под действием реакций упругих лепестков подшипника можно записать в виде

$$W = \sum_{m=1}^{m=N_л} P_m \cos\theta_m = \sum_{m=1}^{m=N_л} (P + \Delta P\cos\theta_m)\cos\theta_m =$$

$$= \Delta P \sum_{m=1}^{m=N_л} \cos^2\theta_m = 0{,}5 N_л \Delta P$$

или

$$\Delta P = \frac{2W}{N_л} = 0{,}5\,(P_н - P_в). \qquad (3.40)$$

Если цапфа горизонтального ротора сместилась на величину e из концентричного положения по отношению к корпусу подшипника, то со стороны верхнего лепестка на цапфу будет действовать сила $P_в$, а со стороны нижнего лепестка — сила $P_н$, для которых с некоторой степенью приближения можно получить формулы, используя зависимость (3.39):

$$P_н=(R-r_0+e)\frac{ELH_л^3(EH_л^3K_L+E_yH_y^3Q_y'')}{12r_л^3[EH_л^3K_LQ'+E_yH_y^3(Q_y''Q'-Q''Q_y')]}; \quad (3.41)$$

$$P_в=(R-r_0-e)\frac{ELH_л^3(EH_л^3K_L+E_yH_y^3Q''_y)}{12r_л^3[EH_л^3K_LQ'+E_yH_y^3(Q_y''Q'-Q''Q_y')]}. \quad (3.42)$$

В формулах (3.41) и (3.42) коэффициенты Q', Q_y', Q'', Q_y'' считаем условно постоянными при изменении прогиба лепестков на величину e.

При отсутствии дополнительных упругих элементов под лепестками формулы (3.34) и (3.39) принимают следующий вид:

$$F_л=P\frac{H_1-H_7/\cos\gamma_л}{H_3-H_2-(H_5-H_6)/\cos\gamma_л};$$

$$P=\frac{(R-r_0)ELH_л^3}{12r_л^3Q'}.$$

Осевые подшипники

Расчет выполняют для лепестка единичной ширины $1/R_в—R_н$, находящегося под действием удельной нагрузки F_q и реакции $F_л=F_л'(R_в—R_н)$, причем реакцию $F_л'$ принимают постоянной по всей ширине лепестка $R_в—R_н$.

Как уже отмечалось выше, схема сил, действующих в осевом лепестковом подшипнике, напоминает зеркально отраженную схему сил в радиальном лепестковом подшипнике. В связи с этим, например, для начального радиуса $R_н$ и точки K получим формулу, аналогичную зависимости (3.23):

$$\delta_{K\,нач}=-\int_0^{\beta_{нач}} r_{нач}\frac{M_{JK}M_1}{EI_{oc}}d\varphi-\int_0^{\beta_{нач}} r_{нач}\frac{M_{NK}M_1}{EI_{oc}}d\varphi+$$

$$+\int_0^{\beta_{нач}-\varphi_1} r_{нач}\frac{M_{P1}M_1}{EI_{oc}}d\varphi+\int_0^{\theta_{л1}} r_{нач}\frac{M_{JH}M_1}{EI_{oc}}d\varphi+$$

$$+\int_0^{\theta_{л1}} r_{нач}\frac{M_{NH}M_1}{EI_{oc}}d\varphi-\int_0^{\beta_{нач}-\varphi_1+\varphi_y} r_{нач}\frac{M_{Fq}M_1}{EI_{oc}}d\varphi, \quad (3.43)$$

где $M_{JK}=F_л'\sin\varphi_{тр}(1-\cos\varphi)r_{нач}$; M_1 — момент от единичной силы, приложенной в точке K в направлении радиуса $r_{нач}$; $M_{NK}=F_л'\cos\varphi_{тр}\sin\varphi\cdot r_{нач}$; $M_{P1}=F_q\cos\varphi_{тр}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\times$

$\times r_{нач}$; $M_{JH}=F_л'\sin(\varphi_{тр}-\delta_0)(1-\cos\varphi)r_{нач}$; $M_{NH}=F_л'\times$ $\times\cos(\varphi_{тр}-\delta_0)\sin\varphi\cdot r_{нач}$; $M_{Fq}=F_q\cos\varphi'_{тр}[\sin\varphi+f'_{тр}(1-\cos\varphi)]\times$ $\times r_{нач}$; $I_{ос}=(R_в-R_н)H_л^3/12$ — момент инерции сечения лепестка в радиальном направлении.

Зависимость (3.43) можно также представить в виде

$$\delta_{нач}=\frac{r_{нач}^3}{EI_{ос}}(-F_л'I_3+F_л'I_2+F_qI_1-F_q'I_4),$$

где I_3, I_2, I_1, I_4 определяют из зависимостей (3.25)—(3.28), полученных для радиальных лепестковых подшипников. При этом вместо $r_л$, β, $\varphi_{тр}-\gamma_л$, $\varphi_{тр}-\gamma_у$, $\gamma_л$, δ_0 нужно соответственно подставить $r_{нач}$, $\beta_{нач}$, $\varphi_{тр}-\delta_0$, δ_0, $\delta_{Cнач}$, $\varphi_{тр}-\gamma_у$.

Формально для одностороннего подшипника можно также использовать и другие зависимости, полученные для радиального лепесткового подшипника, например (3.34) для определения реакции $F_л'$; (3.24), (3.31), (3.35) — для определения перемещений лепестка в точках K, H, C.

3.2.2.4. Расчет основных параметров лепестков при невращающемся роторе

С учетом зависимостей (3.40), (3.41), (3.42) можно получить формулу для определения толщины $H_у$ дополнительного упругого элемента в радиальном лепестковом подшипнике:

$$H_у=\sqrt[3]{\frac{EH_л^3K_L\,(EH_л^3eN_лL-24Wr_л^3Q'}{24WE_у(O''_уQ'-Q''Q'_у)\,r_л^3-EH_л^3LE_уeNQ''_у}}. \tag{3.44}$$

В этом выражении толщиной лепестка $H_л$ вначале задаются исходя из сортамента толщин лент, выпускаемых промышленностью, задаются также допустимым перемещением в роторе, например в лабиринтном уплотнении турбомашины.

При отсутствии дополнительного упругого элемента в лепестковом подшипнике формула (3.44) принимает более простой вид:

$$H_л=\sqrt[3]{\frac{24Wr_л^3Q'}{ELN_лe}}. \tag{3.45}$$

Из приведенных формул видно, что чтобы определить геометрические размеры лепестков лепесткового подшипника для горизонтального ротора, достаточно знать параметры работы радиального лепесткового подшипника при вертикальном невращающемся роторе, т. е. нет необходимости решать громоздкую систему уравнений, например систему (3.33).

Для определения жесткости пакета лепестков радиального лепесткового подшипника преобразуем формулу (3.44) к виду

$$W=\frac{N_лELH_л^3\,(EH_л^3K_L+E_уH_у^3Q_у'')}{24r_л^3\,[EH_л^3K_LQ'+E_уH_у^3\,(Q_у''Q'-Q_у'Q'')]}e. \tag{3.46}$$

Дифференцируя зависимость (3.46) по e, получим формулу для определения коэффициента $K_э$ эквивалентной жесткости пакета лепестков при невращающемся роторе и силе P, сосредоточенной в точке C (см. рис. 3.13):

$$\frac{dW}{de}=K_э=K_л\frac{N_л}{2}, \qquad (3.47)$$

где для подшипника с дополнительными упругими элементами под лепестками

$$K_л=\frac{ELH_л^3(EH_л^3K_L+E_yH_y^3)Q''_y}{12r_л^3[EH_л^3K_LQ'+E_yH_y^3(Q_y''Q'-Q_y'Q'')]}, \qquad (3.48)$$

а для подшипника без дополнительных упругих элементов под лепестками

$$K_л=ELH_л^3/12r_л^3Q'. \qquad (3.49)$$

Коэффициент жесткости одного лепестка можно получить в результате дифференцирования зависимости (3.39):

$$\frac{dP}{d\delta_C}=\frac{P_н-P_в}{-(R-r_0)+(R-r_0+e)}=K_л=\frac{2K_э}{N_л}. \qquad (3.50)$$

Из зависимости (3.47) видно, что жесткость пакета лепестков будет постоянной, если остаются неизменными коэффициенты Q', Q'', Q_y', Q_y''. Эти коэффициенты зависят от мест приложения сил $F_л$, P и F_q. При этом местоположение реакций $F_л$ и F_q практически всегда остается неизменным, а вот место приложения нагрузки P может изменяться в силу следующих обстоятельств.

При постоянном радиусе R цапфы с увеличением радиуса r_0 (изменение угла $\eta_л$ путем отгибания лепестка в сторону корпуса подшипника) увеличивается прогиб в месте контакта лепестка с цапфой (в точке C приложения силы P). При малых δ_C текущий радиус $\rho_л$ кривизны лепестка в точке C лежит в пределах $r_л>\rho_л>R$. С увеличением δ_C в точке C радиус $R>\rho_л$, что приведет к смещению точки C из первоначального положения в направлении точки K. Если $r_л>\rho_л>R$, то угловое положение точки C неизменно, а следовательно, остаются неизменными коэффициенты Q', Q'', Q_y', Q_y'' и жесткость пакета лепестков. При $R>\rho_л$ угловое положение точки C изменяется, что приводит к изменению указанных выше коэффициентов, а следовательно, к возрастанию жесткости пакета лепестков. При значительном росте δ_C участок $C—K$ может уменьшиться настолько, что лепесток не сможет нести необходимую внешнюю нагрузку радиального типа при вращающемся роторе, т. е. на малом участке $C—K$ не сформируется достаточно большая зона избыточного давления газа, возникающего в результате газодинамического трения. Обычно большим δ_C соответствуют большие W (или P). Поэтому при значительных W рекомендуется обязательная установка дополнительных упругих элементов со стороны нерабочей части основного лепестка, который расширяет участок $C—K$.

На практике полученную в результате расчета по формуле (3.44) толщину $H_у$ дополнительного упругого элемента округляют до ближайшего значения толщины ленты, выпускаемой промышленностью, и далее уточняют значение e, т. е. выполняют расчет e по известному значению $H_у$.

На рис. 3.17 приведена зависимость относительной толщины $\bar{H}_л$ лепестков без дополнительных упругих элементов от коэф-

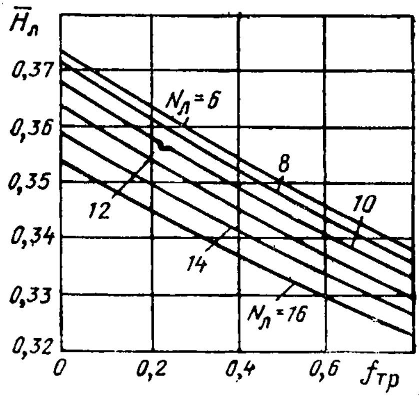


Рис. 3.17. Изменение относительной толщины $\bar{H}$ лепестка в радиальном подшипнике без дополнительного упругого элемента при вертикальном невращающемся роторе в зависимости от коэффициента трения покоя и числа лепестков ($\bar{r}_п=1{,}01$; $\bar{r}_л=1{,}21$; $\bar{r}_0=0{,}85$; $\varphi_1=0{,}5$ рад; $R=0{,}024$ м; $W=60$ Н; $e=0{,}1$ мм; $E=2{,}2\cdot10^{11}$ Па; $L=48$ мм)

фициента трения покоя и числа лепестков. При этом толщину $H_л$ рассчитывали по формуле (3.45) для одного углового положения приложения силы P (в точке C). Из рисунка видно, что $\bar{H}_л$ слабо зависит от $f_{тр}$. Такая же зависимость $H_у$ от $f_{тр}$ получается и для лепесткового подшипника с дополнительными упругими элементами. Поэтому при определении $H_л$ или $H_у$ для упрощения расчетов коэффициент трения между лепестками и дополнительными упругими элементами можно не принимать во внимание.

Для вертикального ротора при определении $H_л$ (или $H_у$) углы φ_1 или φ_2 (см. рис. 3.13) следует выбирать такими, чтобы отношение прогибов лепестка в точках H и K было бы равно $\delta_H/\delta_K=\cos\gamma_л$ (при $F_m=F_{m-1}$).

Зная силу P, с которой лепестки прижимаются к цапфе невращающегося ротора, можно определить момент, который необходим для страгивания ротора из состояния покоя в радиальных лепестковых подшипниках:

$$M_{тр.п}=N_л P R f_{тр}. \tag{3.51}$$

Вращающий момент на роторе машины, очевидно, должен быть несколько больше момента $M_{тр.п}$.

Формулами (3.44), (3.45), а также (3.47), (3.48), (3.49) на практике можно пользоваться только в том случае, если углы φ_1 и φ_2 подобраны правильно, т. е. текущий расчетный зазор H_θ

между лепестком и цапфой ротора на всем протяжении сужается от начала лепестка (точка H см. рис. 3.13) до точки приложения силы P (точка C) и расширяется после точки C до точки K.

Эквивалентную жесткость пакета лепестков, уложенных внахлестку, можно определить другим методом. Для этого представим цапфу ротора опирающейся на корпус подшипника через систему эквивалентных жестких элементов с коэффициентами жесткости $K_1, \ldots, K_m$ по числу лепестков в лепестковом подшипнике (рис. 3.18).

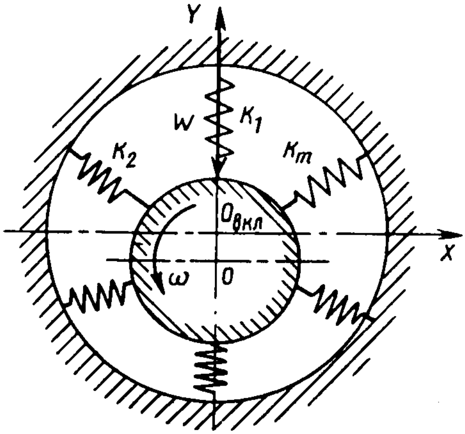


Рис. 3.18. Схема определения эквивалентной жесткости пакета лепестков в радиальном лепестковом подшипнике при невращающемся роторе

При смещении цапфы ротора в направлении оси OX на малую величину Δ_X из положения равновесия лепестки деформируются на величину $\Delta_X \sin\vartheta$ под действием силы, направленной вдоль продольных осей эквивалентной «пружины» и равной $K_m \Delta_X \sin^2\vartheta$. Проекция этой силы на ось OX равна $K_m \Delta_X \sin\vartheta$. Рассматривая таким образом подшипник с любым числом лепестков, можно получить составляющую общей эквивалентной реакции, действующей в заданном направлении при перемещении ротора в этом направлении. Выразим эту составляющую через эквивалентную жесткость K_{Xx} и перемещение Δ_X ротора в направлении оси OX:

$$K_{Xx}\Delta_X = \Delta_X \sum_{m=1}^{m} \{K_m \sin^2[(m-1)\theta_m + \vartheta]\}, \tag{3.52}$$

где m — номер лепестка, отсчитываемого от вертикали по часовой стрелке; θ_m — угол между вертикальной осью, проведенной через точки O и O_1, и реакцией P_m; ϑ — угол между вертикальной осью, проведенной через точки O и O_1, и реакцией P_4 (обычно $\vartheta=0$).

Проекция всех сил на ось OY при перемещении цапфы ротора в направлении оси OX можно выразить через эквивалентную жесткость K_{Yx}:

$$K_{Yx}\Delta_X=\Delta_X 0{,}5\sum_{m=1}^{m}|\{K_m\sin 2[(m-1)\theta_m+\vartheta)\}|. \qquad (3.53)$$

Аналогично можно определить проекцию сил на ось OX при перемещении ротора на величину Δ_Y в направлении оси OY через эквивалентную жесткость K_{Xy}:

$$K_{Xy}\Delta_Y=K_{Yx}\Delta_x. \qquad (3.54)$$

Далее следует вычислить проекцию всех сил на ось OY при перемещении центра цапфы ротора на величину Δ_Y в направлении оси OY через эквивалентную жесткость K_{Yy}:

$$K_{Yy}\Delta_Y=\Delta_Y\sum_{m=1}^{m}\{K_m\cos^2[(m-1)\theta_m+\vartheta]\}. \qquad (3.55)$$

Таким образом, из зависимостей (3.51)—(3.55) можно определить эквивалентную жесткость пакета лепестков подшипника с любым числом лепестков и любым направлением приложения радиальной внешней нагрузки по формулам

$$K_{Xx\text{п}}=\sum_{m=1}^{m}\{K_m\sin^2[(m-1)\theta_m+\vartheta]\}; \qquad (3.56)$$

$$K_{Yx\text{п}}=K_{Xy\text{п}}=0{,}5\sum_{m=1}^{m}|K_m\sin 2[(m-1)\theta_m+\vartheta]\}. \qquad (3.57)$$

$$K_{Yy\text{п}}=\sum_{m=1}^{m}\{K_m\cos^2[(m-1)\theta_m+\vartheta]\}. \qquad (3.58)$$

В зависимостях (3.56)—(3.58) первый индекс при коэффициенте жесткости K указывает ось, на которую проектируется реакция, второй — направление перемещения центра цапфы, а третий — положение подшипника относительно оси инерции (слева — индекс «I», справа — индекс «II»). Из приведенных зависимостей видно, что эквивалентная жесткость пакета лепестков во взаимно перпендикулярных направлениях разная.

Представим теперь эквивалентные реакции лепесткового подшипника на цапфу ротора в проекциях на координатные оси OX и OY

$$\begin{aligned} P_{X\text{п}}&=K_{Xx\text{п}}\Delta_X+K_{Yx\text{п}}\Delta_X;\\ P_{Y\text{п}}&=K_{Yy\text{п}}\Delta_Y+K_{Xy\text{п}}\Delta_y. \end{aligned} \qquad (3.59)$$

Поскольку составляющие $P_{X\text{п}}$ и $P_{Y\text{п}}$ общей реакции лепесткового подшипника уравновешивают радиальную внешнюю нагрузку W, то справедливо соотношение

$$W=\sqrt{P_{X\text{п}}^2+P_{Y\text{п}}^2},$$

откуда с учетом зависимостей (3.56)—(3.59) получаем

$$W=\sqrt{0{,}25N_\text{л}^2K_m^3\left(\Delta_X^2+\Delta_Y^2\right)}=\frac{K_mN_\text{л}}{2}e=\frac{K_\text{л}N_\text{л}}{2}e,$$

где $e=\sqrt{\Delta_X^2+\Delta_Y^2}$.

Дифференцируя последнюю зависимость по e, получаем эквивалентную жесткость пакета лепестков в лепестковом подшипнике:

$$\mathrm{d}W/\mathrm{d}e=K_\text{э}=K_\text{л}N_\text{л}/2. \qquad (3.60)$$

Зависимость (3.60) совпадает по виду с зависимостью (3.47), полученной из частных предпосылок, что говорит о достоверности принятых математических моделей. Из выражения (3.60) также имеем

$$K_\text{л}=2K_\text{э}/N_\text{л},$$

что совпадает с формулой (3.50). С учетом сказанного и выполнения тех же математических выкладок, что и для радиального лепесткового подшипника, для осевого лепесткового подшипника получена формула, из которой можно определить толщину дополнительных упругих элементов при заданной H:

$$H_\text{у}=\sqrt[3]{\frac{EH_\text{л}^3K_L\left[EH_\text{л}^3\delta_{C\text{нач}}(R_\text{в}-R_\text{н})^2N_\text{л}-12W\cos\alpha_\text{л}r_\text{нач}^3Q'\right]}{12W\cos\alpha_\text{л}E_\text{у}r_\text{нач}^3(Q_\text{у}''Q'-Q''Q_\text{у}')-EH_\text{л}^3(R_\text{в}-R_\text{н})^2E_\text{у}\delta_{C\text{нач}}N_\text{л}Q_y''}} \qquad (3.61)$$

Для лепесткового подшипника, не содержащего дополнительных упругих элементов, формула (3.61) принимает вид

$$H_\text{л}=\sqrt[3]{\frac{12W\cos\alpha_\text{л}r_\text{нач}^3Q'}{E(R_\text{в}-R_\text{н})^2N_\text{л}\delta_{C\text{нач}}}}.$$

3.2.2.5. Определение текущего зазора H_θ при невращающемся вертикальном роторе

Для расчета давления газа в зазоре лепесткового подшипника при вращающемся роторе необходимо вначале знать текущий зазор H_θ, образующийся между цапфой невращающегося ротора и лепестком. Текущий зазор H_θ можно определить в результате рассмотрения подшипника до и после установки в него цапфы вертикально расположенного ротора. На рис. 3.19 пунктиром изображено положение лепестка до установки, а

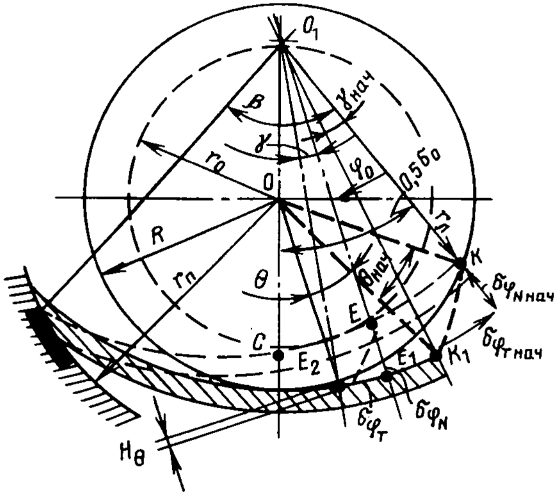


Рис. 3.19. Геометрические размеры, необходимые для определения H_θ при невращающемся роторе

сплошными линиями — после установки в подшипник цапфы ротора. Видно, что каждая точка лепестка после установки в подшипник цапфы смещается как в направлении $r_л$ (перемещение $\delta_{\varphi N}$), так и в перпендикулярном ему направлении (перемещение $\delta_{\varphi J}$). Например, конец лепестка из положения K перемещается в положение K_1, а произвольно заданная точка E — в положение E_2, чему соответствует ее смещение в угловом направлении на величину

$$\gamma = \mathrm{arctg}\,\frac{\delta_{\varphi Z}}{r_л + \delta_{\varphi N}}.$$

Из треугольника O_1E_2O по теореме косинусов можно записать

$$OE_2 = \sqrt{A_1^2 + (O_1E_2)^2 - 2\,(O_1E_2)\,A_1 \cos\left|\frac{\delta_0}{2} - \varphi_0 - \gamma\right|}, \quad (3.62)$$

где $O_1E_2 = \dfrac{r_л + \delta_{\varphi N}}{\cos\gamma}$; $A_1 = r_л - r_0$.

Из рис. 3.19 видно, что

$$H_\theta = OE_2 - R. \quad (3.63)$$

Определим угол θ, поскольку в дальнейшем нужно будет знать изменение H_θ в зависимости от угловой координаты θ.

Начало отсчета угла θ — линия OK_1. Отрезок OK определяется из треугольника OO_1K по теореме косинусов:

$$OK=\sqrt{A_1^2+r_л^2-2r_л A_1\cos(0{,}5\,\delta_0)}.$$

Из треугольника OKK_1 также по теореме косинусов определяется

$$\theta_{нач}=\arccos\frac{OK^2+OK_1^2-KK_1^2}{2OK\cdot OK_1},$$

где

$$OK_1=\sqrt{A_1^2+(O_1E_2)^2_{нач}-2A_1(O_1E_2)_{нач}\cos\left(\frac{\delta_0}{2}-\theta_л-\gamma_{нач}\right)};$$

$$\gamma_{нач}=\operatorname{arctg}(\delta_{\varphi J_{нач}}/|(r_н+\delta_{\varphi N_{нач}});\quad KK_1=\sqrt{\delta^2_{\varphi N_{нач}}+\delta^2_{\varphi J_{нач}}}.$$

Из треугольников O_1EK и $O_1E_2K_1$ имеем

$$\theta=\arccos\frac{OE_2^2+OK_1^2-O_1E_2^2-O_1K_1^2+2O_1E_2\cdot O_1K_1\cos(\varphi_0+\gamma-\gamma_{нач})}{2OK_1\cdot OE_2}. \tag{3.64}$$

Текущие перемещения $\delta_{\varphi N}$ и $\delta_{\varphi J}$ лепестка в отдельных точках в направлении радиуса $r_н$ и перпендикулярно ему для каждого угла φ_0 при нагружении лепестка сосредоточенной силой P можно определить из решения уравнений прогибов, аналогичных уравнениям (3.23) и (3.35):

$$\delta_{\varphi N}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_K M_{\varphi N}d\varphi+\int\limits_0^{\theta_{л1}-\varphi_0}M_H M_{\varphi N}d\varphi+\right.$$
$$\left.+\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_P M_{\varphi N}d\varphi-\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_{Fq}M_{\varphi N}d\varphi\right); \tag{3.65}$$

$$\delta_{\varphi J}=\frac{r_л^3}{EI}\left(-\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_K M_{\varphi J}d\varphi+\int\limits_0^{\theta_{л1}-\varphi_0}M_H M_{\varphi J}d\varphi+\right.$$
$$\left.+\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_P M_{\varphi J}-\int\limits_0^{\beta-\varphi_0}M_{Fq}M_{\varphi J}d\varphi\right). \tag{3.66}$$

После преобразований получаем

$$\delta_{\varphi N}=\frac{r_л^3}{EI}[F_л(I_{17}-I_{18})+PI_{19}-F_qI_{20}]; \tag{3.67}$$

$$\delta_{\varphi J}=\frac{r_л^3}{EI}[F_л(B_2-B_1)+PB_3-F_qB_4]. \tag{3.68}$$

$$I_{17}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\delta_0-\varphi_0)\,d\varphi$$

при $\varphi_0\leqslant\delta_0$ и

$$I_{17}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi-\varphi_0+\delta_0)\,d\varphi$$

при $\varphi_0>\delta_0$;

$$I_{18}=\cos(\varphi_{тр}-\gamma_л)\int_0^{\beta-\varphi_0}\{\sin(\varphi+\varphi_0)+\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\gamma_л)[1-$$

$$-\cos(\varphi+\varphi_0)]\}\sin\varphi\,d\varphi;$$

$$I_{19}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\beta-\varphi_1}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\varphi_1-\varphi_0)\,d\varphi$$

при $\varphi\leqslant\varphi_1$ и

$$I_{19}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\beta-\varphi_0}\{\sin(\varphi+\varphi_0-\varphi_1)+f_{тр}[1-\cos(\varphi+\varphi_0-\varphi_1)]\}\sin\varphi\,d\varphi$$

при $\varphi_0>\varphi_1$;

$$I_{20}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\beta-\varphi_0+\varphi_y}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)]\sin(\varphi+\varphi_1-\varphi_y-\varphi_0)\,d\varphi$$

при $\varphi_0\leqslant\varphi_1-\varphi_y$ и

$$I_{20}=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\beta-\varphi_0}\{\sin(\varphi+\varphi_0-\varphi_1+\varphi_y+$$

$$+f_{тр}[1-\cos(\varphi+\varphi_0-\varphi_1+\varphi_y)]\}\sin\varphi\,d\varphi$$

при $\varphi_0>\varphi_1-\varphi_y$;

$$B_1=\cos(\varphi_{тр}-\eta_y)\int_0^{\beta-\varphi_0}\{\sin(\varphi+\varphi_0)+\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\eta_y)\times$$

$$\times[1-\cos(\varphi+\varphi_0)]\}(1-\cos\varphi)\,d\varphi;$$

$$B_2=\cos\varphi_{тр}\int_0^{\theta_{л1}}[\sin\varphi+f_{тр}(1-\cos\varphi)][1-\cos(\varphi+\delta_0-\varphi_0)]\,d\varphi$$

при $\varphi_0 \leqslant \delta_0$ и

$$B_2 = \cos\varphi_{тр} \int\limits_0^{\beta-\varphi_0} [\sin\varphi + f_{тр}(1-\cos\varphi)] [1 - \cos(\varphi - \varphi_0 + \delta_0) \, d\varphi$$

при $\varphi_0 > \delta_0$;

$$B_3 = \cos\varphi_{тр} \int\limits_0^{\beta-\varphi_1} [\sin\varphi + f_{тр}(1-\cos\varphi)] [1 - \cos(\varphi + \varphi_1 - \varphi_0)] \, d\varphi$$

при $\varphi_0 \leqslant \varphi_1$ и

$$B_3 = \cos\varphi_{тр} \int\limits_0^{\beta-\varphi_0} \{\sin(\varphi + \varphi_0 - \varphi_1) + f_{тр}[1 - \cos(\varphi + \varphi_0 - \varphi_1)]\} \times$$

$$\times (1 - \cos\varphi) \, d\varphi$$

при $\varphi_0 > \varphi_1$;

$$B_4 = \cos\varphi_{тр} \int\limits_0^{\beta-\varphi_1+\varphi_у} [\sin\varphi + f_{тр}(c - \cos\varphi)] \times$$

$$\times [1 - \cos(\varphi + \varphi_1 - \varphi_у - \varphi_0)] \, d\varphi$$

при $\varphi_0 \leqslant \varphi_1 - \varphi_у$ и

$$B_4 = \cos\varphi_{тр} \int\limits_0^{\beta-\varphi_0} \{\sin(\varphi + \varphi_0 - \varphi_1 + \varphi_у) +$$

$$+ f_{тр}[1 - \cos(\varphi + \varphi_0 - \varphi_1 + \varphi_у)]\} (1 - \cos\varphi) \, d\varphi$$

при $\varphi_0 > \varphi_1 - \varphi_у$.

Расчеты по формулам (3.67) и (3.68) показывают, что в некоторых точках, особенно на концах лепестков, перемещения $\delta_{\varphi N}$ и $\delta_{\varphi J}$ по величине близки между собой. Поэтому при расчете H нужно принимать во внимание не только радиальные перемещения лепестка $\delta_{\varphi N}$, но и перемещения $\delta_{\varphi J}$. В общем случае текущая толщина зазора H_θ на рабочем участке лепестка между точками H и K на рис. 3.13 изменяется так же, как и в газодинамическом подшипнике с жесткими рабочими поверхностями. Однако подбором толщины $H_л$ и смещения δ_C основного лепестка можно добиться прогибов δ_φ лепестка, при которых зазор H_θ в зоне между точками C и K будет практически постоянным (как в подшипнике с натянутой лентой). Давление газа при вращающемся роторе в таком зазоре также будет практически постоянным. В дальнейшем при вращающемся роторе такая форма зазора будет способствовать снижению скорости $\omega_{от}$ ротора.

3.2.2.6. Расчет давления газа в рабочем зазоре подшипника и скорости $\omega_{от}$

В общем случае при вращающемся роторе нагрузка на рабочую поверхность основного лепестка (между точками H и K на рис. 3.13) существенно отличается от той, которая прикладывается при невращающемся роторе. При вращении ротора с частотой f под действием газодинамического давления рабочая часть основного лепестка принимает «ложкообразную» форму, т. е. задача становится объемной, к решению которой уже применима теория оболочек. Однако для упрощения расчетов и получения качественной картины изменения толщины зазора и давления ограничимся пока плоской задачей и воспользуемся зависимостями (3.65) и (3.66), полученными для определения прогибов лепестков при неподвижном роторе. Для простоты рассуждений рассмотрим вначале вертикальный концентрично расположенный в лепестковом подшипнике ротор.

После отделения лепестка от цапфы слоем газовой смазки сила упругости лепестка уравновешивается реакцией, возникающей от действия давления газа в слое газовой смазки. При вращении ротора для определения давления газа в слое смазки поступим следующим образом. Вначале представим лепесток как изогнутую балку со статическим радиусом кривизны $r_л$. Определим по формуле (3.63) текущий зазор $r_л$ между цапфой невращающегося ротора и лепестком для разных значений силы P и таких положений точки C, при которых будут одинаковыми прогибы $\delta_K=\dfrac{\delta_H}{\cos\gamma_л}$, а все значения зазоров H_θ будут положительными. Это равносильно соблюдению условия $\rho_K>R$. Далее к полученным значениям H_θ следует добавить высоту микронеровностей поверхностей трения $H_{ср}^*$ (обычно, $H_{ср}^*=0{,}3\ldots0{,}5$ мкм). Зазор $H_\theta+H_{ср}^*$ является исходным для подстановки в общее уравнение газовой смазки, которое может быть применено также к лепестковому подшипнику при следующих допущениях:

1) ширина рабочего зазора H_θ при вращающемся роторе не изменяется во времени;

2) действительную «ложкообразную» форму поверхности рабочей части лепестка заменяют поверхностью с постоянным зазором H_θ в каждом продольном сечении по длине подшипника L, пренебрегают утечками газа через торцы лепесткового подшипника, эпюру давления газа по длине L считают прямоугольной, а течение газа — стационарным одномерным;

3) давление $p_{изб}$ газа в исходной точке (точка H на рис. 3.8) приравнивают давлению p_a среды, окружающей торцы подшипника;

4) течение газа по зазору считают ламинарным, изотермическим;

5) итерационным методом приближения определяют форму лепестка, при которой в равновесном положении его потенциальная энергия минимальна.

С учетом принятых допущений общее уравнение газовой смазки для стационарного одномерного течения газа по зазору радиального лепесткового подшипника будет иметь вид

$$\frac{d}{dx}\left(pH_{\theta}^{3}\frac{dp}{dx}\right)=\frac{d}{dx}(pq_{x})=0, \tag{3.69}$$

где q_X — объемный расход газовой смазки в направлении оси OX, приходящейся на единицу ширины зазора, м²/с.

После некоторых преобразований получаем

$$\frac{d}{dx}\left[p\left(\frac{UH_{\theta}}{2}-\frac{H_{\theta}^{3}}{12\mu}\frac{dp}{\partial x}\right)\right]=0.$$

Интегрирование этого уравнения дает новое уравнение вида

$$p\left(UH_{\theta}-\frac{H_{\theta}^{3}}{6\mu}\frac{dp}{dx}\right)=C,$$

которое можно привести к виду, удобному для математического анализа,

$$\frac{dp}{dx}=\frac{6U\mu}{H_{\theta}^{3}}\left(1-\frac{C}{pH_{\theta}}\right),$$

где C — неизвестная константа интегрирования, Н/м.

В безразмерном виде получим

$$\frac{d\bar{p}}{d\theta}=\frac{\Lambda}{\bar{H}_{\theta}^{2}}\left(1-\frac{C_{э}}{\bar{p}\bar{H}_{\theta}}\right), \tag{3.70}$$

где $C_{э}=C/p_{изб}H_{л}$; $\bar{p}=p/p_{изб}=p/p_{а}$: $\bar{H}_{\theta}=H_{\theta}/H_{л}$.

В точках перегиба кривой $\bar{p}=f(\theta)$ производная $d\bar{p}/d\theta=0$. Из зависимости (3.70) для этого условия получим

$$\bar{p}_{max}\bar{H}_{\theta_1}=\bar{p}_{min}\bar{H}_{\theta_2}=C_{э}.$$

Видно, что константа $C_{э}$ есть произведение давления газа на ширину зазора в области максимального или минимального давлений. В этом ее физический смысл для лепесткового подшипника. При неизвестной $C_{э}$ решение уравнения (3.70) на плоскости представляет собой серию кривых, исходящих из одной точки, соответствующей началу рабочей части лепестка (см. рис. 3.10, точка H). В математике такое решение называется задачей Коши. Единственное действительное значение $C_{э}$ определяется условием равенства давлений газа на общей границе соседних лепестков, т. е. в начале и в конце лепестка (краевая задача):

$$\bar{p}_{\theta-0^{\circ}}=\bar{p}_{\theta-\delta}=1. \tag{3.71}$$

Зная это, краевую задачу можно свести к задаче Коши, если определить постоянную интегрирования $C_э$. При этом должно соблюдаться условие $\mathrm{d}\,p_{\theta=0°}/\mathrm{d}\,\theta \neq \mathrm{d}\,p_{\theta=\delta}/\mathrm{d}\,\theta$, т. е. в начале лепестка и конце лепестка функция давления терпит разрыв. Уравнение (3.70) является нелинейным дифференцированным уравнением, которое аналитически неразрешимо относительно давления p и поэтому его можно решить только численным методом на ЭВМ. Последовательность решения уравнения (3.70) на ЭВМ следующая:

1. Для заданных геометрических размеров лепесткового подшипника и параметров газа на входе в зазор по формуле (3.64) определяется текущий угол θ поворота цапфы невращающегося ротора при заданном угле φ_0.

2. По формуле (3.63) вычисляется толщина зазора H_θ (с учетом $H_{ср}^*$) между лепестком и невращающимся вертикальным ротором (толщину зазора H_θ измеряют в направлении, перпендикулярном к поверхности цапфы ротора). Зазор определяется для каждого из углов φ_0 и θ.

3. Задается давление $\bar{p}=1$ в исходной точке H (например, при $\varphi_0=\delta_0$ и $\theta=\delta$).

4. Разбивается интервал углов θ от $\theta=0°$ для $\theta=\delta$ на неравные участки $\Delta\theta=\theta_{i-1}-\theta$, пропорциональные равным участкам $\Delta\varphi_0=\varphi_{0i-1}-\varphi_{0i}$.

5. Для определенного значения ω дифференциальное уравнение (3.70) интегрируется по методу Рунге—Кутта 4-го порядка от точки $(\bar{H}_{\theta_{i-1}};\ \bar{p}_{i-1})$ к точке $(\bar{H}_{\theta_i},\ \bar{p}_i)$ с помощью следующей формулы:

$$\bar{p}_i = p_{i-1} + \frac{1}{6}(T_1 + 2T_2 + 2T_3 + T_4); \tag{3.72}$$

где

$$T_1 = [f(\bar{H}_{\theta_{i-1}}:\ \bar{p}_{i-1})]\,\mathrm{d}\theta;\quad T_2 = [f(\bar{H}_{\theta_{i-1}} + \mathrm{d}\bar{H}\theta/2;\ \bar{p}_{i-1} + T_1/2)]\,\mathrm{d}\theta;$$

$$T_3 = [f(\bar{H}_{\theta_{i-1}} + \mathrm{d}\bar{H}_\theta/2;\ \bar{p}_{i-1} + T_2/2)]\,\mathrm{d}\theta;$$

$$T_4 = [f(\bar{H}_{\theta_i} + \mathrm{d}\bar{H}_\theta;\ \bar{p}_{i-1} + T_3)]\,\mathrm{d}\theta;\quad \mathrm{d}\theta = \theta_{i-1} - \theta_i.$$

Угол θ_i определяется из уравнения (3.64), подставляется в (3.62) и по формуле (3.63) находится зазор H_θ, который вводится в уравнение (3.72) для расчета давления p_i в текущей точке зазора. Таким образом, определяется ряд значений давления p в интервале углов $\theta_0=0°$ до δ при $C_э=\mathrm{const}$.

6. Задаваясь рядом значений $C_э$ и точностью определения давления p добиваются равенства давлений в начале и конце рабочей части зазора, т. е. решение поставленной задачи заканчивается, когда начинает соблюдаться условие (3.71). В итоге, для разных значений ω получается распределение давления

газа по зазору для вращающегося ротора. Для текущего давления газа p при фиксированном ω вычисляется новая толщина зазора H_θ. Это значение H_θ подставляется в уравнение (3.72), вычисляется значение p_i, задается новое значение ω и цикл повторяется до тех пор, пока равнодействующая сила давления p не уравновесит реакцию P цапфы на лепесток. Скорость вращения ротора, при которой наступает момент чисто газодинамического трения в слое газовой смазки, назовем угловой скоростью отрыва $\omega_{от}$ лепестка от поверхности цапфы.

Некоторые характеристики УГД лепесткового радиального подшипника при вращающемся роторе ($\eta_л=0,0531$ рад; R=8 мм; $\bar{r}_п=1,03$; $\bar{r}_0=0,994$; $W=1,5$ Н; $e=0,1$ мм; $\beta_н=0,9$ рад; $N_л=8$; $L=20$ мм) приведены на рис. 3.20, 3.21.

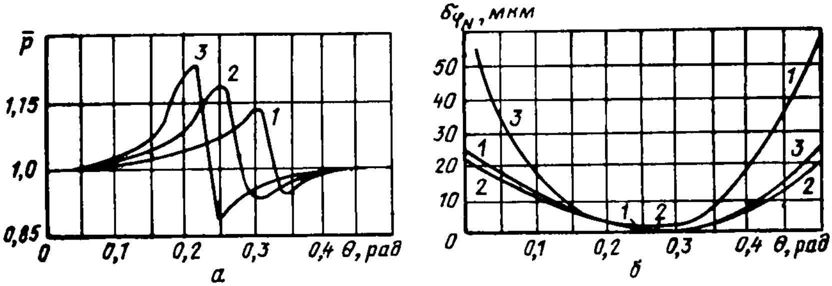


Рис. 3.20. Изменение давления $\bar{p}$ воздуха между лепестками и цапфой ротора (*а*) и текущего прогиба $\delta_{\varphi N}$ лепестка толщиной 35 мкм (*б*) в зависимости от угловой координаты θ:

1 — $\bar{r}_л=1,1$; $\varphi_л=0,173$ рад, $\omega_{от}=57$ рад/с; *2* — $\bar{r}_л=1,08$; $\varphi_л=0,204$ рад: $\omega_{от}=64$ рад/с
3 — $\bar{r}_л=1,15$; $\varphi_л=0,204$ рад; $\omega_{от}=139$ рад/с

Из приведенных на рис. 3.20,*а* расчетных кривых изменения давления p от угла θ видно, что давление газа существенно зависит от прогиба лепестка $\delta_{\varphi N}$, или толщины зазора. Так, если толщина зазора в рабочей зоне лепестка изменяется значительно, то давление газа достигает максимума в очень узком диапазоне углов θ, а затем резко падает (кривая *3*). Во всех случаях при расчете давления на выходе появляется зона вакуума, так как на свободном конце лепестка зазор расширяется. При смещении точки *C* (см. рис. 3.11) к точке *K* зона вакуума будет уменьшаться и исчезнет вообще, когда точки *C* и *K* сольются.

Следует отметить, что сжимаемость газа при изменении давления в смазочном слое определяется относительной величиной производной $dp/d\bar{\theta}$, от которой зависит характер распределения скорости движения газа по зазору. Эта скорость устанавливается такой, чтобы массовый расход газа в каждом сечении зазора оставался практически постоянным (в действительности расход уменьшается в направлении скорости движения газа из-за его утечек через торцы лепестка). При этом распределение скоростей по толщине зазора может иметь вид, показанный на рис. 1.12, *а*. Это в свою очередь приводит к асимметричности кривой изменения давления в конфузорно-диффузорном зазоре (см. рис. 1.13, *б*). Причем максимум давления всегда будет наблюдаться до достижения в смазочном слое минимального сечения. В расширяющемся зазоре градиент давления изменяется резче, чем в сужающемся зазоре. Это хорошо видно из рис. 3.20, *а*, где имеются даже зоны с давлением ниже $\bar{p}_{изб} = \bar{p}_a$.

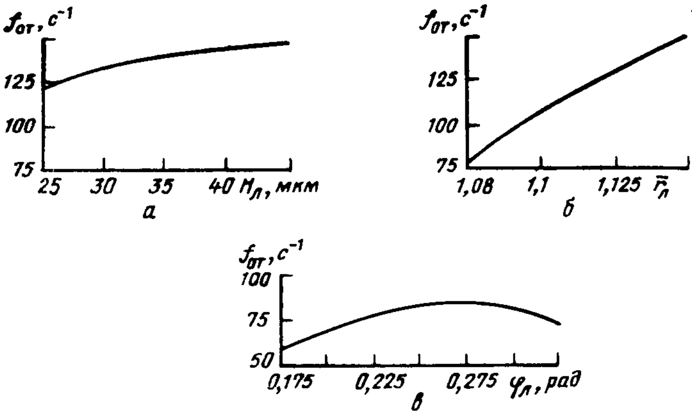


Рис. 3.21. Зависимость частоты $f_{от}$ от толщины $H_л$ лепестка при $\bar{r}_л = 1{,}15$; $\varphi_л = 0{,}204$ рад: $H_у = 55$ мкм (*а*), от радиуса $\bar{r}_л$ при $\varphi_л = 0{,}204$ рад; $H_л = H_у = 55$ мкм (*б*) и от места приложения дополнительного упругого элемента при $\bar{r}_л = 1{,}1$; $H_л = 30$ мкм; $H_у = 55$ мкм (*в*)

На рис. 3.21 показано, что частота $f_{от}$, при которой в подшипнике наступает режим газодинамического трения, существенно зависит от $H_л$, $\bar{r}_л$ и $\varphi_л$, т. е. от места и характера приложения сил P и F_q.

3.2.2.7. Несущая способность, жесткость и демпфирование радиального лепесткового подшипника при горизонтальном вращающемся роторе

Характер распределения давления газа p, представленный на рис. 3.20, *а* кривой *1*, типичен для верхних лепестков лепесткового подшипника при горизонтальном роторе, а кривой *3* — для его нижних лепестков. На практике эксплуатационников интересует в основном момент «отрыва» лепестков от поверхности цапфы горизонтального вращающегося ротора. Отрыв произойдет, если силы $P_н$ и $P_в$ нижнего и верхнего упругих лепестков будут уравновешены соответствующими газодинамическими реакциями $P_{г.н.}$ и $P_{г.в.}$ газового смазочного слоя, рассчитанными по формуле

$$P_{г.н.в.} = RLp_а \int_0^{\delta_\theta} \bar{r}_л \bar{p} d\theta. \tag{3.73}$$

При определении несущей способности пакета лепестков сначала для внешней радиальной нагрузки W по формулам (3.44), (3.45) определяют $H_у$ или $H_л$. Для реакций $P_н$ и $P_в$, вычисленных по формулам (3.41) и (3.42), с помощью выражения (3.63) находят текущие зазоры H_θ между лепестком и цапфой невращающегося ротора. При этом должно выполняться условие $\rho_л \geqslant R$. Далее при разных ω для зазоров $H_\theta + H_{ср}^*$ по формуле (3.70) определяют давление p газа в зазорах верхнего и нижнего лепестков, а по формуле (3.73) — газодинамические реакции $P_{г.н.}$ и $P_{г.в.}$ нижнего и верхнего лепестков. Если $P_{г.н.} \geqslant P_н$ и $P_{г.в.} \geqslant P_в$, то в подшипнике наступил режим газодинамического трения. В противном случае в лепестковом подшипнике имеет место режим «сухого» трения, что нежелательно.

Газодинамическое трение наступает при $P_{г.н} = P_н$ и $P_{г.н} = P_в$. Если $\omega_{от}$ по расчету получилась слишком большой или больше рабочей частоты $\omega_р$ ротора машины, то следует изменить геометрию лепесткового подшипника (увеличить число лепестков $N_л$, длину L или толщину $H_л$) и повторить расчет. Обычно оптимальное значение $\omega_{от}$ определяют на ЭВМ в зависимости от $H_л$, $\varphi_л$, $r_л$. Выбор оптимальных значений этих параметров заключается в нахождении таких их значений, при которых будет минимальной скорость $\omega_{от}$. При расчетах за целевую функцию принимают $\omega_{от} = f(H_л, \varphi_л, r_л)$. Для нахождения минимальной $\omega_{от}$ с помощью ЭВМ используют метод математического линейного программирования или метод наискорейшего спуска с использованием одномерного поиска.

Жесткость системы смазочный газовый слой — лепесток (эквивалентная жесткость $K_{эп}$) можно представить как сумму последовательно соединенных между собой жесткостей K_m упругого лепестка и жесткости $K_{гm}$ слоя газовой смазки:

$$\frac{1}{K_{эп}} = \frac{1}{K_m} + \frac{1}{K_{гm}}, \tag{3.74}$$

где m — номер лепестка, отсчитываемого от линии действия радиальной внешней нагрузки W в сторону вращения ротора со скоростью ω; $K_{гm}$ — жесткость газовой смазки, определяемая как тангенс угла наклона кривой $P_г - (H_{ср}^* + H_\theta)$.

При определении демпфирования лепесткового подшипника вначале вычисляют абсолютные перемещения $\delta_к$ концов лепестков и перемещения δ_C лепестков в зоне их соприкосновения с дополнительными упругими элементами. Если ротор переместится в радиальном направлении в зоне действия силы P на величину e, то в первом приближении можно принять, что лепесток проскользнет по соседнему лепестку на величину $\Delta\delta_к = \sqrt{\Delta\delta^2_{KN} + \Delta\delta^2_{KJ}}$ а по дополнительному упругому элементу на $\Delta\delta_C = \sqrt{\Delta\delta^2_{CN} + \Delta\delta^2_{CI}}$, где $\Delta\delta_{KN}$ и $\Delta\delta_{CN}$, $\Delta\delta_{KI}$ — разница прогибов лепестка соответственно в точках K и C в радиальном и тангенциальном направлениях до и после перемещения ротора на величину e за половину оборота оси ротора по углу Φ прецессии центра масс ротора. При этом можно принять $\Omega = \omega_0$, поскольку рассеивание энергии происходит на наинизшей собственной частоте системы. Рассеянная вследствие «сухого» трения лепестков между собой и по дополнительному упругому элементу энергия равна $F_л f_{тр}\Delta\delta_K +$ $+ F_q f_{тр}\Delta\delta_C$. Скорость поступательного перемещения ротора под действием возмущающих сил в направлении перемещения e равна

$$\dot{e} = \frac{2e\omega_0}{\pi} = \frac{2e\Omega}{\pi}.$$

Все это можно учесть введением в уравнения движения ротора эквивалентного члена с коэффициентом демпфирования $B_э'$. Приравняв работу при условном демпфировании, равную $B_э' e\dot{e}$, к работе, затраченной на трение конца лепестка и дополнительного упругого элемента, получим для одного лепестка с дополнительным упругим элементом

$$B_э' e\dot{e} = F_л f_{тр}\Delta\delta_K + F_q f'_{тр}\Delta\delta_C.$$

или при $f_{тр} = f'_{тр}$

$$B_э' = \frac{\pi f_{тр}}{2\omega_0 e^2}(F_л\Delta\delta_K + F_q\Delta\delta_C).$$

Если в последнюю зависимость подставить значения реакций $F_л$, F_q из формул (3.34), (3.38) и прогибов δ_K, δ_C из формул (3.24), (3.35) для перемещения ротора в радиальном направлении, равном e, то получится, что $B_э'$ в первом приближении не зависит от e, т. е. одинаков для всех лепестков и не зависит от амплитуды колебаний ротора. Поэтому подход к определению коэффициента демпфирования лепесткового подшипника при учете только «сухого» трения примем такой же, как и к определению коэффициента $K_э$ жесткости пакета лепестков, т. е. $B_C = 0{,}5 N_л B_э'$.

Однако в лепестковом подшипнике между лепестками и цапфой ротора имеется еще газовый слой, который при прецессирующем роторе также демпфирует его колебания. Поскольку между лепестком в лепестковом подшипнике и сегментом в подшипнике с самоустанавливающимися сегментными вкладышами имеется много общего, то с некоторой погрешностью для коэффициента депфирования $B_г$ газового слоя лепесткового подшипника можно воспользоваться зависимостями, полученными для сегментного подшипника в п. 4.3.4. Тогда коэффициент эквивалентного демпфирования будет равен сумме $B_э = B_с + B_г$. Эквивалентные силы $K_э e$ и $B_э \dot{e}$ изменяются в зависимости от угла Ф из-за прецессионных движений оси ротора. При этом в смазочном слое лепесткового подшипника, как и в сегментных подшипниках, не развиваются возмущающие силы, поскольку лепестки самоустанавливаются при любом смещении ротора так, что реакция смазочного слоя лепестка проходит через центр цапфы ротора. Поэтому для лепесткового подшипника будем иметь следующие зависимости для определения проекций сил на оси OX и OY:

$$-P_x = K_э x + B_э \dot{x};$$

$$-P_y = K_э y + B_э \dot{y}. \tag{3.75}$$

Система уравнений (3.75) содержит составляющие текущих значений изменяющихся во время реакций, которые можно подставить в уравнения движения ротора для исследования устойчивости его вращения и которые зависят от конструкции лепесткового подшипника.

Оптимизация жесткости и демпфирования лепестковых подшипников нужна для получения наименьшей скорости $\omega_{от}$, при которой в подшипнике наступает режим чисто газодинамического трения, т.е. происходит отделение лепестков от цапфы вращающегося ротора слоем газовой смазки. При этом для увеличения жесткости смазочного слоя необходимо стремиться к получению эпюры давления газа в зазоре, приближающейся к эпюре давления газа в смазочном слое газодинамического лепесткового подшипника с натянутой лентой (см. рис. 3.4, *е*).

Для лепестковых подшипников, изображенных на рис. 3.5 (кроме позиции *о*), с постоянной длиной L и толщиной $H_л$ невозможно получить эпюру давления газа, аналогичную эпюре давления в ленточном подшипнике, так как из-за переменного изгибающего момента в лепестках радиус кривизны лепестка в окружном направлении, а следовательно, и толщина зазора H_θ также будут переменными. Эпюра давления p при этом будет аналогична приведенной на рис. 3.20, *а*. Для обеспечения постоянного изгибающего момента на рабочей части лепестка в окружном направлении лепесток желательно делать либо переменной ширины L при постоянной толщине $H_л$, либо переменной толщины $H_л$ при постоянной ширине L (см. рис. 3.5, *о*). Схема с L=const и $H_л$=var наиболее предпочтительна, так как нагружена только часть подшипника. Технологически ленту такой формы получить можно. Можно также предложить схему с переменными значениями $H_л$ и $l_л$.

Все рассмотренные схемы подшипников нуждаются в дополнительном теоретическом исследовании. При этом можно воспользоваться полученными ранее зависимостями, подставив в них переменные $l_л$ или $H_л$ (см. рис. 3.5, *о*).

Для повышения демпфирования пакета лепестков необходимо увеличить число элементов трения. Проще всего это можно сделать, выполнив дополнительные упругие элементы в виде гофрированной поверхности. Дополнительные упругие элементы могут быть получены из нескольких плоских деталей по типу, например, рессор в автомобильной подвеске. Предложенные способы демпфирования нуждаются также в дополнительных теоретических исследованиях на базе имеющихся зависимостей. Подшипники с повышенным демпфированием обеспечивают наибольшие предельные угловые скорости $\omega_{пр}$ роторов.

3.2.2.8. Экспериментальные исследования

Лепестковые подшипники — относительно новое конструктивное решение в области газовой смазки. Они еще недостаточно изучены теоретически, что сдерживает их быстрое внедрение в промышленности. Основным критерием проверки их работоспособности и имеющихся теоретических зависимостей пока является эксперимент.

Экспериментальные исследования лепестковых подшипников весьма немногочисленны и касаются в основном таких характеристик, как зависимости статической и динамической несущей способности от радиального смещения ротора, амплитудно-частотные характеристики неподвижного ротора, изменение давления газа в смазочном слое подшипника.

Статические характеристики лепестковых подшипников

Необходимость получения новых экспериментальных значений таких статических характеристик, как несущая способность и жесткость пакета лепестков обусловлена тем, что существующие теоретические зависимости для их определения еще недостаточно проверены экспериментально или нуждаются в уточнении. Некоторые теоретические данные носят противоречивый характер. Так, в исследованиях К. П. Оу и С. М. Роде, выполненных в разное время, в одном случае говорится, что лепестки в пакете при нагрузке контактируют между собой по линиям, а в другом — по поверхностям. Имеющийся в периодической литературе экспериментальный материал приведен практически без должного инженерного анализа. Поэтому с целью помощи инженеру-конструктору в разработке лепестковых подшипников ниже приводятся некоторые экспериментальные данные, обработанные в легко анализируемом виде.

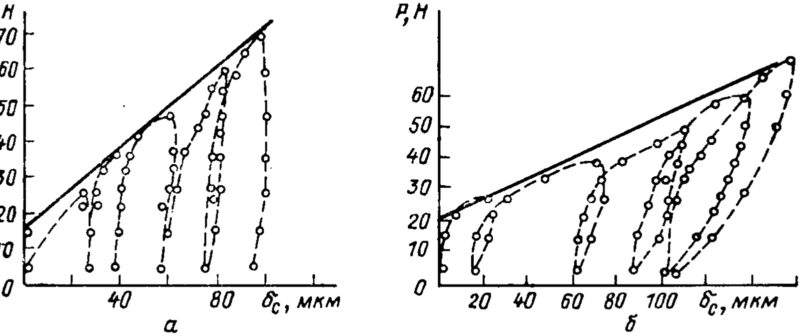


Рис. 3.22. Зависимости несущей способности P пакета лепестков радиального подшипника от перемещения δ_C цапфы невращающегося ротора при $\eta_л$, равном 10 (*а*) и 5° (*б*)

На рис. 3.22 приведена зависимость статической несущей способности от смещения цапфы ротора в радиальном лепестковом подшипнике, построенная по циклически повторяющимся кривым нагрузка — разгрузка, для схемы, показанной на рис. 3.5, *в*, с креплением концов лепестков в корпусе, как показано на рис. 3.8, *г* и 3.9, *б*. В исследованном подшипнике $N_л=8$; рабочая поверхность лепестка покрыта карбидом титана; $2\cdot(r_п-R)=1{,}31$ мм; толщина лепестка без покрытия $H_л=70$ мкм; $f_{тр}=0{,}2$; $B_*=2{,}04$ мм; $B_ш=1{,}52$ мм; лепестки в пазах корпуса закреплены с помощью эпоксидного клея; $L=73$ мм; $2\cdot R=39{,}8$ мм; $r_л=39{,}1$ мм; материал лепестков — коррозионностойкая сталь.

Из анализа приведенных экспериментальных кривых можно сделать такие выводы:

1. Уменьшение угла установки лепестков $\eta_л$ в корпусе с 10 до 5° приводит к снижению статической жесткости $K_э$ пакета лепестков, равной $4\cdot10^{-6}$ и $3{,}5\cdot10^{-6}$ Н/м при $\eta_л$, равной 10 и 5° соответственно; кривая несущей способности при $\eta_л=5°$ более пологая, чем при $\eta_л=10°$.

2. Статическая жесткость пакета лепестков в общем случае нелинейна, но с небольшой погрешностью ее можно принять линейной при малых нагрузках и перемещениях цапфы ротора (до $\varepsilon<0{,}5$, где $\varepsilon=\delta_C/(r_п-R-2H_л)$.

3. При циклическом статическом нагружении — разгружении пакета лепестков точки начала и конца цикла нагружения не совпадают между собой. Из-за скольжения лепестков между собой с «сухим» трением после снятия приложенной статической нагрузки цапфа ротора не возвращается в первоначальное положение.

4. С увеличением относительно эксцентриситета ε растет жесткость пакета лепестков (см. рис. 3.22,*б*).

5. Кривая несущей способности пакета лепестков начинается не из начала осей координат, а при некотором значении P, так как очевидно сказывается влияние сил трения покоя лепестков.

Кривые несущей способности и жесткости радиальных лепестковых подшипников (рис. 3.23), геометрические размеры и некоторые параметры которых даны в табл. 3.1 для плоского лепестка, построены по результатам работы [3] и сопоставлены с теоретическими зависимостями тех же авторов.

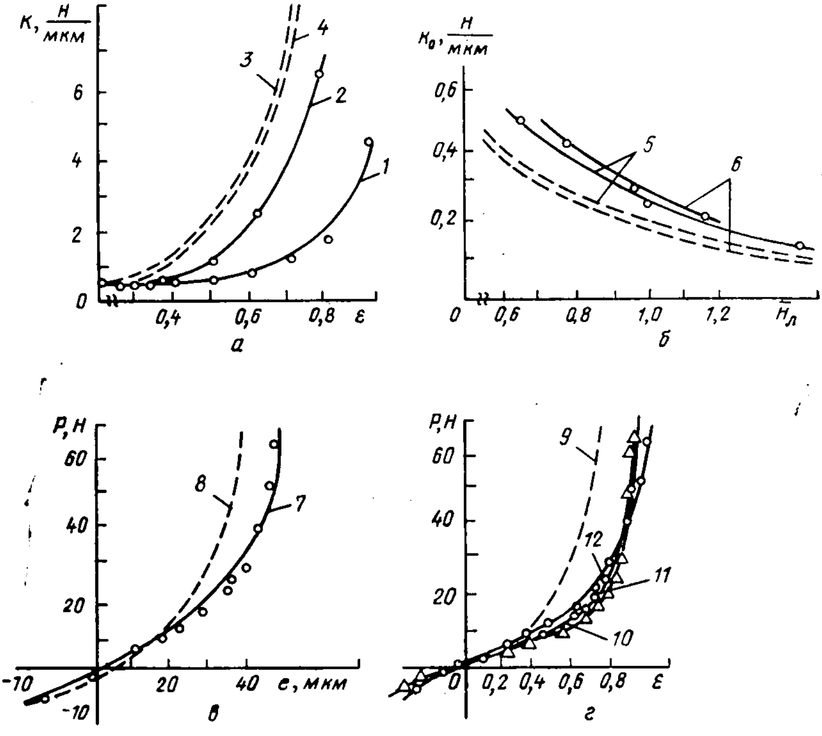


Рис. 3.23. Зависимости коэффициентов жесткости (*а*, *б*) и несущей способности радиальных лепестковых подшипников (*в*, *г*) от их геометрических размеров. Сплошные линии — эксперимент, пунктирные — расчет

Кривые изменения коэффициента жесткости K пакета лепестков радиального лепесткового подшипника от относительного смещения цапфы ротора $\varepsilon=\delta_c/(r_п—R—2H_л)$ близки к параболам. Кривые изменения коэффициента начальной жесткости K_0 пакета лепестков в зависимости от безразмерной высоты зазора в подшипнике $H_\theta=(r_п—R)/H_\theta$, полученные экспериментально и теоретически, близки между собой.

Таблица 3.1

Размеры элементов лепестковых подшипников

Номер кривой на рис. 3.23	R, мм	$r_п$, мм	$\varphi_л$, мм	$N_л$	$l_л$, мм	$H_л$, мкм	h^*, мкм	Способ крепления лепестков к корпусу
1, 3, 7 8, 9, 12	15,2025	15,52	30	10	30	56	85	рис. 3,9, *а*
2, 4	19,5725	20,0145	31	8	39,6	145	160	рис. 3.8, *в*
5	15,2025 15,175 15,1375	15,52 15,52 15,52	30 30 30	10 10 10	30 30 30	56 56 56	85 85 85	рис. 3,9, *а*
6	19,5725 19,5425 19,5125	20,0145 20,0145 20,0145	31 31 31	8 8 8	39,6 39,6 39,6	145 145 145	160 160 160	рис. 3,8, *в*
10	15,1375	15,52	30	10	30	56	85	рис. 3.9, *а*
11	15,175	15,52	30	10	30	56	85	3,9, *а*

* Толщина покрытия лепестка карбидом вольфрама; $r_л = \infty$.

При $\varepsilon < 0{,}5$ зависимость коэффициента K статической жесткости пакета лепестков в первом приближении можно принять линейной. Однако теоретические кривые расходятся с экспериментальными при $\varepsilon < 0{,}5$ на 30%, а при $\varepsilon = 0{,}7 \ldots 0{,}8$ — в несколько раз. Таким образом, методика расчета, приведенная в работе [3], нуждается в совершенствовании, что следует учитывать при создании лепестковых подшипников.

Статические характеристики, приведенные на рис. 3.24,*а*, построены по данным табл. 3.2 для радиального лепесткового подшипника (см. рис. 3.5,*в*, *г*) со следующими геометрическими размерами: $r_п = 25{,}2$ мм; $R = 24$ мм; $r_0 = 5 \ldots 22$ мм; $r_л = 27$ мм; $\beta = 51^\circ$; $L = 70$ мм; $N_л = 8$. Такие же характеристики получены для осевого подшипника (см. рис. 3.7, *а*, *в*) со следующими размерами: $R_в = 60$ мм; $\beta_{нач} = 52^\circ$; $N_л = 12$; $R_н = 35$ мм; $r_{нач} = 25$ мм; $\alpha_л = 5^\circ$.

При малых нагрузках кривые имеют начальный линейный участок, исходят не из начала координат вследствие наличия трения покоя. При значительных перемещениях участок с относительно постоянной жесткостью сменяется опять нелинейным. Нелинейность и рост жесткости при больших нагрузках и перемещениях можно объяснить смещением точки контакта

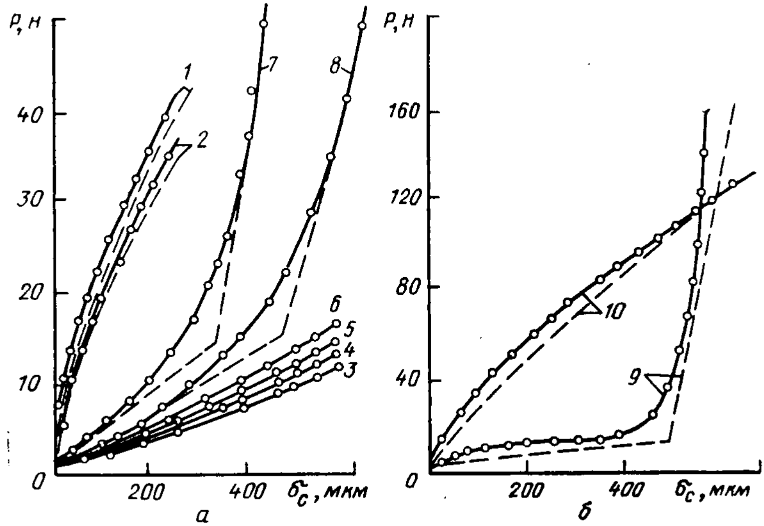


Рис. 3.24. Зависимость несущей способности P от перемещения δ_C цапфы невращающегося ротора в радиальных (*а*) и осевых лепестковых подшипниках (*б*) без (*1—6*) и с дополнительными упругими элементами (*7—10*). Сплошные линии — эксперимент, пунктирные — расчет по формулам (3.46) — (3.50)

Таблица 3.2

Экспериментальные значения жесткости пакета лепестков подшипника

Номер кривой на рис. 3.24	Материал лепестков	$H_л \times 10^6$, м	$К_э \times 10^6$, Н/м	$K_д \times 10^6$, Н/м
1	Сталь	95	135	Н. д.
2	Молибден	76	200	Н. д.
3	Сталь	35	14	Н. д.
4	Молибден	42	Н. д.	157
5	»	46	Н. д.	18
6	»	50	Н. д.	25
7	»	46	1,617	18
8	»	50	25	392
9	»	95	7,2	Н. д.
10	»	55	7,2	237

Примечание. Н. д. — нет данных.

цапфы с лепестками к концу лепестков (см. рис. 3.13, точки C и K).

Полученные экспериментальные зависимости существенно дополняют теоретические исследования.

Динамические характеристики лепестковых подшипников

При работе в режиме газодинамического трения между лепестками лепесткового подшипника и цапфой вращающегося ротора имеется смазочный газовый слой, который обусловливает изменение характеристик, полученных при невращающемся роторе. Поэтому определение величины этого изменения на этапе проектирования лепестковых подшипников очень важно. В то же время надежные инженерные методы расчета несущей способности и жесткости лепестковых подшипников при вращающемся роторе отсутствуют, и всецело приходится пока ориентироваться на эксперимент.

Анализ экспериментальных исследований показал, что жесткость смазочного газового слоя, по крайней мере, на порядок больше статической жесткости пакета лепестков, поэтому в дальнейшем при определении жесткости пакета лепестков расчетным путем можно пользоваться с небольшой погрешностью (не более 10%) зависимостями (3.47)—(3.49), справедливыми для определения статической жесткости пакета лепестков. Кроме того, в динамике между кривыми нагрузка — разгрузка подшипника при вращающемся роторе имеется гистерезис, как и при статическом нагружении подшипника.

На рис. 3.25 приведен характер изменения несущей спо-

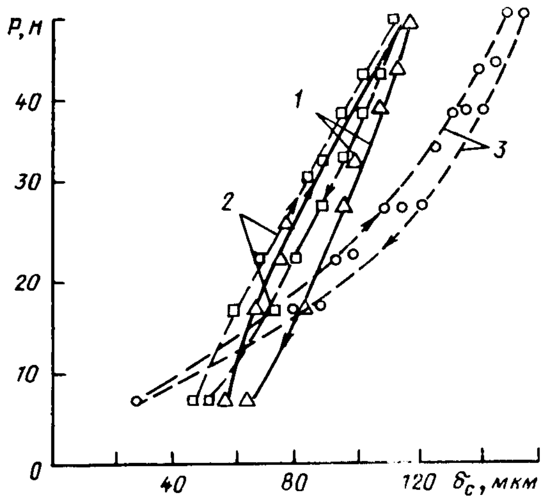


Рис. 3.25. Зависимость несущей способности пакета лепестков радиального лепесткового подшипника от перемещения цапф вращающегося ротора:

1 — $\eta_л=10°$, $B_ш=0{,}188$ мм; $f_р=4\cdot10^4$ мин$^{-1}$, $H_л=0{,}17$ мм;
2 — $\eta_л=5°$, $B_ш=0{,}152$ мм, $f_р=4\cdot10^4$ мин$^{-1}$, $H_л=0{,}17$ мм;
3 — $\eta_л=5°$, $B_ш=0{,}152$ мм, $f_р=2{,}3\cdot10^4$ мин$^{-1}$, $H_л=0{,}152$ мм

собности радиального лепесткового подшипника (см. рис. 3.5,*в*) при вращающемся роторе с заделкой концов лепестков в корпус подшипника по схеме, изображенной на рис. 3.9,*а*, *б*, с помощью эпоксидного клея. Сопоставление, например, кривых *1* из рис. 3.25 с кривой, приведенной на рис. 3.22,*а*, а также кривых *2* и *3* с кривой на рис. 3.22,*б* свидетельствует о практически идентичном их наклоне. Из рис. 3.25 видно, что угол заделки концов лепестков в корпус значительно влияет на ход кривых несущей способности подшипника при вращающемся роторе, так как сказываются разные модули упругости материала лепестков и эпоксидного клея, а также степень свободы заделки лепестков в корпус.

Кривая, приведенная на рис. 3.26, дает представление об

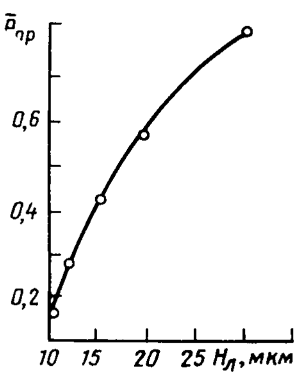


Рис. 3.26. Зависимость относительной предельной несущей способности УГД осевого лепесткового подшипника от толщины лепестков ($R_в=40$ мм; $R_н=20$ мм; $f_p=6\cdot10^4$ мин$^{-1}$; материал лепестков — коррозионностойкая сталь)

изменении для вращающегося ротора предельной несущей способности $\bar{P}_{пр}=P_{пр}/\pi p_а(R_в^2-R_н^2)$ осевого лепесткового подшипника, конструктивно выполненного по схеме, показанной на рис. 3.7,*з*. Если эту кривую сопоставить с кривой *10* на рис. 3.24, полученной для неподвижного ротора, то очевиден их одинаковый характер изменения (в том числе и на начальном участке) и можно сделать вывод о малом влиянии динамики ротора на статическую жесткость подшипника.

Малое влияние смазочного газового слоя на жесткость системы пакет лепестков — смазочный газовый слой подтверждено также в результате анализа амплитудно-частотных характеристик системы ротор—пакет лепестков в радиальном подшипнике — смазочный газовый слой. На рис. 3.27 представлена осциллограмма затухающих колебаний расположенного на роторе невращающегося радиального лепесткового подшипника под действием импульсной нагрузки. Ротор установлен в гибридных радиальных подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами. Периоды колебаний лепесткового подшипника при вращающемся и неподвижном роторе совпадают между собой, что свидетельствует о том, что жесткость

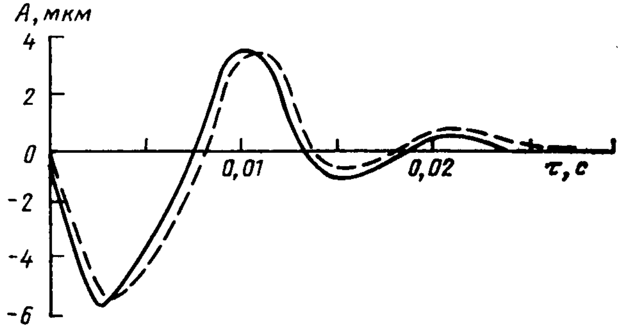


Рис. 3.27. Характер затухания колебаний невращающегося (сплошные линии) и вращающегося (пунктирные линии) ротора в УГД радиальном лепестковом подшипнике без дополнительных упругих элементов ($m=0{,}35$ кг; $L=31$ мм; $r_п=0{,}15$ мм; $R=19{,}542$ мм; $N_л=8$; $H_л=60$ мкм; $r_0=18$ мм; материал лепестков — молибден марки М4); А — амплитуда колебаний ротора

смазочного газового слоя, по крайней мере, на порядок больше жесткости пакета лепестков, так как эквивалентную жесткость можно принять примерно равной статической жесткости пакета лепестков.

Из анализа динамических экспериментальных данных также следует вывод о том, что с достаточной для практических расчетов точностью при $\varepsilon<0{,}4$ жесткость пакета лепестков можно принять постоянной при вращающемся роторе. При $\varepsilon<0{,}4$ жесткость пакета лепестков существенно нелинейна. Эти положения иллюстрируются на рис. 3.28 (кривая 3), где для вращающегося ротора показано изменение несущей способности осевого лепесткового подшипника в зависимости от смещения лепестков

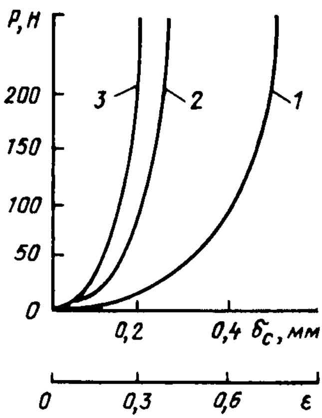


Рис. 3.28. Зависимости несущей способности УГД одностороннего осевого лепесткового подшипника при вращающемся роторе от перемещения δ_C пяты ротора для конструктивной схемы, представленной на рис. 3.7, *и* (соответственно кривые *1*, *2* и *3*)

δ_C и относительного эксцентриситета ε, который с помощью ЭВМ аппроксимирован в виде эмпирической зависимости

$$\varepsilon = 0{,}92\left(1 - e^{\frac{\overline{P}}{0,155}}\right), \tag{3.76}$$

де $\varepsilon = \delta_C/\delta_{C_{max}}$; $\overline{P} = P/[\pi p_a/R_В^2 - R_Н^2]$.

При этом кривые рис. 3.28 построены для одностороннего подшипника соответственно при $R_в$, равном 0,04 м и 0,057 м; $R_н$, равном 0,022 и 0,02875 м, $N_л = 10$ и 12, $H_0 = 15$ и 25 мкм, $\delta_{C\,max} = 38$ и 41 мкм.

3.2.2.9. Порядок расчета УГД лепесткового подшипника со свободно лежащими концами лепестков

Расчет как радиальных, так и осевых лепестковых подшипников производят в три этапа: 1) из приближенного условия работы лепесткового подшипника при вертикальном невращающемся роторе определяют толщину H основного лепестка или $H_у$ дополнительного упругого элемента; 2) при невращающемся роторе из условия $\rho_л \geqslant R$ вычисляют статический зазор H_θ между лепестком и цапфой ротора; 3) рассчитывают скорость вращения ротора $\omega_{от}$, при которой в подшипнике наступает режим газодинамического трения. Такой расчет ввиду его сложности можно выполнить только на ЭВМ.

С учетом изложенного выше и полученных математических зависимостей для лепестковых подшипников рассмотрим последовательность и алгоритм этого расчета.

Радиальные лепестковые подшипники

1. Подбирают материал и тип покрытия рабочей поверхности основного лепестка и дополнительного упругого элемента (E, ν, $f_{тр}$). Исходя из условий эксплуатации агрегата задают число пусков и остановок ротора «всухую», температуру в рабочей зоне лепесткового подшипника, род рабочего газа, радиальную внешнюю нагрузку, момент страгивания ротора машины с места, максимально допустимое радиальное перемещение цапфы ротора в лепестковом подшипнике, определяемое, например в лабиринтных уплотнениях допустимым радиальным смещением ротора, рабочую частоту вращения ротора.

2. Задают толщину $H_л$ основного лепестка исходя из номенклатуры толщин лент, выпускаемых промышленностью; число лепестков $N_л$ и радиусы $r_п$, r_0, $r_л$. Вычисляют угол β с учетом толщины основного лепестка (см. зависимость 3.15) с таким

расчетом, чтобы основной лепесток перекрывал следующий лепесток после узла крепления его в корпусе (например, после паза) со шпонкой (см. рис. 3.8, *б*) не более чем на 2—3 мм. Определяют угол $\eta_л$ установки лепестка в корпус и угловую протяженность δ_0 рабочей части лепестка.

3. Для зависимостей (3.24), (3.31), (3.35), (3.37) вычисляют значения интегралов I_1—I_{16}, для (3.36) и (3.38) — параметров Q', Q'', $Q_у'$ и $Q_у''$ и для (3.21) — значение K_L.

4. По формуле (3.44) определяют толщину $H_у$ дополнительного упругого элемента [или толщину лепестка $H_л$ по формуле (3.45)] при его отсутствии для заданного перемещения *e*.

5. Вычисляют по формуле (3.39) реакцию *P* лепестка на цапфу вертикального ротора, рассчитывают по формуле (3.51) момент трения покоя (или страгивания ротора с места), определяют по формуле (3.34) реакцию $F_л$ лепестков друг на друга и находят с помощью выражения (3.21) реакцию дополнительных упругих элементов на лепестки.

6. В зависимостях (3.67) и (3.68) определяют интегралы I_{17}—I_{20} и B_1—B_4 для углов φ_0, изменяющихся с шагом $\Delta\varphi_0$, при фиксированных значениях углов φ_1 и φ_2.

7. По формуле (3.63) вычисляют зазоры H_θ при разных углах φ_0 с шагом $\Delta\varphi_0$ для фиксированных значений φ_1 и φ_2 из условия $\rho_л \geqslant R$, т. е. определяют место приложения (углы φ_1 и φ_2) реакции *P* к лепестку.

8. Для полученных в п. 7 углов φ_1 и φ_2 по формулам (3.47)—(3.50) находят жесткость пакета лепестков и одного лепестка, а также собственную частоту колебаний ротора.

9. Определяют частоту вращения ротора $\omega_{от}$, при которой в лепестковом подшипнике наступает режим газодинамического трения, по методике, изложенной в п. 3.2.2.7.

Осевые лепестковые подшипники

1. Подбирают материал и тип покрытия рабочей поверхности основного лепестка и дополнительного упругого элемента (E, ν, $f_{тр}$). Исходя из условий эксплуатации машины задают число пусков и остановок ротора «всухую», температуру подшипникового узла, род рабочего газа, внешнюю осевую удельную нагрузку F_q, момент страгивания ротора машины с места, максимально допустимое осевое перемещение пяты ротора в лепестковом подшипнике, определяемое допустимым зазором в машине.

2. Задают толщину *H* лепестка исходя из номенклатуры толщин ленточного материала, выпускаемого промышленностью, а также число лепестков $N_л$, радиусы $R_н$ и $R_в$, углы $\alpha_л$, $\alpha_л$, допустимое перемещение δ_C лепестка. По формулам (3.17)—(3.19) определяют углы $\delta_{0.нач}$ и $\beta_{нач}$ в начальном сечении лепестка, а также радиус $r_{нач}$.

Далее расчет выполняют так же, как и для радиального подшипника по п. п. 3—9, только в формулы подставляют разность радиусов $R_в - R_н$ вместо длины L, $r_{нач}$ вместо $r_л$, $\beta_{нач}$ вместо β, $\delta_{c\,нач}$ вместо δ_c, $\delta_{0\,нач}$ вместо δ_0 и $F_q(R_в - R_н)$ вместо P.

3.2.3. УГД подшипники с предварительно напряженными лепестками

3.2.3.1. Расчет основных геометрических размеров радиальных подшипников

Как уже отмечалось в п. 3.2.1, для получения эпюры давления в рабочем зазоре, аналогичной эпюре давления в подшипнике с натянутой лентой, и уменьшения момента при страгивании ротора нужно стремиться к конструктивной схеме, показанной на рис. 3.6, *д* или 3.29. В этих схемах лепестки предва-

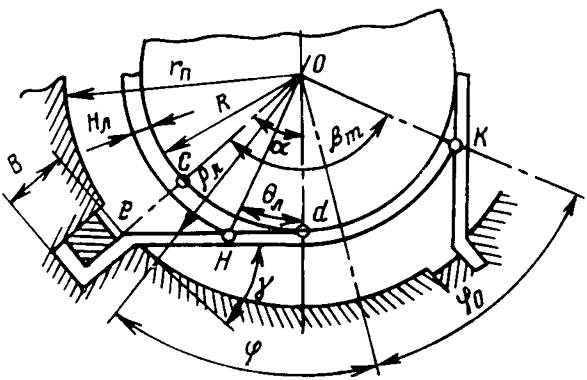


Рис. 3.29. Геометрия радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками

рительно нагружены и их концы до установки в подшипник цапфы вала с усилием опираются один на другой. Подшипники к тому же при работе исключают появление флаттера концов лепестков.

При расчете подшипника требуется либо определить на рабочем участке лепестка постоянный радиус кривизны, равный (или близкий) радиусу кривизны R цапфы вала, при действии на него реакций со стороны предварительно напряженных соседних лепестков в отсутствие цапфы вала, либо определить переменный радиус кривизны $\rho_л$ при действии на предварительно ненагруженный лепесток реакций со стороны соседних лепестков и цапфы вала.

На практике удобнее по заданному радиусу $\rho_л = R$ и начальной известной нагрузке, действующей на концах лепестков, определять радиус кривизны лепестка в свободном состоянии. Такая сложная форма лепестка придается ему в оправке при термообработке в печи. Для расчета радиуса $\rho_л$ в радиальном лепестковом подшипнике с предварительно напряженными лепестками нужно заранее знать радиус R цапфы вала; допустимое радиальное смещение e вала (например, в лабиринтных уплотнениях турбомашин); число лепестков $N_л$ или угол $\delta_0 = 2\pi/N_л$; коэффициент трения $f_{тр}$ поверхностей лепестка и цапфы вала в состоянии покоя; толщину лепестка $H_л$; глубину паза $B_л$, в который входит лепесток в радиальном направлении; радиальную нагрузку на весь подшипник; длину подшипника L.

Из рис. 3.29 видно, что радиус расточки корпуса подшипника $r_п = R + H_л + e$. Угол трения лепестков между собой $\varphi_{тр} = \mathrm{arctg}\, f_{тр}$.

Из треугольников Odh и edO имеем

$$\theta_л = \arccos\frac{R}{R + H_л}; \tag{3.77}$$

$$\beta = \delta_0 - \theta_л + \arccos\frac{R}{R + H_л + e}; \tag{3.78}$$

$$\gamma = \beta - \delta_0 - \theta_л. \tag{3.79}$$

При этом считаем, что отрезок ed — прямая линия, тогда

$$\rho_л = \frac{R}{\cos[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]}; \quad ed = \sqrt{r_п^2 - R^2} = R\sqrt{\bar{r}_п^2 - 1}, \tag{3.80}$$

где φ — угол, отсчитываемый от точки приложения единичной силы; φ_0 — угол, отсчитываемый от конца лепестка (точка K) до точки приложения единичной силы (точка a); $\bar{r}_п = r_п/R$.

Зазор на участке ed между цапфой вала и лепестком при $\omega = 0$ равен

$$H'_\theta = \rho_л - R = R\left\{\frac{1}{\cos[\varphi + \varphi_0 - |\delta_0 - \theta_л|]} - 1\right\}. \tag{3.81}$$

Исходный для расчета зазор $H_\theta = H'_\theta + H_{ср}^*$, где $H_{ср}^*$ — высота микронеровностей лепестка и цапфы вала, обычно равная 0,1—0,3 мкм.

3.2.3.2. Определение прогибов лепестка под действием статических сил предварительного нагружения

В любой точке после приложения сил $F_л$ (рис. 3.30) к лепестку радиуса R он получит прогиб как в радиальном ($\delta\varphi_{0N}$), так и в тангенциальном направлении ($\delta\varphi_{0J}$) или любая точка лепестка сместится в сторону заделки лепестка на угол

$$\Delta\varphi = \mathrm{arctg}\frac{\delta\varphi_{0J}}{R}.$$

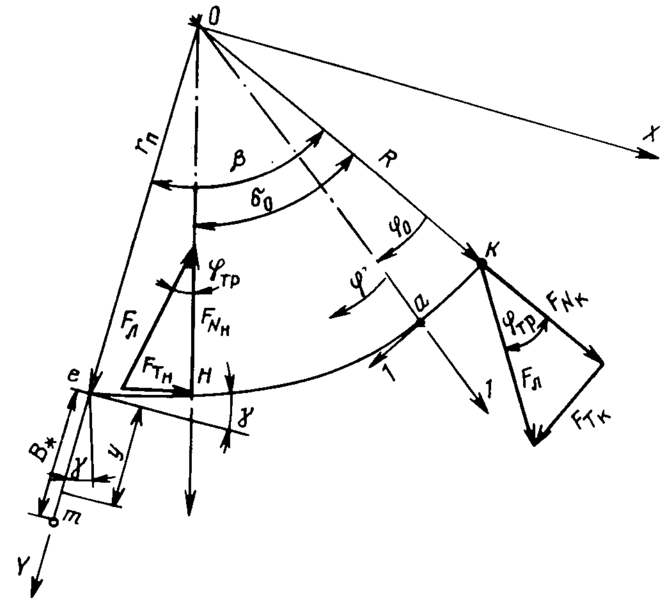


Рис. 3.30. Силы, действующие в радиальном УГД подшипнике с предварительно напряженными лепестками при $\omega=0$

Полное текущее перемещение лепестка при угле φ сосавляет

$$\delta\varphi_0=\sqrt{\delta\varphi_{0N}^2+\delta\varphi_{0J}^2}.$$

Для определения прогибов $\delta\varphi_{0N}$ и $\delta\Phi_{0J}$ необходимо взять интегралы Мора. С учетом рис. 3.30 для $\delta\varphi_{0N}$ имеем

$$\delta\varphi_{0N}=\int\limits_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\,\frac{M'_{KN}M'_{1N}}{EI}\,d\varphi+\int\limits_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\,\frac{M'_{KJ}M'_{1N}}{EI}\,d\varphi+$$
$$+\int\limits_{\delta_0-\theta-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\,\frac{M''_{KN}M''_{1N}}{EI}\,d\varphi+\int\limits_{\delta_0-\theta-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\,\frac{M''_{KJ}M''_{1N}}{EI}\,d\varphi+\int\limits_0^{B_*}\frac{M'''_{KN}M'''_{1N}}{EI}\,dy+$$
$$+\int\limits_0^{B_*}\frac{M'''_{KJ}M'''_{1N}}{EI}\,dy-\int\limits_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\,\frac{M_{HN}M_{1N}}{EI}\,d\varphi+\int\limits_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\,\frac{M_{HJ}M_{1N}}{EI}\,d\varphi-$$
$$-\int\limits_0^{B_*}\frac{M^0_{HN}M^0_{1N}}{EI}\,dy+\int\limits_0^{B_*}\frac{M^0_{HJ}M^0_{1N}}{EI}\,dy=A_0(I_1+I_2+I_3)+$$
$$+K_0(I_4+I_5). \qquad (3.82)$$

Здесь

$$A_0 = F_л \frac{R^2}{EI} \cos(\varphi_{тр} - \gamma);$$

$$K_0 = F_л \frac{\cos(\varphi_{тр} - \gamma)}{EI};$$

$$I_1 = \int\limits_0^{\delta_0 - \theta_л - \varphi_0} \{ \operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)[1 - \cos(\varphi + \varphi_0)] + \sin(\varphi + \varphi_0)\} \sin\varphi d\varphi;$$

$$I_2 = \int\limits_{\delta_0 - \theta_л - \varphi_0}^{\beta - \varphi_0} < \operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)\left\{1 - \frac{\cos(\varphi + \varphi_0)}{\cos[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]}\right\} +$$

$$+ \frac{\sin(\varphi + \varphi_0)}{\cos[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]} > \frac{\sin\varphi}{\cos[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]} d\varphi;$$

$$I_3 = - \int\limits_{\delta_0 - \varphi_0}^{\beta - \varphi_0} \frac{\{\operatorname{tg}[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta) - \operatorname{tg}\theta_л\} \sin\varphi}{\cos^2[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]} d\varphi;$$

$$I_4 = \int\limits_0^{B_*} \{\operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)[R - (r_п + y)\cos\beta] + (r_п + y)\sin\beta\} \times$$

$$\times (r_п + y)\sin(\beta - \varphi_0)\, dy;$$

$$I_5 = \int\limits_0^{B_*} \langle \operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)\, y \cos\gamma - R\{\operatorname{tg}[\beta - (\delta_0 - \theta)] - \operatorname{tg}\theta_л\} -$$

$$- y\sin\gamma \rangle (r_п + y)\sin(\beta - \varphi_0)\, dy;$$

$$\left.\begin{array}{r} M'_{KN} = F_л R\cos(\varphi_{тр} - \gamma)\sin(\varphi + \varphi_0); \\ M'_{KJ} = F_л R\sin(\varphi_{тр} - \gamma)[1 - \cos(\varphi + \varphi_0)]; \\ M'_{1N} = 1^* R\sin\varphi; \end{array}\right\} \text{— для углов } \varphi \leqslant \delta_0 - \theta_л;$$

$$\left.\begin{array}{r} M''_{KN} = F_л \rho_л \cos(\varphi_{тр} - \gamma)\sin(\varphi + \varphi_0); \\ M''_{KJ} = F_л \rho_л \sin(\varphi_{тр} - \gamma)[1 - \cos(\varphi + \varphi_0)]; \\ M''_{1N} = 1^* \cdot \rho_л \sin\varphi; \end{array}\right\} \begin{array}{l} \text{— для углов } \beta > \varphi > \\ > \delta_0 - \theta_л; \end{array}$$

$$\left.\begin{array}{r} M'''_{KM} = F_л \cos(\varphi_{тр} - \gamma)(r_п + y)\sin\beta, \\ M'''_{KJ} = F_л \sin(\varphi_{тр} - \gamma)[R - (r_п + y)\cos\beta], \\ M'''_{1N} = 1^* (r_п + y)\sin(\beta - \varphi_0), \end{array}\right\} \text{— для участка } em;$$

$$M_{HN} = F_л \cos(\varphi_{тр} - \gamma) R\{\operatorname{tg}[\varphi + \varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)] - \operatorname{tg}\theta\};$$

$$M_{HJ} = F_{HJ} \cdot 0 = 0;$$

* Единичная сила

$$M_{1N} = 1^* \rho_л \sin\varphi = R\frac{\sin\varphi}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]};$$

$$M^0_{HN} = F_л \cos(\varphi_{тр}-\gamma)[R\{\operatorname{tg}[\beta-(\delta_0-\theta_л)]-\operatorname{tg}\theta_л\}+y\sin\gamma],$$

$$M^0_{HJ} = F_л \sin(\varphi_{тр}-\gamma)\, y\cos\gamma;$$

$$M^0_{1N} = 1^*(r_п+y)\sin(\beta-\varphi_0).$$

С учетом рис. 3.30 для $\delta\varphi_{0J}$ можно записать

$$\delta\varphi_{0J} = \int\limits_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M'_{KN}M'_{1J}}{EI}\,d\varphi + \int\limits_0^{\delta_л-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M'_{KJ}M'_{1J}}{EI}\,d\varphi +$$

$$+\int\limits_{\delta_0-\theta-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M''_{KN}M''_{1J}}{EI}\,d\varphi + \int\limits_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M''_{KJ}M''_{1J}}{EI}\,d\varphi \pm$$

$$\pm\int\limits_0^{B_*}\frac{M'''_{KN}M'''_{1J}}{EI}\,dy \pm \int\limits_0^{B_*}\frac{M'''_{KJ}M'''_{1J}}{EI}\,dy + \int\limits_{\delta_0-\varphi_л}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_{HJ}M_{1J}}{EI}\,d\varphi +$$

$$+\int\limits_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_{HJ}M'_{1J}}{EI}\,d\varphi + \int\limits_0^{B_*}\frac{M_{HN}M_{1J}}{EI}\,dy - \int\limits_0^{B_*}\frac{M_{HJ}M_{1J}}{EI}\,dy =$$

$$= A_0(B_1+B_2+B_3)+K_0(B_4+B_5). \qquad 3)$$

В этом выражении

$$M'_{1J} = 1^* R(1-\cos\varphi);$$

$$M''_{1J} = 1^*[R-(r_п+y)\cos(\beta-\varphi_0)];$$

$$M'''_{1J} = R\left\{1-\frac{\cos\varphi}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\right\};$$

$$B_1 = \int\limits_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}\{\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\gamma)[1-\cos(\varphi+\varphi_0)]+\sin(\varphi+\varphi_0)\}(1-\cos\varphi)\,d\varphi;$$

$$B_2 = \int\limits_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\left\{\operatorname{tg}(\varphi_{тр}-\gamma)\left[1-\frac{\cos(\varphi+\varphi_0)}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\right]+\right.$$

$$\left.+\frac{\sin(\varphi+\varphi_0)}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\right\}\frac{1-\cos\varphi}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\,d\varphi;$$

$$B_3 = \int\limits_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\frac{\operatorname{tg}[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]-\operatorname{tg}\theta_л}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\left\{1-\frac{\cos\varphi}{\cos[\varphi+\varphi_0-(\delta_0-\theta_л)]}\right\}d\varphi$$

---

* См. с. 151

— для углов $\varphi_0 \leqslant \delta_0 - \theta_л$, для углов $\varphi_0 > \delta_0 - \theta_л$ принять $B_3 = 0$

$$B_4 = \pm \int_0^{B_*} \operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)[R - (r_п + y)\cos\beta] + (r_п + y)\sin\beta\} \times$$

$$\times [r_п - (r_п + y)\cos(\beta - \varphi_0)]\,dy;$$

$$B_5 = \int_0^{B_*} \langle -\operatorname{tg}(\varphi_{тр} - \gamma)\cdot y\cos\gamma + R\{\operatorname{tg}[\beta - (\delta_0 - \theta_л)] -$$

$$-\operatorname{tg}\theta_л\} y \sin\gamma \rangle [R - (r_п + y)\cos(\beta - \varphi_0)]\,dy.$$

Смена знака у единичного момента от тангенциальной силы происходит при $\varphi_0 = \varphi_0{}^* = \beta - \arccos \frac{R}{R + H_л - e + B_*}$. При вычислении B_4 для углов $\varphi_0 > \varphi_0{}^*$ принимают знак «—», а в остальных случаях — знак «+».

В декартовых координатах (см. рис. 3.30) текущие перемещения лепестка под действием приложенной предварительно статической нагрузки могут быть определены из следующих зависимостей: для углов $0 \leqslant \varphi_0 \leqslant \delta_0 - \theta_л$

$$x = (R + \delta\varphi_N)\sin(\beta - \varphi_0) - \delta\varphi_J\cos(\beta - \varphi_0);$$

$$y = (R + \delta\varphi_N)\cos(\beta - \varphi_0) + \delta\varphi_J\sin(\beta - \varphi_0). \tag{3.84}$$

и

$$x = \left[\frac{R}{\cos[\varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]} + \delta\varphi_N\right]\sin(\beta - \varphi_0) - \delta\varphi_J\cos(\beta - \varphi_0); \tag{3.85}$$

$$y = \left[\frac{R}{\cos[\varphi_0 - (\delta_0 - \theta_л)]} + \delta\varphi_N\right]\cos(\beta - \varphi_0) + \delta\varphi_J\sin(\beta - \varphi_0)$$

— для углов $\delta_0 - \theta_л < \varphi_0 \leqslant \beta$.

В приложении П3 для лепесткового подшипника с предварительно напряженными лепестками приведена программа расчета на ЭВМ текущего прогиба лепестка под действием приложенной реакции $F_л$, перемещений x и y, а также радиуса $\rho_л$ кривизны на рабочем участке лепестка.

3.2.3.3. Определение давления газа в зазоре радиального подшипника при вращающемся роторе

Зазор H_θ', рассчитанный по зависимости (3.81), является исходным для определения текущего давления газа в рабочем зазоре подшипника с лепестками, предварительно нагруженными статическими силами. Толщина зазора H_θ' на первом шаге итераций подставляется в зависимость (3.72), после чего расчет выполняется в той же последовательности, как и для подшипника с ненагруженными концами лепестков.

При использовании ЭВМ задаются давлением $p=1$ в исходной точке H (см. рис. 3.31) при $\varphi_0=\delta_0$.

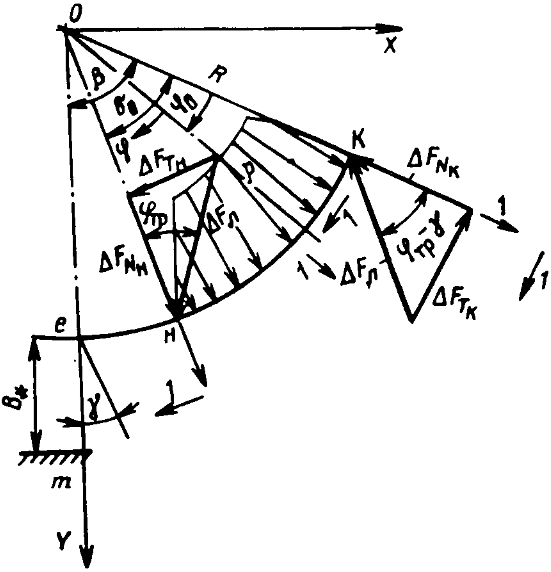


Рис. 3.31. Силы, действующие в радиальном УГД подшипнике с предварительно напряженными лепестками при $\omega\neq0$

Интервал углов φ_0 разбивается от 0° до δ_0 на равные участки $\Delta\varphi_0=\varphi_{0i-1}-\varphi_{0i}$. Для определенного значения ω дифференциальное уравнение (3.70) интегрируется по методу Рунге—Кутта 4-го порядка от точки $(H_{\theta i-1}, p_{i-1})$ к точке $(H_{\theta i}, p_i)$ с применением зависимости (3.72). Определяется ряд значений давления p в интервале углов φ от 0° до δ_0 (при $C_э=\text{const}$) при граничных условиях (3.71) и $\omega\neq0$. Далее, применяя метод итераций для вычисления давления при разных ω, определяются реакции $F_л$. При этом условно будем считать, что эпюра давления газа имеет форму прямоугольника с углом δ_0 и высотой p (см. рис. 3.31). В действительности после нескольких итераций эпюра давления газа будет иметь форму трапеции, а не прямоугольника.

Нормальные составляющие текущего прогиба определяют из формул

$$\delta\varphi_N = -\int_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M'_{KN}M'_{1N}}{EI}d\varphi - \int_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M'_{KJ}M'_{1N}}{EI}d\varphi -$$

$$-\int_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0} \rho_л\frac{M''_{KN}M''_{1N}}{EI}d\varphi - \int_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0} \rho_л\frac{M''_{KJ}M''_{1N}}{EI_1}d\varphi -$$

$$-\int_0^{B^*}\frac{M''_{KN}M''_{1N}}{EI}dy - \int_0^{B^*}\frac{M'''_{KJ}M'''_{1N}}{EI}dy + \int_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_{HN}M_{1N}}{EI}d\varphi +$$

$$+\int_{\delta_0-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_{HJ}M_{1N}}{EI}d\varphi + \int_0^{B_*}\frac{M_{HN}M_{1N}}{EI}dy + \int_0^{B_*}\frac{M_{HJ}M_{1N}}{EI}dy +$$

$$+\int_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M_pM_{1N}}{EI}d\varphi + \int_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_pM_{1N}}{EI}d\varphi + \int_0^{B_*}\frac{M_pM_{1N}}{EI}dy =$$

$$= +A_0(-J_1 - J_2 + J_3) + J_6 + J_7 + K_0(-J_4 + J_8).$$

Здесь

$$I_6 = \int_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} R\frac{M_pM_{1N}}{EI}d\varphi = \frac{RL}{EI}\int_0^{\delta_0-\theta_л-\varphi_0} p\sin^2(\varphi+\varphi_0)\sin\varphi d\varphi$$

— для углов $\varphi_0 \leqslant \delta_0 - \theta_л$;

$$I_7 = \int_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0}\rho_л\frac{M_pM_{1N}}{EI}d\varphi = \frac{\sin\delta_0 RL}{EI_1}\int_{\delta_0-\theta_л-\varphi_0}^{\beta-\varphi_0} p\rho_л \times$$

$$\times\left[\sin\frac{\delta_0}{2} + \rho_л\sin(\varphi+\varphi_0-\delta_0)\right]d\varphi$$

— для углов $\beta \geqslant \varphi_0 > \delta_0 - \theta_л$;

$$I_8 = \int_0^{B_*}\frac{M_pM_{1N}}{EI}dy.$$

4. ГАЗОСТАТИЧЕСКИЕ ПОДВЕСЫ И ГИБРИДНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Газостатические опоры предназначены для подвеса на слое газовой смазки неподвижных или медленно перемещающихся деталей различных изделий, обеспечивающих возвратно-поступательное движение (например, горизонтальных столов различных станков (см. рис. В2, *а*, *б*)) поршней поршневых крейцкопфных компрессоров или детандеров (см. рис. В2, *в*), подвеса вращающихся роторов различных машин перед их пуском или остановкой (см. рис. В3), а также для восприятия в них осевых (см. рис. В4) или радиально-осевых (см. рис. В5) нагрузок. В некоторых конструкциях с вращающимися роторами наддув газа в рабочий зазор от постороннего источника сжатого газа, например компрессора, осуществляется в течение всего периода работы подшипников. В этом случае в подшипниках имеются как газостатическая, так и газодинамическая составляющие несущей способности смазочного газового слоя.

Газостатические и гибридные опоры допускают рабочие зазоры на порядок большие, чем зазоры в газодинамических опорах с жесткими рабочими поверхностями. Это делает их более технологичными при изготовлении и сборке. К достоинствам газостатических подвесов и подшипников относится также то, что они могут нести внешнюю нагрузку, если даже отсутствует относительное движение поверхностей, не допуская контакта между ними. Принципиальным их недостатком является зависимость от внешнего источника сжатого газа, что часто связано с дополнительными капитальными затратами.

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

При расчете газостатических опор обычно бывает необходимо определить несущую способность или жесткость газового смазочного слоя.

Газ при некотором постоянном давлении p_s поступает в газостатическую опору, окруженную средой под давлением p_a. Газостатическую опору любого типа можно для простоты анализа условно представить как сумму четырехугольных элементов-моделей, включающих в себя один (при однорядном наддуве) или два дросселя (при двухрядном наддуве) с постоянным зазором. На рис. 4.1 показан такой элемент, содержащийся в

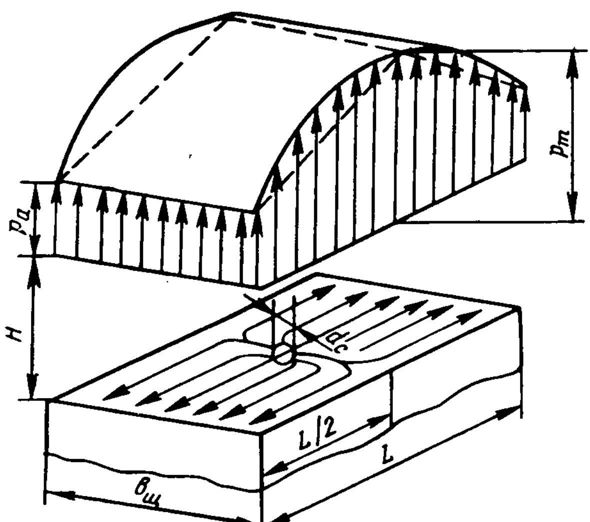


Рис. 4.1. Характер распределения давления газа в элементе-модели дроссель — зазор газостатической опоры

радиальном подшипнике длиной L и шириной $b_щ = \pi D / N_{др}$ с относительным эксцентриситетом $\varepsilon = 0$ (см. рис. В3, *а*). Следует отметить, что дроссель расположен в центре этого элемента. Так как $\varepsilon = 0$, то окружных перетечек газа нет и газ после дросселя течет параллельными струйками вдоль подшипника. Огибающая эпюры распределения давления газа по зазору H подшипника представляет собой параболу. Однако для удобства и упрощения анализа и получения качественной картины удобнее ее заменить линейным распределением (пунктирные прямые), хотя при этом имеет место некоторая погрешность. Течение газа по зазору принимается изотермическим и ламинарным. Для такого одномерного стационарного изотермического ламинарного течения газа по зазору уравнение (1.37) массового расхода газовой смазки в направлении оси OZ после интегрирования будет иметь вид

$$G_Z = 2q_Z b_щ \rho = -\frac{H_m^3 b_щ}{6\mu R_г T_S z_г} p \frac{dp}{dz} = 2\frac{H^3}{12\mu} b_щ \frac{p_m^2 - p_а^2}{2(L/2) R_г T_S z_г}. \quad (4.1)$$

Двойка в этом уравнении указывает на то, что берется полный расход газа по зазору H. Знак минус в окончательном результате опущен, поскольку градиент изменения давления $\partial p / \partial z$ является отрицательной величиной (давление газа падает от центра элемента к его торцам по длине L). Таким образом, имеем

$$G_Z = \frac{H^3 b_щ}{6\mu L R_г T_S z_г} (p_m^2 - p_а^2),$$

или

$$\frac{p_m - p_а}{G_Z} = \frac{6\mu L R_г T_S z_г}{H^3 b_щ (p_m + p_а)} = R_з. \quad (4.2)$$

Здесь $p_m - p_а$ — гидравлическое сопротивление зазора длиной $0{,}5L$.

При установившемся (стационарном) режиме течения массовый расход газа через дроссель равен его расходу через зазор. В связи с этим по аналогии с зависимостью (4.2) можно записать

$$(p_S - p_m)/G_Z = R_{др}. \quad (4.3)$$

По существу, зависимости (4.2) и (4.3) представляют собой удельные гидравлические сопротивления зазора $R_з$ и дросселя $R_{др}$ (гидравлические сопротивления, отнесенные к массовому расходу газа).

Несущую способность элемента зазора можно определить с учетом выражений (4.2) и (4.3) следующим образом:

$$P=\frac{p_m-p_a}{2}\,b_щ L=G_Z R_з\frac{b_щ L}{2}=\frac{p_S-p_a}{R_з+R_{др}}R_з\frac{b_щ L}{2}=$$

$$=(p_S-p_a)\frac{b_щ L}{2}\,\frac{1}{1+R_{др}/R_з}. \qquad (4.4)$$

Из зависимости (4.4) видно, что несущая способность элемента газостатической опоры зависит от разницы давления наддува и окружающей среды, размеров элемента, а также от соотношения между сопротивлениями внешнего и внутреннего ограничителей расхода газа.

Для динамических расчетов определяющей величиной является не несущая способность смазочного слоя, а его жесткость (изменение несущей способности при изменении зазора). Поэтому после дифференцирования зависимости (4.4) получим

$$K=\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}H}=(p_S-p_a)\frac{b_щ L}{2}\left(\frac{1}{1+R_{др}/R_з}\right)\frac{\mathrm{d}\,(R_{др}/R_з)}{\mathrm{d}H}. \qquad (4.5$$

Из последней зависимости видно, что при $R_{др}\to 0$ производная $\mathrm{d}(R_{др}/R_з)/\mathrm{d}H\to 0$ и жесткость газового слоя также стремится к нулю. При $R_{др}/R_з\to\infty$ член $1/(1+R_{др}/R_з)\to 0$ и жесткость газового слоя приближается к нулю. Из этого следует, что существует некоторое оптимальное отношение $R_{др}/R_з$, при котором достигается максимальная жесткость газового слоя элемента газостатической опоры.

Определим теперь несущую способность радиального и двустороннего газостатических осевых кольцевых подшипников, например с одним рядом дросселей при $\varepsilon\neq 0$.

В области малых зазоров $H_н$ гидравлическое сопротивление $R_з$ зазора по длине подшипника растет, отношение $R_{др}/R_з$ уменьшается и общее давление $p_н$ после дросселя автоматически увеличивается по сравнению с аналогичным давлением при $\varepsilon=0$. В области больших зазоров $H_в$ гидравлическое сопротивление $R_з$ зазора по длине подшипника уменьшается, отношение $R_{др}/R_з$ растет и общее давление $p_в$ после дросселя уменьшается по сравнению с таковым давлением при $\varepsilon=0$ (рис. 4.2). Разница давлений $p_н$ и $p_в$ в области наименьшего и наибольшего зазоров, умноженная, например, на L, D для радиального подшипника, дает несущую способность смазочного газового слоя. Аналогичная картина наблюдается для осевого двустороннего подшипника.

Функционирование подшипника при изменении зазора напоминает работу газовой сети (зазор) и источника давления (дроссель) (рис. 4.3). Чтобы несущий газовый слой в газостатической опоре был жестким (упругим) при постоянном давлении наддува, между источником сжатого газа и входом его в рабочий зазор опоры необходим внешний ограничитель расхода

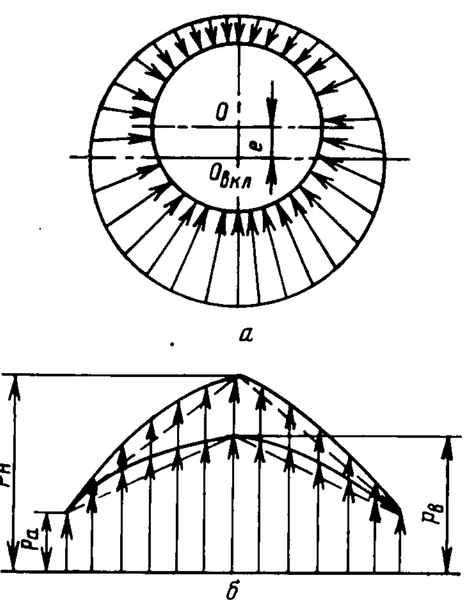


Рис. 4.2. Распределение давления газа в газостатическом радиальном гладком цилиндрическом подшипнике при $\varepsilon \neq 0$ в окружном направлении (*а*) и в плоскости, проходящей через линию центров *OO′* (*б*)

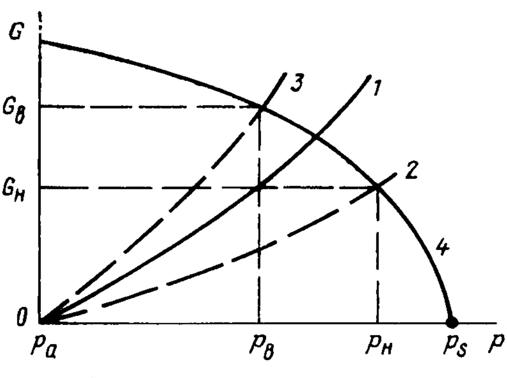


Рис. 4.3. Расход газа через дроссель и зазор:
1 — концентричное расположение цапфы вала относительно вкладыша; *2*, *3* — кривая расхода газа через наименьший и наибольший зазоры соответственно; *4* — расходная характеристика дросселя

(дроссель), представляющий собой определенное сопротивление на пути течения газа в зазор.

Ограничители расхода по принципу создания сопротивления в них можно разделить на три типа: ламинарные, с постоянным сопротивлением, с переменным сопротивлением.

Ламинарные дроссели бывают капиллярные и пористые (рис. 4.4). Капиллярный дроссель с постоянным сопротивлением (см. рис. 4.4, *а*) представляет собой длинную тонкую труб-

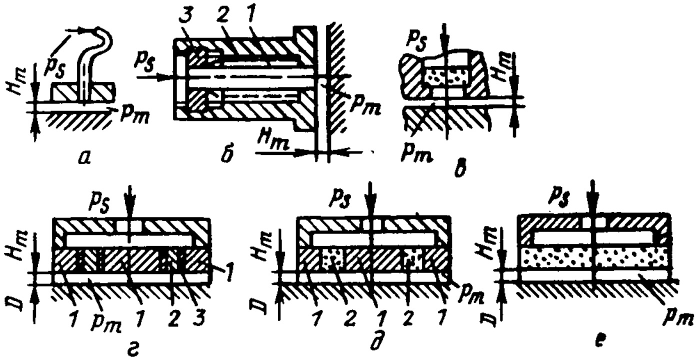


Рис. 4.4. Ламинарные дроссели газостатических опор:
а — капиллярный с постоянным сопротивлением; *б* — капиллярный с переменным сопротивлением; *в* — пористый дисковый; *г* — щелевой с шероховатой поверхностью; *д* — пористый кольцевой; *е* — пористый цилиндрический

ку, которая оказывает сопротивление протекающему по ней газу. Этот дроссель склонен к запиранию потока газа в соплах. Применение его справедливо, когда требуется получить опору с постоянной жесткостью газового слоя в большом диапазоне изменения зазоров. Длина трубки в таких дросселях получается относительно большой, что достаточно сложно обеспечить на практике при большом количестве дросселей. В этом их существенный недостаток. Для некоторой компенсации влияния технологических погрешностей на динамику опоры капилляр делают из эластичной трубки *1* (см. рис. 4.4, *б*), которая поддерживает постоянным расход газа через дроссель и зазор. В таком дросселе с переменным сопротивлением трубка *1* обычно закреплена в корпусе *2* при помощи гайки *3*.

Пористые дроссели имеют форму пористых вставок (см. рис. 4.4, *в*), поверхностей (см. рис. 4.4, *г*), колец (см. рис. 4.4, *д*) или втулок (см. рис. 4.4, *е*).

Течение газа в капиллярных и пористых дросселях ламинарное, так как трение газа в столь узких каналах не позволяет развиться турбулентному потоку. Поэтому такие дроссели получили название ламинарных. Обычно их сопротивление постоянно и не зависит от изменения зазора в опоре. Следовательно, производную $\mathrm{d}(R_{\text{др}}/R_{\text{з}})/\mathrm{d}H$ в формуле (4.5) для них можно записать так

$$\frac{\mathrm{d}\,(R_{\text{др}}/R_{\text{з}})}{\mathrm{d}H} = -\frac{R_{\text{др}}}{R_{\text{з}}^2}\,\frac{\mathrm{d}R_{\text{з}}}{\mathrm{d}H}.$$

Таким образом, жесткость газовой пленки ламинарного ограничителя расхода зависит для данной опоры только от сопротивления течению газа по зазору, которое обратно пропорционально его ширине:

$$K = -(p_S - p_a)\frac{b_щ L}{2}\left(\frac{1}{1+R_{др}/R_з}\right)^2 \frac{R_{др}}{R_з^2}\frac{dR_з}{dH}.$$

Дроссели с постоянным сопротивлением представляют собой сопла, открывающиеся в объем, выполненный в виде кармана (рис. 4.5, *а—е*) или микроканавки (рис. 4.5, *ж*). Сопротивление

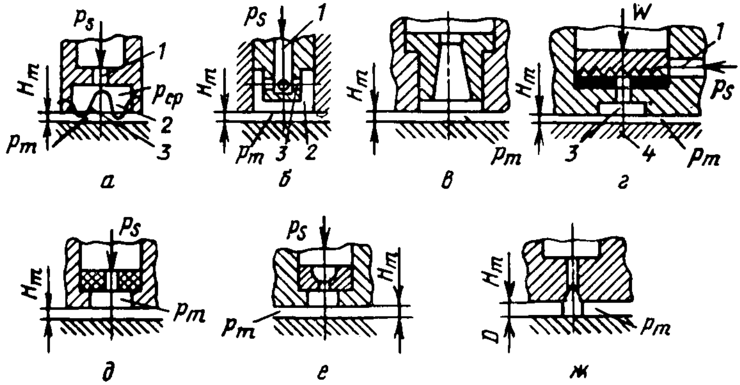


Рис. 4.5. Дроссели газостатических опор с постоянным сопротивлением:

а — с карманом; *б* — с поворотом потока газа; *в* — с соплом Лаваля; *г* — со спиральной подводящей камерой; *д* — с эластичным соплом; *е* — с часовым камнем; *ж* — с микроканавкой

таких дросселей прямо пропорционально расходу газа через них, который зависит от ширины рабочего зазора. Формула (4.5) для таких дросселей имеет вид

$$K = -(p_S - p_a)\frac{b_щ L}{2}\left(\frac{1}{1+R_{др}/R_з}\right)^2\left(-\frac{R_{др}}{R_з}\frac{dR_з}{dH} + \frac{1}{R_з}\frac{dR_{др}}{dG_Z}\frac{dG_Z}{dH}\right). \quad (4.6)$$

Из формулы (4.6) видно, что при всех отношениях $R_{др}/R_з$ опора с дросселями с постоянным сопротивлением имеет бóльшую жесткость, чем опора с ламинарными дросселями. Поскольку после сопла в опоре имеется еще один дроссель (карман или микроканавка), то давление p_m газа на входе в зазор обычно больше давления $p_{ср}$ (см. рис. 4.4, *а*) после сопла, так как при прохождении потока газа через сопло динамическое давление в сечении потока с ламинарным течением уменьшается в результате расширения газа, а при входе в зазор частично преобразуется в статическое.

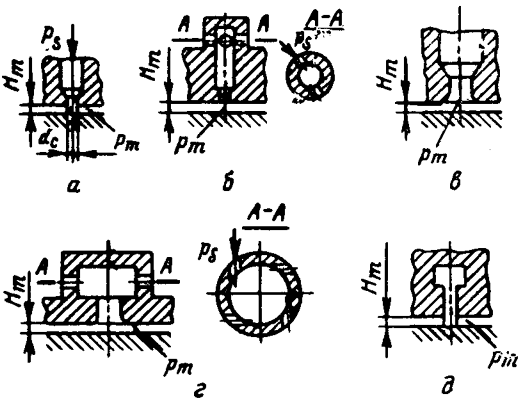


Рис. 4.6. Дроссели газостатических опор с переменным сопротивлением:

а — с кольцевым соплом; *б* — с кольцевым соплом и тангенциальным входом газа в сопло; *в* — с кольцевым соплом и плавным выходом газа из сопла; *г* — с кольцевым соплом, тангенциальным входом и плавным выходом газа из сопла; *д* — с щелевым соплом

Дроссели с переменным сопротивлением (рис. 4.6) автоматически изменяют свое сопротивление при изменении зазора. В них основное сопротивление течению газа оказывают поверхности переменного сечения $\pi d_c H_m$ (см. рис. 4.6, *а—г*) или кольцевые щели (см. рис. 4.6, *д*). Последние ввиду технологических трудностей не нашли широкого практического применения. Такие дроссели еще называют кольцевыми соплами или кольцевыми диафрагмами.

Определяющим параметром любого дросселя является сопротивление течению газа, характеризующееся коэффициентом расхода ξ, являющимся функцией геометрии дросселя и критерия Рейнольдса.

Сопротивление течению газа на входе в зазор в кольцевом сопле (см. рис. 4.6, *а*) влияет на расход газа так же, как и в обычном сопле, установленном в трубе. Обычно выходные кромки у такого дросселя острые, но могут быть и скругленными (см. рис. 4.6, *в*, *г*). Как и в обычном сопле, минимальное сечение потока в кольцевом сопле находится ниже его минимального проходного сечения $\pi d_c H_m$. В таких дросселях динамическое давление снижается меньше, чем в системах с дросселями с постоянным сопротивлением. Это происходит в результате постепенного торможения потока в зазоре опоры, которое приводит к преобразованию значительной части динамического давления в статическое, т. е. при использовании дросселя с переменным сопротивлением потери давления меньше, чем при эксплуатации дросселя с постоянным сопротивлением при одном и том же проходном сечении.

Расход газа через дроссели с переменным сопротивлением может быть определен по известным классическим зависимостям. Так, для опор без карманов

$$G_m = \frac{\pi d_c H_m \xi_c p_S \Phi_m}{\sqrt{R_г T_S z_г}}, \tag{4.7}$$

где Φ_m — безразмерный расход газа через дроссель, равный $\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left(\bar{p}_m^{2/k} - \bar{p}_m^{\frac{k+1}{k}}\right)}$ и $\Phi_{кр}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ соответственно при докритическом и критическом истечении газа; $\bar{p}_m = p_m/p_S$.

В выражении (4.7) при $\mathrm{Re}_c \leqslant 1000$ коэффициент расхода ξ_c, вычисляемый по формуле

$$\xi_c = 0{,}0816 m_c^{0,78} \mathrm{Re}_c^{0,477}, \tag{4.8,а}$$

будет $\leqslant 0{,}5$; при $1000 \leqslant \mathrm{Re}_c \leqslant 10\,000$ формула для его определения имеет вид

$$\xi_c = -2\cdot 10^{-8}\cdot \mathrm{Re}_c^2 + 0{,}142\cdot 10^{-3}\cdot(1{,}56 - m_c)\,\mathrm{Re}_c + 0{,}46\cdot m_c^{0,296} \tag{4.8,б}$$

и $\xi^c \geqslant 0{,}5$, а при $10\,000 \leqslant \mathrm{Re}_c \leqslant 120\,000$ ξ_c принимают равным 0,75—0,85.

Здесь $\mathrm{Re}_c = 4G_m/(\pi d_c \mu)$, а модуль дросселя $m_c = 4H_m/d_c$.

Для опор с карманами

$$G_m = \frac{\pi d_c^2 \xi_к p_S \Phi_m}{\sqrt{\left(1+m_m^2\right) R_г T_S z_г}}, \tag{4.9}$$

где $\xi_к = 0{,}04\,\mathrm{Re}_к^{0,327}/(1 + m_к^2)$; $\mathrm{Re}_к = 4G_m/(\pi d_c \mu)\, m_к = G_m d_c/(\pi d_к H_m \mu)$; $m_к = \frac{d_c^2}{4 d_к H_0}$; $m_m = \frac{d_c^2}{4 d_к H_m}$.

При изменении $\mathrm{Re}_к$ от 10^2 до 10^5 значение $\xi_к$ возрастает от 0,15 до 0,8. При этом модуль дросселя с карманом $m_к$ изменяется в пределах 0,156—0,60. При увеличении Re_c от 10 до $12\cdot 10^4$ значение ξ_c изменяется от 0,06 до 0,8, а m_c от 0,075 до 0,52. Следует отметить, что приведенные интервалы изменения значений $m_к$ и m_c характерны для всех встречающихся на практике дросселей.

Эмпирические зависимости (4.8, *а*) и (4.8, *б*) для вычисления ξ_c получены автором в результате обработки экспериментальных данных. Зависимости (4.9) получены В. Б. Шолоховым для радиальных подшипников с одним рядом дросселей и концентрично ($\varepsilon = 0$) расположенных во вкладышах цапф. Замеренный экспериментально расход газа NG_Z через подшипник подставляли в зависимость (4.1), из которой определяли давление p_m, принимаемое постоянным по ширине щели $b_щ$. Далее расход газа NG_Z и давление p_m подставляли либо в зависимость (4.7), либо в выражение (4.9) и определяли коэффициент расхода ξ_c или $\xi_к$.

В действительности текущее давление газа p_m' по ширине зазора $b_щ$ непостоянно: оно повышено ($p_m' > p_m$) в зоне расположения дросселя и понижено ($p_m' < p_m$) на границе соседних участков (рис. 4.7). Обычно это учитывается введением поправочных коэффициентов.

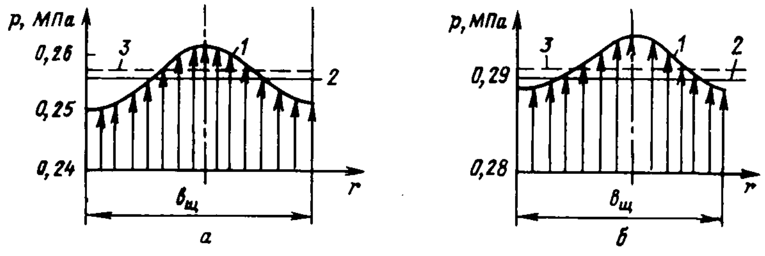


Рис. 4.7. Распределение давления в плоскости расположения дросселя газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей при $D=L=25$ мм; $N_{др}=8$; $H_0=30{,}25$ мкм; $d_c=0{,}55$ мм; $\varepsilon=0$:

а — $p_S=0{,}784$ МПа; *б* — $p_S=0{,}98$ МПа; *1* — распределение текущего давления p_m'; *2, 3* — усредненное по ширине зазора давление p_m, вычисленное по зависимости (4.15) и (4.14) соответственно

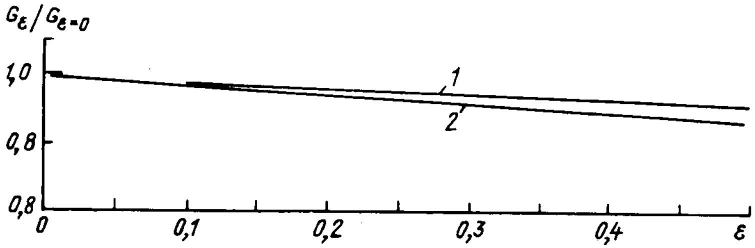


Рис. 4.8. Зависимость относительного расхода воздуха через газостатический радиальный гладкий цилиндрический подшипник с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» от относительного эксцентриситета ε при $D=0{,}03$ м, $L=0{,}03$ м, $N_{др}=8$, $N_p=1$, $d_c=0{,}5$ мм:

1 — H_0—50 мкм, $p_S=0{,}588$ МПа; *2* — $H_0=31$ мкм, $p_S=0{,}686$ МПа (G_ε и $G_{\varepsilon=0}$ — расход газа через подшипник при $\varepsilon \neq 0$ и $\varepsilon=0$ соответственно)

На рис. 4.8 показано изменение относительного расхода газа в зависимости от относительного эксцентриситета ε для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей типа кольцевого сопла. Видно, что с увеличением ε до 0,6 и уменьшением толщины радиального зазора H_0 относительный расход газа через подшипник уменьшается на 5—7% по сравнению с расходом газа в подшипнике с концентричным положением вала ($\varepsilon=0$). Причем, чем меньше H_0, тем больше это отклонение. Связано это с уменьшением среднего значения коэффициента расхода газа по всему подшипнику из-за снижения числа Рейнольдса в области малых зазоров при практически постоянном его значении в области больших зазоров.

4.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕКУЩЕГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРЕ ГАЗОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ

Давление газа p_m после дросселя в зазоре газостатической опоры влияет на точность расчета несущей способности смазочного газового слоя опоры. Качественно это хорошо отражает приближенная зависимость (4.4), в которую неявно входит p_m. Методика определения давления p_m зависит от типа опоры и может быть общей для цилиндрических радиальных и конических подшипников, сегментных радиальных подшипников, осевых плоских подшипников, плоских направляющих опор.

4.2.1. Радиальные цилиндрические и конические подшипники

Характерной особенностью цилиндрических радиальных подшипников (см. рис. В3) является наличие в них при $\varepsilon \neq 0$ рабочего зазора клиновой формы, что приводит к неодинаковому давлению p_m после каждого дросселя из-за перетечек газа в окружном направлении по зазору подшипника. При $\varepsilon \neq 0$ газостатический радиальный подшипник нельзя представить как сумму одинаковых прямоугольных элементов шириной $b_щ = \pi D/N_{др}$, так как из-за перетекания газа в окружном направлении из одного элемента в другой в каждом элементе будут разными не только средние зазоры, но и зазоры по ширине элемента $b_щ$.

В многочисленных экспериментах установлено, что в рабочем зазоре между соседними дросселями имеются области с минимальным давлением, которые при $\varepsilon \neq 0$ расположены вблизи дросселя с бóльшим зазором. Это, например, хорошо видно из рис. 4.9, где изображены поля давлений газа в зазоре радиаль-

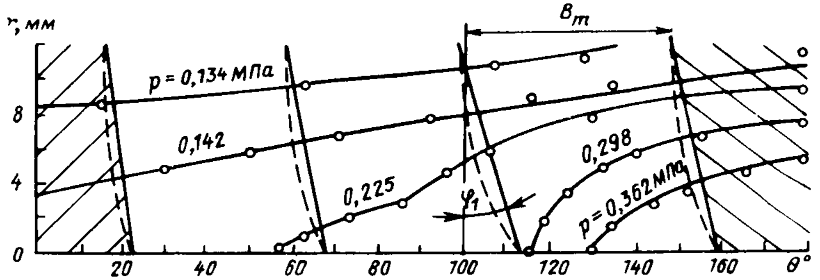


Рис. 4.9. Экспериментальные поля давления газа в зазоре газостатического цилиндрического радиального подшипника с одним рядом дросселей при изменении угла θ от 0 до 180° при $D = L = 24$ мм; $d_c = 0{,}5$ мм; $N_{др} = 8$; $H_0 = 20$ мкм; $\varepsilon = 0{,}65$; $p_s = 0{,}686$ МПа

ного подшипника с одним рядом дросселей в окружном направлении при изменении угла θ. Пунктиром проведены кривые, соединяющие точки с минимальным давлением между областями элементов зазоров, по которым газ течет только из одного дросселя. При расчетах эти кривые условно считают прямыми линиями. Из рис. 4.9 видно, что в зоне малых зазоров (заштрихованная область вблизи $\theta=180°$) условный канал, по которому газ течет в зазоре после дросселя, имеет диффузорную форму по направлению к торцу подшипника, а в зоне больших зазоров (заштрихованная область вблизи $\theta=0°$) — конфузорную форму. На наш взгляд, диффузорная форма канала объясняется наличием большой окружной составляющей скорости течения газа, направленной в сторону большего зазора, а конфузорная — перемещением массы газа из области малых зазоров с большим давлением в область больших зазоров с низким давлением. В плоскости расположения дросселей между соседними дросселями имеется точка, в которой производная $\partial p_m/\partial\theta=0$ (рис. 4.10).

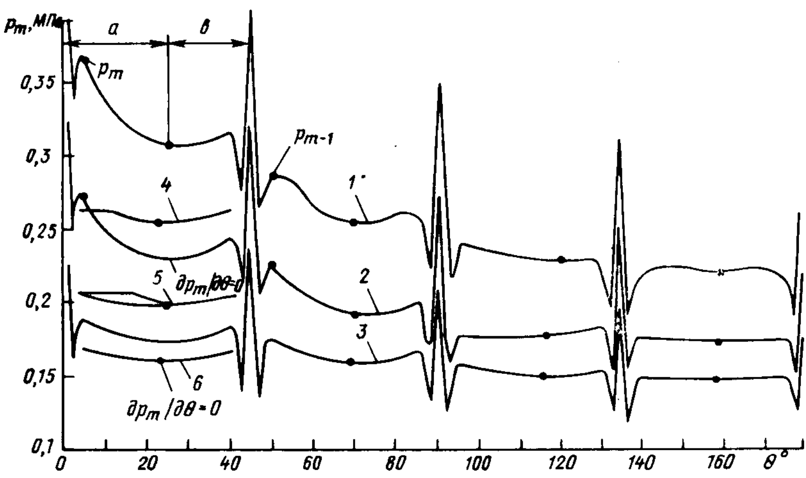


Рис. 4.10. Экспериментальное распределение давления газа в рабочем зазоре в плоскости расположения дросселей газостатического радиального цилиндрического подшипника с двумя рядами дросселей типа «кольцевое сопло» (см. рис. 4.6, *а*) ($D=25$ мм; $L=0{,}04$ м, $l=0{,}01$ м, $N_{\text{др}}=8$, $N_p=2$, $d_c=0{,}326$ мм, $H_0=28{,}25$ мкм, $p_a=0{,}098$ МПа) при ε, равном 0,5 (*1—3*) и (*4—6*); p_s, равном 0,686 (*1*, *4*) 0,392 (*2*, *5*) и 0,245 МПа (*3*, *6*)

Таким образом, в радиальном подшипнике течение газа по зазору B_m переменной ширины при $\varepsilon\neq0$ происходит в области, где $\partial p/\partial\theta=0$.

Сложный двумерный характер течения газа по зазору при $\varepsilon\neq0$ можно условно заменить более простым одномерным, проведя следующие рассуждения и приняв определенные допущения. Во-первых, предположим, что линии тока между элементами дроссель — зазор характеризуются производной $\partial p/\partial\theta=0$ и являются прямыми линиями, направленными под некоторым постоянным углом φ_1 к продольной оси подшипника (см. рис. 4.9). Во-вторых, будем считать, что масса газа в каком-то единичном объеме в зазоре после дросселя сдвигается в осевом направлении под действием перепада давлений $\Delta p=\frac{p_m-p_{m-1}}{2}-p_а$.

Приближенно можно считать, что сила, сдвигающая объем газа в окружном направлении, пропорциональна Δp_m, в осевом — Δp, а их отношение равно тангенсу угла φ_1 между ними. Тогда получим следующую зависимость:

$$\operatorname{tg}\varphi_1=\frac{H_{ср}L\,[(p_{m-1}-p_а)-(p_{m-1}-p_а)]\,N_{др}}{4H_{ср}\pi D\,[0{,}5\,(p_m+p_{m-1})-p_а]}=$$

$$=\frac{LN\,(1-H_{m-1}/H_m)}{2\pi D\left(1+\dfrac{H_{m-1}}{H_m}\right)}=\frac{LN_{др}\varepsilon\,(1-\cos\,\delta)}{4\pi D\,[1+0{,}5\varepsilon\,(1+\cos\delta)]} \qquad (4.10)$$

В этом выражении $H_{ср}$ — средняя толщина зазора в элементе подшипника, ограниченном одним дросселем.

Приняв условно, что линии тока в области, где $\partial p/\partial\theta=0$, направлены под углом φ_1 к продольной оси подшипника, течение газа по зазору можно представить как одномерное по эквивалентной щели B_m (см. рис. 4.9), сужающейся к торцам вкладыша подшипника в зоне наибольшего зазора $H_в$ и расширяющейся в зоне наименьшего зазора $H_н$:

$$B_в=2a-0{,}5L\operatorname{tg}\varphi_1=\frac{\pi D}{N_{др}}(K_в-0{,}5K_\varphi)=\frac{\pi D}{N_{др}}K_1, \qquad (4.11)$$

$$B_н=2b+L\operatorname{tg}\varphi_1=\frac{\pi D}{N_{др}}(K_н+K_\varphi)=\frac{\pi D}{N_{др}}K_2,$$

где a и b — см. на рис. 4.7, причем $a+b=\pi D/N_{др}$; а поправочные коэффициенты определяют по формулам

$$K_н=\frac{2}{1+[(1+\varepsilon\cos\delta)/(1+\varepsilon)]^{2,5}};$$

$$K_в=\frac{2}{1+[(1+\varepsilon)/(1+\varepsilon\cos\delta)]^{2,5}};$$

$$K_\varphi=0{,}125\left(\frac{LN_{др}}{\pi D}\right)^2\frac{\varepsilon\,(1-\cos\delta)}{1+0{,}5\varepsilon\,(1+\cos\delta)};$$

$$K_1=K_в-0{,}5K_\varphi;$$

$$K_2=K_н+K_\varphi.$$

Приведенные в формулах (4.11) величины a и b связаны с толщинами H_{m-1} и H_m в зоне расположения дросселей следующей эмпирической зависимостью:

$$\frac{b}{a}=\left(\frac{H_{m-1}}{H_m}\right)^{2,5}=\left(\frac{1+\varepsilon}{1+\varepsilon\cos\delta}\right)^{2,5}=\frac{\pi D K_н/N_{др}}{\pi D K_в/N_{др}}=\frac{K_н}{K_в},$$

полученной в результате обработки экспериментальных кривых при $0{,}5<L/D\leqslant 1$. При $L/D>1$ следует считать $K_н=K_в=1$.

Таким образом, нахождение давления p_m после дросселя в зазоре расчетным путем значительно упрощается при замене двумерного течения газа по зазору одномерным введением поправочных коэффициентов $K_н$, $K_в$, K_φ.

Из уравнения (4.1) для зазора имеем

$$p\,\mathrm{d}p=-\frac{6\mu G_Z R_г T_S z_г}{B_m H_m^3}\,\mathrm{d}r. \tag{4.12}$$

Среднее давление p_m' газа в зазоре после дросселя может быть определено после интегрирования уравнения (4.12):

$$\int\limits_{p_m'}^{p_{rm}} p\,\mathrm{d}p=-\frac{6\mu G_m R_г T_S z_г}{B_m H_m^3}\int\limits_A^r \mathrm{d}r, \tag{4.13}$$

где p_{rm} — текущее давление газа на расстоянии r от дросселя; G_m — расход газа через один дроссель, равный G_Z; A — координата линии расположения дросселей (табл. 4.1).

Решение уравнения (4.13) для плоскости подачи газа в газостатическом подшипнике при $p_{rm}=p_а$ и $r=0{,}5\,L$ имеет вид

$$p_m'=\sqrt{p_а^2+\frac{12\mu G_m R_г T_S z_г}{C_m H_m^3}}=$$

$$=p_S\sqrt{\bar{p}_а^2+\frac{\Phi_m}{\bar{B}_m\left[\varkappa_m\chi_m\left(\bar{p}_m'^2-\bar{p}_а^2\right)+2\left(a_m-3{,}28\chi_m\Phi_m\right)\right]}}, \tag{4.14}$$

где C_m — коэффициент (см. табл. 4.1); $B_m=\chi_m/\delta_m$; $\chi_m=A_p H_m$; $\delta_m=1{,}06784-1{,}5232\,m_c$; $A_p=10^{-3}p_S/(\mu\sqrt{R_г T_S z_г})$; $\varkappa_m=A_m C_m H_m$; $A_m=\dfrac{2p_S}{3\pi d_c\mu\sqrt{R_г T_S z_г}}$; $a_m=1{,}057-1{,}86m_c$.

Если теперь подставить в зависимость (4.14), например, следующие параметры подшипника: $P=L=25$ мм, $N_{др}=8$, $H_0=30{,}25$ мкм, $d_c=0{,}55$ мм, то получим среднее давление p_m' (см. рис. 4.7, линии 3), которое как при $\varepsilon=0$, так и при $\varepsilon\neq0$ больше действительного среднего давления p_m. Это говорит о том, что в расчетах нами не учтен еще какой-то фактор, влияющий на величину давления p_m'. Этим фактором является влияние конечности числа дросселей, выражающееся на экспе-

Таблица 4.1

Коэффициенты, используемые при расчетах газостатических подшипников

Тип подшипника	Расположение дросселей	Коэффициент B_m в формуле (4.12)	Граничное условие A	Граничное условие r	Коэффициент B_L в формуле (4.16)	Коэффициент C_m в формуле (4.14)
Радиальный цилиндрический (см. рис. В3, *а*)	Однорядное (см. рис. В3, *а*)	$\pi D K_{1,2}/N_{др}$	0	0	r/l	$2\pi D K_{1,2}/L N_{др}$
	Двухрядное (рис. В3, *а*)	$\pi D K_{1,2}/2N_{др}$	0	0	r/l	$\pi D K_{1,2}/21 N_{др}$
Радиальный сегментный (см. рис. В3, *ж—з*)	С одним отверстием (рис. 4.14, *г*)	$\pi H^m K_{1,2}/2tr\text{-}\ln(L/r_c)$	R_b	R_b	$\ln(r/l)$	$2\pi K_{1,2}/\ln(R_в r_0)$
	Однорядное (рис. 4.14 *а*)	$D(\beta-2\xi)\times$ $\times K_{1,2}/2(N_{др}-1)$	0	0	r/l	$DK_{1,2}(\beta-2\xi)/$ $/L(N_{др}-1)$
	Двухрядное (рис. 4.14, *б*)		0	0	r/l	$DK_{1,2}(\beta-2\xi)/$ $/41(N_{др}-1)$
	Контурное (рис. 4.14 *в*)		0	0	r/l	$DK_{1,2}(\beta-2\xi)/$ $/41(N_{др}-1)$
Радиальный цилиндрический неполноохватывающий (см. рис. В3, *b—e*)	Однорядное	$D(\beta-2\xi)\times$ $\times K_{1,2}/2(N_{др}-1)$	0	0	r/l	$DK_{1,2}(\beta-2\xi)/$ $/L(N_{др}-1)$
	Двухрядное		0	0	r/l	$DK_{1,2}(\beta-2\xi)/$ $41(N_{др}-1)$
Осевой кольцевой (см рис. В4, *а*)	Однорядное, диффузорный участок	$2\pi r/N_{др}$	R_b	R_b	$\frac{\ln r/R_{ср}}{\ln R_b/R_{ср}}$	$2\pi/N_{др}\ln(R_в/R_{ср})$
	Однорядное, конфузорный участок	$2\pi r/N_{др}$	$R_{ср}$	$R_н$	$\frac{\ln r/R_{ср}}{\ln R_н/R_{ср}}$	$2\pi/N_{др}\ln(R_{ср}/R_н)$
	Двухрядное, диффузорный участок	$\pi r/N_{др}$	R_1	R_1	$\frac{\ln r/R_1}{\ln R_b/R_1}$	$\pi/2N_{др}\ln(R_1/R_в)$
	Двухрядное, конфузорный участок	$\pi r/N_{др}$	$R_н$	R_2	$\frac{\ln r/R_2}{\ln R_н/R_2}$	$\pi/2N_{др}\ln(R_в/R_{ср})$
Осевой дисковый (см. рис. В4, *в—г*)	Однорядное, диффузорный участок	$2\pi r/N_{др}$	R_b	$R_{ср}$	$\frac{\ln r/R_{ср}}{\ln R_b/R_{ср}}$	$2\pi/N_{др}\ln(R_в/R_{ср})$
	С одним отверстием	$2\pi r$	R_b	$R_{ср}$	$\ln(r/R_b)$	$2\pi/\ln(R_в/R_{ср})$

риментальных кривых давлений в виде «всплесков» давления газа в зонах расположения дросселей (рис. 4.10). Это влияние учтено А. И. Сноповым с помощью коэффициентов k_1 и k_0, на которые умножается давление p_m', определяемое из зависимости (4.14):

$$p_m = k_1 k_0 p_m', \tag{4.15}$$

где $k_1 = \operatorname{th}\lambda_1/\lambda_1$ — в подшипниках с одним рядом дросселей и $\operatorname{th}(\lambda - 2\lambda_1)/(\lambda - 2\lambda_1)$ в подшипниках с двумя рядами дросселей; $\lambda_1 = l/D$; $\lambda = L/D$ — в радиальных подшипниках и $\lambda = \ln(R_в/R_н)$; $\lambda_1 = \ln(R_в/R_{ср})$; $\ln(R_в/R_1) = \ln(R_2/R_н)$ — в осевых подшипниках.

Формула для вычисления коэффициента k_0 имеет вид

$$k_0 = \frac{1 - \dfrac{1}{q}\dfrac{dq}{d\bar{p}_{m0}^2}\left(\bar{p}_{m0}^2 - \bar{p}_a^2\right)}{\dfrac{2\lambda_1 \operatorname{ch}\lambda}{\operatorname{sh}2\lambda_1 \operatorname{ch}(\lambda - 2\lambda_1)} - \dfrac{1}{q}\dfrac{dq}{d\bar{p}_{m0}^2}\left(\bar{p}_{m0}^2 - \bar{p}_a^2\right)},$$

где

$$q = \Phi_{m0}\sqrt{\frac{1}{k}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k+1}{k-1}\right)}};$$

$$\frac{dq}{d\bar{p}_{m0}^2} = \frac{\bar{p}_{m0}^{(k-1)/k}\left[\bar{p}_{m0}^{(k-1)/k} - 0{,}5\,(k+1)\right]}{\Phi_{кр}\Phi_{m0}\sqrt{k^2 - k}}.$$

Скорректированное с помощью коэффициентов k_1 и k_0 давление p_m практически совпадает с действительным средним давлением (см. рис. 4.7, линии *2*).

Из зависимости (4.13) с учетом (4.15) можно получить также текущее давление p_{rm} газа в зазоре на расстоянии r от плоскости подачи газа через дроссели:

$$p_{rm} = p_m\sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_m'}\right)^2\right] B_L}, \tag{4.16}$$

где B_L — коэффициент, определяемый из табл. 4.1; p_m — давление, вычисляемое по формуле (4.15).

Анализ экспериментальных данных показал, что в окружном направлении газостатического радиального гладкого цилиндрического (рис. В3, *а*) и конического (рис. В5, *а*) подшипников при установившемся течении газа разность давлений газа $p_{rн} - p_{rв}$ (рис. 4.11) в диаметрально противоположных зазорах $H_н$ и $H_в$ в любой плоскости, перпендикулярной оси подшипника, с достаточной для практических расчетов точностью можно условно принять изменяющейся по закону изменения косинуса (см. рис. 4.11, *г*). В связи с этим для радиального цилиндрического или конического подшипников текущее давление p газа в точке зазора, отстоящей на расстоянии r от пло-

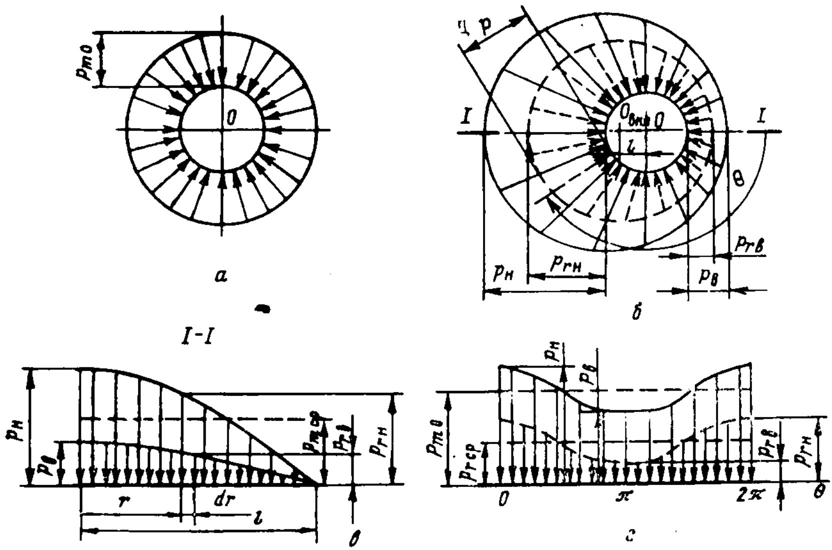


Рис. 4.11. Модель распределения давления газа в зазоре газостатического радиального цилиндрического подшипника с дросселем типа «кольцевое сопло»:

а — при $\varepsilon=0$ в плоскости расположения дросселей; *б* — при $\varepsilon\neq0$ в плоскости расположения дросселей (окружность, проведенная сплошной линией) или на расстоянии r от дросселей (окружность, проведенная пунктиром); *в* — по длине подшипника в плоскости, проходящей через линию центров OO_1; *г* — развертка рис. 4.8, *б* на плоскость

скости, проведенной через дроссели, и на угол θ от линии эксцентриситета, можно выразить через среднее давление $p_{r\text{ср}}$ и разность давлений $p_{r\text{н}}-p_{r\text{в}}$:

$$p=p_{r\text{ср}}+0{,}5(p_{r\text{н}}-p_{r\text{в}})\cos\theta, \qquad (4.17)$$

где $p_{r\text{ср}}=0{,}5(p_{r\text{н}}+p_{r\text{в}})$; $p_{r\text{н}}$ и $p_{r\text{в}}$ определяются по формуле (4.16) для зазоров $H_\text{н}$ и $H_\text{в}$ (см. рис. В3, *а*).

В некоторых устройствах, например в турбодетандерах низкотемпературных установок, от момента начала работы (пуска) до установившегося режима работы (рабочий режим) температура газа, поступающего в подшипники, изменяется в широком диапазоне. На рис. 4.12, 4.13 показано влияние изменения температуры $T_в$ поступающего газа на его давление в зазоре при разных ε для газостатического радиального цилиндрического подшипника с дросселем типа «кольцевое сопло», характеризующегося следующими геометрическими размерами и параметрами воздуха: $p_\text{а}=0{,}098$ МПа; $N_\text{др}=8$; $N_\text{р}=1$; $d_\text{с}=0{,}326$ мм; $D=25$ мм; $L=50$ мм; $l=25$ мм; $H_0=35$ мкм; $p_в=0{,}245\ldots0{,}395$ МПа; $T_в=80\ldots450$ К; $\varepsilon=0\ldots0{,}95$.

Из рис. 4.12, *а* видно, что давление p_{0m} газа в зазоре значительно зависит от температуры $T_в$ при $p_в=\text{const}$. Эта тенден-

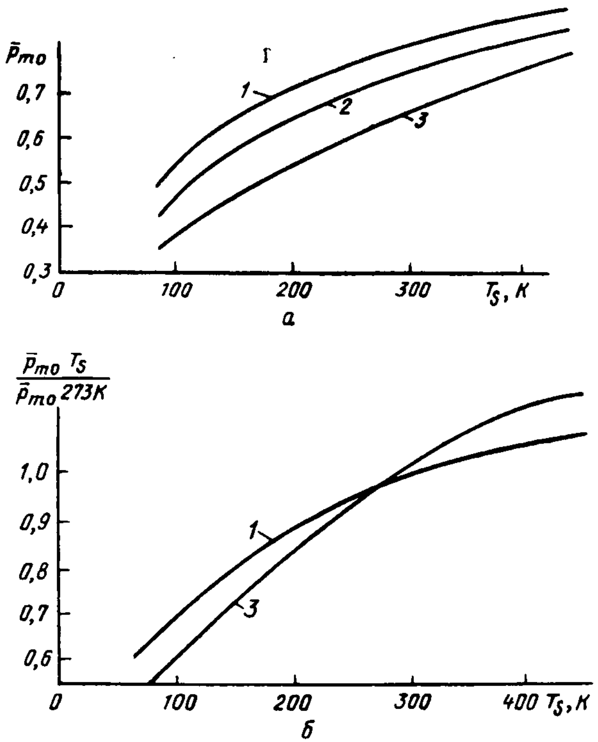


Рис. 4.12. Зависимость давления $\bar{p}_{m0}$ (*а*) и отношения $p_{m0 T_S}/p_{m0 273}$ (*б*) от температуры воздуха T_S при P_S, равном 0,245 (*1*), 0,295 (*2*) и 0,395 МПа (*3*)

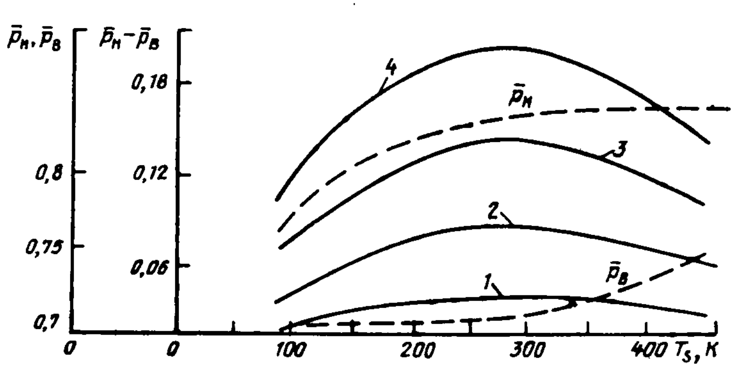


Рис. 4.13. Зависимость давлений $\bar{p}_н$ и $\bar{p}_в$ при $\varepsilon=0{,}3$ (пунктирные кривые), а также их разницы $\bar{p}_н - \bar{p}_в$ при ε, равном 0,1 (*1*), 0,2 (*2*), 0,3 (*3*), 0,4 (*4*) и $p_в=0{,}495$ МПа

ция особенно проявляется в области низких температур (см. рис. 4.12, *б*). Так, давление p_{m0} газа при 85 К и p_B=0,395 МПа составляет всего 55% от давления p_{m0} при 273 К. В области температур выше 273 К эта зависимость выражается слабее. Например, при 450 К давление возрастает всего на 18% по сравнению с давлением $\bar{p}_{m0}$ при 273 К.

Для наибольших и наименьших зазоров характер изменения давлений $\bar{p}_в$ и $\bar{p}_н$ (рис. 4.13, пунктирные кривые) разный при одинаковом изменении температуры T_S, хотя оба эти давления с ростом T_S монотонно увеличиваются, что следует из зависимости (4.12) после взятия интервалов от $\bar{p}_в$ или $\bar{p}_н$ до $\bar{p}_а$.

Разный характер изменения давлений $\bar{p}_в$ и $\bar{p}_н$ с ростом T_S в итоге приводит сначала к росту разницы $\bar{p}_н - \bar{p}_в$, а затем к ее уменьшению. Неодинаковое изменение давлений $\bar{p}_в$ и $\bar{p}_н$ объясняется разными потерями на трение газа в больших и малых зазорах: с ростом T_S потери давления газа в малых зазорах увеличиваются быстрее, чем в больших и, следовательно, противодавление $\bar{p}_н$ и $\bar{p}_в$ перед зазорами при одинаковом $\bar{p}_а$ будет разным.

Падение давлений газа $\bar{p}_{m0}$, $\bar{p}_н$, $\bar{p}_в$ при уменьшении T_S можно объяснить так: с уменьшением T_S увеличивается расход газа через дроссель, что приводит к снижению давлений $\bar{p}_{m0}$, $\bar{p}_н$, $\bar{p}_в$ (см. формулу (4.12)), уменьшению сопротивления течению газа по зазору и увеличению сопротивления течению газа через дроссель. Разница давлений $\bar{p}_н - \bar{p}_в$ непосредственно входит в формулу статической несущей способности газостатического подшипника и имеет максимум, абсолютная величина которого тем выше, чем больше ε. Наличие максимума объясняется разным характером изменения кривых $\bar{p}_н$ и $\bar{p}_в$ (см. рис. 4.13).

Отмеченную тенденцию изменения давлений $\bar{p}_{m0}$, $\bar{p}_н$, $\bar{p}_в$ от температуры T_s необходимо учитывать при моделировании работы агрегатов, так как положение оси вращения ротора по отношению к продольной оси вкладыша подшипника будет непрерывно изменяться при изменении температуры газа. Кроме того, при этом могут возникнуть неустойчивые режимы работы подшипника. Как видно из рис. 4.13, статическая жесткость газового слоя может быть равна нулю.

Из анализа кривых распределения давления газа в зазоре также следует, что в зоне расположения дросселей образуется область с пониженным давлением (см. рис. 4.10) вследствие возникновения в зазоре прямых или косых скачков уплотнения и инерционности течения газа. В этих зонах поток газа турбулентный. Относительное влияние турбулентных зон при

$L/d_c > 50$ на статические и динамические характеристики подшипников незначительно. Однако с уменьшением L/d_c зона, охваченная турбулентным потоком, начинает влиять на предельную частоту вращения ротора в силу уменьшения части длины подшипника с ламинарным течением газа. При этом следует помнить, что уравнение (1.39) газовой смазки справедливо только для ламинарного течения газа.

4.2.2. Радиальные подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами и неполноохватывающие подшипники

В настоящее время на практике применяются радиальные цилиндрические подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами четырех типов: с однорядным наддувом (рис. 4.14, *а*), с двухрядным наддувом (рис. 4.14, *б*), с контур-

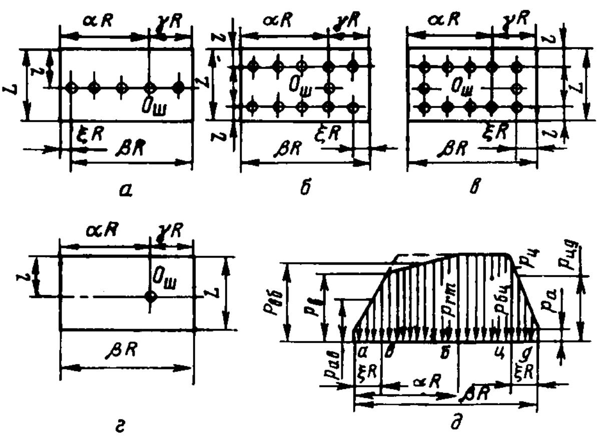


Рис. 4.14. Развертка на плоскость рабочей поверхности газостатического радиального цилиндрического подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами при однорядном (*а*), двухрядном (*б*), контурном наддуве (*в*) и при наддуве через один дроссель (*г*)

ным наддувом (рис. 4.14, *в*) и с наддувом через одно отверстие (рис. 4.14, *г*).

Исследовали подшипник с геометрическими размерами: $H_ш = 15$ мм, $D = 47{,}87$ мм, $L = 34$ мм, $D_c = 0{,}5$ мм, $H_0 = 20$ мкм, $\xi = 11°$, $\alpha = 72°$, $\beta = 116°$, $N_{др} = 5$ при $p_в = 0{,}315$ МПа и $p_а = 0{,}098$ МПа.

На основании анализа экспериментальных данных кривые истинного изменения давления газа в зазоре сегмента подшипника (рис. 4.15, сплошные линии) можно заменить ломаной линией *авбцд* или *ABCD* и получить расчетную модель распределения давления газа в зазоре подшипника. Как будет пока-

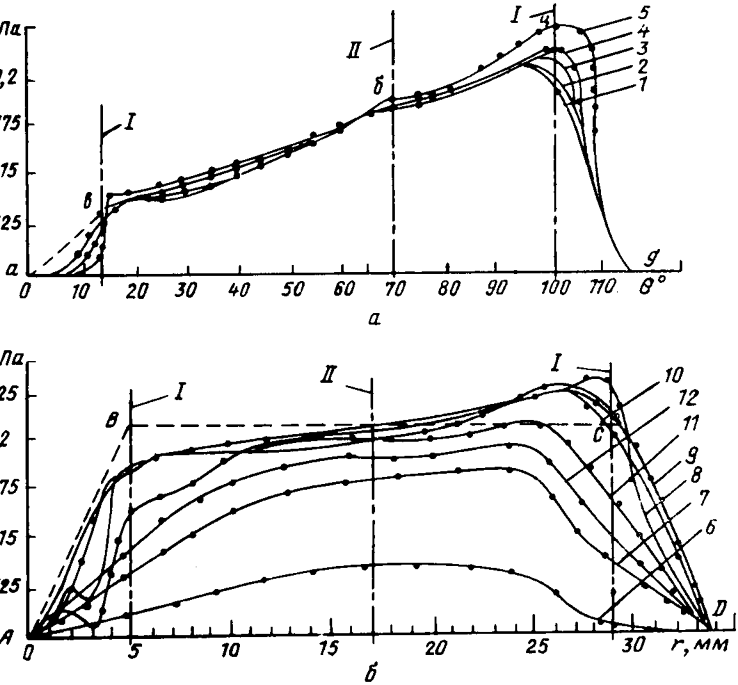


Рис. 4.15. Изменение давления воздуха при $p_{в}$=0,315 МПа в рабочем зазоре сегмента газостатического радиального подшипника в окружном направлении (*а*) при расстоянии *r* от края вкладыша до точки замера давления *p*, равном 14 (*1*), 17 (*2*), 18 (*3*), 19 (*4*) и 21 мм (*5*), а также вдоль продольной оси вала (*б*) при θ, равном 110 (*6*), 105 (*7*), 100 (*8*), 95 (*9*); 90 (*10*), 85 (*11*) и 80° (*12*):

I — продольные оси крайних отверстий наддува воздуха, *II* — продольная ось опоры сегмента

зано дальше, такое допущение практически не сказывается на точности определения несущей способности и жесткости подшипника. Принятые модели эпюр распределения давления газа в окружном и продольном направлении показаны на рис. 4.16.

Особо следует проанализировать характер течения газа в зоне зазоров $H_в$ и $H_ц$ (рис. 4.17), отмеченных на рис. 4.15 точками *в* и *ц*. Если, например, истечение газа происходит при однорядном наддуве, то линии тока газа в зазоре, окружающем последний дроссель, условно принимают в виде кривых, пока-

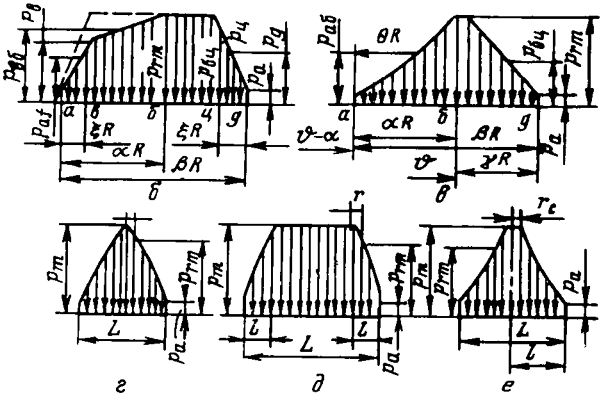


Рис. 4.16. Модель эпюры давления газа в зазоре газостатического радиального цилиндрического подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами соответственно в окружном и продольном направлении при однорядном наддуве (*а*, *г*), двухрядном или контурном наддуве (*б*, *д*) и при наддуве через один дроссель (*в*, *е*)

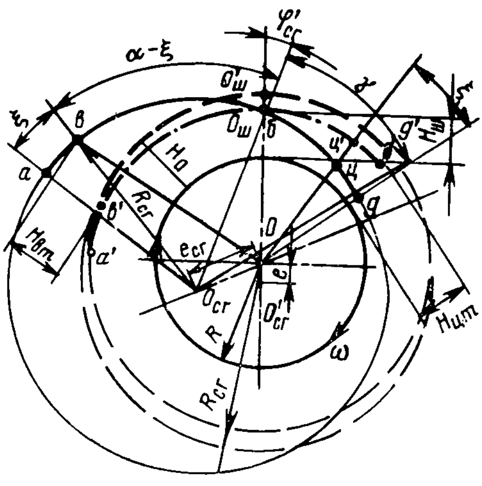


Рис. 4.17. Схема образования рабочих зазоров в радиальном подшипнике с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

занных на рис. 4.18, *а* и охватывающих 3/4 окружности. То же самое принимают при контурном или двухрядном наддуве (рис. 4.18, *б*). В связи с этим для упрощения расчетов крайних дросселей при любом типе наддува в газостатическом ра-

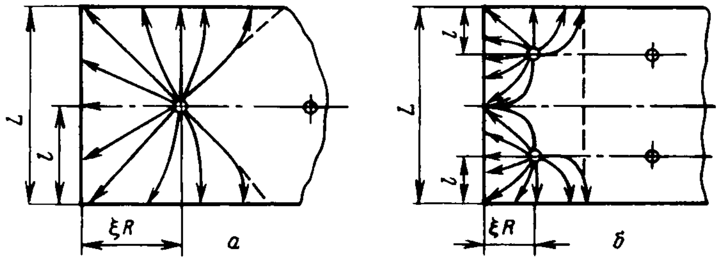


Рис. 4.18. Модель линий тока газа в зазоре после дросселей со стороны входной (см. рис. 4.17, точка *а*) и выходной (см. рис. 4.17, точка *а*) кромок сегмента:

а — для однорядного наддува; *б* — для контурного или двухрядного наддува

диальном сегментном подшипнике формулу расхода (4.7) для кольцевого сопла через один дроссель представим соответственно для зон с точками *в* и *ц* (см. рис. 4.15) в виде

$$G_{m_в}=\frac{(3/4)\,\xi_c p_S \Phi_{m_b} F_{др}}{\sqrt{R_г T_S z_г}};\qquad G_{m_ц}=\frac{(3/4)\,\xi_c p_S \Phi_{m_ц} F_{др}}{\sqrt{R_г T_S z_г}}, \tag{4.18}$$

или с учетом зависимости (4.14)

$$G_{m_b}=\frac{3}{4}\,\frac{2\pi H^2_{m_b} p_S^2\left(\bar p^2_{m_b}-\bar p_а^2\right)}{12\mu R_г T_S \ln\left[(\xi R+l)/d_c\right]}=\left(\bar p^2_{m_b}-\bar p_а^2\right)\frac{p_S^2 H^3_{m_b} C_m}{12\mu R_г T_S};\qquad G_{m_ц}=\frac{3}{4}\,\frac{2\pi H^3_{m_ц} p_S^2\left(\bar p^2_{m_ц}-\bar p_а^2\right)}{12\mu R_г T_S \ln\left[(\xi R+l)/d_c\right]}=\left(\bar p^2_{m_ц}-\bar p_а^2\right)\frac{p_S^2 H^3_{m_ц} C_m}{12\mu R_г T_S}, \tag{4.19}$$

где $C_m=\frac{3\pi}{2\ln\left[(\xi R+l)/d_c\right]}$ для угловых дросселей при любом типе наддува.

Принято также, что разворот сегмента на угол $\varphi_{сг}'$ относительно продольной оси его опоры не влияет на поправочные коэффициенты K_1 и K_2 для зазора $H_ш$ в зоне расположения шаровой опоры сегмента.

Хотя действительное распределение давления газа в зазоре отличается от линейного, принятие упрощающей его линейной интерпретации (см. рис. 4.15, ломаная линия *авбцд* или *ABCD*) по длине L и углу θ не вносит большой погрешности (но значительно упрощает расчеты) при определении главного вектора сил давления газа. Обычно погрешность не превышает 8—10%, что совпадает также с теоретическими данными для радиальных подшипников с неполным углом охвата. Чем больше угол β, тем меньше погрешность. При четном числе сегментов погрешность определения главного вектора сил давления для всего подшипника вообще исчезает, так как у диаметрально противоположных сегментов она имеет разные знаки. Поэтому текущее давление газа в зазоре в зависимости от угла θ для сегмента может быть определено по менее строгим, упрощенным зависимостям. Так, при однорядном, двухрядном или контурном наддуве на участках *ав*, *вб*, *бц*, *цд* (см. рис. 4.14, *д*) соответственно имеем

$$\begin{gathered} p_{ab}=p_{\text{a}}+(p_b-p_{\text{a}})[\theta-(\vartheta-\alpha]/\xi; \\ p_{b\textit{б}}=p_b+(p_{rm}-p_b)[\theta-(\vartheta-\alpha+\xi)]/(\alpha-\xi); \\ p_{b_{\text{ц}}}=p_{\text{ц}}(\theta-\vartheta)/(\gamma-\xi)+p_{rm}[1-(\theta-\gamma)\mid\xi]; \\ p_{\text{ц}d}=p_a+(p_{\text{ц}}-p_a)[\vartheta+\gamma)\mid\xi-\theta/\xi]. \end{gathered} \tag{4.20}$$

При наддуве газа через один дроссель (см. рис. 4.16, *в*) на участках *ab* и *bd* получаем соответственно следующие зависимости:

$$\begin{gathered} p_{a\textit{б}}=p_{rm}\sqrt{1-[1-(p_{\text{a}}/p_{rm})^2]\,\frac{\ln[(\vartheta-\theta)/\alpha]}{\ln[(\vartheta-\alpha)/\alpha]}}; \\ p_{\textit{бд}}=p_{rm}-(p_{rm}-p_{\text{a}})\theta/\gamma. \end{gathered} \tag{4.21}$$

В последнем случае имеет место линейный закон изменения текущего давления в зазоре.

По длине сегмента давление p_{rm} на участках *ab* и *bd* изменяется по закону

$$p_{rm}=p_m\sqrt{1-\left[1-\left(\frac{p_{\text{a}}}{p_m}\right)^2\right]\frac{\ln(r_{\text{c}}/r)}{\ln(r_{\text{c}}/l)}}\,.$$

Газостатический радиальный неполноохватывающий цапфу вала подшипник отличается от подшипника с несимметричным наддувом (см. рис. В3, *б*, *в*) тем, что у него радиус расточки вкладыша в зоне, где отсутствуют дроссели, больше, чем в зоне, где имеются дроссели (см. рис. В3, *г*—*е*). По условиям работы такой подшипник приближается к подшипнику с самоустанавливающимися сегментными вкладышами (см. рис. 4.16), поэтому для расчета текущего давления в нем можно использовать зависимости (4.20) и (4.21).

4.2.3. Осевые подшипники с гладкими рабочими поверхностями

Обычно рабочий зазор H_m осевого подшипника ограничен двумя параллельными поверхностями (см. рис. В4, *а*—*е*) и состоит из N одинаковых элементов-секторов, включающих в себя один или два дросселя. При этом каждый участок имеет диффузорную и внутреннюю конфузорную части. Границей частей для подшипника с одним рядом дросселей является окружность радиусом $R_{ср}$, а для подшипника с двумя рядами дросселей окружности радиусами R_1 и R_2, проведенные через дроссели. На текущем радиусе r текущее значение ширины сектора $B_m = 2\pi r / N_{др}$.

Поскольку в остальном расчет давления p_m после дросселей и текущего давления в зазоре осевого подшипника практически не отличается от расчета уже рассмотренных выше подшипников, например радиальных гладких цилиндрических (за исключением граничных условий при интегрировании уравнения (4.1) течения газа по зазору), то здесь его рассматривать не будем. Расчет этих давлений будет дан в п. 4.3 при определении несущей способности конкретно для подшипников каждого типа.

4.2.4. Особенности определения текущего давления газа в зазоре коротких радиальных подшипников

Короткими радиальными подшипниками называют подшипники с относительной длиной $L/D<0{,}5$. В таких подшипниках длиной $L<10$ мм в отличие от длинных подшипников с увеличением расстояния от дросселя сразу за входом газа в зазор происходит быстрое падение давления газа, после чего давление резко возрастает и затем снова уменьшается до давления окружающей среды на выходе из подшипника. Если появление «впадины» на эпюре давления после дросселя объяснить влиянием инерционности при вязком течении газа по зазору, то в результате расчетов получается эпюра с плавным изменением давления. Если же за дросселем поток газа принять сверхзвуковым, а в области зазора, где давление возрастает, звуковым с переходом из сверхзвуковой области в дозвуковую в результате скачка уплотнения, то теоретическая кривая распределения давления хорошо совпадает с экспериментальными значениями.

Если короткий радиальный подшипник разрезать мысленно по образующей и развернуть на плоскость, то его можно представить состоящим из $N_{др}$ осевых подшипников с внешним радиусом $R_в = \sqrt{DL/N_{др}}$ и постоянным зазором H_m, ограниченных одним центральным дросселем (рис. 4.19).

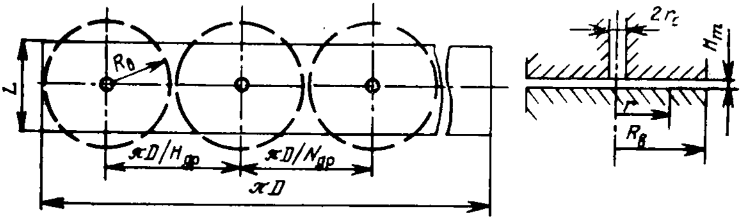


Рис. 4.19. Модель газостатического короткого радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло»

Режим течения газа в элементе такой физической модели становится наглядным, если провести аналогию течения газа в зазоре расссматриваемого осевого подшипника с течением газа в расширяющейся части сопла Лаваля (рис. 4.20). При этом непосредственно в начале дросселя струйки газа формируются для входа в зазор. При полном торможении частиц газа, движущихся по центральной линии тока $O—O$, образуется застойная зона (на рис. 4.20 показана точками). Обтекая ее, струйки газа сжимаются, а проходное сечение потока на входе в зазор сужается до $S_{кр}=\pi d_c H_m$. Минимальное сечение потока соответствует критическому сечению сверхзвукового сопла Лаваля. После этого сечения поток газа растекается радиально по зазору, проходное сечение которого $S^*=2\pi r^* H_m$ резко увеличивается пропорционально длинам концентрических окружностей.

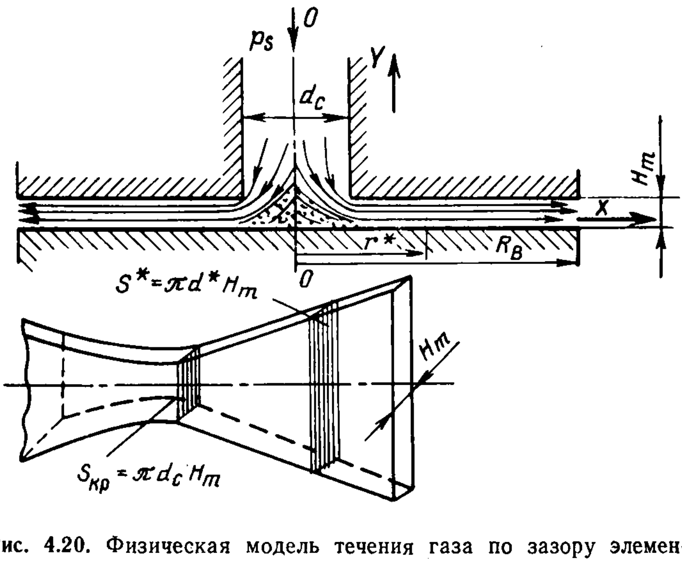


Рис. 4.20. Физическая модель течения газа по зазору элемента газостатического короткого радиального гладкого цилиндрического подшипника

В минимальном сечении неизбежно увеличение скорости потока и падение статического давления газа. Поскольку это сечение расположено при входе потока в зазор, то резкое падение давления газа происходит у кромки дросселя. После минимального сечения канал резко расширяется, а давление газа при докритическом истечении возрастает до некоторого значения p_m, необходимого для проталкивания струи газа через щель с развитыми пограничными слоями на стенках. С увеличением давления наддува p_S скорость газа в минимальном сечении возрастает и достигает критической. На последующем расширяющемся участке течение газа сверхзвуковое. Давление газа за входным сечением зазора в этом случае падает ниже критического. Если бы далее газ истекал в пустоту, то степень его расширения ограничивалась углом раскрытия данного участка канала и была бы весьма большой. В подшипнике при противодавлении окружающей среды p_a и сил вязкостного трения в пограничном слое, как и в случае докритического течения, необходима разница давлений $p_m—p_a$ для преодоления сопротивления последующего щелевого канала. Поэтому условия течения газа в подшипнике аналогичны условиям течения газа в сопле Лаваля при наличии противодавления (торможение сверхзвукового потока, приводящее к возникновению скачков уплотнения).

При наличии скачков уплотнения пограничный слой обычно оказывает сильное влияние на внешний поток газа, иногда существенно изменяя картину всего течения. В результате взаимодействия скачков уплотнения с ламинарным пограничным слоем в образующихся местных сверхзвуковых зонах возникают прямые скачки уплотнения. При небольших числах Маха в сверхзвуковой зоне пограничный слой либо совсем не отрывается от стенки («прилипает» к ней), либо после отрыва снова «прилипает» к стенке, оставаясь при этом ламинарным или становясь турбулентным. Возникающий в зоне прилипания потока к стенке скачок уплотнения вызывает новый скачок, т. е. возможно несколько последовательно возникающих скачков уплотнения.

На практике при взаимодействии пограничного слоя со скачками уплотнения давление вблизи стенки увеличивается постепенно, а не скачком. Наблюдается также значительное изменение давления газа поперек пограничного слоя.

Таким образом, зона взаимодействия ламинарного пограничного слоя со скачком уплотнения характеризуется наличием продольного и поперечного градиентов давления. Такая же картина наблюдается при взаимодействии скачков уплотнения с турбулентным пограничным слоем. Наличие таких градиентов давления приводит к тому, что после резкого падения давление в зазоре подшипника растет не скачком, а на некотором протяжении. В области взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем скорость и температура газа существенно изменяются как вдоль, так и поперек потока. Поэтому основное допущение теории пограничного слоя и теории скачков уплотнения о их постоянстве в нашем случае не соблюдается, т. е. теоретическое исследование области взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем представляет сложную и пока неразрешимую задачу по исследованию характера распределения давления на начальном участке зазора подшипника. Обычно ее решают экспериментально, выбрав ту или иную физическую и математическую модели течения газовой смазки в зазоре подшипника.

В представленной на рис. 4.19 и 4.20 модели непрерывно изменяющийся зазор $H_m = H_0(1+\varepsilon\cos\theta)$ в радиальном подшипнике заменен дискретными равномерно распределенными по элементу-модели зазорами $H_m = H_0(1+\varepsilon\cos\theta_m)$, постоянными для каждой зоны, ограниченной одним дросселем, где H_m — толщина зазора в зоне расположения дросселя; m — номер дросселя, отсчитываемого от вертикали по часовой стрелке (см. рис. В3, *а*, правая часть рисунка). Если рассчитать давление p_m в зазоре для каждого кольцевого $N_{\text{др}}$-го элемента (по числу дросселей в подшипнике), ограниченного радиусом $R_{\text{в}}$ (см. рис. 4.19), и построить плавную кривую в координатах p_m—θ, то получим распределение давления газа в окружном направлении в плоскости расположения дросселей. При такой модели, как показали экспериментальные исследования коротких подшипников, взаимное влияние элементов-подпятников с радиусом $R_{\text{в}}$ незначительно, расход газа равен сумме расходов через каждый дроссель: $G = \sum\limits_{m=1}^{m=N} G_m$, а несущая способность — векторной сумме несущих способностей кольцевых элементов: $P = \sum\limits_{m=1}^{m=N_{\text{др}}} P_m \cos\theta_m$.

Рассмотрим один круговой дисковый элемент модели с одним дросселем при постоянном дискретном зазоре H_m. На практике картина распределения давления газа в зазоре такого подшипника может быть трех видов (рис. 4.21). При этом давление газа p_S на входе поддерживается постоянным.

Если зазор достаточно мал, то эпюра давления принимает

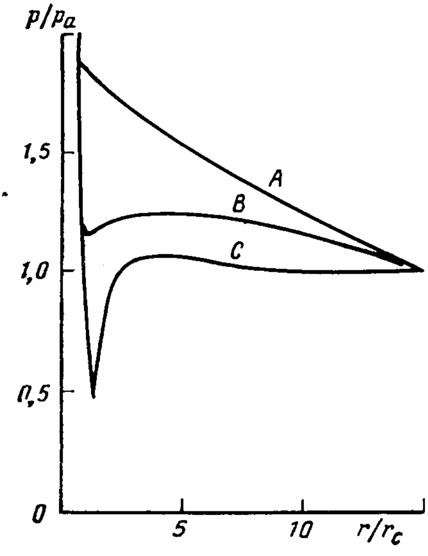


Рис. 4.21. Характерные эпюры распределения давления газа в зазоре кругового дискового осевого подшипника с постоянным зазором H_m и дросселем типа «кольцевое сопло»

форму кривой A. При этом давление газа резко падает при входе в зазор, а затем плавно уменьшается за счет сил вязкостного трения. Если зазор увеличивается, то эпюра давления принимает форму кривой B и непосредственно за дросселем наблюдается незначительное разрежение газа. Если зазор становится достаточно большим, то разрежение становится глубоким и локализированным, а профиль давления принимает форму кривой C.

Как показали экспериментальные исследования, кривые A и B характерны для длинных подшипников с малыми зазорами и давлениями. В коротких подшипниках при давлении наддува p_s выше 0,3 МПа эпюры распределения давления газа имеют вид кривой C. В связи с этим уделим основное внимание изучению модели короткого подшипника с таким профилем давления (рис. 4.22).

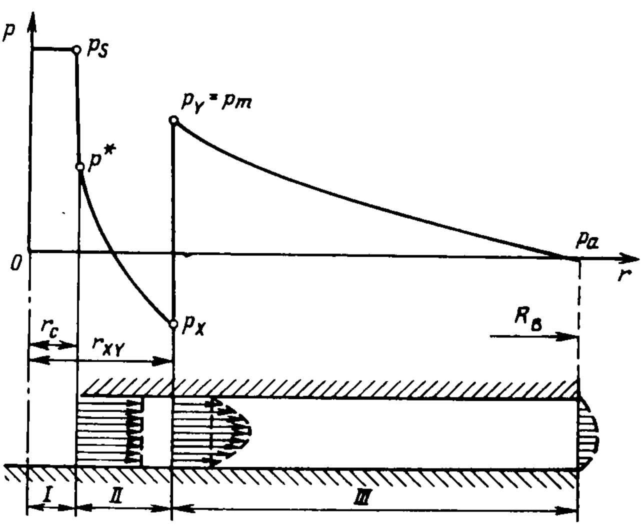


Рис. 4.22. Изменение давления газа в зазоре элемента круговой модели короткого газостатического гладкого цилиндрического подшипника с дросселем типа «кольцевое сопло»

Рассмотрим течение газа в элементе кольцевой модели короткого подшипника.

Зона I. Скорость течения газа в узком сечении канала достигает критического значения при изменении давления газа от p_s до $p_{кр}$:

$$a_{кр}=\sqrt{k\frac{p_{кр}}{\rho_{кр}}};\quad p_{кр}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}p_s.$$

Зона II. Сверхзвуковое инерционное изоэнтропическое течение газа с постоянной скоростью по высоте зазора. Предполагается, что в этой зоне вязкость газа не влияет на поле скоростей.

Внешние силы трения, приложенные к потоку, учитываются в уравнениях движения:

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\sigma_\omega}{H_m},$$

$$\partial p/\partial y = 0,$$

$$\partial p/\partial \rho = 0,$$

где напряжение трения у стенки можно записать в виде

$$\sigma_\omega = -\lambda_{\text{тр}} \rho U^2/2.$$

Из этих уравнений получаем

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = U\frac{\partial U}{\partial r} + U^2\frac{\lambda_{\text{тр}}}{2H_m}. \qquad (4.22)$$

Для рассматриваемой зоны уравнения неразрывности, состояния идеального газа и энергии для изоэнтропического течения соответственно принимают вид

$$\partial(r\rho U)/\partial r = 0, \qquad (4.23)$$

$$p|\rho = R_г T,$$

$$C_p \mathrm{d}T + \mathrm{d}(U^2/2) = 0,$$

где $C_p = kR_г/(k-1)$.

Граничные условия на входе в зазор для $r_c = 0{,}5\, d_c$ следующие: $p_{\text{кр}} = 0{,}528\, p_S$, $a_{\text{кр}} = \sqrt{k p_{\text{кр}}/\rho_{\text{кр}}}$.

Интегрируя уравнение энергии от входного до произвольного сечения и используя соотношения (4.23), получаем

$$\int\limits_{T_{\text{кр}}}^{T} C_p \mathrm{d}T + \int\limits_{a_{\text{кр}}}^{U} \mathrm{d}(U^2/2) = 0; \qquad (4.24$$

$$\frac{p}{\rho} = \left(\frac{k+1}{2}\right)\frac{p_{\text{кр}}}{\rho_{\text{кр}}} - \left(\frac{k-1}{2k}\right)\frac{U^2}{2},$$

а также при $r = r_c$

$$U = \left(\frac{r_c}{r}\right)\frac{1}{\rho}\sqrt{k p_{\text{кр}}/\rho_{\text{кр}}}. \qquad (4.25)$$

После подстановки выражения (4.25) в (4.24) можно записать

$$\frac{p}{\rho_{\text{кр}}} = \left(\frac{1}{k+1}\right)\frac{p}{p_{\text{кр}}}\left[\sqrt{1 + (k^2-1)\left(\frac{r_c}{r}\right)^2\left(\frac{p_{\text{кр}}}{p}\right)^2}\right]. \qquad (4.26)$$

Пусть $F = \sqrt{1 + (k^2-1)(r_c/r)^2(p_{\text{кр}}/p)^2}$, тогда уравнение

(4.26) примет следующий вид:

$$\frac{p}{p_{\text{кр}}}=\sqrt{\frac{k^2-1}{F^2-1}}\left(\frac{r_c}{r}\right),$$
$$\frac{\rho}{\rho_{\text{кр}}}=\sqrt{\frac{(F-1)(k-1)}{(F-1)(k+1)}}\left(\frac{r_c}{r}\right). \tag{4.27}$$

Подставив U, p и ρ из уравнений (4.25), (4.27) в выражение (4.22), получаем нелинейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно $F=F(r,\rho)$ и r/r_c:

$$\left[\frac{F-k}{(k-1)(F^2-1)}\right]\frac{dF}{d(r/r_c)}=\frac{r_c}{r}-\frac{\lambda_{\text{тр}}r_c}{2H_m}\left(\frac{k}{k-1}\right)(F-1). \tag{4.28}$$

Решение уравнения (4.28) совместно с (4.27) определяет распределение давления газа в зоне *II*. Уравнение (4.28) не имеет определенного решения, так как в него входит две неизвестные величины — давление p и коэффициент трения $\lambda_{\text{тр}}$. Решение F_1 (первое приближение) можно получить, если пренебречь трением, т. е. принять $\lambda_{\text{тр}}=0$:

$$\left[\frac{F_1-k}{(k-1)(F_1^2-1)}\right]\frac{dF_1}{d(r/r_c)}=\frac{r_c}{r}.$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от r_c до r, имеем

$$\frac{r_c}{r}=\left(\frac{k^2-1}{F_1^2-1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}\left(\frac{F_1-1}{k-1}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

или в более простой интерпретации (в виде степенного полинома)

$$\frac{F_1-1}{k-1}=1-3{,}22\left(\frac{r}{r_c}-1\right)^{1/4}+7{,}16\left(\frac{r}{r_c}-1\right)^{1/2}-$$
$$-0{,}16\left(\frac{r}{r_c}-1\right). \tag{4.29}$$

Решение F_2 (второе приближение) с учетом коэффициента трения $\lambda_{\text{тр}}$ будет иметь вид

$$\left[\frac{F_2-k}{(k-1)(F_2^2-1)}\right]\frac{dF_2}{d\left(\frac{r}{r_c}\right)}=\frac{r_c}{r}-\frac{\lambda_{\text{тр}}r_c}{2H_m}\left(\frac{k}{k-1}\right)(F_1-1). \tag{4.30}$$

Интегрирование уравнения (4.30) с учетом соотношени (4.29) дает зависимость

$$\left(\frac{F_2^2-1}{k^2-1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}\left(\frac{k-1}{F_2-1}\right)^{\frac{k}{k-1}}=\frac{r}{r_c}\exp\left[-\frac{k}{2}\frac{\lambda_{\text{тр}}r_c}{H_m}g(r)\right], \tag{4.31}$$

где

$$g(r)=\left(\frac{r}{r_c}-1\right)-2{,}58\left(\frac{r}{r_c}-1\right)^{5/4}+4{,}77\left(\frac{r}{r_c}-1\right)^{3/2}-$$

$$-0{,}08\left(\frac{r}{r_c}-1\right)^2.$$

Однако ни уравнение (4.29), ни (4.31) не дают возможности определить границу распространения скачка уплотнения в глубь зазора, т. е. величину радиуса r_{xy}. Определим радиус r_{xy}, подставив в уравнение $U_xU_y=a^2{}_{кр}$ скорость U_x из зависимости (4.25) при $r=r_{xy}$ и скорость U_y при $r=r_{xy}$. Если теперь воспользоваться зависимостью (1.27), то для чисто вязкостного течения газа

$$U=-\frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dr}y(H_m-y), \tag{4.32}$$

откуда средняя скорость

$$U_{ср}=-\frac{H_m^2}{12\mu}\frac{dp}{dr}. \tag{4.33}$$

Используя также уравнение (4.27) и соотношения $p_{кр}=0{,}528p_S$, $a_{кр}=\sqrt{k\frac{p_{кр}}{\rho_{кр}}}$, в результате получим новое уравнение

$$\frac{p_m'^2-p_a^2}{p_m'}=\frac{24\mu r_c}{H_m^2}\left(\frac{r_{xy}}{r_c}\right)\ln\frac{R_в}{r_{xy}}\sqrt{\frac{kp_{кр}}{\rho_{кр}}}\sqrt{\frac{(F_x+1)(k-1)}{(F_x-1)(k+1)}}, \tag{4.34}$$

где $F_x=\sqrt{1+(k^2-1)(r_c/r_{xy})^2(p_{кр}/p_x)^2}$.

При известном значении $\lambda_{тр}$ функция F_x может быть определена из зависимости (4.31) как решение F_2, т. е. когда $E_x=F_2$. В уравнение (4.32) при этом входят две неизвестные величины — давление $p_m'=p_y$ и радиус r_{xy}, где заканчивается скачок уплотнения. Поэтому для его решения нужно еще одно уравнение, например уравнение (4.14), в котором коэффициент $C_m=2\pi/ln(R_b/r_{xy})$. Если теперь уравнение (4.14) с двумя неизвестными p_m' и r_{xy} подставить в выражение (4.34), также имеющее в качестве неизвестных эти величины, то можно будет определить радиус r_{xy}. Экспериментальные значения коэффициента трения $\lambda_{тр}$ для некоторых радиальных зазоров H_0 могут быть вычислены из эмпирической зависимости

$$\lambda_{тр}=2\cdot10^{-7}(H_m+15)^3,$$

где H_m следует подставлять в микрометрах. Зона зазора, охваченная скачком уплотнения, иногда составляет 5...8 радиусов r_c или занимает до 20...25% от длины подшипника, с чем нужно считаться при расчетах несущей способности подшипника.

Зона III. Вязкое изотермическое течение газа. В этой зоне после скачка уплотнения скорость течения газа становится дозвуковой, поэтому инерционными членами в уравнениях движения газа можно пренебречь.

При определении текущего давления газа в этой зоне можно воспользоваться зависимостями (4.14) и (4.25), представив их для рассматриваемого случая в виде

$$\frac{p}{p_а}=\frac{p_m'}{p_а}\sqrt{1-\left[1-\left(\frac{p_а}{p_m'}\right)^2\right]\ln\frac{r}{r_{xy}}\Big/\ln\frac{R_в}{r_{xy}}},$$

откуда для текущего радиуса r имеем

$$\frac{dp}{dr}=-\frac{1}{2r}\frac{p_m'^2-p_а^2}{p_m'}\frac{1}{\ln(R_в/r_{xy})}. \qquad (4.35)$$

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ

Несущая способность P, или газомеханическая реакция слоя газовой смазки подшипника, — это способность газового слоя подшипника нести внешнюю статическую и (или) динамическую нагрузку, направленную обычно противоположно главному вектору реакции смазочного газового слоя.

Составляющие газомеханической реакции смазочного газового слоя подшипника в направлении эксцентриситета P_ε и перпендикулярно ему $P_Ф$ могут быть определены в общем случае из зависимостей

$$P_\varepsilon=S\int\limits_a^b\int\limits_c^d p\cos\theta d\theta d\xi,$$

$$P_Ф=S\int\limits_a^b\int\limits_c^d p\sin\theta d\theta d\xi, \qquad (4.36)$$

$$P=\sqrt{P_\varepsilon^2+P_Ф^2},$$

где S — эффективная площадь подшипника.

Пределы интегрирования a, b, c и d назначают применительно к тому типу подшипника, несущую способность которого определяют. Поэтому формулы (4.36) даны в общем виде. Для частных случаев они будут представлены далее при рассмотрении газостатических подшипников различных типов.

Несмотря на различие в геометрии практически во всех газостатических подшипниках с жесткими рабочими поверхностями несущая способность создается при наддуве газа в рабочий зазор при повышенном давлении через дроссели, выполненные в виде простых или кольцевых сопл. В связи с этим несущую способность газостатических подшипников всех типов можно определить с помощью коэффициентов и зависимостей, полученных в п. 4.1 и 4.2, т. е. использовать общий метод подхода к ее определению. При этом в расчеты следует вводить экспериментальные значения коэффициентов расхода газа $\xi_к$ и $\xi_с$, что отсутствует в других методиках расчета, которые здесь не приведены из-за больших погрешностей определения несущей способности.

Несущую способность удобно представить в безразмерном виде через коэффициент нагрузки

$$C_W = P/P_{ид}, \tag{4.37}$$

где P — несущая способность слоя газовой смазки (реакция) газостатического подшипника; $P_{ид}$ — максимальная теоретически возможная несущая способность, равная $(p_s - p_a)LD$ — для радиального полного гладкого цилиндрического подшипника; $\pi(p_s - p_a)(R_в^2 - R_н^2)$ — для осевого кольцевого подшипника; $\pi(p_s - p_a)R_в^2$ — для осевого дискового подшипника и $0{,}5(p_s - p_a)LD[\sin\alpha + \sin(\beta - \alpha)]$ — для одного сегмента радиального сегментного подшипника.

Жесткость газового смазочного слоя газостатического подшипника любого типа определяется зависимостью (4.5) и представляет собой тангенс угла наклона кривой несущей способности при изменении рабочего зазора в подшипнике.

4.3.1 Газостатические радиальные гладкие цилиндрические и осевые подшипники

В газостатических подшипниках функция изменения давления p по длине L подшипника в области подачи газа через дроссели в рабочий зазор терпит разрыв, поэтому несущая способность $P_{ц1}$ слоя газовой смазки в зазоре радиального подшипника с одним рядом дросселей (см. рис. В3, *а*, верхняя часть рисунка) представляет собой сумму несущих способностей на одинаковых участках подшипника, ограниченных плоскостями, проходящими через дроссели. Несущую способность $P_{ц2}$ газостатического радиального подшипника с двумя рядами дросселей (см. рис. В3, *а*, нижняя часть рисунка) также можно получить суммированием несущих способностей на двух участках, расположенных между торцами подшипника и плоскостями подачи газа в дроссели, и на участке между плоскостями подачи газа. На основании экспериментальных данных давление газа по длине среднего участка подшипника примем постоянным. Тогда

$$P_{ц2} = 4R\int_0^{\pi}\int_0^{l} p\cos\theta \, d\theta \, dr + 2R(L - 2l)\int_0^{\pi} p\cos\theta \, d\theta =$$

$$= 0{,}5\pi D l p_s\left[(\bar{p}_{н.ср} - \bar{p}_{в.ср}) + \left(\frac{L}{2l} - 1\right)(\bar{p}_н - \bar{p}_в)\right]. \tag{4.38}$$

Здесь

$$\bar{p}_{\text{н.ср}} = \frac{1}{l} \int\limits_0^l \bar{p}_{rm} \mathrm{d}r = \frac{1}{l} \int\limits_0^l \sqrt{\bar{p}_{\text{н}}^2 - (\bar{p}_{\text{н}}^2 - \bar{p}_{\text{а}}^2) \frac{r}{l}}\, \mathrm{d}r =$$

$$= \frac{2}{3} \frac{\bar{p}_{\text{н}}^3 - \bar{p}_{\text{а}}^3}{\bar{p}_{\text{н}}^2 - \bar{p}_{\text{а}}^2};$$

$$\bar{p}_{\text{в.ср}} = \frac{1}{l} \int\limits_0^l \bar{p}_{rm} \mathrm{d}r = \frac{1}{l} \int\limits_0^l \sqrt{\bar{p}_{\text{в}}^2 - (\bar{p}_{\text{в}}^2 - \bar{p}_{\text{а}}^2) \frac{r}{l}}\, \mathrm{d}r =$$

$$= \frac{2}{3} \frac{\bar{p}_{\text{в}}^3 - \bar{p}_{\text{а}}^2}{\bar{p}_{\text{в}}^2 - \bar{p}_{\text{а}}^2}.$$

Зависимостью (4.38) можно пользоваться для расчета несущей способности как подшипника с двумя рядами дросселей, так и подшипника с одним рядом дросселей, если принять $l = 0{,}5\ L$.

Разделим условно рабочий зазор осевого кольцевого подшипника (см. рис. В4, *а*, *б*) на N равных участков (секторов). Тогда несущую способность $P_{\text{ос}1}$ осевого кольцевого одностороннего подшипника с одним рядом дросселей можно представить как сумму несущих способностей слоя газовой смазки в отдельных его секторах, включающих в себя один дроссель:

$$P_{\text{ос}1} = N_{\text{др}} \left(\int\limits_0^{\delta} \int\limits_{R_{\text{ср}}}^{R_{\text{в}}} p_{r\,\text{в}} r \mathrm{d}\theta \mathrm{d}r + \int\limits_0^{\delta} \int\limits_{R_{\text{н}}}^{R_{\text{ср}}} p_{r\,\text{н}} r \mathrm{d}\theta \mathrm{d}r \right) - \pi p_{\text{а}} (R_{\text{в}}^2 - R_{\text{н}}^2). \quad (4.39)$$

Здесь

$$p_{r\,\text{в}} = k_0 k_1 p_{\text{в}}' \sqrt{1 - [1 - (p_{\text{а}}/p_{\text{в}}')^2] \ln \frac{r}{R_{\text{ср}}} \Big/ \ln \frac{R_{\text{в}}}{R_{\text{ср}}}}, \quad (4.39,\ \text{а})$$

$$p_{r\,\text{н}} = k_0 k_1 p_{\text{н}}' \sqrt{1 - [1 - (p_{\text{а}}/p_{\text{н}})^2] \ln \frac{R_{\text{ср}}}{r} \Big/ \ln \frac{R_{\text{ср}}}{R_{\text{н}}}} \quad (4.39,\ \text{б})$$

— соответственно текущее давление газа в зазоре диффузорного и конфузорного участков, определяемое в результате решения уравнения (4.16).

Несущую способность осевого кольцевого двустороннего подшипника с одним рядом дросселей определяют как разность несущих способностей двух односторонних подшипников с наименьшим $H_{\text{н}}$ и наибольшим $H_{\text{в}}$ зазорами:

$$P_{\text{ос}} = P_{\text{ос н}} - P_{\text{ос в}}, \quad (4.40)$$

где $P_{\text{ос н}}$ и $P_{\text{ос в}}$ — соответственно несущая способность газового слоя в области зазора $H_{\text{н}}$ и $H_{\text{в}}$, определяемая по формуле (4.39).

Несущую способность $P_{\text{ос}\,2}$ осевого кольцевого одностороннего подшипника с двумя рядами дросселей можно представить как сумму несущих способностей на трех его участках: внешне диффузорном, среднем и внутреннем конфузорном, ограниченных окружностями с радиусами $R_{\text{в}}$ и R_1, R_1 и R_2, R_2 и $R_{\text{н}}$ соответственно. При этом каждый участок содержит только одну пару дросселей. Тогда

$$P_{\text{ос}\,2}=N_{\text{др}}\left(\int\limits_0^{\delta}\int\limits_{R_1}^{R_{\text{в}}} r p_{r\,\text{в}}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r+\int\limits_0^{\delta}\int\limits_{R_{\text{н}}}^{R_2} r p_{r\,\text{н}}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r+\int\limits_0^{\delta}\int\limits_{R_2}^{R_1} p_{mr}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r\right)-$$

$$-\pi p_{\text{а}}(R_{\text{в}}^2-R_{\text{н}}^2), \qquad (4.41)$$

где

$$p_{r\text{в}}=k_0k_1p'_{\text{в}}\sqrt{1-\left[1-\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}'}\right)^2\right]\ln\frac{R_1}{r}\Big/\ln\frac{R_1}{R_{\text{в}}}}$$

и

$$p_{r\,\text{н}}=k_0k_1p_{\text{н}}'\sqrt{1-[1-(p_{\text{а}}/p_{\text{н}}')^2]\ln(r/R_{\text{н}})/\ln\frac{R_{\text{н}}}{R_2}}$$

— соответственно текущее давление газа в зазоре внешнего и внутреннего участков, определяемое в результате решения уравнения (4.16).

Несущую способность $P_{\text{ос}\,3}$ осевого кольцевого двустороннего подшипника с двумя рядами дросселей можно определить как разность несущих способностей двух односторонних подшипников с наименьшим $H_{\text{н}}$ и наибольшим $H_{\text{в}}$ зазорами:

$$P_{\text{ос}\,3}=P_{\text{н}}-P_{\text{в}}, \qquad (4.42)$$

где $P_{\text{н}}$ и $P_{\text{в}}$ — соответственно несущая способность газового слоя в области зазора $H_{\text{н}}$ и $H_{\text{в}}$, вычисляемая по формуле (4.41).

В принципе, формулой (4.41) можно воспользоваться для расчета несущей способности осевого кольцевого подшипника с одним рядом дросселей, если принять $R_1=R_2=R_{\text{ср}}$, т. е. при $R_1=R_2=R_{\text{ср}}$ формула (4.41) превращается в зависимость (4.39).

В осевом дисковом подшипнике с одним центральным дросселем (см. рис. В4, *в*) несущая способность

$$P_{\text{ос}\,4}=\int\limits_0^{2\pi}\int\limits_{r_{\text{с}}}^{R_{\text{в}}} p_{rm}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r, \qquad (4.43)$$

где

$$p_{rm}=k_0k_1p_m^1\sqrt{1-[1-(p_{\text{а}}/p_m')^2]\ln\frac{r_{\text{с}}}{r}\Big/\ln\frac{r_{\text{с}}}{R_{\text{в}}}}$$

— текущее давление газа в зазоре, определяемое в результате решения уравнения (4.16).

Несущую способность $P_{\text{ос}\,5}$ осевого дискового подшипника с одним рядом дросселей (см. рис. В4, *г*) определяют как сумму несущих способностей газового слоя на двух участках подшипника: внешнем и внутреннем, ограниченных соответственно окружностями с радиусами $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{ср}}$:

$$P_{\text{ос}\,5} = N \int_0^{\delta} \int_{R_{\text{ср}}}^{R_{\text{в}}} p_{rm} r \, d\theta dr + \int_0^{2\pi} \int_0^{R_{\text{ср}}} p_m r \, d\theta dr, \qquad (4.44)$$

где

$$p_{rm} = k_0 k_1 p_m' \sqrt{1 - [1 - (p_{\text{а}}/p_m')^2] \ln \frac{R_{\text{ср}}}{r} \Big/ \ln \frac{R_{\text{ср}}}{R_{\text{в}}}}$$

— текущее давление газа в зазоре, найденное в результате решения уравнения (4.16).

4.3.2. Газостатические конические подшипники

Рабочий зазор конического подшипника (см. рис. В5, *а*), также как цилиндрического и осевого, условно можно разделить на $N_{\text{др}}$ элементарных участков (секторов), каждый из которых имеет внешнюю расширяющуюся и внутреннюю сужающуюся части. Границей этих частей в осевом направлении является окружность радиусом $R_{\text{ср}}$ для подшипника с одним рядом дросселей или окружности с радиусами R_1 и R_2 для подшипника с двумя рядами дросселей. Примем те же упрощающие расчеты допущения, что и при расчете цилиндрического радиального подшипника, а именно:

1) функцию изменения давления можно интегрировать только на длине подшипника между плоскостью расположения дросселей и торцем подшипника;

2) изменение давления газа в окружном направлении симметрично относительно линии эксцентриситета;

3) изменение давления газа в окружном направлении (как и в рабочем зазоре) происходит по закону изменения косинуса;

4) расходы газа через диффузорную $G_{\text{в}}$ и конфузорную $G_{\text{н}}$ части подшипника равны между собой;

5) текущее давление p, необходимое для вычисления несущей способности, определяется из зависимости (4.17), в которой давления $p_{r\text{н}}$ и $p_{r\text{в}}$ для зазоров $H_{\text{н}}$ и $H_{\text{в}}$ рассчитывают по формулам (4.39, *а*) и (4.39, *б*).

Кроме того, для конического подшипника текущее значение ширины сектора на текущем радиусе r равно

$$B_{\text{щ}} = \frac{2\pi r}{N_{\text{др}}} \sin \alpha_{\text{кон}}.$$

В коническом подшипнике несущая способность имеет радиальную P_N и осевую P_τ составляющие.

Радиальная составляющая несущей способности конического подшипника с одним рядом дросселей может быть представлена как сумма несущих способностей двух его половин относительно линии эксцентриситета, а конического подшипника с двумя рядами дросселей — как сумма несущих способностей внешнего, среднего и внутреннего участков, считая при этом, что давление газа на среднем участке (между плоскостями подачи) по длине подшипника остается постоянным, т. е.

$$P_{N1}=2\left(\int_0^{\pi}\int_{R_{ср}}^{R_{в}} p\cos\theta\cos\alpha_{кон}dS+\int_0^{\pi}\int_{R_{н}}^{R_{ср}} p\cos\theta\cos\alpha_{кон}dS\right)=$$

$$=\sin 2\alpha_{кон}\left(\int_0^{\pi}\int_{R_{ср}}^{R_{в}} p\cos\theta r d\theta dr+\int_0^{\pi}\int_{R_{н}}^{R_{ср}} p\cos\theta r d\theta dr\right); \quad (4.45)$$

$$P_{N2}=2\left(\int_0^{\pi}\int_{R_1}^{R_{в}} p\cos\theta\cos\alpha_{кон}dS+\int_0^{\pi}\int_{R_{ср}}^{R_1} p\cos\theta\cos\alpha_{кон}dS+\right.$$

$$\left.+\int_0^{\pi}\int_{R_{н}}^{R_2} p\cos\theta\cos\alpha_{кон}dS\right), \quad (4.46)$$

где $dS=rdrd\theta\cos\alpha_{кон}$.

Осевая составляющая несущей способности конического подшипника с одним рядом дросселей может быть представлена как сумма несущих способностей четырех участков подшипника (двух относительно плоскости подачи газа через дроссели и двух относительно линии эксцентриситета) за вычетом реакции от действия внешнего давления $p_а$, а конического подшипника с двумя рядами дросселей — как сумма несущих способностей внешнего, среднего и внутреннего его участков (по отношению к вершине конуса с углом $\alpha_{кон}$) за вычетом силы, возникающей от действия давления окружающей среды $p_а$ и равной $0{,}25\pi p_а(D_в—D_н)$.

Несущую способность внешнего и внутреннего участков, в свою очередь, можно представить как сумму несущих способностей внешнего и внутреннего участков (между плоскостью подачи газа и торцем подшипника). Несущая способность среднего участка равна сумме несущих способностей частей подшипника, ограниченных плоскостью, проходящей через линию эксцентриситетов. Таким образом,

$$P_{\tau1}=2\left(\int_0^{\pi}\int_{R_{ср}}^{R_{в}} p\sin\alpha_{кон}dS+\int_0^{\pi}\int_{R_{н}}^{R_{ср}} p\sin\alpha_{кон}dS\right)-$$

$$-0{,}25\pi p_a (D_в^2 - D_н^2) = 2\sin^2\alpha_{кон}\left(\int\limits_0^\pi\int\limits_{R_{ср}}^{R_в} pr\,d\theta\,dr + \int\limits_0^\pi\int\limits_{R_н}^{R_{ср}} pr\,d\theta\,dr\right) -$$

$$-0{,}25\pi p_a (D_в^2 - D_н^2); \qquad (4.47)$$

$$P_{\tau 2} = 2\left(\int\limits_0^\pi\int\limits_{R_1}^{R_н} p\sin\alpha_{кон}dS + \int\limits_0^\pi\int\limits_{R_2}^{R_1} p\sin\alpha_{кон}dS +\right.$$

$$\left. + \int\limits_1^\pi\int\limits_{R_в}^{R_2} p\sin\alpha_{кон}dS\right) - 0{,}25\pi p_a (D_в^2 - D_н^2). \qquad (4.48)$$

4.3.3. Газостатические радиальные подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами и неполноохватывающие подшипники

Радиальный зазор в сегментных подшипниках (см. рис. 4.17) определяется как разность радиусов расточек рабочих поверхностей сегмента и цапфы вала: $H_0 = R_{сг} - R$. Пунктиром на рис. 4.17 показано концентричное с цапфой вала положение рабочей поверхности сегмента.

Чтобы получить конфузорно-диффузорный рабочий зазор, сегменты обычно смещают к центру подшипника на величину e (или $\varepsilon = e/H_0$). Это положение сегмента на рис. 4.17 показано штрихпунктирной окружностью, проведенной радиусом $R_{сг}$ из центра $O_{сг}'$. Однако такое положение сегмент занимает только при равенстве дуг $O_ш a' = O_ш g' = 0{,}5\, a'g'$. При неравенстве дуг $O_ш a'$ и $O_ш g'$ в слое газовой смазки возникает составляющая несущей способности, которая стремится развернуть сегмент подшипника вокруг центра $O_ш$, что может привести к касанию выходной кромки сегмента о цапфу ротора. Это опасное положение можно устранить, если подобрать оптимальное для газостатических подшипников соотношение $O_ш a' \approx 0{,}65\, a'g'$. Однако в этом случае даже при вращающемся роторе сегмент повернется вокруг точки $O_ш$ на угол $\varphi_{сг}'$, центр расточки сегмента переместится из точки $O_{сг}'$ в точку $O_{сг}$, эксцентриситет e станет равным $e_{сг}$, а сегмент займет положение $авO_шцд$ (см. рис. 4.17).

Текущий зазор $H_ш$ между сегментом и цапфой вала, как и для цилиндрического радиального подшипника, определяют из зависимости $H_ш = H_m = H_0(1 + \varepsilon\cos\theta)$ в направлении, перпендикулярном к поверхности цапфы. Угол $\varphi_{сг}'$ поворота сегмента вокруг точки $O_ш$ шарнира можно определить из следующих соображений: пусть центр расточки рабочей поверхности сегмента расположен в точке $O_{сг}'$ и зазор $H_ш$ между сегментом и цапфой вала в зоне шарнира определяется зависимостью

$$H_ш=H_0(1+\varepsilon\cos 180°). \qquad (4.49)$$

После поворота сегмента на угол $\varphi_{сг}'$ вокруг точки $O_ш$ зазор в точке опоры можно выразить через угол $\varphi_{сг}'$ и новое значение эксцентриситета $e_{сг}$ или его относительную величину $\varepsilon_{сг}=e_{сг}/H_0$ следующим образом:

$$H_ш=H_0[1+\varepsilon_{сг}\cos(180°-\varphi_{сг}')]=H_0(1-\varepsilon_{сг}\cos\varphi_{сг}'). \qquad (4.50)$$

Приравняв между собой зазоры $H_ш$, найденные из зависимостей (4.49) и (4.50), получим формулу для вычисления $\varphi_{сг}'$:

$$\cos\varphi_{сг}'\approx\varepsilon/\varepsilon_{сг} \text{ или } \varphi_{сг}'\approx\arccos(\varepsilon/\varepsilon_{сг}). \qquad (4.51)$$

Основой для определения несущей способности сегментного подшипника является принятая на рис. 4.16 модель распределения давления газа в рабочем зазоре. При этом для сегмента с контурным наддувом, одним и двумя рядами дросселей зазоры $H_ш$, $H_{m_в}$ и $H_{m_ц}$ в зоне расположения первого и последнего дросселей со стороны входной и выходной кромок сегмента определяют соответственно с помощью следующих зависимостей (см. рис. 4.17):

$$\begin{gathered}H_ш=H_0(1\pm\varepsilon);\\ H_{mb}=H_0[1-\varepsilon_{сг}\cos(\alpha-\xi+\varphi'_{сг})];\\ H_{m_ц}=H_0(\gamma-\xi-\varphi'_{сг}).\end{gathered} \qquad (4.52)$$

После подстановки выражений (4.52) в уравнение (4.14) получаем трансцендентные алгебраические уравнения для определения давлений p_m', $p'_{m_в}$, $p'_{m_ц}$ соответственно в зазорах $H_ш$, $H_{m_в}$, $H_{m_ц}$:

$$\begin{gathered}p'_{m_ш}=\sqrt{p_a^2+\frac{12\mu G_ш R_г T_S z_г}{C_ш H_ш^3}};\\ p'_{m_в}=\sqrt{p_a^2+\frac{12\mu G_{m_в} R_г T_S z_г}{G_{m_в} H_{m_в}^3}};\\ p'_{m_ц}=\sqrt{p_a^2+\frac{12\mu G_{m_ц} R_г T_S z_г}{C_{m_ц} H_{m_ц}^3}}.\end{gathered} \qquad (4.53)$$

В уравнениях (4.52) и (4.53) содержатся три неизвестные величины ($p'_{m\,в}$, $p'_{m\,ц}$, $\varepsilon_{сг}$ или угол $\varphi'_{сг}$), поэтому для их решения требуется еще одно дополнительное уравнение, которое может быть получено из условия равенства моментов сил относительно центра $O_ш$ опоры сегмента с шаровой поверхностью радиусом $R_ш$.

В общем случае сегмент находится в равновесии под действием реакций $R_{лев}$ и $R_{прав}$ газового слоя, действующих на участках *аб* и *бд*, момента трения $M_ш$ в шаровой опоре сегмента, а также силы тяжести $P_{сг}$ сегмента.

Динамически устойчивая работа сегментного подшипника возможна лишь тогда, когда сегмент может в какой-то степени отслеживать колебания ротора, т. е. поворачиваться вокруг центра $O_ш$ качения шарнира. Это возможно, если момент сил $R_{лев}$ и $R_{прав}$ будет больше момента «сухого» трения $M_ш$ в шарнире. В противном случае сегмент перестанет поворачиваться относительно точки $O_ш$ и будет вести себя как часть обычного гладкого цилиндрического подшипника с неизменяемой геометрией зазора.

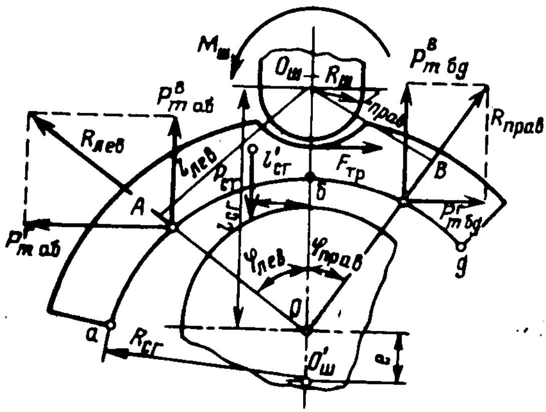


Рис. 4.32. Схема сил, действующих на сегменты газостатического радиального подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

Для уменьшения момента $M_ш$ радиусы сегмента и его опоры должны различаться (радиус сегмента должен быть больше радиуса опоры, чтобы уменьшить зону их контакта); подбирают также поверхности трения с наименьшими коэффициентами трения. Для вычисления указанных сил воспользуемся следующей системой уравнений (рис. 4.23):

$$l_{сг}P_m{}^{г}-R_ш f_{тр}P_m{}^{в}\mp l'_{ст}P_{сг}=0;$$
$$P^{г}{}_m=P^{г}_{m_{бд}}-P^{г}_{m\,аб}, \qquad (4.54)$$
$$P_m{}^{в}=P^{в}_{m_{бд}}+P^{в}_{m_{аб}}.$$

Здесь $P^{в}_{m_{аб}}$, $P^{в}_{m_{bg}}$ и $P^{г}_{m_{аб}}$, $P^{г}_{m_{бд}}$ — горизонтальные и вертикальные составляющие реакций $R_{лев}$ и $R_{прав}$ для участков *аб* и *бд* соответственно; в первом уравнении этой системы знак «плюс» используют для решения уравнений для верхнего сегмента при горизонтальном роторе, а знак «минус» — для нижнего сегмента. С учетом принятой модели распределения давления газа в зазоре вертикальные и горизонтальные составляющие реакций определяют из зависимостей для сегмента с одним рядом дросселей, двумя рядами дросселей и контурным наддувом:

$$P^{\text{в}}_{m_{аб}}=2R\left[\int\limits_0^l\int\limits_0^{\text{П}}(p_{ab}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\int\limits_0^l\int\limits_{\text{П}}^{\vartheta}(p_{вб}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\right.$$

$$\left.+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\text{Н}}^{\text{П}}(p_{ab}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\int\limits_e^{0,5L}\int\limits_{\text{П}}^{\vartheta}(p_{вб}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr\right];$$

$$P^{\text{г}}_{m_{аб}}=-2R\left[\int\limits_0^l\int\limits_{\text{Н}}^{\text{П}}(p_{ab}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\int\limits_0^l\int\limits_{\text{П}}^{\vartheta}(p_{вб}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\right.$$

$$\left.+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\text{Н}}^{\text{П}}(p_{ab}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\int\limits_e^{0,5L}\int\limits_{\text{П}}^{\vartheta}(p_{ab}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr\right];$$

$$P^{\text{в}}_{m_{бд}}=2R\left[\int\limits_0^l\int\limits_{\vartheta}^{\text{В}}(p_{бц}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\vartheta}^{\text{В}}(p_{бц}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\right.$$

$$\left.+\int\limits_0^l\int\limits_{\text{В}}^{\text{Е}}(p_{цд}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\text{В}}^{\text{Е}}(p_{цд}-p_{\text{а}})\cos\theta d\theta dr\right];\quad(4.55)$$

$$P^{\text{г}}_{m_{бд}}=2R\left[\int\limits_0^l\int\limits_{\vartheta}^{\text{В}}(p_{бц}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\vartheta}^{\text{В}}(p_{бц}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\right.$$

$$\left.+\int\limits_0^l\int\limits_{\text{В}}^{\text{Е}}(p_{цд}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr+\int\limits_l^{0,5L}\int\limits_{\text{В}}^{\text{Е}}(p_{цд}-p_{\text{а}})\sin\theta d\theta dr\right],$$

где $H=\vartheta-\alpha$; $\text{П}=\vartheta-\alpha+\xi$; $E=\vartheta+\gamma$; $B=\vartheta+\gamma-\xi$.

После подстановки давлений газа в зазоре из зависимостей (4.20) или (4.21) в формулы (4.55), взятия соответствующих интегралов и выполнения необходимых преобразований получаем формулы для определения соответствующих реакций смазочного газового слоя сегмента

$$P^{\text{в}}_{m_{аб}}=LDps\{A\left[A_1\cos\vartheta+(1-A_7)\sin\vartheta\right]+$$

$$+B(\Gamma_{\text{в}}\cos\vartheta-\Delta\Gamma_{\text{в}}\sin\vartheta)-0{,}5p_{\text{а}}\left[A_{10}\cos\vartheta+(1-A_{11})\sin\vartheta\right]\};$$

$$P^{\text{г}}_{m_{аб}}=-LDps\{A\left[A_7-1)\cos\vartheta+A_1\sin\vartheta\right]+$$

$$+B(\Gamma_{\text{в}}\sin\vartheta-\Delta\Gamma_{\text{в}}\cos\vartheta)-0{,}5p_{\text{а}}\left[A_3\sin\vartheta+(A_{11}-1)\cos\vartheta\right]\};\quad(4.56)$$

$$P^{\text{в}}_{m_{бд}}=LDps\{A\left[A_2\cos\vartheta+(A_8-1)\sin\vartheta\right]+$$

$$+C(\Gamma_ц \cos\vartheta - \Delta\Gamma_ц \sin\vartheta) - 0{,}5p_а[A_{12}\cos\vartheta - (A_{13}+1)\sin\vartheta]\};$$

$$P^{г}_{m_{бд}} = LDps\{A[(1-A_8)\cos\vartheta + A_2\sin\vartheta] +$$

$$+C[\Gamma_ц \sin\vartheta - \Delta\Gamma_ц \cos\vartheta) - 0{,}5p_а[A_9+1)\cos\vartheta + A_5\sin\vartheta]\}.$$

Здесь

$$A = (0{,}5 - l\,\bar{p}_m + \bar{l}\bar{p}_{m_{ср}};$$

$$A_1 = \frac{1-\cos(\alpha-\xi)}{\alpha-\xi};$$

$$A_7 = \frac{\sin(\alpha-\xi)}{\alpha-\xi};$$

$$B = (0{,}5-\bar{l})\,\bar{p}_{m_b} + \bar{l}\bar{p}_{m_{срb}};$$

$$\Gamma_в = A_3 - A_1;$$

$$\Delta\Gamma_в = \frac{(\alpha-\xi)\sin\alpha - \alpha\sin(\alpha-\xi)}{\xi(\alpha-\xi)};$$

$$A_{10} = \frac{\cos(\alpha-\xi)-\cos\alpha}{\xi};$$

$$A_{11} = \frac{\sin\alpha - \sin(\alpha-\xi)}{\xi};$$

$$A_3 = \frac{\cos(\alpha-\xi)-\cos\alpha}{\xi};$$

$$A_2 = \frac{1-\cos(\gamma-\xi)}{\gamma-\xi};$$

$$A_8 = \frac{\sin(\gamma-\xi)}{\gamma-\xi};$$

$$C = (0{,}5-\bar{l})\bar{p}_{m_ц} + \bar{l}p_{m_{срц}};$$

$$\Gamma_ц = A_4 + A_5;$$

$$A_4 = \frac{\cos(\gamma-\xi)-1}{\gamma-\xi};$$

$$A_5 = \frac{\cos(\gamma-\xi)-\cos\gamma}{\xi};$$

$$\Delta\Gamma_ц = A_8 + A_9;$$

$$A_9 = \frac{\sin(\gamma-\xi)-\sin\gamma}{\xi};$$

$$A_{12} = \frac{\cos(\gamma-\xi)-\cos\gamma}{\xi};$$

$$A_6 = \frac{\sin(\gamma-\xi)-\sin\gamma}{\xi};$$

$$\bar{p}_{ш.ср} = \frac{2}{3}\,\frac{\bar{p}_ш^3 - \bar{p}_а^3}{\bar{p}_ш^2 - \bar{p}_а^2} = \bar{p}_{mср}; \qquad (4.57)$$

$$\bar{p}_{m\,\text{ср}_b}=\frac{2}{3}\frac{\bar{p}^3_{m_b}-\bar{p}_а^3}{\bar{p}^2_{m_b}-\bar{p}_а^2};\qquad(4.58)$$

$$\bar{p}_{m\,\text{ср}_ц}=\frac{2}{3}\frac{\bar{p}^3_{m_ц}-\bar{p}_а^3}{\bar{p}^2_{m_ц}-\bar{p}_а^2};\qquad(4.59)$$

$$\bar{l}=l/L.$$

Несущую способность одного сегмента подшипника можно представить в виде суммы несущих способностей на участках *аб* и *бд* (см. рис. 4.23) с учетом уравнений (4.56).

Определим несущую способность (вертикальная составляющая реакций смазочного слоя) сегментного подшипника с однорядным, двухрядным и контурным расположением дросселей:

$$P_m=P_m^{\text{в}}=P^{\text{в}}_{m_{аб}}+P^{\text{в}}_{m_{бд}}=LDp_S\,[A\,(\Gamma_c\cos\vartheta-\Delta\Gamma_c\sin\vartheta)+$$
$$+B\,(\Gamma_b\cos\vartheta-\Delta\Gamma_b\sin\vartheta)+C\,(\Gamma_ц\cos\vartheta-\Delta\Gamma_ц\sin\vartheta)-\qquad(4.60)$$
$$-0{,}5\bar{p}_а\,(\Gamma_а\cos\vartheta-\Delta\Gamma_а\sin\vartheta)],$$

где $\Gamma_c=A_1+A_2$; $\Delta\Gamma_c=A_7-A_8$; $\Gamma_а=A_{10}+A_{12}$; $\Delta\Gamma_а=A_6-A_{11}$.

Горизонтальная составляюшая реакции смазочного слоя сегментного подшипника с учетом формул (4.55) определится из зависимости

$$P_m^{\text{г}}=P^{\text{г}}_{m_{аб}}+P^{\text{г}}_{m_{бd}}=LDp_S\,[A\,(\Delta\Gamma_c\cos\vartheta+\Gamma_c\sin\vartheta)+$$
$$+B\,(\Gamma_b\sin\vartheta-\Delta\Gamma_b\cos\vartheta)+C\,(\Gamma_ц\sin\vartheta-\Delta\Gamma_ц\cos\vartheta)-$$
$$-0{,}5\bar{p}_а\,(\Gamma_а\sin\vartheta+\Delta\Gamma_а\cos\vartheta).\qquad(4.61)$$

Совместное решение уравнений (4.53), (4.54) позволяет определить давления $\bar{p}_{m_b}$ и $\bar{p}_{m_ц}$, подставив которые в формулу (4.60), можно вычислить несущую способность сегмента газостатического подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами для определенного значения ε.

Вертикальные и горизонтальные составляющие реакции слоя газовой смазки в сегменте с одним дросселем на участках *аб* и *бд* (см. рис. 4.23) соответственно равны

$$P^{\text{в}}_{m_{аб}}=2\int\limits_0^l\int\limits_{v-\alpha}^{v}(p_{аб}-p_а)\cos\theta\,d\theta\,dr;$$

$$P^{\text{г}}_{m_{аб}}=2\int\limits_0^l\int\limits_{v-\alpha}^{v}(p_{аб}-p_а)\sin\theta\,d\theta\,dr;\qquad(4.62)$$

$$P^{\text{в}}_{m_{бд}}=2\int\limits_0^l\int\limits_{v}^{\gamma}(p_{бд}-p_а)\cos\theta\,d\theta\,dr,$$

$$P^{\text{в}}_{m_{бд}}=2\int\limits_0^l\int\limits_{\upsilon}^{\gamma}(p_{бд}-p_a)\sin\theta d\theta dr,$$

где $P_{аб}$ и $P_{бд}$ определяют из зависимостей (4.21).

Как и в случае одномерного, двумерного и контурного наддува газа в зазор, сегмент с одним дросселем находится в равновесии под действием составляющих $R_{\text{лев}}$ и $R_{\text{прав}}$ реакции газового слоя, действующих на участках *аб* и *бд*, момента $M_{\text{ш}}$ трения в шаровой опоре сегмента, а также силы тяжести $P_{\text{сг}}$ сегмента. Поэтому для сегмента расчет несущей способности нужно выполнять в такой последовательности:

1. Для заданного значения ε из уравнений (4.62) определяют составляющие $P^{\text{в}}_{m_{аб}}$, $P^{\text{г}}_{m_{аб}}$, $P^{\text{в}}_{m_{бд}}$ и $P^{\text{г}}_{m_{бд}}$.

2. С учетом уравнений (4.54) исследуют условия движения сегмента вокруг центра шаровой опоры, т. е. определяют $M_{\text{ш}}$ и $\Sigma M_{\text{р}}$ (см. рис. 4.23):

$$M_{\text{ш}}=P^b_m f_{\text{тр}}R_{\text{ш}},$$

$$\Sigma M_p=P_{\text{сг}}l_{\text{сг}}+R_{\text{прав}}l_{\text{прав}}-R_{\text{лев}}l_{\text{лев}}. \tag{4.63}$$

Если $\Sigma M_p=P_{\text{сг}}l_{\text{сг}}$, то сегмент должен повернуться вокруг центра $O_{\text{ш}}$ по часовой стрелке.

3. Выбирая значения ε, $p_в$, H_0 и L, обеспечивают условие $\Sigma M_p \geqslant M_{\text{ш}}$.

При вращении ротора в слое газовой смазки возникает газодинамическая составляющая несущей способности газового слоя, стремящаяся повернуть сегмент вокруг центра $O_{\text{ш}}$ шаровой опоры (см. рис. 4.23). Экспериментально установлено, что при повороте сегмента не происходит касания сегмента о цапфу в точке g, если ограничить ход входной кромки сегмента в радиальном направлении с помощью соответствующего ограничителя подъема. Для получения максимальной жесткости газового слоя в сегменте должно быть обеспечено следующее отношение зазоров: $H_{\text{ш}}/H_g=1\ldots1{,}1$. Это, с одной стороны, дает строго фиксированное значение эксцентриситета $\varepsilon_{\text{сг}}$, а с другой — сегмент имеет возможность «отслеживать» прецесионное движение цапфы вала в пределах установленного зазора с помощью ограничителя перемещения сегмента.

Расчет несущей способности подшипника с принудительным ограничением подъема входной кромки сегмента несколько отличается от расчета несущей способности слоя газовой смазки в самоустанавливающемся сегменте. Его выполняют в такой последовательности:

1. Принимают $H_{\text{ш}}=H_g$.

2. Из совместного решения уравнений (4.49) и (4.50) при $H_{\text{ш}}=H_g$ определяют эксцентриситет $\varepsilon_{\text{сг}}=\varepsilon/\cos(\gamma/2)$.

3. Вычисляют высоту зазоров H_{m_b} и H_{m_y}:

$$H_{m_\text{в}} = H_0[1 - \varepsilon_\text{сг}\cos(\beta - 0{,}5\gamma - \xi)];$$

$$H_{m_\text{ц}} = H_0[1 - \xi_\text{сг}\cos(0{,}5\gamma - \xi)].$$

4. Определяют давления газа $\bar{p}'_{m_\text{ш}}$, p'_{m_b}, $\bar{p}'_{m_\text{ц}}$ из зависимостей (4.53).

5. По формуле (4.60) вычисляют несущую способность сегмента.

Обычно газостатический радиальный подшипник состоит из нескольких одинаковых сегментных вкладышей (сегментов) и его несущая способность равна сумме проекций составляющих реакций смазочного газового слоя в сегментах на направление действия радиальной (обычно вертикальной) внешней нагрузки W, которая уравновешивается реакцией слоя газовой смазки:

$$P = -\sum_{1}^{N_\text{сг}} P_\text{сг}. \tag{4.64}$$

Следует отметить, что несущая способность подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами при горизонтальном роторе зависит, во-первых, от числа сегментов и, во-вторых, от направления действия внешней радиальной нагрузки (вектор внешней нагрузки проходит через опору нижнего сегмента или между двумя нижними сегментами). При любом числе сегментов и их расположении относительно линии действия радиальной внешней нагрузки формулу для определения несущей способности сегментного подшипника в общем виде для однорядного, двухрядного и контурного расположения дросселей можно записать так:

$$P = -LDp_S\left[(0{,}5 - \bar{l})\left(\Gamma_\text{с}\sum_{1}^{N_\text{сг}} p_{m_\text{ш}} + \Gamma_\text{в}\sum_{1}^{N_\text{сг}} \bar{p}_{m_\text{в}} + \Gamma_\text{ц}\sum_{1}^{N_\text{сг}} p_{m_\text{ц}}\right) + \right.$$
$$\left. + \bar{l}\left(\Gamma_\text{с}\sum_{1}^{N_\text{сг}} p_{\text{ср}_\text{ш}} + \Gamma_\text{в}\sum_{1}^{N_\text{сг}} \bar{p}_{\text{ср}_\text{в}} + \Gamma_\text{ц}\sum_{1}^{N_\text{сг}} \bar{p}_{\text{ср}_\text{ц}}\right)\right]\cos\vartheta, \tag{4.65}$$

где для зазора $H_\text{ш}$ в зоне продольной оси сегмента $p'_{m_\text{ш}}$ определяют по зависимости (4.53); $\bar{p}_{m\,\text{ср}}$ — по формуле (4.57); $\bar{p}_{m_\text{в}}$ и $\bar{p}_{m_\text{ц}}$ — из уравнений (4.53); $\bar{p}_{m\,\text{ср}_\text{ц}}$, $p_{m\,\text{ср}_\text{в}}$ и $p_{\text{ср}_\text{ш}}$ — из (4.57) — (4.59).

При любом расположении продольных осей опор сегментов подшипника относительно направления радиальной внешней нагрузки сумма всех коэффициентов $\Delta\Gamma$ равна нулю. Равно нулю также выражение $\Gamma_\text{а}\cos\vartheta - \Delta\Gamma_\text{а}\sin\vartheta$ в формуле (4.60).

Как следует из зависимости (4.65), несущая способность сегментного подшипника будет наибольшей при $\vartheta=0$, т. е., когда линия действия внешней радиальной нагрузки проходит через продольную ось опоры верхнего сегмента при горизонтальном роторе.

Несущую способность неполноохватывающего цапфу вала подшипника (см. рис. В3, *д—е*) определяют по формуле (4.60) при $\beta=\gamma$ с учетом типа наддува газа в рабочий зазор (см. рис. 4.14, *а—г*).

4.3.4. Особенности определения радиальной жесткости газостатического подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

Жесткость смазочного газового слоя газостатического подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами во взаимно перпендикулярных направлениях разная в отличие от гладкого цилиндрического полноохватывающего вал подшипника (см. рис. В3, *а*), где она постоянная. Кроме того, изменение жесткости сегментного подшипника в одном направлении не влияет на ее изменение в другом направлении. Докажем это утверждение на примере трехсегментного подшипника, жесткость которого включает в себя жесткость слоя газовой смазки, упругих элементов и массы сегментных вкладышей с валом (рис. 4.24).

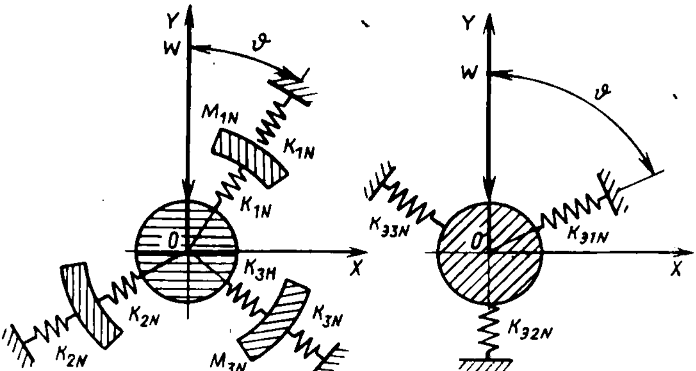


Рис. 4.24. Схема установки вала в сегментном подшипнике с упругим закреплением сегментов относительно корпуса:
а — с учетом масс сегментов; *б* — без учета масс сегментов

Поскольку в общем случае сегмент на корпус опирается через упругий элемент, то эквивалентная жесткость $K_{эmN}$ системы сегмент — упругий элемент представляет собой сумму последовательно соединенных жесткостей упругого элемента K_{mN} и слоя газовой смазки $K_{mN\text{г}}$:

$$\frac{1}{K_{\text{э}\,mN}}=\frac{1}{K_{mN}}+\frac{1}{K_{mN\text{г}}}. \qquad (4.66)$$

Здесь индекс m указывает номер сегмента, отсчитываемого от линии действия радиальной внешней статической нагрузки в сторону вращения ротора, а N — номер подшипника (I — для левого подшипника и II — для правого).

Определим эквивалентные жесткости подшипника в направлении осей OX и OY, считая их линейными при малых перемещениях вала.

При смещении массы вала в направлении оси OX на малую величину x из положения равновесия слой газовой смазки совместно с упругим элементом деформируется на малую величину $\sin\vartheta$. Соответствующая этой деформаци сила, действующая вдоль продольной оси эквивалентной «пружины», равна $K_{\text{э}}x\sin\vartheta$. Проекция этой силы на ось OX равна $K_{\text{э}}x\sin^2\vartheta$.

Тогда для трехсегментного подшипника, как и для подшипника с любым числом сегментов, составляющую общей эквивалентной силы, действующей в направлении оси OX, при перемещении ротора в этом же направлении можно выразить через эквивалентую жесткость K_{Xx} и перемещение x вала следующим образом:

$$K_{Xx}x=x\sum_{m=1}^{m}\{K_{\text{э}\,m}\sin^2[(m-1)\Theta_N+\vartheta]\}. \qquad (4.67)$$

Проекция равнодействующей всех сил на ось OY при перемещении ротора в направлении оси OX равна

$$K_{Yx}x=0{,}5x\sum_{m=1}^{m}|\{K_{\text{э}\,m}\sin 2[(m-1)\Theta_N+\vartheta)\}|. \qquad (4.68)$$

Аналогично можно определить проекцию сил на ось OX при перемещении ротора на величину y в направлении оси OY:

$$K_{Xy}y=K_{Yx}x. \qquad (4.69)$$

Наконец, проекция сил на ось OY при перемещении центра масс ротора на величину y в направлении оси OY будет равна

$$K_{Yy}y=y\sum_{m=1}^{m}\{K_{\text{э}\,m}\cos^2[(m-1)\Theta_N+\vartheta]\}. \qquad (4.70)$$

Таким образом, из зависимостей (4.67)—(4.70) можно определить эквивалентную жесткость подшипников с любым числом сегментов при любом направлении радиальной внешней нагрузки:

$$K_{X_xN}=\sum_{m=1}^{m}\{K_{\text{э}\, mN}\sin^2[(m-1)\Theta_N+\vartheta]\};$$

$$K_{Y_xN}=K_{X_yN}=0{,}5\sum_{m=1}^{m}|K_{\text{э}\, mN}\sin 2[(m-1)\Theta_N+\vartheta]|; \quad (4.71)$$

$$K_{Y_yN}=\sum_{m=1}^{m}\{K_{\text{э}\, mN}\cos^2[(m-1)\Theta_N+\vartheta]\}.$$

Жесткость слоя газовой смазки $K_{mN\text{г}}$ подшипников, входящую в формулу (4.66), можно определить в результате дифференцирования выражения (4.65), которое справедливо для подшипников с любым числом сегментов при любом типе наддува газа в рабочий зазор. Например, для трехсегментного радиального подшипника выражение для вычисления жесткости имеет вид

$$K_{mN\text{г}}=\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}H_{\text{ш}}}=\frac{LDp_S}{H_0}\Bigg\{(0{,}5-\bar{l})\left[\Gamma_{\text{с}}\left(\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m_2}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m_1}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)+\right.$$
$$\left.+\Gamma_{\text{в}}\left(\frac{\mathrm{d}p_{m_{\text{в}2}}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}p_{m_{\text{в}1}}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)+\Gamma_{\text{ц}}\left(\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m_{\text{ц}2}}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}_{\text{ц}2}}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)\right]+$$
$$+\bar{l}\left[\Gamma_{\text{с}}\left(\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}2}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}1}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)+\Gamma_{\text{в}}\left(\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}_{\text{в}2}}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}_{\text{в}1}}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)+\right. \quad (4.72)$$
$$\left.+\Gamma_{\text{ц}}\left(\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}_{\text{ц}2}}}{\mathrm{d}\varepsilon}-\frac{\mathrm{d}\bar{p}_{m\,\text{ср}_{\text{ц}1}}}{\mathrm{d}\varepsilon}\right)\right]\Bigg\}.$$

Производные по давлениям, входящие в зависимость (4.72), дифференцируются по ε для давлений $\bar{p}_{\text{ш}}$, $\bar{p}_{m_b}$, $\bar{p}_{m_y}$.

4.3.5 Порядок и последовательность определения несущей способности и жесткости газостатических подшипников

На основании полученных выше зависимостей можно предложить такой порядок определения несущей способности и жесткости для различных газостатических подшипников:

1. Из приведенных на рис. В3 — рис. В5 конструктивных схем выбирают тип газостатического подшипника.

2. На основании расчета агрегата и выполнения его прочностных расчетов определяют для агрегата с вращающимся ротором диаметр D и длину цапфы $L_{\text{опт}}$, если подшипник радиальный, и диаметры $D_{\text{н}}$ и $D_{\text{в}}$, если осевой, а также массу ротора, радиальную и осевую внешние нагрузки W; для агрегата, совершающего возвратно-поступательное движение, размеры перемещающегося груза и массу движущегося узла.

3. Выбирают тип дросселя (с кольцевым соплом (см. рис. 4.6, *а*), с простым соплом или микроканавкой (см. рис. 4.5, *а*, *ж*)).

4. Задают тип наддува газа в рабочий зазор (однорядный, двухрядный, контурный и т. п.).

5. Задают число $N_{др}$ дросселей наддува в одном ряду подшипника, высоту радиального зазора H_0, род газа, диаметр дросселя $D_{др}$, давление p_s и p_a.

6. Если расчет выполняют с использованием ЭВМ, то для вычисления несущей способности можно воспользоваться программами, составленными на алгоритмическом языке Фортран-77 и приведенными в приложениях 4 и 5. Если же ЭВМ при расчете не применяют, то дальнейшие операции будут следующими:

а) для различных эксцентриситетов ε (в случае радиальных подшипников) вычисляют коэффициенты K_2 и K_1 по зависимостям (4.11) для наибольших $H_в$ и наименьших $H_н$ зазоров в (осевых подшипниках и плоских газостатических подвесах этот коэффициент отсутствует);

б) по табл. 4.1 определяют коэффициент C_m для рассчитываемого подшипника;

в) определяют $H_в$ и $H_н$ — для радиальных цилиндрических, осевых двусторонних и конических подшипников; H_m — для осевых односторонних и $H_ш$ — для сегментных подшипников (с учетом выбранного ε в зоне каждой шаровой опоры сегмента);

г) по формуле (4.15) вычисляют давления $\bar{p}_н$, $\bar{p}_в$, $\bar{p}_m$ в зазорах $H_н$, $H_в$, H_m радиального цилиндрического или двустороннего осевого подшипников, в случае сегментного подшипника давление $\bar{p}_{m_ш}$ в зазоре $H_ш$ рассчитывают по формуле (4.53);

д) по формуле (4.52) вычисляют $H_{m_в}$ и $H_{m_ц}$, а из совместного решения уравнений (4.53) определяют давления $p'_{m_в}$ и $p'_{m_ц}$ для радиального подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами при однорядном, двухрядном и контурном наддуве;

е) по формулам (4.57), (4.58) и (4.59) вычисляют средние значения давлений $\bar{p}_{шср}$, $\bar{p}_{mср}$ $p_{mср_ц}$ газа в зазоре сегментного подшипника, а также давление $\bar{p}_{mср}$ для радиального гладкого цилиндрического подшипника, если у него зазор $H_{m\,ср}=H_ш$;

ж) рассчитывают несущую способность в зависимости от типа подшипника. Номера расчетных формул для подшипников каждого типа приведены ниже:

Радиальный гладкий цилиндрический с одним и двумя рядами дросселей (см. рис. В3, *а*) . . . . (4.38)

Осевой кольцевой односторонний с одним рядом дросселей (см. рис. В4, *а*) . . . . (4.39)

То же, с двумя рядами дросселей (см. рис. В4, *б*) . . . . . (4.41)

Осевой кольцевой двусторонний с одним рядом дросселей (см. рис. В4, *а*) . . . . (4.40)

То же, с двумя рядами дросселей (см. рис. В4, *б*) . . . . . (4.42)

Осевой дисковый с центральным дросселем (см. рис. В4, *в*) . . . (4.43)

Осевой дисковый с одним рядом дросселей (см. рис. В4, *г*) . . . (4.44)

Конический с одним рядом дросселей (см. рис. В5, *а*):

радиальная составляющая . . . . (4.45)

осевая составляющая . . . . (4.47)

То же, с двумя рядами дросселей (см. рис. В5, *а*):

радиальная составляющая . . . . (4.46)

осевая составляющая . . . . (4.48)

С самоустанавливающимися сегментными вкладышами (см. рис. В3, *ж—з*) . . . . (4.65)

Неполноохватывающий (см. рис. В3, *д—е*) . . . . (4.60)

7. По формуле (4.5) вычисляют жесткость смазочного слоя газостатического подшипника любого типа (кроме сегментного) при изменении его несущей способности на величину Δp и перемещении цапфры вала на ΔH. Жесткость сегментного подшипника определяют по формуле (4.66) или (4.72).

4.3.6. Влияние изменения температуры и рода газа на несущую способность и жесткость газостатических подшипников

Используя данные, полученные в п. 4.2 (см. рис. 4.9) при исследовании влияния температуры рабочего тела на распределение давления газа в рабочем зазоре газостатического подшипника при постоянном давлении наддува ($p_в$=const), определим, в какой мере изменение температуры сказывается на несущей способности подшипника.

Рассмотрим радиальный гладкий цилиндрический подшипник с дросселями типа «кольцевое сопло», характеризующийся следующими геометрическими размерами и параметрами подаваемого в него воздуха: $p_а=0{,}098$ МПа; $N_{др}=8$; $N_р=1$; $d_с=0{,}326$ мм; $T_в=300$ К; $D=25$ мм; $L=50$ мм; $l=25$ мм; $H_0=35$ мкм. Расчетные зависимости для него приведены на рис. 4.12, а результаты определения коэффициента нагрузки на воздухе — на рис. 4.25.

Видно, что коэффициент нагрузки, а следовательно, и несущая способность существенно зависят от температуры $T_в$ при разных давлениях наддува, достигая максимума при определенных значениях (см. рис. 4.25, *а*, *б*) $T_в$. Наиболее выраженный максимум наблюдается при больших ε, при малых ε он выражен слабо, причем с ростом ε максимум смещается в область более низких $T_в$ (см. рис. 4.25, *в*). Это связано с разным характером течения газа в области больших и малых зазоров в подшипнике, так как в области больших зазоров коэффициент вязкого трения меньше, чем в области малых зазоров. Причем коэффициент вязкого трения сложно зависит от числа Рейнольдса.

Изменение коэффициента вязкого трения приводит к изменению давления газа в зазоре, а следовательно, к изменению несущей способности подшипника или его коэффициента нагрузки C_W. Однако этот факт (и даже существенное уменьшение C_W с понижением T_s) для динамики ротора не является определяющим. Важно, чтобы с падением $T_в$ изменялась жесткость подшипника.

Из рис. 4.25 и 4.26, *а* видно, что жесткость (производная $dC_W/d\varepsilon$) с уменьшением T_s даже несколько возрастает. Следовательно, подшипники, отлаженные на испытательном стенде при температуре окружающей среды, всегда будут работать, если в них в рабочих условиях будет циркулировать газ при более низкой температуре. Однако это энергетически невыгодно, так как при этом возрастает расход газа (рис. 4.26, *б*). Максимум несущей способности подшипника расположен примерно между 200 и 300 К, а отношение C_{WT_S}, например при

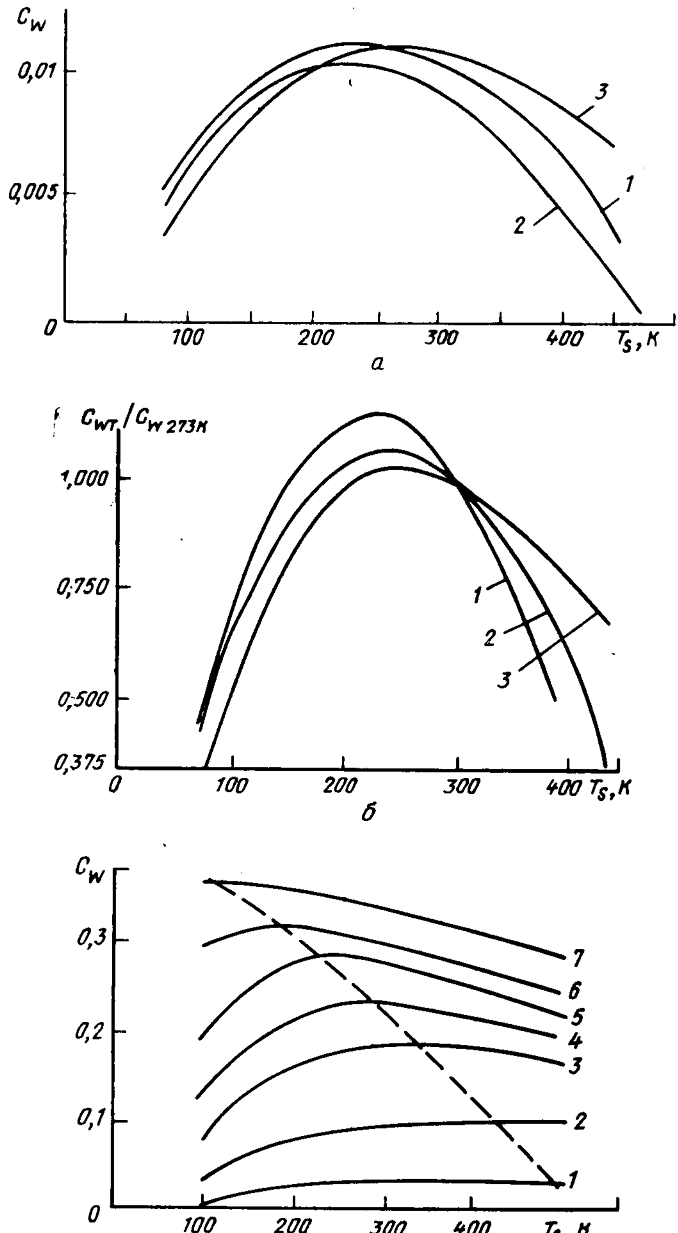
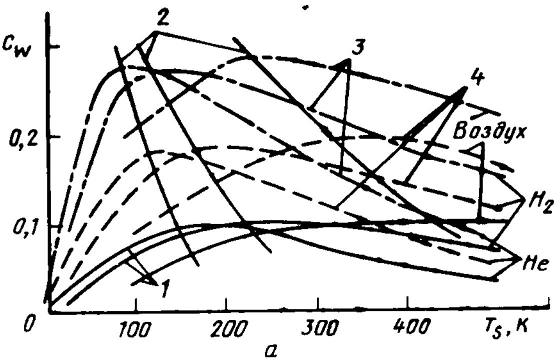


Рис. 4.25. Влияние температуры T_S при наддуве газа на изменение коэффициента нагрузки C_W при различных условиях: *а*, *б* — $\varepsilon = 0{,}1$, p_S, равно 0,245 (*1*), 0,295 (*2*) и 0,395 МПа (*3*), *в* — $p_S = 0{,}295$ МПа, ε равно 0,1 (*1*), 0,3 (*2*), 0,5 (*3*), 0,6 (*4*), 0,7 (*5*), 0,8 (*6*) и 0,9 (*7*)



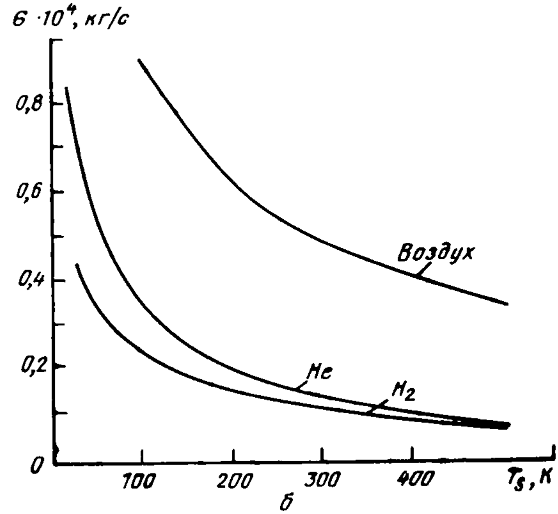


Рис. 4.26. Влияние температуры T_S при наддуве разных газов на изменение коэффициента нагрузки при p_S=0,295 МПа и ε, равном 0 (*1*), 0,3 (*2*), 0,7 (*3*) и 0,5 (*4*) (*а*), а также расход газа через подшипник (*б*)

T_s=100 K, к C_{W273K} равно примерно 2 (см. рис. 4.25, *б*). Наличие максимума на кривых C_W—T_s связано с изменением соотношений между сопротивлениями течению газа в дросселях и в рабочем зазоре подшипника. Аналогичная тенденция изменения C_W от T_s наблюдается и у других типов газостатических подшипников.

На рис. 4.27 приведены кривые изменения жесткости короткого газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника (H_0=20 мкм, D=16 мм, L=8 мм, $N_{др}$=8, d_c=0,6 мм) в зависимости от ε при разной температуре воздуха

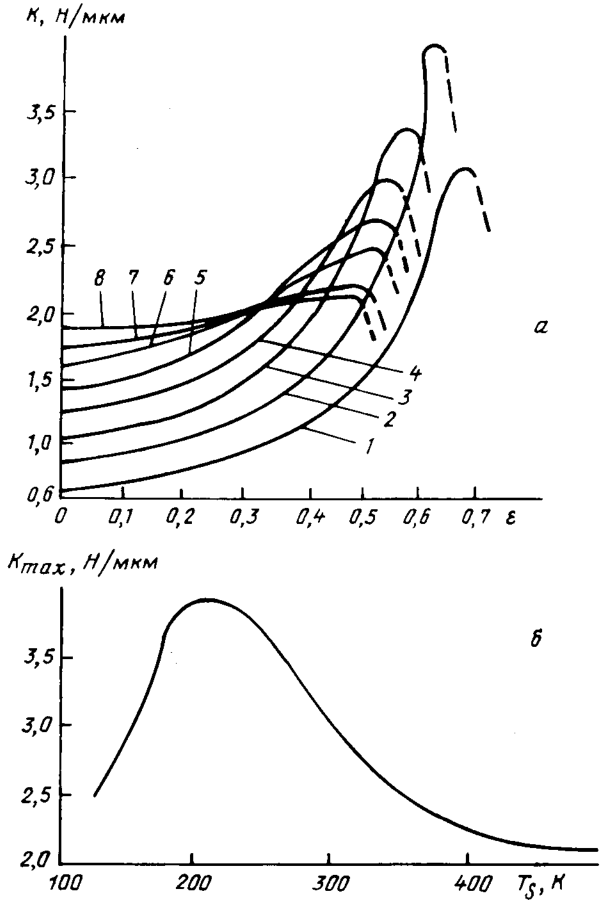


Рис. 4.27. Изменение жесткости короткого газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» в зависимости от ε при T_S воздуха, равной 150 (*1*), 200 (*2*), 250 (*3*), 300 (*4*), 350 (*5*), 400 (*6*) и 450 (*7*) (*а*), а также его максимальной жесткости при $p_S = 1{,}2$ МПа (*б*)

на входе в дроссель и $p_s = 0{,}686$ МПа. Из сопоставления кривых на рис. 4.25 и 4.26 видно, что характер их протекания при изменении ε в коротких и относительно длинных подшипниках разный: у коротких жесткость с ростом ε возрастает (см. рис. 4.26), а у длинных падает (см. рис. 4.25). Имеется ярко выраженный максимум статической жесткости (см. рис. 4.25, *б*).

На рис. 4.28 приведены расчетные кривые изменения безразмерной жесткости $\bar{K}_{m_0} = \frac{H_0}{LDp_S} K_{m_0}$ при $\varepsilon = 0$ для газостати-

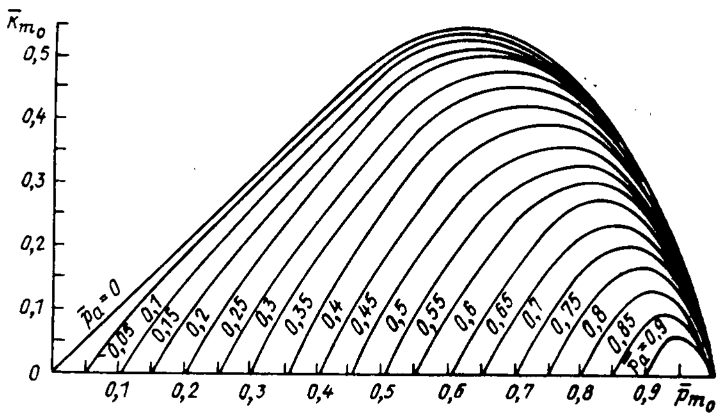


Рис. 4.28. Изменение жесткости газостатического подшипника в зависимости от p_{m^0} (при $\varepsilon=0$ для разных $\bar{p}_a$)

ческих гладких цилиндрических подшипников в зависимости от $\bar{p}_{m_0}$ для разных $\bar{p}_a$. Видно, что каждому значению $\bar{p}_a$ соответствует свое максимальное значение жесткости. Уменьшение жесткости при малых $\bar{p}_{m_0}$ связано с большими потерями давления газа в дросселе, а при больших $\bar{p}_{m_0}$ — с уменьшением влияния дросселя как ограничителя расхода газа, что хорошо согласуется с данными, приведенными ранее для упрощенной модели элемента дроссель — зазор.

4.3.7. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по несущей способности для газостатических подшипников

Поскольку в основу обобщенной методики расчета несущей способности газостатических подшипников положены упрощающие расчеты допущения, то чтобы оценить точность полученных теоретических результатов, необходимо сопоставить их с экспериментом.

На рис. 4.29 результаты представлены в виде безразмерных зависимостей коэффициента нагрузки C_W от эксцентриситета ε для разных давлений наддува. Точки максимумов на кривых соответствуют моменту потери подшипником статической жесткости.

На рис. 4.30 для аналогичного подшипника ($L=130$ мм; $l=32{,}5$ мм; $D=75$ мм; $d_c=0{,}9$ мм; $H_0=26$ мкм; $N_{др}=8$, $N_p=2$) при $p_s=0{,}588$ МПа и $T_s=298$ К построена по точкам экспериментальная кривая C_W—ε (сплошная кривая *1*) для воздуха. Здесь же даны зависимости, построенные по значениям C_W, рассчитанным по методике В. Г. Безродного (пря-

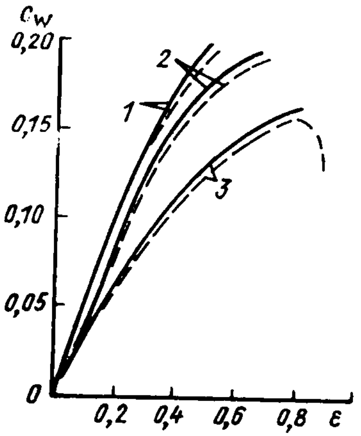


Рис. 4.29. Сопоставление экспериментальных зависимостей C_W от ε (сплошные кривые) с рассчитанными по формуле (4.38) (пунктирные кривые) для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» ($H_0=28{,}25$ мкм, $L=30$ мм, $l=10$ мм, $N_{др}=8$, $N_р=2$, $d_с=0{,}321$ мм, $D=25$ мм) при p_s, равном 0,245 (*1*), 0,392 (*2*) и 0,686 МПа (*3*)

мая *2*), по данным Н. С. Грэссема (кривая *3*), по методике А. И. Снопова (кривая *4*) и по формуле (4.38) (кривая *5*).

Представление о характере протекания экспериментальных кривых C_W—ε для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом карманов и следующими геометрическими размерами и параметрами воздуха: $L=101{,}6$ мм; $D=50{,}8$ мм; $d_к=5{,}14$ мм; $d_с=0{,}147$ мм; $N_{др}=8$; $p_a=0{,}098$ МПа; $T_S=298$ K дает рис. 4.31. Здесь же пунктиром приведена зависимость, рассчитанная по формуле (4.38).

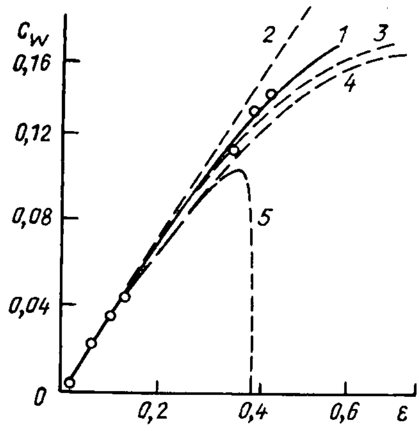


Рис. 4.30. Сопоставление экспериментальной (*1*) с рассчитанными по различным методикам зависимостями C_W—ε (*2*—*5*) для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с двумя рядами дросселей типа «кольцевое сопло»

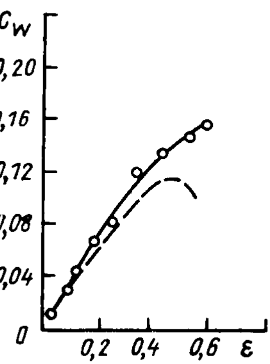


Рис. 4.31. Экспериментальная и рассчитанная по формуле (4.38) зависимости C_W—ε для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом карманов

Изменение коэффициента нагрузки C_W в зависимости от относительного эксцентриситета ε для подшипника с двумя рядами карманов показано на рис. 4.32. Подшипник характеризуют

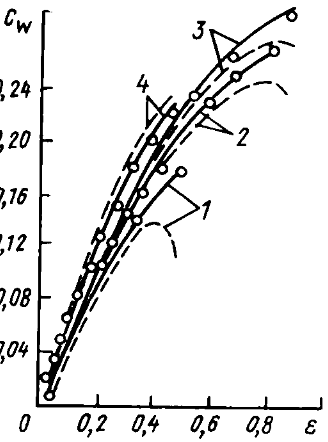


Рис. 4.32. Сопоставление экспериментальных и рассчитанных по формуле (4.38) зависимостей $C_W - \varepsilon$ для газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с двумя рядами карманов при p_s, равных 0,2254 (*1*), 0,35 (*2*), 0,47 (*3*) и 0,588 МПа (*4*)

следующие параметры: $L=92{,}25$ мм; $D=63{,}5$ мм; $l=23{,}8$ мм; $d_к=5{,}14$ мм; $d_с=0{,}599$ мм; $N_{др}=6$; $p_a=0{,}098$ МПа и $T_s=$ $=298$ K.

Из рисунков видно, что имеются расхождения между экспериментальными и рассчитанными по различным методикам кривыми, особенно в области больших ε. Достаточно хорошее совпадение с экспериментом получено при расчете C_W по формуле (4.38). Кроме того, ни одна из указанных методик, кроме расчета по формуле (4.38), не отражает момент наступления потери подшипником статической жесткости, особенно для коротких подшипников с отношением $L/D<0{,}5$. При малых ε зависимость C_W от ε имеет линейный характер, т. е. жесткость смазочного газового слоя при малых ε практически постоянна.

На рис. 4.33 приведены экспериментальные зависимости p от ε для неполноохватывающего цапфу вала подшипника (см. рис. В3, *д—з*). Эти данные могут быть использованы при проектировании конструкций газостатических подшипников с односторонне приложенной радиальной нагрузкой. Видно, что кривые несущей способности отличаются от аналогичных кривых для полноохватывающих радиальных подшипников. Так, на-

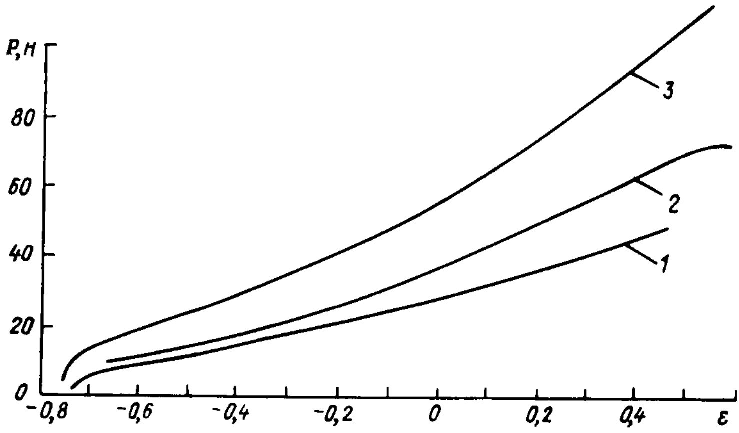


Рис. 4.33. Характеристики «нагрузка — перемещение» при p_S, равном 0,25 (*1*), 0,41 (*2*), 0,7 МПа (*3*), для газостатического радиального цилиндрического неполноохватывающего подшипника с двумя рядами дросселей типа «кольцевое сопло», расположенных со стороны, противоположной направлению действия радиальной внешней нагрузки, при $D=25$ мм, $l=12$ мм, $L=46$ мм, $d_c=0{,}321$ мм, $N_{др}=3\times2$, $H_0=28{,}25$ мкм, $N_p=2$; $p_a=0{,}098$ МПа

пример, неполноохватывающий подшипник может воспринимать радиальную нагрузку при отрицательном эксцентриситете.

Рис. 4.34 дает представление о характере изменения безразмерной несущей способности газостатических осевых кольцевых подшипников с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» для воздуха при $T_S=293$ К, $p_a=0{,}098$ МПа, $D_в=85$ мм, $D_н=35$ мм, $D_c=55$ мм, $d_c=0{,}83$ мм, $H_0=50$ мкм (только для двустороннего подшипника) и $N_{др}=16$.

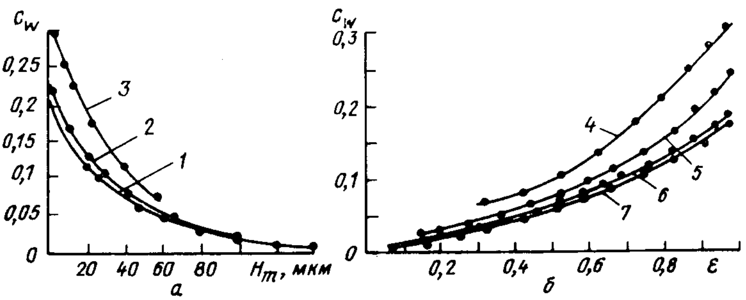


Рис. 4.34. Изменение безразмерной несущей способности одностороннего (*а*) и двустороннего (*б*) газостатического осевого кольцевого подшипника с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» на воздухе при $T_S=293$ К, $p_a=0{,}098$ МПа и p_S, равном 0,49 (*1*, *6*); 0,245 (*2*, *5*); 0,171 (*3*, *4*) и 0,688 МПа (*7*). Точки — эксперимент, сплошные линии — расчет по формулам (4.39), (4.40)

Из сопоставления приведенных на рисунках кривых видно, что расчетные данные, полученные по формулам (4.38) и (4.39), практически совпадают с экспериментальными и отображают момент потери подшипником статической жесткости, тогда как данные, полученные по методикам других авторов, существенно расходятся с экспериментальными при больших ε и не отражают потерю подшипником статической жесткости.

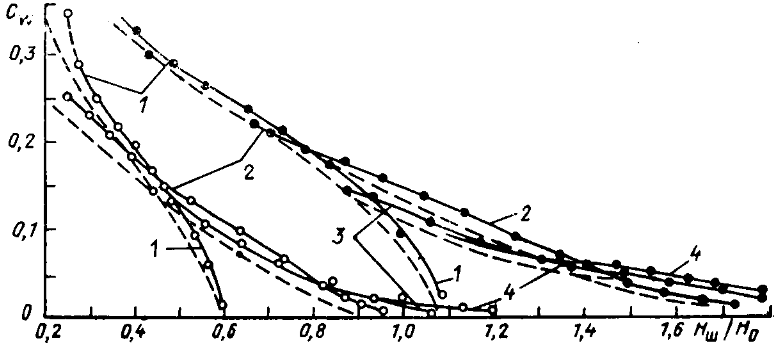


Рис. 4.35. Изменение безразмерной несущей способности C_W одного сегмента газостатического радиального подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами при наддуве газа через дроссели типа «кольцевое сопло» в зависимости от ε при $D=0{,}03$ м, $N_p=1$, $L/D=0{,}5$ и p_s равном 0,198 (*1*), 0,392 (*2*), 0,588 (*3*) и 0,784 (*4*). Темные точки — $H_0=23$ мкм, светлые точки — $H_0=42$ мкм. Пунктирные кривые — расчет по формуле (4.65)

На рис. 4.35 приведены экспериментальные зависимости безразмерной несущей способности от эксцентриситета при разных p_s для одного сегмента газостатического радиального подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами. Анализ приведенных кривых показывает, что при определенных значениях $H_ш$ коэффициент нагрузки $C_W=0$, т. е. происходит касание сегментом цапфы вала в точке g (см. рис. 4.23). Это приводит к преждевременному выходу из строя подшипника. При расчетах необходимо обязательно определять высоту $H_ш$, при которой возможно касание, и в дальнейшем рассчитывать гарантированный зазор $H_д$. На рис. 4.35 приведены данные расчета по зависимости (4.65). Наблюдается расхождение расчетных и экспериментальных данных не более чем на 10—15%.

4.3.8. Влияние вращения вала на характеристики гибридного радиального подшипника

На рис. 4.36 приведены результаты экспериментальных исследований влияния вращения вала на расходные характеристики газостатических радиальных гладких цилиндрических под-

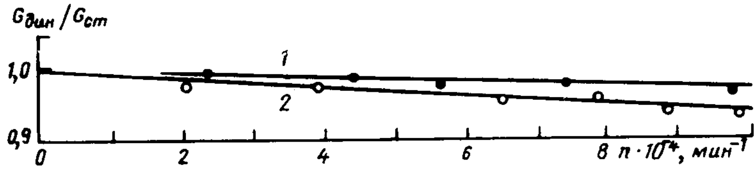


Рис. 4.36. Изменение относительного расхода воздуха через гибридный радиальный гладкий цилиндрический подшипник с дросселями типа «кольцевое сопло» в зависимости от частоты вращения вала при $D=L=30$ мкм, $N_{др}=8$, $N_р=1$, $d_с=0{,}5$ мм:
1 — $H_0=50$ мкм, $p_S=0{,}588$ МПа; *2* — $H_0=31$ мкм, $p_S=0{,}686$ МПа

шипников, из которых видно, что расход газа через подшипник при вращении вала ($G_{дин}$) отличается от такового при невращающемся вале ($G_{ст}$) не более чем на 2—5%. Это связано с тем, что газодинамическая составляющая несущей способности радиальных подшипников (или газодинамическая составляющая давления газа в зазоре) мала по сравнению с газостатической составляющей и ею в некоторых случаях можно пренебречь (особенно при больших радиальных зазорах H_0). Некоторое падение расхода газа через подшипник связано с уменьшением среднего коэффициента расхода газа по всему подшипнику из-за уменьшения числа Рейнольдса в дросселях вследствие повышения давления газа в одной части зазора при вращении вала и понижения его в другой. В итоге это приводит к общему уменьшению плотности газа в зазоре. Кроме того, с увеличением частоты вращения ротора уменьшается эксцентриситет ε. На рис. 4.29 видно, что для газостатических радиальных гладких цилиндрических подшипников жесткость смазочного газового слоя при $\varepsilon<0{,}4$ практически постоянна.

Поэтому при определении характеристик (несущей способности и жесткости) гибридных радиальных гладких цилиндрических подшипников можно применить принцип суперпозиции, или независимости действия газостатических и газодинамических составляющих несущей способности и жесткости, т. е. можно линеаризовать задачу определения давления газа в зазоре гибридного подшипника, представив давление в виде суммы газостатической и газодинамической составляющих. Воспользуемся для определения давления p газа из общего уравнения газовой смазки (1.39) известным принципом разложения давления p пропорционально первой степени ε и $\dot{\varepsilon}$:

$$p=p_0+p_{1,2}\varepsilon+p_3\dot{\varepsilon}+p_4\dot{\Phi}, \qquad (4.73)$$

где p_0 — газостатическая составляющая давления газа при $\varepsilon=0$, $\omega=0$ и $\Omega=0$; p_1 — изменение газостатической составляющей давления газа при $\varepsilon\neq0$, $\omega=0$ и $\Omega=0$; p_2 — газодинамическая составляющая давления газа при $\varepsilon\neq0$, $\omega\neq0$ и $\Omega=0$;

p_3 — составляющая давления газа от поступательного движения цапфы вала в направлении текущего динамического эксцентриситета e при $\varepsilon \neq 0$, $\omega \neq 0$ и $\Omega \neq 0$; p_4 — составляющая давления газа от вращательного движения цапфы вала с угловой скоростью Ω при $\varepsilon \neq 0$ и $\omega \neq 0$.

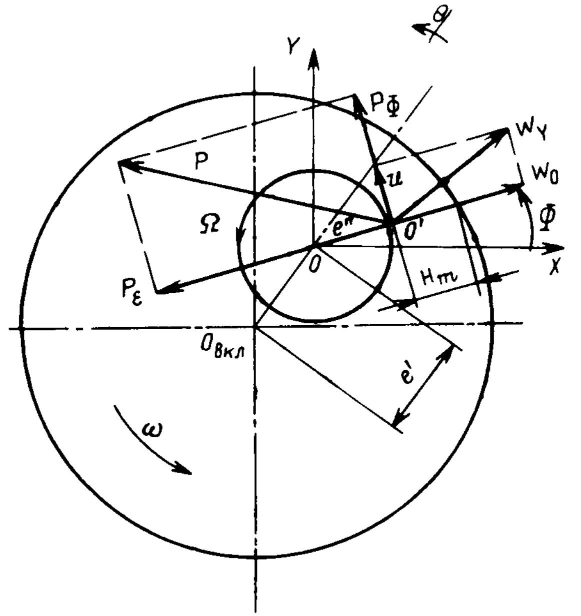


Рис. 4.37. Схема действия реакции и ее составляющих в газодинамическом радиальном гладком цилиндрическом подшипнике с наддувом газа в рабочий зазор. Точка O — текущая координата на траектории движения продольной оси цапфы ротора по окружности радиусом e

Разложим абсолютную скорость W_y перемещения поверхности цапфы при вращении ротора по двум взаимно перпендикулярным направлениям: W_0 — вдоль радиуса R и U — перпендикулярно радиусу R (рис. 4.37). Цапфа вала вдоль линии эксцентриситета перемещается со скоростью $H_0 d\varepsilon/d\tau = H_0\dot{\varepsilon}$, а перпендикулярно ей — со скоростью $H_0\varepsilon d\Phi/d\tau = H_0\varepsilon\dot{\Phi}$. Тогда получаем

$$W_0 = \frac{\partial H_m}{\partial \tau} = H_0\dot{\varepsilon}\cos(180° - \Theta) - H_0\varepsilon\dot{\Phi}\cos[90° - (180° - \Theta)] =$$

$$= -H_0\dot{\varepsilon}\cos\Theta - H_0\varepsilon\dot{\Phi}\sin\Theta, \qquad (4.74)$$

$$U = R\omega + H_0\dot{\varepsilon}\sin(180° - \theta) + H_0\varepsilon\dot{\Phi}\sin(\theta - 90°) =$$

$$= R\omega + H_0\dot{\varepsilon}\sin\theta - H_0\varepsilon\dot{\Phi}\cos\theta.$$

После подстановки зависимостей (4.74) в общее уравнение газовой смазки (1.39) и исключения из расчетов членов высшего порядка малости получим линеаризованное дифференциальное уравнение газовой смазки вида

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(pH_m{}^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)+\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial\bar r}\left(pH_m{}^3\frac{\partial p}{\partial\bar r}\right)=\Lambda\frac{\partial(pH_m)}{\partial\theta}+\frac{2\Lambda}{\omega}p\dot\varepsilon\cos\theta+$$
$$+\frac{2\Lambda}{\omega}p\dot\varepsilon\sin\theta. \qquad (4.75)$$

Из уравнения (4.75) видно, что давление газа в каждой точке зазора в общем случае зависит от расстояния $\bar r=r/L$ до плоскости подачи газа через дроссели, координатного угла θ и может быть представлено в виде выражения (4.73) или уравнения

$$p=p_0+p_{1,2}\varepsilon+p_3\frac{\dot\varepsilon}{\omega}+p_4\frac{\dot\Phi\varepsilon}{\omega}. \qquad (4.76)$$

После подстановки выражения (4.76) в (4.75) получаем уравнения для определения составляющих давления p:

а) для невращающегося невибрирующего ротора при $\varepsilon=0$ и $p=p_0$:

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial\bar r}\left(H_m{}^3p\frac{\partial p_0}{\partial\bar r}\right)=0,$$

или

$$\frac{\partial}{\partial\bar r}\left[(1+\varepsilon\cos\theta)^3p_0\frac{\partial p_0}{\partial\bar r}\right]=0,\quad \frac{\partial^2p_0{}^2}{\partial\bar r^2}=0; \qquad (4.77)$$

б) для невращающегося эксцентрично расположенного ротора при $\varepsilon\neq0$ и $p=p_0+\varepsilon p_1$:

$$\frac{\partial^2(p_0p_1)}{\partial\theta^2}+\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial^2(p_0p_1)}{\partial\bar r^2}=0; \qquad (4.78)$$

в) для вращающегося эксцентрично расположенного ротора при $\varepsilon\neq0$ и $p=p_0+\varepsilon p_1+\varepsilon p_2$:

$$\frac{\partial^2(p_0p_2)}{\partial\theta^2}+\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial^2(p_0p_2)}{\partial\bar r^2}=\Lambda\left(\frac{\partial p_1}{\partial\theta}+\frac{\partial p_2}{\partial\theta}\right)-\Lambda p_0\sin\theta; \qquad (4.79)$$

г) для вибрирующего невращающегося ротора при его радиальном движении при $\varepsilon\neq0$ и $p=p_0+\frac{\dot\varepsilon}{\omega}p_3$:

$$\frac{\partial^2(p_0p_3)}{\partial\theta^2}+\left(\frac{R}{L}\right)^2\left(\frac{\partial^2(p_0p_3)}{\partial\bar r^2}\right)=\Lambda\frac{\partial p_3}{\partial\theta}+\frac{2\Lambda}{\omega}p_0\cos\theta; \qquad (4.80)$$

д) для вибрирующего невращающегося ротора при его тангенциальном движении при $\varepsilon\neq0$ и $p=p_0+\frac{\dot\Phi\varepsilon}{\omega}p_4$:

$$\frac{\partial^2(p_0p_4)}{\partial\theta^2}+\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial^2(p_0p_4)}{\partial r^2}=\Lambda\frac{\partial p_4}{\partial\theta}+2\Lambda p_0\sin\theta. \qquad (4.81)$$

Решим приведенные линеаризованные дифференциальные уравнения (4.77)—(4.81). Давления p_0 и p_1 определим с учетом зависимости (4.17) соответственно при $\varepsilon=0$ и $\varepsilon\neq 0$ для невращающегося и невибрирующего ротора. Найдем давление p_0 по формуле $p_0=(p_{m_0}-p_a)/p_a$, где p_0 определяется из зависимости (4.16) при $\varepsilon=0$, $p_1=(p_{rm}-p_a)/p_a$, а давление p_{rm} также определяется из зависимости (4.16) при $\varepsilon\neq 0$.

Поскольку $\varepsilon<0{,}4$, жесткость практически постоянна, то несущую способность газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника с одним рядом дросселей можно представить в виде

$$P_{\text{ц}1}=P_{1\varepsilon}=K_{m_0}H_0\varepsilon. \tag{4.82}$$

При этом при $\omega=0$ тангенциальная составляющая несущей способности $P_{1\Phi}=0$.

Уравнения (4.78) и (4.79) решают при следующих граничных условиях:

$$p_2|_{\bar r=0,5}=0,\quad p_3|_{\bar r=0,5}=0,\quad p_4|_{\bar r=0,5}=0, \tag{4.83}$$

$$\partial p_2/\partial\bar r|_{\bar r=0}=0, \tag{4.84}$$

$$\partial p_3/\partial\bar r|_{\bar r=0}=0,\quad \partial p_4/\partial\bar r|_{\bar r=0}=0. \tag{4.85}$$

Справедливость граничных условий (4.83) не вызывает сомнений. Граничное условие (4.84) справедливо, если по всей длине L подшипника поток смазки в окружном направлении ламинарный, как и в газодинамическом подшипнике без наддува газа в рабочий зазор. Если вблизи дросселей поток газа турбулентный, то граничные условия (4.84) и (4.85) нарушаются.

Будем считать поток ламинарным на всей длине L подшипника. В результате интегрирования линейных уравнений (4.80) и (4.81) по способу Фурье при граничных условиях (4.83)—(4.85) получаем зависимости для определения составляющих p_0, p_1, p_2, p_3 и p_4. Зная эти давления, можно определить радиальную $P_{j\varepsilon}$ и тангенциальную $P_{j\Phi}$ составляющие реакции смазочного газового слоя:

$$P_{j\varepsilon}=-2p_aLR\int_0^{0,5}\int_0^{2\pi}p_j\cos\theta\,d\theta\,d\bar r, \tag{4.86}$$

$$P_{j\Phi}=2p_aLR\int_0^{0,5}\int_0^{2\pi}p_j\sin\theta\,d\theta\,d\bar r,$$

где $j=1\ldots4$.

Тогда составляющие общей реакции смазочного слоя равны

$$
\begin{aligned}
P_\varepsilon &= -2p_a LR \int\limits_0^{0,5} \int\limits_0^{2\pi} p \cos\theta d\theta d\bar{r} = \sum_{j=1}^{j=4} P_{j\varepsilon}, \\
P_\Phi &= 2p_a LR \int\limits_0^{0,5} \int\limits_0^{2\pi} p \sin\theta d\theta d\bar{r} = \sum_{j=1}^{j=4} P_{j\Phi},
\end{aligned} \tag{4.87}
$$

или

$$
\begin{aligned}
P_\varepsilon &= P_{1\varepsilon} + P_{2\varepsilon} + P_{3\varepsilon} + P_{4\varepsilon}; \\
P_\Phi &= P_{1\Phi} + P_{2\Phi} + P_{3\Phi} + P_{4\Phi}.
\end{aligned}
$$

Здесь

$$
\begin{gathered}
P_{1\varepsilon} = K_{\text{ст}} H_0 \varepsilon, \quad P_{2\varepsilon} = K_{\text{дин}} H_0 \varepsilon, \quad P_{3\varepsilon} = B H_0 \dot{\varepsilon}\omega, \\
P_{4\varepsilon} = -Q\varepsilon\dot{\Phi}\omega; \quad P_{1\Phi} = 0; \quad P_{2\Phi} = J H_0 \varepsilon, \\
P_{3\Phi} = -Q H_0 \dot{\varepsilon}\omega; \quad P_{4\Phi} = -B H_0 \varepsilon\dot{\Phi}\omega; \\
K_{\text{дин}} = s b_1; \quad B = 2s b_2/\omega; \quad J = s b_2; \\
Q = 2s b_1/\omega; \quad s = \frac{\pi R L p_a \Lambda}{H_0 (1 + \Lambda_1^2)}; \quad \Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{R}{H_0}\right)^2; \\
\Lambda_1 = \frac{\Lambda}{\bar{p}_{\text{ср}}}; \quad \bar{p}_{\text{ср}} = p_{\text{ср}}/p_a;
\end{gathered} \tag{4.88}
$$

$$
\begin{gathered}
b_1 = \Lambda_1 - a(\Lambda_a \operatorname{sh}\alpha_2 + \Lambda_b \sin\beta_2); \quad \alpha_2 = \frac{L\alpha_1}{R}, \\
\alpha_1 = \sqrt{\frac{\sqrt{1+\Lambda_1^2}+1}{2}}; \quad b_2 = 1 - a(\Lambda_a \sin\beta_2 - \Lambda_b \operatorname{sh}\alpha_2, \\
a = \left[\frac{L}{2R}\sqrt{1+\Lambda_1^2}(\operatorname{ch}\alpha_2 + \cos\beta_2)\right]^{-1}; \quad \Lambda_a = \Lambda_1\alpha_1 + \beta_1, \\
\beta_2 = L\beta_1/R; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{\sqrt{1+\Lambda_1^2}-1}{2}}; \quad \Lambda_b = \Lambda_1\beta_1 - \alpha_1.
\end{gathered} \tag{4.89}
$$

Составляющие общей реакции $P = \sqrt{P_\varepsilon^2 + P_\Phi^2}$ смазочного газового слоя в системе уравнений (4.88) даны в полярных координатах ε и Φ. Для перехода к прямоугольным координатам x и y воспользуемся следующими соотношениями:

$$
y = \varepsilon H_0 \sin\Phi, \quad x = \varepsilon H_0 \cos\Phi. \tag{4.90}
$$

После дифференцирования по времени уравнений (4.90) получаем

$$
\begin{aligned}
\dot{y} &= (H_0\dot{\varepsilon}\sin\Phi + H_0\varepsilon\dot{\Phi}\cos\Phi)\,\omega, \\
\dot{x} &= (H_0\dot{\varepsilon}\cos\Phi - H_0\varepsilon\dot{\Phi}\sin\Phi)\,\omega.
\end{aligned} \tag{4.91}
$$

Реакцию слоя газовой смазки определим как сумму составляющих, подставляемых из зависимостей (4.86) и (4.88) в систему уравнений (4.87)

$$P_\varepsilon = K_{m_0} H_0 \varepsilon + K_{\text{дин}} H_0 \varepsilon + B H_0 \dot{\varepsilon} \omega - Q H_0 \varepsilon \dot{\Phi} \omega;$$

$$P_\Phi = J H_0 \varepsilon - Q H_0 \varepsilon \omega - B H_0 \varepsilon \dot{\Phi} \omega,$$

или

$$\begin{aligned} P_\varepsilon &= K H_0 \varepsilon + B H_0 \dot{\varepsilon} \omega - Q H_0 \varepsilon \dot{\Phi} \omega; \\ P_\Phi &= J H_0 \varepsilon - Q H_0 \varepsilon \omega - B H_0 \varepsilon \dot{\Phi} \omega, \end{aligned} \tag{4.92}$$

где $K = K_{m_0} + K_{\text{дин}}$.

Составляющие общей реакции в проекциях на оси OX и OY выразим так (см. рис. 4.37):

$$\begin{aligned} -P_Y &= P_\varepsilon \sin \Phi - P_\Phi \cos \Phi, \\ -P_X &= P_\varepsilon \cos \Phi + P_\Phi \sin \Phi. \end{aligned} \tag{4.93}$$

После подстановки зависимостей (4.92) и (4.90) совместно с соотношениями (4.91) в систему уравнений (4.93) окончательно получим

$$\begin{aligned} -P_X &= Kx + Jy - Q\dot{y} + B\dot{x}, \\ -P_Y &= Ky - Jx + B\dot{y} + Q\dot{x}. \end{aligned} \tag{4.94}$$

Система уравнений (4.94), зависящая от времени, представлена здесь в виде, удобном для подстановки в уравнение движения ротора.

4.3.9. Влияние перекоса вала на жесткость газостатических радиальных и осевых подшипников

В некоторых практических случаях необходимо знать величину жесткости подшипников при угловых перекосах продольной оси вала при действии односторонних нагрузок, например при приложении консольной радиальной нагрузки к шпинделю от инструмента в материалообрабатывающих станках. Рассмотрим эту задачу отдельно для радиальных и осевых подшипников. Вначале предположим, что продольная ось цапфы вала в радиальном подшипнике сместилась из положения равновесия в угловом направлении на малый угол β (рис. 4.38, *а*) под действием какого-то внешнего момента. При этом на расстоянии z от центра подшипника ось сместилась в радиальном направлении на величину e. Выделим в подшипнике между двумя поперечными плоскостями бесконечно малый элемент длиной dz, в

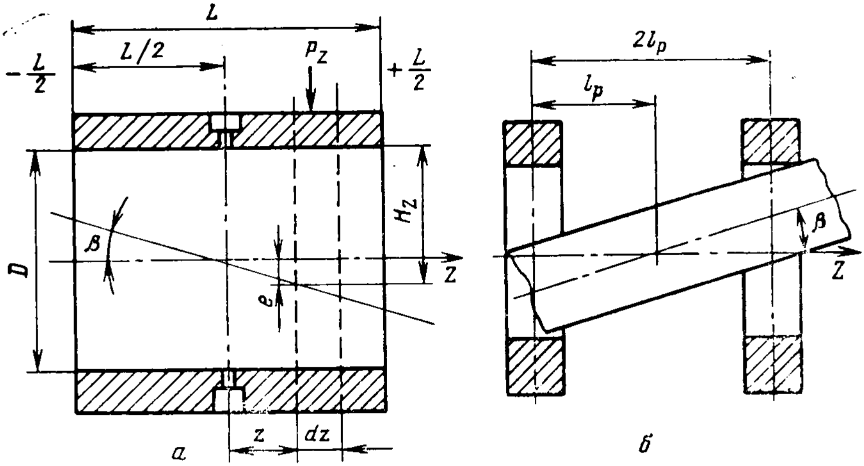


Рис. 4.38. Схема для угловой жесткости: одного (*а*) и двух радиальных подшипников, расположенных между собой на расстоянии $2\,l_p$ (*б*)

котором действует элементарная восстанавливающая сила

$$P_Z = \frac{Ke\mathrm{d}z}{L} = \frac{\beta z}{L} K\mathrm{d}z, \qquad (4.95)$$

где $K = \mathrm{d}P_Z/\mathrm{d}e$ — радиальная жесткость смазочного газового слоя подшипника; $e = z\operatorname{tg}\beta \approx z\beta$.

Отношение K/L представляет собой радиальную жесткость газового слоя, приходящуюся на единицу длины подшипника.

Момент, который необходимо приложить к цапфе вала, чтобы возвратить ее в положение равновесия ($e=0$), называемый восстанавливающим моментом, определяется для одного радиального подшипника из зависимости

$$M_Z = \int\limits_{-L/2}^{+0,5L} P_Z z = \int\limits_{-0,5L}^{+0,5L} \frac{\beta z^2}{L} K\mathrm{d}z = \frac{\beta}{3L} K z^3 \Big|_{-0,5L}^{+0,5L} =$$

$$= \frac{\beta}{3L} K \left(\frac{L^3}{8} + \frac{L^3}{8}\right) = \frac{\beta L^2}{12} K. \qquad (4.96)$$

Угловую жесткость радиального подшипника $K_\beta = \mathrm{d}M_Z/\mathrm{d}\beta$ определим в результате дифференцирования по углу β зависимости (4.96):

$$K_\beta = \frac{\mathrm{d}M_Z}{\mathrm{d}\beta} = \frac{L^2}{12} K. \qquad (4.97)$$

Теперь рассмотрим перекос продольной оси вала на угол β в случае двух радиальных подшипников (рис. 4.38, *б*). Возникающий восстанавливающий момент M_l можно определить из зависимости

$$M_l = 2\int_{l_p-0,5L}^{l_p+0,5L} P_z z = 2\int_{l_p-0,5L}^{l_p+0,5L} \frac{\beta z^2}{L} K\mathrm{d}z = 2\frac{\beta}{L} K \frac{z^3}{3}\Bigg|_{l_p-0,5L}^{l_p+0,5L} =$$

$$= \frac{2}{3}\frac{\beta}{L} K\left[(l_p+0,5L)^3-(l_p-0,5L)^3\right] = \beta K\left(2l_p^2+\frac{L^2}{6}\right), \quad (4.98)$$

а угловую жесткость по формуле

$$K_l = \frac{\mathrm{d}M_l}{\mathrm{d}\beta} = \left(2l_p^2+\frac{L^2}{6}\right)K. \quad (4.99)$$

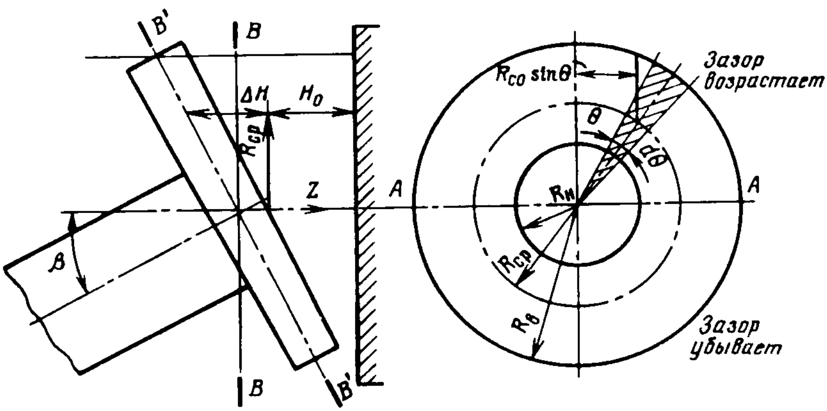


Рис. 4.39. Схема для расчета угловой жесткости осевого подшипника

Определим теперь угловую жесткость в осевом подшипнике при перекосе пяты вала на малый угол β (рис. 4.39). При повороте пяты вала вокруг линии AA на малый угол β пята на радиусе $R_{\text{ср}}$ сместится относительно первоначальной плоскости BB на величину ΔH (новое положение пяты $B'B'$):

$$\Delta H = R_{\text{ср}}\operatorname{tg}\beta \approx R_{\text{ср}}\beta.$$

В заштрихованной секторной области ширина зазора на радиусе $R_{\text{ср}}$ будет $\Delta H' = \Delta H\sin\theta = R_{\text{ср}}\beta\sin\theta$.

Линейная жесткость K' слоя газовой смазки в заштрихованной области равна

$$K' = \frac{\mathrm{d}\theta}{2\pi} K_{\text{ос}},$$

где $K_{\text{ос}} = \mathrm{d}P_Z/\mathrm{d}H$ — осевая жесткость подшипника, определяемая как тангенс угла наклона кривой несущей способности подшипника с постоянным в окружном направлении зазором.

Восстанавливающий осевой момент в заштрихованной области подшипника равен

$$\mathrm{d}M_{\text{ос}}=\Delta H'K'R_{\text{ср}}.$$

С учетом полученных зависимостей можно записать восстанавливающий момент по всему осевому подшипнику:

$$M_{\text{ос}}=\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\beta R_{\text{ср}}^2\sin^2\Theta K_{\text{ос}}d\Theta=0{,}5\beta R_{\text{ср}}^2K_{\text{ос}}, \tag{4.100}$$

а также его угловую жесткость:

$$M_{\text{ос}\,\beta}=\frac{\mathrm{d}M_{\text{ос}}}{\mathrm{d}\beta}=0{,}5\,R_{\text{ср}}^2K_{\text{ос}}. \tag{4.101}$$

Смещение продольной оси цапфы в радиальном подшипнике на угол β ведет не только к необходимости прикладывать к валу восстанавливающий момент, но и изменяет расход газа, поступающего в подшипник, а также деформирует эпюру давления газа в рабочем зазоре подшипника. Высота рабочего зазора в таком подшипнике изменяется по закону

$$H_Z=H_m\mp e=H_0(1-\varepsilon\cos\theta)\mp\beta z,$$

где $H_m=H_0(1-\varepsilon\cos\theta)$. Знак «минус» в этой формуле применяют в тех случаях, когда зазор H_Z уменьшается (см. рис. 4.38, верхний зазор в левой половине подшипника), а «плюс» — когда H_Z увеличивается (см. рис. 4.38, *а* верхний зазор в правой половине подшипника).

Текущее давление газа p_{Zm} в зазоре в плоскости, проходящей через дроссель и продольную ось, более точно для рассматриваемого случая можно определить с помощью зависимости (4.12):

$$\int_{p_{\text{а}}}^{p_{Zm}}p\mathrm{d}p=-\int_0^z\frac{12\mu G_mR_{\text{г}}T_Sz_{\text{г}}N_{\text{др}}}{\pi DH_Z}\,\mathrm{d}z,$$

где $\mathrm{d}p<0$, откуда

$$p_{Zm}=\sqrt{p_{\text{а}}^2+\frac{6\mu G_mR_{\text{г}}T_Sz_{\text{г}}N_{\text{др}}}{\pi D\beta}\left[\frac{1}{(H_m\mp\beta z)^4}-\frac{1}{H_m^4}\right]}. \tag{4.102}$$

5. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЭЛЕМЕНТАХ СИСТЕМЫ ГАЗОВЫЕ ОПОРЫ — ВРАЩАЮЩИЙСЯ РОТОР

Попытки изучения работы и свойств газовых подшипников без учета влияния на них других элементов изделия, например элементов турбомашины (ее проточной части, уплотнений, привода или тормоза, демпферов), не позволили решить проблему создания надежно работающих изделий с подшипниками на газовой смазке. При расчете устойчивости вращения роторов изделий в газовых подшипниках нужен комплексный (системный) подход. В уравнениях движения ротора должны быть учтены не только динамические реакции смазочного слоя подшипников, но и газодинамические и динамические силы, возникающие в проточных частях и уплотнениях, например турбомашин, приводных или тормозных электрических машин; силы, возникающие от неуравновешенности ротора, отклонений формы поверхностей трения подшипников, а также силы, действующие в демпферах.

5.1. ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ЭЛЕМЕНТАХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ПРИ ПРЕЦЕССИРУЮЩЕМ РОТОРЕ

Установлено, что при эксцентрично расположенном роторе относительно статора электрической машины возникает электродинамическая сила магнитного тяжения. Эксцентриситет может быть статическим и динамическим. Статический эксцентриситет $e'_м$ образуется при смещении оси ротора относительно продольной оси статора и совпадении оси ротора с осью его вращения. При этом сила магнитного тяжения постоянна по величине и направлению.

При прецессионном вращении ротора с эксцентриситетом $e_м$ относительно статического (равновесного) положения сила магнитного тяжения будет постоянной по величине в направлении прямой прецессии. Она может достигать больших значений. Особенно велико воздействие этой силы на работу машин с подшипниками, у которых относительно мала несущая способность по сравнению, например, с подшипниками скольжения с жидкостной смазкой. Поэтому в расчетах по устойчивости необходимо принять во внимание силу магнитного тяжения. Для синхронной электрической машины ее можно определять по формуле

$$P_м = 3{,}92 \cdot 10^3 \alpha_п \frac{\pi e_м D_р l_\delta B_\delta^2}{\delta_м K_\delta} = K_м e_м, \qquad (5.1)$$

где $\alpha_п$ — коэффициент полюсного перекрытия (обычно $\alpha_п = 2$); $e_м'$ — эксцентриситет ротора в статоре, м; $D_р$ — диаметр ротора, м; l_δ — длина ротора, м; B_δ — магнитная индукция в воздушном зазоре электрической машины, Тл; $\delta_м$ — радиальный зазор между ротором и статором, м; K_δ — коэффициент воздушного зазора в электрической машине;

$$K_м = 3{,}92 \cdot 10^3 \alpha_п \pi D_р l_\delta B_\delta^2 / (\delta_м K_\delta).$$

В общем случае суммарный эксцентриситет $e_м$ в электрической машине является следствием эксцентричного расположения ротора в статоре, а также смещения цапф ротора во вкладышах радиальных подшипников. При возмущенном движении ротора его ось будет описывать орбитальные траектории, поэтому эксцентриситет $e_м$ в формуле (5.1), как и саму эту формулу, можно представить в виде постоянной $e_м'$ и переменной $e_м''$ составляющих:

$$P_м = K_м(e_м' + e_м'') = P_м' + P_м'',$$

или в проекциях на оси OX и OY

$$P_{м\,X} = P'_{м\,X} + P''_{м\,X};$$

$$P_{м\,Y} = P'_{м\,Y} + P''_{м\,Y}.$$

Причем в этих выражениях

$$\begin{aligned} P''_{м\,X} &= K_м x_м; \\ P''_{м\,Y} &= K_м y_м, \end{aligned} \tag{5.2}$$

где $x_м$ и $y_м$ — проекции эксцентриситета $e_м''$ на координатные оси OX и OY.

Для асинхронной электрической машины В. П. Шуйским получена другая зависимость по определению силы магнитного тяжения:

$$P_м = \frac{\pi \varepsilon_м \rho_1 \rho_2 K_z D_p l_\delta B_\delta^2}{8\mu_0}, \tag{5.3}$$

где $\varepsilon_м = e_м/\delta_м$ — относительный эксцентриситет; ρ_1 и ρ_2 — соответственно коэффициент демпфирования обмотки возбуждения и короткозамкнутой; K_z — коэффициент магнитного насыщения стали; $B_\delta = \Phi_м/\alpha_п \tau_п l_\delta$ — магнитная индукция, Тл; μ_0 — магнитная проницаемость воздуха, Гн/м; $\Phi_м = K_E U_л / 4K_в f W_м K_{01}$ — магнитный поток, Вб; $\tau_п$ — полюсное деление, м; $K_E = 1 - 30\delta_м / /\tau_п q$; $U_л$ — напряжение на обмотке статора, В; $K_в$ — коэффициент формы кривой поля; $W_м$ — число витков в фазе; K_{01} — обмоточный коэффициент; q — число пазов в статоре на полюс и фазу.

Значение силы $P_м$, определенное по формуле (5.3), будет примерно в два раза больше, чем рассчитанное по зависимости (5.1). Из выражений (5.1) и (5.3) следует, что сила $P_м$ зависит от частоты вращения ротора и общего эксцентриситета $e_м$.

На рис. 5.1 представлены зависимости $P_м$ от $\varepsilon_м$ для разных частот вращения ротора, а на рис. 5.2 — зависимость радиальной статической внешней нагрузки W, действующей на ротор, от радиального смещения $e_м$ ротора. Сила $P_м$ магнитного тяжения оказывает значительное влияние на положение оси ротора даже при незначительных эксцентриситетах $\varepsilon_м$, соизмерима с реакцией смазочного слоя подшипника и зависит от частоты вращения ротора (см. рис. 5.1). Значения силы $P_м$, рассчитанные по формуле (5.3), расходятся с экспериментальными не более чем на 25%. С увеличением частоты вращения ротора значения $P_м$ уменьшаются и приближаются асимптотически к некоторому постоянному значению.

Полученные результаты показывают, что при расчете устойчивости вращения роторов машин в газовых подшипниках необходимо учитывать силы магнитного тяжения.

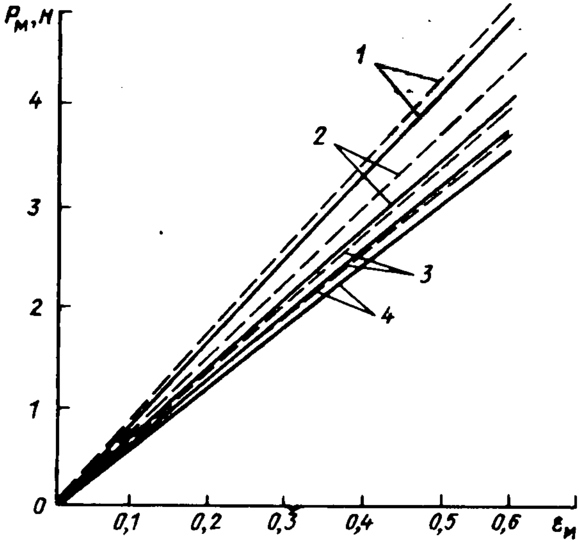


Рис. 5.1. Зависимость силы $P_м$ магнитного тяжения от относительного эксцентриситета $\varepsilon_м$ при частоте вращения ротора, равной 333,3 (*1*), 500 (*2*), 666,7 (*3*) и 833,3 $м^{-1}$ (*4*). $D_р=23{,}45$ мм; $\delta_м=0{,}27$ мм; $\alpha_ц=2$; $l_\delta=25$ мм. Сплошные линии — эксперимент, пунктирные — расчет по формуле (5.3)

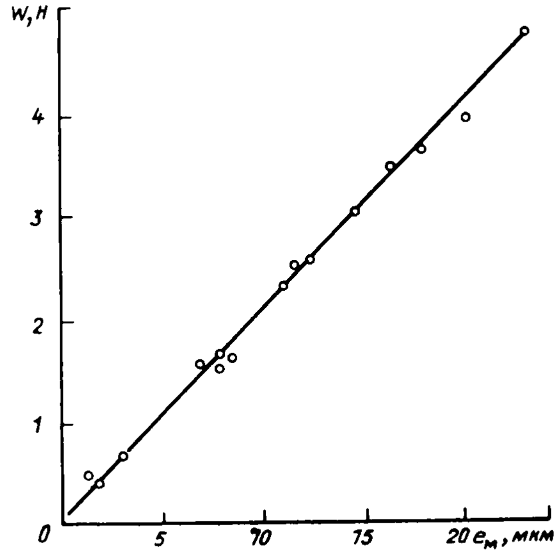


Рис. 5.2. Экспериментальная зависимость статической внешней нагрузки W, действующей на ротор в зоне расположения статора, от смещения $e_м$ ротора

5.2. ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА И ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКА И ЦАПФ РОТОРА

Быстровращающиеся роторы относятся к 3-му и 4-му классам точности балансировки, что соответствует статическому прогибу $e_{дб}$ оси установленного в изделии ротора в пределах 0,11—0,25 мкм. Допустим дисбаланс, например роторов высокоскоростных турбомашин, 1—20 мкм. Современное оборудование обеспечивает этот уровень балансировки.

Экспериментально установлено, что для гибридных радиальных гладких цилиндрических подшипников с отношением $L/D=0{,}55$ влияние неуравновешенности ротора на предельную частоту $f_{пр}$ его вращения незначительно (рис. 5.3, кривая *1*). Частота снижалась не более чем на 10% при условии, что прохождение ротором синхронного резонанса не сопровождалось касанием цапфы о вкладыш без смазочного материала. У относительно коротких подшипников ($L/D=0{,}284$) с ростом дисбаланса предельная частота вращения ротора значительно снижается (рис. 5.3, кривые *2* и *3*). Однако, если принять во внимание, что

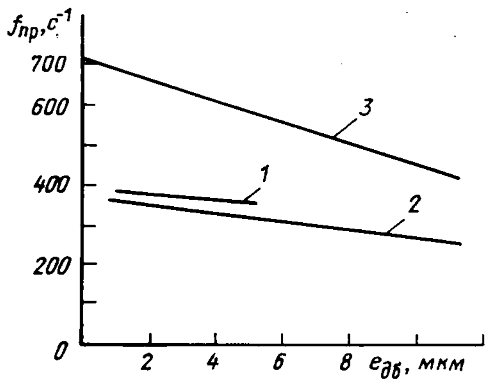


Рис. 5.3. Экспериментальная зависимость предельной частоты вращения ротора $f_{пр}$ от его дисбаланса $l_{дб}$ (масса ротора $m=1{,}18$ кг; $I_X=I_Y=42{,}5\cdot10^{-5}$ кг·м²; $I_z=3{,}88\cdot10^{-5}$ кг·м²; $d_c=0{,}5$ мм; $N_{oc}=10$; $N_p=1$; $D=0{,}03$ м):

Рисунок	L/D	p_S, МПА	H_0, мкм	$N_{вкл}$	e_p, мм
1	0,55	0,3	40	1	96
2	0,284	0,25	37	3	77
3	0,284	0,6	37	3	77

суммарное отклонение от овальности, конусности, эллипсности не превышает 0,5—2 мкм, то для относительно коротких подшипников (как показывает практика) влияние неуравновешенности на предельную частоту вращения ротора незначительно. Этот вывод следует также из других исследований при небольших значениях дисбаланса, встречающихся на практике.

Следует отметить, что при правильно подобранных материалах, способах обработки и сборки вращающихся деталей эксплуатационная неуравновешенность ротора не выходит за указанные пределы.

Оценим влияние технологических факторов обработки поверхностей трения на динамику системы газовые подшипники — ротор. Как показали исследования, выполненные рядом зарубежных авторов, влияние шероховатости рабочих поверхностей гидродинамических, газодинамических и газостатических подшипников на их рабочие характеристики весьма незначительно, что подтверждает хорошее совпадение теоретических и экспериментальных данных. Заметное влияние шероховатости проявляется только при относительно большой высоте микронеровностей рабочих поверхностей и малых толщинах смазочного слоя. Например, газодинамический гладкий цилиндрический подшипник при токарной обработке рабочих поверхностей выдерживал нагрузку при $\varepsilon > 0{,}75$ и радиальном зазоре 7,9 мкм. После доводки рабочих поверхностей шлифовкой этот же подшипник мог нести нагрузку при $\varepsilon < 0{,}1$.

Без особых технологических трудностей можно получить рабочие поверхности с высотой микронеровностей $Ra < 0{,}4 \ldots$ $\ldots 0{,}8$ мкм. В быстроходных машинах роторы обычно вращаются в газовых подшипниках с относительно малым эксцентриситетом. В связи с этим в газовых подшипниках шероховатость является параметром, который можно не принимать во внимание при рассмотрении устойчивости вращения ротора вследствие его малого влияния на рабочие характеристики подшипников с газовой смазкой всех известных типов.

Экспериментальные исследования, выполненные в области несжимаемого смазочного слоя (исследовали радиальные гладкие цилиндрические подшипники с жесткими рабочими поверхностями), показали, что $f_{пр}$ незначительно возрастает при увеличении зазоров в подшипнике. В некоторых случаях к росту $f_{пр}$ приводит также увеличение отношения δ_2/δ_1 (где δ_1 и δ_2 — соответственно максимальное и минимальное отклонение вкладыша относительно номинального диаметра).

При обработке рабочих поверхностей подшипника на современных материалообрабатывающих станках отклонения формы этих поверхностей от овальности, эллипсности и конусности на длине 0,1 м не превышают 0,5—2 мкм. Однако, как следует из экспериментальных исследований, влиянием этих отклонений на

$f_{пр}$ можно пренебречь ввиду их незначительности по сравнению с другими величинами.

Таким образом, в дальнейшем не будем принимать во внимание влияние неуравновешенности и технологических факторов обработки поверхностей трения подшипников и цапф ротора на предельную частоту $f_{пр}$.

5.3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ОТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН

Анализ работы мощных паровых и газовых турбин с подшипниками скольжения на жидкостной смазке показал, что проточная часть их колес оказывает влияние на предельную частоту вращения ротора. Нежелательное воздействие на ротор этих машин возбуждающих сил, возникающих в колесах, устраняют установкой демпферов. Системы с подшипниками с газовой смазкой центробежных турбомашин до настоящего времени не описывались уравнениями движения ротора с учетом динамических сил, возникающих в проточной части. Объясняется это тем, что учет сжимаемости газа на порядок усложняет решение задачи по определению $f_{пр}$ с нелинейными коэффициентами в уравнениях движения ротора даже с использованием быстродействующих ЭВМ.

В литературных источниках рассматривают газодинамические силы, возникающие от рабочей среды, движущейся в проточной части турбомашины при эксцентричном расположении колес относительно направляющего аппарата. Так, влияние рабочей среды, движущейся в проточной части колеса центростремительного турбодетандера или газовой турбины с покрывным диском на колесе, Х. Сиксмит предлагает учитывать, хотя без должного обоснования, через силу

$$P_{д}=\frac{Nr_{1д}e_{д}}{\omega r_{ср.д}\left(r_{1д}^{2}-r_{2д}^{2}\right)}, \tag{5.4}$$

где N — мощность на валу турбомашины, Вт; $r_{1д}$ — радиус колеса на входе, м; $e_{д}$ — эксцентриситет между продольными осями колеса и направляющего аппарата, м; $r_{ср.д}=0,5(r_{1д}\pm r_{2д})$, м; $r_{2д}$ — радиус колеса на выходе, м.

Аналогичные по форме зависимости получены для турбомашин с колесами без покрывных дисков. При этом были приняты следующие упрощающие расчеты допущения при наличии между колесом и направляющим аппаратом переменного зазора $\Delta_{з}$ (рис. 5.4). Обычно быстроходные газовые турбины с подшипниками с газовой смазкой выполняют по следующей схеме: с одной стороны на консоли закреплено колесо газовой турби-

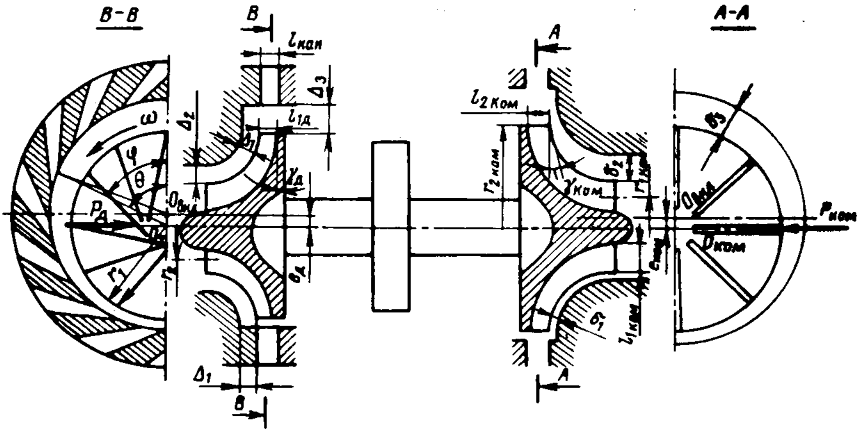


Рис. 5.4. Схема проточной части и ротора быстроходной турбомашины с подшипниками с газовой смазкой, включающая центростремительную турбину и ступень центробежного компрессора

ны, а с другой — либо колесо центробежного компрессора, либо ротор электрической машины.

При изменении зазоров Δ_1, Δ_2, Δ_3 в окружном направлении изменяется расход газа, поступающего в каждый межлопаточный канал колеса из направляющего аппарата, и вращающий момент, приходящийся на один межлопаточный канал.

В общем случае зазоры Δ_1, Δ_2 и Δ_3 можно определить из следующих зависимостей:

$$\Delta = \Delta_{1\,ср} + \Delta_{3сред} \sin \gamma_д \cos \theta;$$

$$\Delta_2 = \Delta_{2\,ср} + \Delta_{3сред} \cos \theta;$$

$$\Delta_3 = \Delta_{3\,ср} + e_д \cos \theta,$$

где $\Delta_{1\,ср}$, $\Delta_{2\,ср}$ и $\Delta_{3\,ср}$ — средние зазоры при $e_д = 0$.

Изменение момента $d\overline{M}_0$ импульса газа относительно среднего его значения в одном межлопаточном канале колеса при $e_д \neq 0$ равно изменению вращающего момента $\overline{M}_0$ одного межлопаточного канала колеса:

$$d\overline{M}_0 = (dM_{0\,вх} - dM_{0\,вых}) - (dM_{вх} - dM_{вых}), \tag{5.5}$$

где $dM_{0\,вх}$ и $dM_{0\,вых}$ — момент импульса газа соответственно во входном и выходном сечениях одного межлопаточного канала колеса при средних зазорах $\Delta_{1\,ср}$, $\Delta_{2\,ср}$, $\Delta_{3ср}$ и $e_д = 0$; $dM_{вх}$ и $dM_{вых}$ — момент импульса газа соответственно во входном и выходном сечениях одного канала колеса при зазорах Δ_1, Δ_2, Δ_3 и $e_д \neq 0$.

Из газодинамики известно, что

$$dM_{0\,вх} = U_{1\,ср\,д} r_{1д} \cos \alpha_{1д} (1 - \overline{\Delta}_{1\,ср}) dG_д';$$

где $\alpha_{1д}$ — угол потока на выходе из сопла направляющего аппарата; $\bar{\Delta}_{1\,ср}=\Delta_{1\,ср}/l_{1д}$ и $dG_д'=r_{1д}e_к\rho_{1д}U_{1\,ср\,д}\sin\alpha_{1д}d\varphi$ — расход газа через один межлопаточный канал при $e_д''=0$; $l_к$ — высота канала направляющего аппарата; $\rho_{1д}$ — плотность газа на входе в колесо; $U_{1ср\cdot д}$ — скорость газа на входе в колесо при $e_д=0$.

Для выходного сечения

$$\mathrm{d}M_{0\,вых}=U_{2д}r_{2д}\cos\alpha_{2д}(1-\Delta_{1ср})(1-\bar{\Delta}_{2ср}+\bar{\Delta}_{1ср})\,\mathrm{d}G_д',$$

где $U_{2д}$ — скорость газа на выходе из колеса; $\alpha_{2д}$ — угол потока на выходе из колеса; $\bar{\Delta}_{2ср}=\Delta_{2ср}/l_{2д}$. Соответственно при $e_д\neq0$ имеем

$$\mathrm{d}M_{вх}=U_{1д}r_{1д}\cos\alpha_{1д}(1-\bar{\Delta}_{1ср})\,\mathrm{d}G_д'',$$

$$\mathrm{d}M_{вых}=U_{2д}r_{2д}\cos\alpha_{2д}(1-\bar{\Delta}_1)(1-\bar{\Delta}_2+\bar{\Delta}_1)\,\mathrm{d}G_д''.$$

Здесь $\mathrm{d}G_д''=r_{1д}l_к\rho_{1д}U_{1д}\sin\alpha_{1д}\mathrm{d}\Theta$ — расход газа при $e_д\neq0$ $U_{1д}=U_{1ср}(1+\bar{\Delta}_3)/(1+\bar{\Delta}_{3ср})$ — скорость газа на входе в колесо при $e_д\neq0$; $\bar{\Delta}_3=\Delta_2/r_{1д}$; $\bar{\Delta}_{3ср}=\Delta_{3ср}/r_{1д}$; $\bar{\Delta}_1=\Delta_1/l_{1д}$; $\bar{\Delta}_2=\Delta_2/l_{2д}$.

Связь между углами φ и Θ выражается зависимостью

$$\mathrm{d}\Theta=\frac{\cos\varphi}{\cos\Theta+\dfrac{e_д\bar{\Delta}_{3ср}(1-2\sin^2\Theta)}{[\Delta_{3ср}(1+\bar{\Delta}_{3ср})]}}\mathrm{d}\varphi.$$

Изменение вращающего момента M_0 можно заменить изменением некоторого момента от силы $P_д$, действующей на лопатку колеса на среднем радиусе $r_{ср.д}$:

$$P_д=\frac{1}{r_{ср.д}}\int_0^{2\pi}\mathrm{d}M_0.$$

Если силу $P_д$ разложить на две составляющие: $P_{дв}$ — действующую вдоль линии эксцентриситета и $P_{дт}$ — направленную перпендикулярно этой линии, то получим

$$P_{дз}=\frac{1}{r_{ср.д}}\int_0^{2\pi}\sin\Theta\mathrm{d}M_0, \tag{5.6}$$

$$P_{дт}=\frac{1}{r_{ср.д}}\int_0^{2\pi}\cos\Theta\mathrm{d}M_0. \tag{5.7}$$

После подстановки уравнения (5.5) в выражения (5.6), (5.7) и соответствующих преобразований, пренебрегая при этом членами высшего порядка малости, получаем

$$P_{\text{д}e}=0;$$

$$P_{\text{д}\tau}=\frac{2\pi N e_{\text{д}}}{f r_{1\text{д}}(r_{1\text{д}}+r_{2\text{д}})}\left[\frac{r_{1\text{д}}^2\left(\dfrac{1-\bar{\Delta}_{1\text{ср}}}{1+\bar{\Delta}_{3\text{ср}}}-\sin\gamma_{\text{д}}\right)-r_{2\text{д}}^2\sin\gamma_{\text{д}}}{r_{1\text{д}}^2(1-\bar{\Delta}_{1\text{ср}})-r_{2\text{д}}^2(1-K^*)}+\frac{1}{1+\bar{\Delta}_{3\text{ср}}}\right]=$$

$$=K_{\text{д}}\omega^2 e_{\text{д}}, \tag{5.8}$$

где $K^*=\bar{\Delta}_{1\text{ср}}$ — для колес без радиально-осевого выхода и $\Delta_{2\text{ср}}$ — для колес с радиально-осевым выходом; $\gamma_{\text{д}}=90°$;

$$K_{\text{д}}=2\pi\frac{r_{1\text{д}}^2 e_{\text{д}}\rho_{1\text{д}}\operatorname{tg}\alpha_{1\text{д}}}{r_{1\text{д}}(r_{1\text{д}}+r_{2\text{д}})}\times$$

$$\times\left[\frac{r_{1\text{д}}^2\left(\dfrac{1-\bar{\Delta}_{1\text{ср}}}{1+\bar{\Delta}_{3\text{ср}}}-\sin\gamma_{\text{д}}\right)-r_{2\text{д}}^2\sin\gamma_{\text{д}}}{r_{1\text{д}}^2(1-\bar{\Delta}_{1\text{ср}})-r_{2\text{д}}^2(1-K^*)}+\frac{1}{1+\bar{\Delta}_{3\text{ср}}}\right].$$

В дальнейшем будем считать, что $P_{\text{д}\tau}=P_{\text{д}}$. При равенстве зазоров Δ_1, Δ_2, Δ_3 нулю зависимость (5.8) можно преобразовать в формулу (5.4).

В общем случае наличие эксцентриситета $e_{\text{д}}$ колеса турбины относительно направляющего аппарата является следствием несовпадения осей расточек направляющего аппарата и радиального подшипника, а также эксцентричного положения продольной оси ротора относительно оси расточки радиального подшипника. При возбужденном движении ротора его ось в пространстве движется по некоторой замкнутой траектории радиусом $e_{\text{д}}''$ относительно равновесного положения, поэтому в общем случае эксцентриситет $e_{\text{д}}=e_{\text{д}}'+e_{\text{д}}''$. В проекциях на оси OX и OY получаем

$$\begin{aligned} e_{\text{д}x}&=e'_{\text{д}y}+y_{\text{д}};\\ e_{\text{д}y}&=e'_{\text{д}x}+x_{\text{д}}, \end{aligned} \tag{5.9}$$

где $x_{\text{д}}=e_{\text{д}}''\cos\Phi$, $y_{\text{д}}=e_{\text{д}}''\sin\Phi$.

При рассмотрении устойчивости движения ротора относительно равновесного положения нужно знать переменную составляющую $P_{\text{д}}''$ силы $P_{\text{д}}$, изменяющуюся по углу Φ. Переменные составляющие силы $P_{\text{д}}''$ в проекциях на оси OX и OY:

$$\begin{aligned} P''_{\text{д}X}&=-P_{\text{д}}''\sin\Phi=-K_{\text{д}}\omega^2 y_{\text{д}};\\ P''_{\text{д}Y}&=P_{\text{д}}''\cos\Phi=K_{\text{д}}\omega^2 x_{\text{д}}. \end{aligned} \tag{5.10}$$

С учетом (5.9) и (5.10) зависимость (5.8) будет в проекциях на оси OX и OY иметь следующий вид:

$$P_{дX}=P'_{дY}+P''_{дX}=-K_д(e'_{дy}+y_д)\,\omega^2;$$
$$P_{дY}=P'_{дX}+P''_{дY}=K_д(e'_{дx}+x_д)\,\omega^2.$$

Течение рабочей среды в проточной части колеса центробежного компрессора при изменении зазоров δ_1 и δ_2 и эксцентриситета $e_{ком}$ (см. рис. 5.4) вызывает изменение момента сопротивления вращению ротора (компрессорного момента) в одном межлопаточном канале колеса на величину

$$\mathrm{d}M_0'=\left(\mathrm{d}M'_{вых}-\mathrm{d}M'_{вх}\right)-\left(\mathrm{d}M'_{0вых}-\mathrm{d}M'_{0вх}\right), \qquad (5.11)$$

где $\mathrm{d}M'_{вых}$ и $\mathrm{d}M'_{вх}$ — соответственно момент импульса газа в выходном и входном сечениях одного межлопаточного канала при текущих зазорах δ_1, δ_2 и $e_{ком}\neq 0$; $\mathrm{d}M'_{0\,вых}$, $\mathrm{d}M'_{0\,вх}$ — соответственно момент импульса газа в выходном и входном сечениях одного межлопаточного канала при средних зазорах $\delta_{1ср}$, $\delta_{2ср}$ и $e_{ком}=0$. Причем

$$\mathrm{d}M'_{вых}=U_{2ком}r_{2ком}\cos\alpha_{2ком}(1-\bar\delta_1)\,\mathrm{d}G_{ком};$$
$$\mathrm{d}M'_{вх}=\mathrm{d}M'_{0вх}=U_{1ком.ср}r_{1ком}\cos\alpha_{1ком}\mathrm{d}G_{ком};$$
$$\mathrm{d}M'_{0вых}=U_{2ком}r_{2ком}\cos\alpha_{2ком}(1-\bar\delta'_{1ком.ср})\,\mathrm{d}G_{ком},$$

где

$$\bar\delta_1=\delta_1/l_{2ком};\qquad \delta_1=\delta_{1ср}+e'_{ком}\sin\gamma_2\cos\theta;$$
$$\mathrm{d}G_{ком}=r^2_{1ком}\rho_{1ком}U_{1ком.ср}\sin\alpha_{1ком}\mathrm{d}\theta;$$
$$\bar\delta_{1ком.ср}=\delta_{1ком.ср}/l_{2ком}.$$

Остальные обозначения аналогичны рассмотренным выше. По аналогии с заменой вращающего момента от силы $P_д$ компрессорный момент можно заменить моментом, возникающим от некоторой силы $P_{ком}$. При этом считается, что направляющий аппарат не влияет на силу $P_{ком}$, действующую на среднем радиусе лопаток компрессорного колеса:

$$P_{ком}=\frac{1}{r_{ср.ком}}\int_0^{2\pi}\mathrm{d}M_0'.$$

Разложив силу $P_{ком}$ на составляющую $P_{ком\,e}$, действующую вдоль линии эксцентриситета, и составляющую $P_{ком\,\tau}$, действующую перпендикулярно ей, получаем

$$P_{\text{ком}\varepsilon}=\frac{1}{r_{\text{ср.ком}}}\int\limits_0^{2\pi}\sin\Theta dM_0'; \qquad (5.12)$$

$$P_{\text{ком}\tau}=\frac{1}{r_{\text{ср.ком}}}\int\limits_0^{2\pi}\cos\Theta dM_0'. \qquad (5.13)$$

После подстановки зависимости (5.11) в уравнения (5.12) и (5.13) и их интегрирования для колес с радиальными лопатками можно записать $P_{\text{ком}\,\varepsilon}=0$:

$$P_{\text{ком}\tau}=\frac{N_{\text{ком}}l''_{\text{ком}}}{fl_{2\text{ком}}(r_{1\text{ком}}+r_{2\text{ком}})}\,\frac{r^2_{2\text{ком}}(1-\sin\gamma_{\text{ком}})}{r^2_{2\text{ком}}(1-\bar\delta_{1\text{ср}})-r^2_{1\text{ком}}}=$$

$$=K_{\text{ком}}\omega^2 l''_{\text{ком}}, \qquad (5.14)$$

где

$$K_{\text{ком}}=\frac{2\pi r^2_{1\text{ком}}l_{1\text{ком}}\rho_{1\text{ком}}r^2_{2\text{ком}}\,\mathrm{tg}\,\alpha_{1\text{ком}}(1-\sin\gamma_{\text{ком}})}{l_{2\text{ком}}(r_{1\text{ком}}+r_{2\text{ком}})\left[r^2_{2\text{ком}}(1-\bar\delta_{1\text{ср}})-r^2_{1\text{ком}}\right]}.$$

В дальнейшем будем считать, что $P_{\text{ком}\,\tau}=P_{\text{ком}}$. Сила $P_{\text{ком}}$ действует в одном направлении с силой $P_{\text{д}}$, совпадает с ней по знаку и перпендикулярна к линиям эксцентриситетов $e_{\text{д}}$ и $e_{\text{ком}}$.

К изложенному следует добавить, что при выводе зависимостей для определения сил $P_{\text{д}}$ и $P_{\text{ком}}$ автор стремился получить качественную оценку вращения ротора в газовых опорах. Поэтому в уравнениях (5.8) и (5.14) не учтено выравнивающее действие перетечек газа между соседними межлопаточными каналами колес.

В общем случае эксцентриситет $e_{\text{ком}}$ колеса компрессора относительно расточки по аналогии с зависимостью для определения $e_{\text{д}}$ можно представить в виде постоянной и изменяющейся во времени составляющих:

$$e_{\text{ком}}=e'_{\text{ком}}+e''_{\text{ком}}.$$

В проекциях на оси OX и OY можно записать

$$e_{\text{ком}.X}=e'_{\text{ком}.Y}+y_{\text{ком}};$$

$$e_{\text{ком}.Y}=e'_{\text{ком}.X}+x_{\text{ком}}. \qquad (5.15)$$

С учетом (5.15) после преобразований из зависимости (5.14) получим

$$P_{\text{ком}.X}=P_{\text{ком}.X}+P'_{\text{ком}.X}=-K_{\text{ком}}(e_{\text{ком}.Y}+y_{\text{ком}})\,\omega^2;$$

$$P_{\text{ком}.Y}=P_{\text{ком}.Y}+P'_{\text{ком}.Y}=-K_{\text{ком}}(e_{\text{ком}.X}+x_{\text{ком}})\,\omega^2.$$

В проекциях на оси OX и OY переменные составляющие силы $P_{ком}$ имеют вид

$$
\begin{aligned}
-P'_{ком.X} &= K_{ком.}y_{ком}\omega^2; \\
-P'_{ком.Y} &= -K_{ком.}x_{ком}\omega^2.
\end{aligned}
\tag{5.16}
$$

Из анализа уравнений (5.8), (5.14) и (5.16) следуют одинаковые выводы. Сила $P_{ком}$ действует в том же направлении, что и сила $P_д$. При наличии на компрессорном колесе покрывного диска и отсутствии лопаточного направляющего аппарата сила $P_{ком}$ может возникнуть только в том случае, если потери в межлопаточных каналах колеса разные. При лопаточном диффузоре должно сказаться влияние зазора $\delta_з$, но в меньшей степени, чем в турбине. Если в компрессоре несколько колес, то силу $P_{ком}$ определяют для каждого колеса и фиксируют место ее приложения относительно центра масс. Здесь ее используют при решении уравнений движения ротора.

5.4. СИЛЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В РАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ

Как показали экспериментальные исследования, лабиринтные уплотнения могут стать причиной возникновения неустойчивого вращения роторов, например турбомашин, в газовых подшипниках.

В быстроходных машинах с подшипниками на газовой смазке в качестве лабиринтных уплотнений желательно применять неразъемные в горизонтальной плоскости гребенчатые уплотнения. Причем кольцевые гребни могут быть выполнены только на валу или в корпусе (рис. 5.5). Уплотнения с гладкими ци-

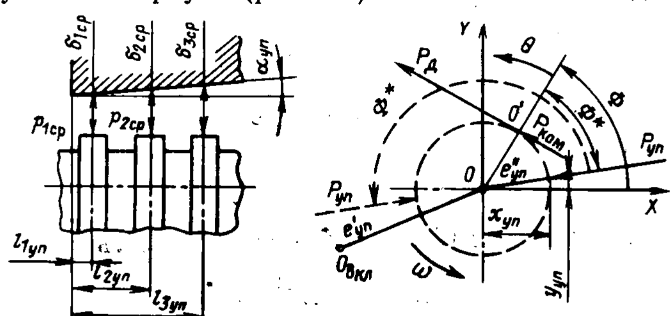


Рис. 5.5. Схемы уплотнения и взаимного расположения переменных составляющих газодинамических сил, возникающих в колесах турбомашин и уплотнениях: *а* — лабиринтное уплотнение; *б* — совмещенная диаграмма переменных составляющих газодинамических сил, возникающих в колесах и уплотнениях турбомашины ($O_{вкл}$ — центр вкладыша, O — центр при невозмущенном положении, O' — центр цапфы при возмущенном положении)

линдрическими рабочими поверхностями (щелевые уплотнения) обычно не применяют ввиду их малой эффективности. При прецессирующих колебаниях ротора под действием различных возбуждающих сил зазор между гребнями лабиринтов и валом изменяется как в осевом, так и в окружном направлениях. В связи с этим будет изменяться статическое давление газа в щелях и камерах уплотнения. В результате в уплотнении возникнет изменяющаяся во времени радиальная сила. Определим ее, приняв следующие допущения:

1. Давление газа p_1 на входе в уплотнение не изменяется во времени.

2. Утечка газа при входе в уплотнение происходит в объем $V_{\text{ком}}$ с постоянным средним давлением $p_{\text{ср. 2}}$.

3. Течение газа в элементе уплотнения одномерное и направлено вдоль оси ротора.

4. Движение ротора во времени происходит по гармоническому закону:

$$x_{\text{уп}_i}=e_{\text{уп}_i}\cos(\Theta+\Phi-\Phi^*);$$
$$y_{\text{уп}_i}=e_{\text{уп}_i}\sin(\Theta+\Phi-\Phi^*);$$
$$\dot{x}_{\text{уп}_i}=e_{\text{уп}_i}\omega\sin(\Theta+\Phi-\Phi^*);$$
$$\dot{y}_{\text{уп}_i}=e_{\text{уп}_i}\omega\cos(\Theta+\Phi-\Phi^*),$$

где $e_{\text{уп}i}$ — максимальное отклонение поверхности вала от равновесного положения для i-й камеры; Φ — текущий угол перемещения вектора давления относительно оси OX; Φ^* — угол сдвига по фазе вектора давления газа относительно вектора перемещения продольной оси ротора в радиальном направлении.

5. Средний зазор в уплотнении в зоне i-й камеры можно определить из уравнений

$$\delta_{\text{с}_i}=H_0-e_{\text{уп}_i}\cos\Theta;$$
$$\delta_{\text{с}_{i+1}}=H_0-e_{\text{уп}_{i+1}}\cos\Theta,$$

где

$$e_{\text{уп}_i}=\operatorname{tg}\alpha_{\text{уп}}(l_{\text{уп}_{i+1}}-l_{\text{уп}_i})(z_{\text{уп}}-1);$$
$$e_{\text{уп}_{i+1}}=\operatorname{tg}\alpha_{\text{уп}}(l_{\text{уп}_{i+2}}-l_{\text{уп}_{i+1}})(z_{\text{уп}}-1);$$

$l_{\text{уп}_{i+1}}$ и $l_{\text{уп}_i}$ — соответственно расстояние от середины гребня $(i+1)$-й и i-й камеры уплотнения до его начала; $l_{\text{уп}\,i+1}-l_{\text{уп}\,i}=t_{\text{уп}}$ — шаг камер лабиринтного уплотнения (расстояние между серединами двух соседних гребней камеры).

Рассмотрим элемент уплотнения, содержащий входной гребень, камеру и выходной гребень. Массовый расход газа через входной и выходной гребни представим в виде суммы постоянной и переменной составляющих, отнесенных к единице длины окружности:

$$G_{t_i}=G_{0_i}+G_i;$$
$$G_{t_{i+1}}=G_{0_{i+1}}+G_{i+1}, \tag{5.17}$$

где G_{0_i} и $G_{0_{i+1}}$ — средний расход газа на входе и выходе из элемента уплотнения соответственно; G_i и G_{i+1} — отклонение расхода газа от его среднего значения G_{0_i} и $G_{0_{i+1}}$ соответственно.

Текущий расход газа будет равен

$$G_{t_i}=\xi_i(S_{ш_i}-S_{ш_x})U_i\rho_{ш_i}=\xi_i\frac{(\delta_{c_i}-e'_{уп_i})U_i\rho_{ср_i}}{R_г T_S z_г};$$
$$G_{t_{i+1}}=\xi_{i+1}(S_{ш_{i+1}}-S_{ш_x})U_{i+1}\rho_{ш_{i+1}}=$$
$$=\xi_{i+1}\frac{(\delta_{c_{i+1}}-e_{уп_{i+1}})U_{i+1}(p_{ср_{i+1}}+p)}{R_г T_S z_г}, \tag{5.18}$$

где ξ_i и ξ_{i+1} — коэффициент расхода газа во входном и выход) ном гребнях соответственно $\left(\text{принимаем } \xi_i=\xi_{i+1}=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_ш}}\right)$; $\zeta_ш$ — коэффициент местных потерь, определяемый по методике С. Е. Захаренко; $S_{ш_i}$, $S_{ш_{i+1}}$, $S_{ш_x}$ — площадь щели при средней высоте зазора в i-й и $(i+1)$-й камере, а также при отклонении от среднего значения соответственно; U_i и U_{i+1} — соответственно скорость газа в щели входного и выходного гребней; $\rho_{ш_i}$ и $\rho_{ш_{i+1}}$ — соответственно плотность газа в щели входного и выходного гребней; T_S — температура газа на входе в зазор.

Изменение расхода газа через элемент лабиринтного уплотнения с учетом зависимостей (5.17) и (5.18) после выполнения необходимых преобразований будет иметь следующий вид:

$$dG/d\tau=G\tau_i-G\tau_{i+1}=G_i-G_{i+1}=$$
$$=-B_i p-B_{i+1}(e_{уп_i}-e_{уп_{i+1}}\delta_{ср_i}|\delta_{ср_{i+1}}). \tag{5.19}$$

Здесь

$$B_i=\frac{\xi U_{i+1}\delta_{ср_{i+1}}}{R_г T_s z_г}; \tag{5.20}$$

$$B_{l+1}=\frac{\xi U_l p_{\text{ср}_l}-\left(\frac{\delta_{\text{ср}_l}}{\delta_{\text{ср}_{l+1}}}\right)}{R_{\text{г}} T_S z_{\text{г}}};$$
$$U_l=2\sqrt{\frac{R_{\text{г}} T_S z_{\text{г}}\left(p_{\text{ср}_l}-p_{\text{ср}_{l+1}}\right)}{p_{\text{ср}_l}+p_{\text{ср}_{l+1}}}}. \tag{5.21}$$

Запишем уравнение состояния газа внутри камеры объемом V:

$$p_{\text{ср}l_{+1}}+p=GR_{\text{г}}T_S z_{\text{г}}/V.$$

После дифференцирования по времени и подстановки в него зависимости (5.19) получаем

$$\frac{dp}{d\tau}+B_l\frac{R_{\text{г}}T_S z_{\text{г}}}{V}p+B_{l+1}\frac{R_{\text{г}}T_S z_{\text{г}}}{V}\left(e_{\text{уп}_l}-e_{\text{уп}_{l+1}}\frac{\delta_{\text{ср}_l}}{\delta_{\text{ср}_{l+1}}}\right)=0. \tag{5.22}$$

При движении ротора по гармоническому закону будем считать, что переменная составляющая p_i давления газа в камере уплотнения также изменяется по этому закону:

$$p_i=p_{0i}\sin(\omega\tau+\Phi-\Phi^*)=p_{0i}[\sin(\omega\tau+\Phi-$$
$$-\Phi^*)\cos\Phi^*-\cos(\omega\tau+\Phi-\Phi^*)\sin\Phi^*], \tag{5.23}$$

где p_{0i} — максимальное отклонение давления от среднего значения.

Продифференцировав выражение (5.23) по времени и подставив результат, а также уравнения (5.20) и (5.21) в (5.22), получим

$$p_0\omega[\cos(\omega\tau+\Phi)\cos\Phi^*+\sin(\omega\tau+\Phi)\sin\Phi^*]+$$
$$+b_l p_{0l}[\sin(\omega\tau+\Phi)\cos\Phi^*-\cos(\omega\tau+\Phi)\sin\Phi^*]+$$
$$+b_{l+1}(e_{\text{уп}_l}-e_{\text{уп}_{l+1}}\delta_{\text{ср}_l}/\delta_{\text{ср}_{l-1}})\sin(\omega\tau+\Phi)=0, \tag{5.24}$$

где $b_l=B_lR_{\text{г}}T_S z_{\text{г}}/V$; $b_{l+1}=B_{l+1}R_{\text{г}}T_S z_{\text{г}}/V$.

Для выполнения равенства (5.24) при всех значениях τ необходимо, чтобы коэффициенты при $\sin(\omega\tau+\Phi)$ и $\cos(\omega\tau+\Phi)$ равнялись нулю:

$$p_{0l}\omega\sin\Phi^*+b_l p_{0l}\cos\Phi^*+b_2(e_{\text{уп}_l}-e_{\text{уп}_{l+1}}\delta_{\text{ср}_l}/\delta_{\text{ср}_{l+1}})=0; \tag{5.25}$$
$$p_{0l}\omega\cos\Phi^*-b_l p_{0l}\sin\Phi^*=0.$$

Из зависимости (5.25) следует

$$\Phi^*=\operatorname{arctg}(\omega/b_l);$$
$$\sin\Phi^*=\omega/\sqrt{b_1^2+\omega^2}; \tag{5.26}$$

$$\cos\Phi^* = b_i/\sqrt{b_1^2+\omega^2}.$$

После подстановки (5.26) в (5.25) и выполнения необходимых преобразований формула для определения максимального отклонения давления от среднего значения примет вид

$$p_{0i} = \frac{b_{i+1}}{\omega\sqrt{1+(b_i/\omega^2)}}\left(e_{\text{уп}_i} - e_{\text{уп}_{i+1}}\frac{\delta_{\text{ср}_i}}{\delta_{\text{ср}_{i+1}}}\right).$$

: Подставив уравнения (5.26) в выражение (5.23) с учетом зависимости (5.21), получаем

$$p_i = \frac{\xi U_i p_{\text{ср}_i}\left(\delta_{\text{ср}_i}/\delta_{\text{ср}_{i+1}} - 1\right)\sin(\omega\tau+\Phi-\Phi^*)}{V\omega\sqrt{1+(b_i/\omega^2)}}\left(e_{\text{уп}_{i+1}}\frac{\delta_{\text{ср}_i}}{\delta_{\text{ср}_{i+1}}} - e_{\text{уп}_i}\right). \quad (5.27)$$

Поскольку переменная составляющая статического давления в камере объемом V пропорциональна переменной составляющей зазора, изменяющейся по закону косинуса, то можно записать

$$p_i = p_{i\,max}\cos\theta. \quad (5.28)$$

Максимальное изменение давления $p_{i\,max}$ можно рассчитать по формуле (5.27) при $\sin(\omega\tau+\Phi-\Phi^*)=1$:

$$p_{i\,max} = \frac{\xi_i U_i p_{\text{ср}_i}\left(e_{\text{уп}_{i+1}}\dfrac{\delta_{\text{ср}_i}}{\delta_{\text{ср}_{i+1}}} - e_{\text{уп}_i}\right)}{V\omega\sqrt{1+(b_i/\omega)^2}}. \quad (5.29)$$

Результирующую силу, действующую на ротор от одной камеры уплотнения, с учетом зависимости (5.28) можно представить как сумму двух составляющих, действующих в направлении линии эксцентриситета $e_{\text{уп}}$ (сила $P_{\varepsilon i}$), а также перпендикулярно этой линии (сила P_Φ):

$$P_{\varepsilon_i} = p_{i\,max} r_{\text{уп}} l_{\text{уп}_i}\int_0^{2\pi}\cos^2\Theta\,d\Theta = 0{,}5\pi D_{\text{уп}} l_{\text{уп}} p_{i\,max},$$

$$P_{\Phi i} = p_{i\,max} r_{\text{уп}} l_{\text{уп}}\int_1^{2\pi}\sin\Theta\cos\Theta\,d\Theta = 0. \quad (5.30)$$

Лабиринтное уплотнение состоит из $z_{\text{уп}}$ камер, изменение давления газа в каждой из которых можно найти по формуле (5.27). Обычно число камер уплотнения $i=z_{\text{уп}}-1$ (чаще всего $i=7\ldots12$), объем $V<10^{-6}$ м^3, $\delta_{\text{ср}i}=H_0$. Результирующая сила, действующая на ротор со стороны всего уплотнения,

$$P_{\text{уп}} = \sum_{i=1}^{i_{\text{уп}-1}} P_{\varepsilon i}. \quad (5.31)$$

Сила $P_{уп}$ относится к переменным силам, возмущающим нормальное движение ротора. При сужающемся (конфузорном) зазоре по ходу течения газа она отстает от перемещения $e_{уп}$ по фазе на угол Φ^* и направлена к геометрическому центру ротора. При расширяющемся (диффузорном) зазоре по ходу течения газа сила $P_{уп}$ отстает от перемещения ротора $e_{уп}$ на угол $180°+\Phi^*$. Объясняется это следующим.

Рассмотрим уплотнение с конфузорным зазором. Пусть ротор совершает прецессионные движения относительно корпуса уплотнения. При удалении ротора от центрального положения относительное изменение проходного сечения в зоне последнего гребня будет больше, чем в зоне первого, что приведет в этой части уплотнения к дополнительной утечке газа. В результате среднее давление газа упадет. В то же время ротор будет сближаться с корпусом уплотнения. Уменьшится проходное сечение в зоне последнего гребня по сравнению с зазором в зоне первого гребня, и среднее давление газа в этой части уплотнения возрастет. Возникновение переменной по углу поворота ротора радиальной силы обусловлено окружной неравномерностью статического давления газа в уплотнении. Направление ее действия составляет угол $\Phi^*=0\ldots90°$ с вектором мгновенного эксцентриситета $e_{уп}$. Угол Φ^* зависит от среднего радиального зазора H_0 в уплотнении и частоты вращения ротора.

В случае диффузорного зазора при удалении ротора от корпуса уплотнения относительное изменение проходного сечения в зоне последнего гребня будет меньше, чем в зоне первого. Это приведет при прецессирующем роторе к увеличению поступления газа в зазор и повышению в нем среднего статического давления. С диаметрально противоположной стороны ротора относительное изменение проходного сечения в зоне первого гребня будет больше, чем в зоне последнего, и среднее статическое давление газа в этой части кольцевого зазора снизится. Результирующая сила $P_{уп}$ будет иметь направление, противоположное направлению силы, возникающей в конфузорном уплотнении.

Результирующую силу $P_{уп}$ можно разложить на составляющие по осям координат OX и OY:

$$-P_{уп\,X}=P_{уп}\cos(\Phi-\Phi^*)=P_{уп}(\cos\Phi^*\cos\Phi+\sin\Phi^*\sin\Phi);$$

$$-P_{уп\,Y}=P_{уп}\sin(\Phi-\Phi^*)=P_{уп}(\cos\Phi^*\sin\Phi-\sin\Phi^*\cos\Phi).$$

Для каждой камеры уплотнения проекции переменных составляющих эксцентриситета на оси OX и OY будут следующие:

$$x_{уп\,i}=e_{уп_i}\cos(\Phi-\Phi^*)=\frac{\delta_{ср_i}}{\delta_{ср_{i+1}}}(y-l_{уп_{i+1}}\alpha_{уп})-(y+l_{уп_i}\alpha_{уп});$$

$$y_{уп_i}=e_{уп_i}\sin(\Phi-\Phi^*)=\frac{\delta_{ср_i}}{\delta_{ср_{i+1}}}(x+l_{уп_{i+1}}\alpha_{уп})-(x-l_{уп_i}\alpha_{уп}),$$

где $l_{\text{уп}_i}=l_{\text{уп}}+t_{\text{уп}}(i-1{,}5)$; $l_{\text{уп}}$ — длина лабиринтного уплотнения.

С учетом зависимостей (5.30) и (5.31) проекции силы $P_{\text{уп}}$ на оси OX и OY будут иметь вид

$$
\begin{aligned}
-P_{\text{уп}X} &= \sum_{i=1}^{i_{\text{уп}}-1} K_{\text{уп}_i} x_{\text{уп}_i} + \sum_{i=1}^{i_{\text{уп}}-1} J_{\text{уп}_i} y_{\text{уп}_i};\\
-P_{\text{уп}Y} &= \sum_{i=1}^{i_{\text{уп}}-1} K_{\text{уп}_i} y_{\text{уп}_i} - \sum_{i=1}^{i_{\text{уп}}-1} J_{\text{уп}_i} x_{\text{уп}_i}.
\end{aligned}
\qquad (5.32)
$$

Здесь

$$
K_{\text{уп}_i}=\frac{0{,}5\pi\xi U_i p_{\text{ср}_i} D_{\text{уп}} l_{\text{уп}_i}\left(\dfrac{\delta_{\text{ср}_i}}{\delta_{\text{ср}_{i+1}}}-1\right)}{V\omega\sqrt{1+(b_i/\omega)^2}}\cos\Phi_i^*;
$$

$$
J_{\text{уп}_i}=\frac{0{,}5\pi\xi U_i p_{\text{ср}_i} D_{\text{уп}} l_{\text{уп}_i}\left(\dfrac{\delta_{\text{ср}_i}}{\delta_{\text{ср}_{i+1}}}-1\right)}{V\omega\sqrt{1+(b_i/\omega)^2}}\sin\Phi_i^*.
$$

Из последних зависимостей следует, что росту коэффициентов $K_{\text{уп}_i}$ и $J_{\text{уп}_i}$ в уплотнении способствуют следующие факторы:

1) повышение среднего давления газа перед первым гребнем;
2) уменьшение среднего радиального зазора в уплотнении;
3) уменьшение объема V камеры уплотнения;
4) понижение температуры газа перед уплотнением;
5) увеличение соотношения между зазорами в предыдущем и последующем гребнях уплотнения.

Соотношение между $K_{\text{уп}_i}$ и $J_{\text{уп}_i}$ зависит от частоты вращения ротора, влияющей на фазовый угол Φ^*: чем больше ω, тем меньше $K_{\text{уп}_i}$ и больше $J_{\text{уп}_i}$.

Следует отметить, что в дальнейшем для повышения точности расчетов нужно ввести в них демпфирующие силы, возникающие в уплотнениях, а также добавить члены, учитывающие окружное течение газа.

5.5. СИЛЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ОСЕВЫХ БЕСКОНТАКТНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЯХ СО СПИРАЛЬНЫМИ КАНАВКАМИ

Сухие газодинамические бесконтактные уплотнения появились в начале 70-х годов. Их применяют в крупных турбокомпрессорах, испарителях, воздуходувках, газовых и паровых турбинах, насосах и т. д. Газодинамические бесконтактные уплотнения вращающихся валов в последнее время выполняют в виде двух торцевых элементов (один неподвижный, другой вращающийся вместе с валом), зазор между которыми является уплотнителем газа. Обычно неплоскостность уплотнительных поверхностей не превышает 0,3 мкм. Вращающееся кольцо имеет спиральные канавки, выполненные по типу спиральных канавок в осевых подшипниках (см. п. 2.2).

Преимущества газодинамических уплотнений по сравнению с другими уплотнениями, например контактного типа, следующие:

1) смазка скользящих между собой с большими окружными скоростями элементов уплотнения производится технологическим газом, что предопределяет автономность уплотнения;

2) повышенный ресурс работы из-за отсутствия «сухого» трения при пусках, остановках и установившихся режимах работы машинного агрегата;

3) относительно малый коэффициент трения между скользящими одна относительно другой поверхностями, а следовательно, и малая потеря энергии на трение;

4) отсутствие эксплуатационных расходов, связанных с обслуживанием, расходом смазки и заменой элементов уплотнения на весь срок службы агрегата;

5) сокращение расходов, связанных с наличием дорогостоящего вспомогательного оборудования, необходимого для уплотнений с жидкостной смазкой;

6) относительно малый нагрев уплотнения из-за небольших тепловыделений в нем, связанных с малыми потерями на газодинамическое трение;

7) возможность применения при высоких относительных скоростях скольжения элементов уплотнения;

8) экологически чистая эксплуатация уплотнения при использовании инертных и безвредных газов.

Однако применение уплотнений рассматриваемого типа по сравнению с традиционно используемыми на практике уплотнениями имеет свои недостатки:

1) высокая точность изготовления рабочих поверхностей уплотняющих элементов из-за малых зазоров в уплотнении, составляющих 2—8 мкм;

2) возможна потеря части уплотняемого газа в окружающую среду;

3) высокая износостойкость материала рабочих поверхностей элементов уплотнения при «сухих» пусках и остановках агрегата всухую;

5) повышенная чистота уплотняемого газа (размер механических частиц в камере уплотнения не должен превышать половины ширины общего зазора, т. е. составлять примерно 1—4 мкм).

Рабочие элементы газодинамического осевого бесконтактного уплотнения с канавками можно выполнять такими же, как и в газодинамическом осевом подшипнике со спиральными канавками (см. рис. 2.15). Критерием работоспособности уплотнения является величина противодавления газа, создаваемого в его рабочем зазоре. Как показал сравнительный анализ, выполненный для осевых подшипников (см. рис. 2.16), наибольшее давление возникает в рабочем зазоре газодинамического осевого центростремительного закрытого подшипника со спиральными канавками и нагнетанием газа к центру (см. рис. 2.15, *г*).

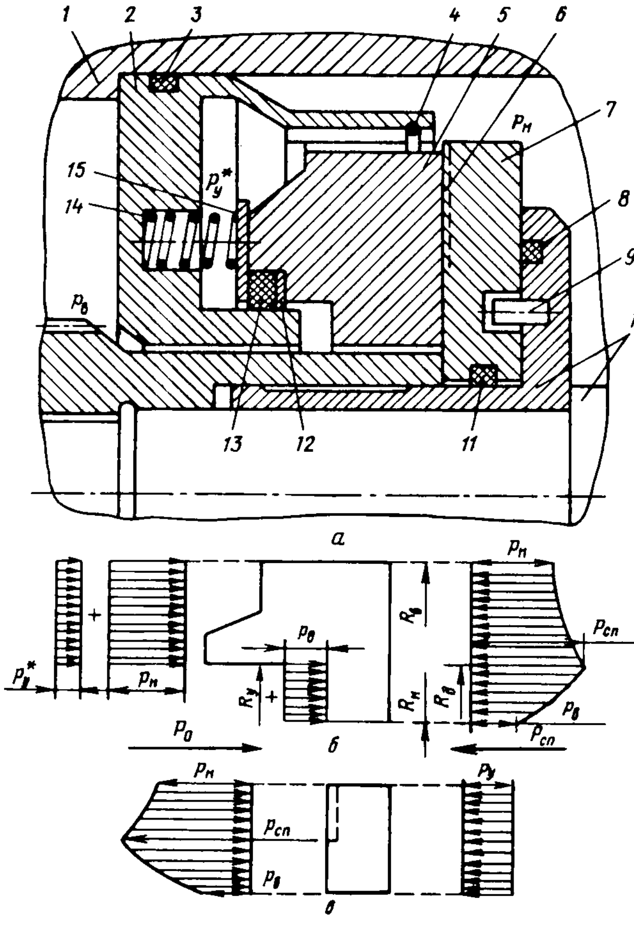


Рис. 5.6. Одиночное газодинамическое осевое бесконтактное уплотнение со спиральными канавками для вращающихся валов

а — конструктивная схема; *б* — эпюра распределения давления газа для невращающегося кольца; *в* — эпюра распределения давления газа для вращающегося кольца

На практике чаще всего применяют одиночное газодинамическое бесконтактное уплотнение со спиральными канавками, конструктивная схема которого приведена на рис. 5.6, *а*. Устроено оно следующим образом. В агрегате *1* установлен корпус *2* уплотнения. Уплотнительные кольца *3*, *8*, *11—13* выполнены из резины и имеют О-образную форму. В осевом направлении невращающиеся элементы стопорятся пружинным кольцом *4*.

Основными деталями уплотнения являются невращающиеся *5* и вращающееся *7* кольца со спиральными канавками *6*. Кольцо *7* приводится во вращение штифтом — поводком *9* от вала *10*. Кольцо *5* прижимается к кольцу *7* цилиндрическими пружинами *14* через шайбу *15*. При вращении ротора давление между этими кольцами возрастает и в зоне расположения спиральных канавок образуется зазор. На рис. 5.6, *б*, *в* приведены эпюры давлений для невращающегося и вращающегося кольца при фиксированном зазоре H_2 между ними.

Условие равновесия для невращающегося кольца: $P_0 = P_{сп}$. Сила P_0, уменьшающая зазор H_2, складывается из силы $P_у^*$ сжатия пружин *14*, силы $P_н$ на входе в уплотнение и силы $P_у$ на выходе из уплотнения. Сила $P_{сп}$, увеличивающая рабочий зазор H_2 в уплотнении, возникает при сжатии газа в спиральных канавках и его расширении в гладкой зоне зазора (между радиусами R_g и $R_н$).

Задавшись зазором H_2, на основании решения дифференциальных уравнений можно определить текущее давление газа в зазоре H_2, а затем силу $P_{сп}$. Зная давления $p_н$ и $p_в$, можно вычислить силы

$$P_н = \pi (R_в^2 - R_у^2)\, p_н, \tag{5.33}$$

$$P_у = \pi (R_у^2 - R_н^2)\, p_в \tag{5.34}$$

и силу сжатия пружин на величину $H_2 + H_у$:

$$P_у^* = P_{сп} - (P_н + P_у) = P_{сп} - \pi R_в^2 p_н \left\{1 - \left(\frac{R_у}{R_в}\right)^2 + \left[\left(\frac{R_у}{R_в}\right)^2 - \left(\frac{R_н}{R_в}\right)^2\right] \bar{p}_в\right\}. \tag{5.35}$$

Задавшись теперь числом пружин, по известным зависимостям из теории упругости, можно рассчитать геометрические размеры цилиндрической пружины, которая предварительно сжата на величину $H_у$.

Следует отметить, что после подачи в камеру уплотнения газа при рабочем давлении $p_н$ перед началом вращения вала силы $P_{сп}$ и P_0 должны быть такими, чтобы не было контакта между кольцами уплотнения при пуске агрегата, а следовательно, износа рабочих поверхностей колец. При этом эпюра давления газа для невращающегося кольца имеет вид, показанный на рис. 5.7.

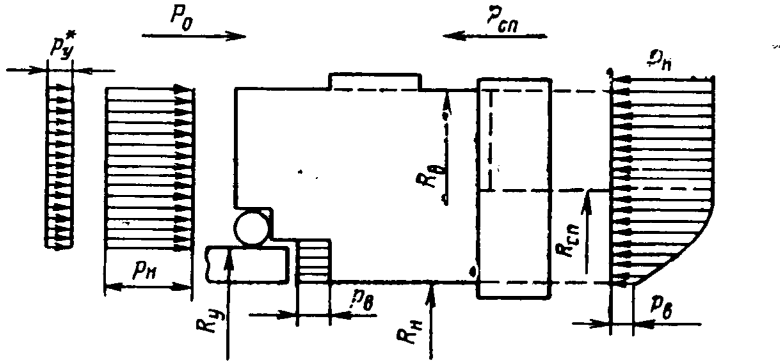


Рис. 5.7. Эпюра распределения давлений при невращающемся роторе на невращающееся кольцо от пружин, резинового уплотнения и давления газа в камере газодинамического бесконтактного уплотнения со спиральными канавками

При $P_0 = P_{сп}$ можно записать

$$\pi R_в^2 p_н \left\{1 - \left(\frac{R_y}{R_в}\right)^2 + \left[\left(\frac{R_y}{R_в}\right)^2 - \left(\frac{R_н}{R_в}\right)^2\right]\bar{p}_в\right\} + P_y^{**} =$$

$$= \pi R_в^2 p_н \left[1 - \left(\frac{R_д}{R_в}\right)^2\right] + 2\pi R_в^2 p_н \int\limits_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_1} \bar{p}_{**} \bar{r}\, d\bar{r},$$

или

$$P_y^{**} = \pi R_в^2 p_н \left\{2\int\limits_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_1} \bar{p}_{**}\bar{r}\, d\bar{r} - \left[\left(\frac{R_д}{R_в}\right)^2 - \left(\frac{R_y}{R_в}\right)^2\right] - \right.$$
$$\left. - \left[\left(\frac{R_y}{R_в}\right)^2 - \left(\frac{R_н}{R_в}\right)^2\right]\bar{p}_в\right\}. \qquad (5.36)$$

Уравнение для определения $\bar{p}_{**}$ имеет вид

$$\bar{p}_{**} = \sqrt{\bar{p}_в^2 + (\bar{p}_н^2 - \bar{p}_в^2)\frac{\ln(\bar{r}/\bar{r}_2)}{\ln(\bar{r}_1/\bar{r}_2)}}, \qquad (5.37)$$

где

$\bar{p}_н = p_н/p_н = 1$; $\bar{p}_в = p_в/p_н$; $\bar{r} = r/R_в$; $\bar{r}_2 = R_н/R_в$; $\bar{r}_1 = R_д/R_в$

Усилие пружин P_y^{**} должно быть небольшим. Для его определения, необходимо, чтобы $H_2 \to 0$. Сила P_y^{**} — это сила предварительного сжатия пружины на величину $H_у$ (рис. 5.8) после монтажа уплотнения в турбомашинном или ином агрегате.

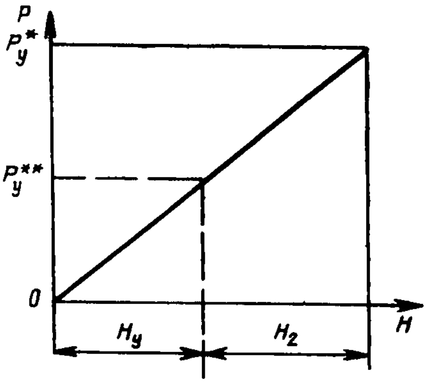


Рис. 5.8. Схема для расчета жесткости пружин газодинамического осевого уплотнения со спиральными канавками

Эквивалентная жесткость пружин $K_у$ равна сумме жесткостей $k_у'$ каждой пружины: $K_у = k_у' n_у'$ (где $n_у'$ — число пружин в уплотнении). Из теории колебаний твердого тела также следует

$$K_у = (P_у^* - P_у^{**}) / H_2, \quad (5.38$$

где $P_у^*$ можно определить по зависимости (5.35).

С учетом выражений (5.35) и (5.36) после преобразований имеем

$$K_у = \frac{1}{H_2}\left\{P_{сп} - \pi R_в^2 p_н\left[1 - \left(\frac{R_д}{R_в}\right)^2 + 2\int_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_1} \bar{p}_{**}\bar{r}\,d\bar{r}\right]\right\}, \quad (5.39)$$

где $P_{сп}$ можно вычислить по формуле (2.52) для зазора H_2.

Теперь проанализируем работу уплотнения.

На равновесие действующих в уплотнении сил влияет изменение радиусов $R_д$ и $R_у$. В качестве критерия обычно рассматривают их относительную величину

$$b_{уп} = (R_д^2 - R_у^2) / (R_д^2 - R_н^2). \quad (5.40)$$

Если $b_{уп}$ будет уменьшаться, то уплотнение будет «раскрываться» при статическом давлении $p_н$, а при вращении разделение торцевых поверхностей колец будет обеспечиваться и поддерживаться при относительно малых скоростях вращения вала. Однако при $b_{уп}<0{,}6$ возможны большие утечки газа через уплотнение, а также неустойчивые рабочие условия. Лучше всего уплотнение проектировать таким образом, чтобы между торцевыми поверхностями колец при давлении $p_н$ (вал не вращается) зазор H_2 был бы равен высоте микронеровностей рабочих поверхностей этих колец.

Анализ состояния торцевых поверхностей некоторых уплотнений после их экспериментальных исследований показал, что износ торцевых поверхностей вращающегося кольца с канавками носил более выраженный характер в области расположения канавок, чем на гладкой части торца, где следов износа не было. Это необычно, так как в случае контакта между собой торцевых поверхностей колец, а также в результате нагрева их и газа от трения следовало бы ожидать, что кольца деформируются так, что наибольшее сближение торцевых поверхностей произойдет на внутренней гладкой части уплотнения. Поэтому наибольший износ следовало бы ожидать на гладкой части вращающегося кольца, а не на участке с канавками, как следует из анализа экспериментальных данных. Углубленный анализ теплопередачи между торцевыми поверхностями колец уплотнения и уплотняемым газом показал, что в гладкой зоне происходит расширение газа, близкое к изотермическому, и температура газа и обеих уплотняющих торцевых поверхностей практически остается постоянной в любой точке зазора. Поэтому тепловой поток либо от уплотняющих поверхностей к слою газа, либо в другом направлении приводит к деформации торцевых поверхностей. Если наблюдается износ этих поверхностей в зоне расположения спиральных канавок, то, следовательно, внутренняя часть колец уплотнения охлаждается вследствие изотермического расширения газа в узкой щели между радиусами $R_д$ и $R_н$ при изменении давления от $p_{сп}$ до $p_в$.

Поскольку на практике необходимо обеспечить в рабочем состоянии параллельность торцевых поверхностей уплотнения, то следует принять течение газа в рабочем зазоре изотермическим. В этом случае понижение температуры в результате изотермического расширения газа в зазоре должно компенсироваться выделением теплоты при газодинамическом трении, т. е.

$$Q_{из}=тр, \tag{5.41}$$

где $Q_{из}=G_{сп}L_{из}=G_{сп}R_гT_н\ln\left(\frac{p_{сп}}{p_в}\right)$; $N_{тр}=M_{тр}(\omega)$.

Из условия (5.41) можно определить зазор H_2. Например, для уплотнения с $R_в=77{,}5$ мм, $R_н=48$ мм, $R_у=63{,}6$ мм при $p_н=3$ МПа, $p_в=0{,}1$ МПа, $\omega=1151{,}333$ рад/с, $T_н=288$ К, $\theta_{сп}=16°$, $\delta_к=12$ мкм, $l_а=0{,}065$ мкм, $N_{сп}=12$, $R_г=287$ Дж (кг·К) после расчета на ЭВМ с помощью программы, приведенной в приложении П2, получилось, что при $Q_{из}=N_{тр}$ высота рабочего зазо-

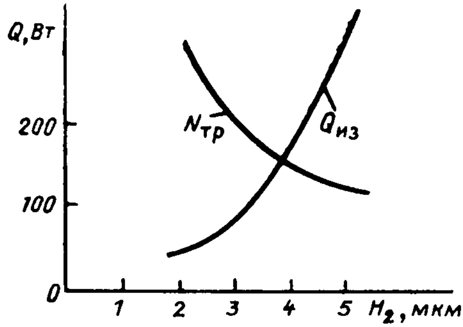


Рис. 5.9. Схема для расчета рабочего зазора H_2 в газодинамическом осевом бесконтактном уплотнении со спиральными канавками

ра $H_2 \approx 3{,}5$ мкм (рис. 5.9). Полученные в результате расчета значения приведены ниже:

H_2, мкм	2	3	4	5
$G_{сп} \cdot 10^4$, кг/с	1,19674	3,040242	7,10885	12,9971
$N_{тр}$, Вт	298,956	203,9770	153,890	123,260
$Q_{из}$, Вт	36,2100	89,86916	206,474	373,174
$P_{сп}$, МПа	3,88855	3,573936	3,35796	3,22555

Критерием хорошей работы уплотнения должны быть такие параметры, как надежность его работы и наименьший расход газа через зазор H_2 уплотнения. Оба эти параметра задаются грамотно выбранной конструктивной схемой и технологией изготовления элементов уплотнения. Однако наличие в уплотнении малого зазора H_2 приводит к повышенному газодинамическому трению и выделению теплоты, что, в свою очередь, приводит к росту разницы температур газа на входе и выходе из уплотнения, а следовательно, к неравномерному нагреву элементов уплотнения по радиусу (хотя, как показала практика, на радиальное направление приходится только четвертая часть общего теплового потока). Температурный градиент, обратно пропорциональный коэффициенту теплопроводности материала элементов уплотнения, вызывает их тепловую деформацию типа «зонтик» в радиальном направлении, которая пропорциональна коэффициенту теплового расширения материала элементов уплотнения.

Величину этой деформации $\delta_т$ на концах неподвижного элемента *1* уплотнения (рис. 5.10) можно учесть заранее, если диск уплотнения сделать вогнутой формы с тем, чтобы в результате деформации он стал плоским. В принципе его следует изготавливать из материалов, характеризующихся большой теплопроводностью и малым тепловым расширением. К таким материалам относятся, например, молибден, инвар (64% Fe+

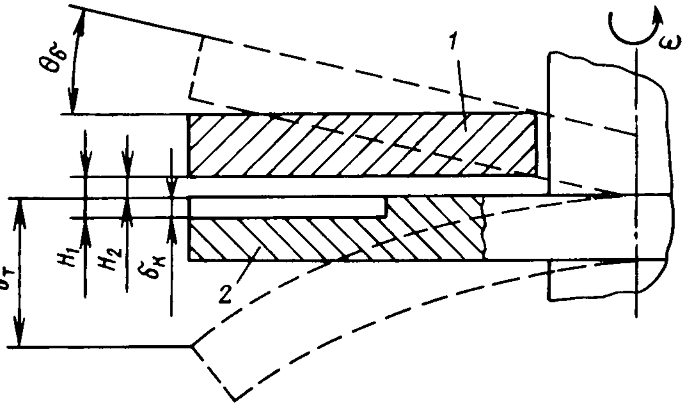


Рис. 5.10. Изменение рабочего зазора при неравномерном нагреве невращающегося и вращающегося колец газодинамического осевого бесконтактного уплотнения со спиральными канавками

+36% Ni), кавар (53% Fe+29% Ni+18% Co). Вращающийся элемент *2* уплотнения также испытывает деформацию $\theta_б$ (см. рис. 5.10). Величины этих деформаций можно легко учесть, применив соответствующие зависимости из теории упругости. Кроме того, конфигурация конструкции элементов уплотнения должна быть такой, чтобы под нагрузкой не возникало искажений формы, обусловленных их изгибом. Это, как уже отмечалось выше, достигается изотермичностью течения газа по рабочему зазору.

Неподвижный элемент *1* (рис. 5.11) уплотнения с канавками относительно корпуса *4*, например турбоагрегата, обычно устанавливают на резиновое кольцо *3* (упруго), что позволяет на

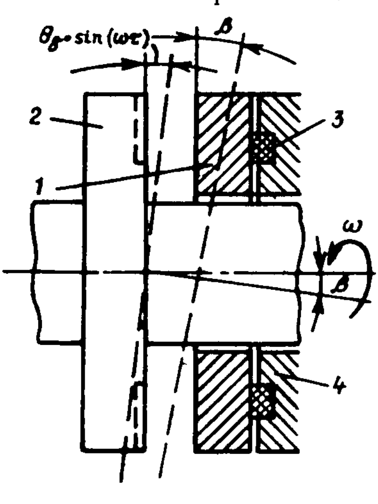


Рис. 5.11. Влияние перекосов вала на изменение взаимных гармонических линейных перемещений вращающегося и невращающегося колец газодинамического бесконтактного уплотнения

порядок снизить точность сборки уплотнения. Однако недостатком такой упругой установки является возникновение вынужденных угловых колебаний этого элемента уплотнения, вызванных наличием угловых гармонических перемещений θ_δ вращающегося кольца *2*, задаваемых выражением $\theta_\delta \sin(\omega\tau)$. Аналогичные колебания с амплитудой, равной $\theta_\delta \cos(\omega\tau)$, возникают в плоскости, перпендикулярной чертежу (см. рис. 5.11). Если теперь угол поворота неподвижного элемента уплотнения в плоскости чертежа обозначить через β, то угол между элементами уплотнения будет равен $\beta - \theta_\delta \sin(\omega\tau)$. Для такой системы уравнение движения неподвижного элемента *1* будет иметь вид

$$I_{\text{кол}} \frac{d^2\beta}{d\tau^2} = -\frac{dM_l}{d\beta}[\beta - \Theta_\delta \sin(\omega\tau)], \tag{5.42}$$

где $I_{\text{кол}}$ — экваториальный массовый момент инерции неподвижного кольца, кг·м²; $dM_l/d\beta$ — угловая жесткость слоя газа в зазоре H_2, Н/м.

Это дифференциальное уравнение является уравнением вынужденных колебаний неподвижного кольца уплотнения, которое имеет решение

$$\beta = \frac{\Theta_\delta f^2_{\text{кол}}}{f^2_{\text{кол}} - f^2} \sin(\omega\tau). \tag{5.43}$$

Частота собственных колебаний неподвижного кольца уплотнения

$$f_{\text{кол}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1 \cdot dM_l}{I_{\text{кол}} d\beta}}. \tag{5.44}$$

В плоскости, перпендикулярной приведенной на рис. 5.11, решение дифференциального уравнения движения невращающегося кольца уплотнения имеет вид

$$\beta = \frac{\Theta_\delta f^2_{\text{кол}}}{f^2_{\text{кол}} - f^2} \cos(\omega\tau).$$

При угловом перекосе невращающегося кольца амплитуда его угловых колебаний равна $A = \Theta_\delta f^2_{\text{кол}}/(f^2_{\text{кол}} - f^2)$.

Практика показала, что при малых колебаниях угловая жесткость $dM_l/d\beta$ может быть выражена через осевую жесткость газового слоя $dP_{\text{сп}}/dH_2$ (см. п. 4.3.9). Для упрощения расчета допускаем, что ширина кольца мала по сравнению с его средним диаметром $D_{\text{ср}} = 2R_{\text{ср}}$ и что в каждой нагнетающей канавке создается переменное давление газа, пропорциональное текущему зазору в уплотнении. Таким образом, когда кольцо поворачивается на малый угол относительно плоскости *АА*, то вследствие изменения давления газа в канавках возникает восстанавливающий момент M_l. Угловая жесткость от суммарного момента будет равна

$$\frac{dM_l}{d\beta}=\frac{D_{cp}^2}{8}\frac{dP_{сп}}{dH_2}, \quad (5.45)$$

где $D^{cp}=0{,}5(R_в+R_н)$ — средний диаметр, м; $dP_{сп}/dH_2$ — квазистатическая эквивалентная осевая приведенная жесткость системы, Н/м; $P_{сп}$ — несущая способность, Н.

Критерий $K^*_{кол}$, определяющий допустимый предел относительных перемещений колец уплотнения, можно сформулировать в виде отношения

$$K^*_{кол}=\frac{\Theta_\delta R_в f^2}{H_2\left(f^2_{кол}-f^2\right)}, \quad (5.46)$$

в числителе которого записано выражение, характеризующее относительные угловые колебания невращающегося кольца, а в знаменателе — относительные угловые колебания при касании колец.

Это отношение изменяется на практике от 0, когда рабочие поверхности колец параллельны между собой, до 1, когда между ними возникает «сухое» трение. На практике желательным является значение $K_{кол}<0{,}2$. Учитывая это, а также зависимость (5.46), можно получить минимальное значение зазора $H_{2\min}$ в виде

$$H_{2\min}=\frac{\Theta_\delta R_в f^2}{0{,}2\left(f^2_{кол}-f^2\right)}, \quad (5.47)$$

где Θ_δ — линейное перемещение диаметра $2R_в$, м.

Эквивалентную жесткость упругих элементов, действующих на невращающееся кольцо уплотнения массой $M_{кол}$, можно представить как сумму жесткости пружины $K_у=\Delta P_у/\Delta H_2$ и нелинейной жесткости $K_г=\mathrm{d}\,P_{сп}/\mathrm{d}\,H_2$ газовой пленки в зазоре H_2:

$$K_э=\frac{dP_э}{dH_2}=K_у+K_г=\frac{\Delta P_у}{\Delta H_2}+\frac{dP_{сп}}{dH_2}. \quad (5.48)$$

Из зависимости (5.47) также следует, что резонансная частота $f_{кол}$ должна быть значительно больше частоты вращения f вала агрегата, где установлено уплотнение, т. е. знаменатель формулы (5.47) не должен обращаться в нуль.

На основании полученных рекомендаций и зависимостей для расчета с помощью ЭВМ бесконтактного газодинамического уплотнения со спиральными канавками можно рекомендовать такую последовательность расчета:

1. Задаются шириной зазора H_2 между кольцами уплотнения в пределах 2—8 мкм.
2. Выбирается угол захода канавки $\theta_{сп}$ в пределах 16°30′—17°30′.
3. Принимается отношение зазоров $(H_2+\delta_{сп})/H_2=H_1/H_2=4$ или $\delta_{сп}=(2\ldots3)H_2$.

4. Принимается равенство $\eta_1=\eta_2$ (т. е. ширина гладкой области равна ширине канавки).

5 Определяется число Кнудсена $Kn=\frac{l_a}{H_2}\frac{p_a}{p_н}$ и проверяется условие $Kn<0{,}01$.

6. Вычисляется параметр сжимаемости

$$\Lambda_{сп}=\frac{6\mu\omega R_в^2}{p_н H_2^2}.$$

7. Выбирается число канавок $N_{сп}$ от 8 до 24.

8. Принимается отношение $R_н/R_в$ в пределах 0,4—0,7.

9. По формуле (2.35) рассчитывается радиус $R_д$.

10. Вычисляются параметры $\varkappa$, α, δ, $\nu_{сп}$, ξ, A, A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2.

11. Методом Рунге—Кутта интегрируется уравнение (2.52) с размещением в машинной памяти ЭВМ значений p в конце каждого шага интегрирования для области с канавками.

12. Из зависимости (2.53) определяется значение p_*, которое заносится в память ЭВМ.

13. Для разных зазоров H_2 вычисляется несущая способность газового слоя в зазоре H_2 между кольцами уплотнения по зависимости (2.54). Интегрирование выполняется по стандартному методу Симпсона с использованием давлений $\bar{p}$ и $\bar{p}_*$, полученных в пп. 11 и 12.

14. По формуле (2.55) определяется жесткость слоя газа в зазоре между кольцами уплотнения.

15. По формуле (5.44) определяется собственная частота колебаний неподвижного кольца уплотнения, а по формуле (5.43) — биение кольца в осевом направлении и уточняется высота рабочего зазора H_2.

16. Задавшись радиусом $R_у$ установки резинового кольца под невращающимся кольцом уплотнения, из зависимости (5.35) определяют усилие пружин с учетом уравнений (5.33) и (5.34), которое должно быть положительным. Если усилие получилось отрицательным, то радиус $R_у$ изменяют до тех пор, пока равенство (5.35) не станет положительным для данной ширины зазора H_2.

17. Из зависимости (2.56) определяется расход газа через уплотнение.

18. По формулам (2.66) и (2.67) вычисляются коэффициенты D' и D_*, подстановка которых в выражение (2.65) позволяет определить момент газодинамического трения между кольцами уплотнения, а в соотношении (2.68) — мощность трения.

19. Окончательно уточняется высота зазора H_2 на основе равенства отведенной от газа при его расширении теплоты [см. зависимость (5.41)] и теплоты, подводимой к газу при газодинамическом трении.

Программа расчета на ЭВМ приведена в приложении П2.

6. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ РОТОРА В ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКАХ

Для проверки устойчивости движения механической роторной системы изделия нет необходимости подробно изучать ее возмущенное движение. Вполне достаточно установить его общую тенденцию. Например, ограничиться анализом начала процесса возмущенного движения ротора в динамической системе подшипники — ротор. При отклонении продольной оси ротора от положения равновесия на величину e уравнения возмущенного движения ротора оказываются линейными. Определение расчетным путем в подшипниках с газовой смазкой существенного возмущения ротора лишено практического смысла, так как даже незначительное нарушение равновесного состояния системы недопустимо ввиду быстрого увеличения амплитуды самовозбуждающихся колебаний ротора и потери устойчивости его движения.

Число уравнений возмущенного движения ротора равно числу степеней свободы системы. Устойчивость положения ротора на слое газовой смазки в подшипниках, особенно радиальных, может нарушаться. Так, в случае применения газостатического подвеса неустойчивость движения ротора на слое газовой смазки может проявляться либо в виде потери статической жесткости, либо в виде появления неустойчивых или устойчивых гармонических самовозбуждающихся радиальных колебаний ротора. При увеличении скорости вращения ротора он проходит несколько резонансов, а затем могут наступить его неустойчивые самовозбуждающиеся колебания, обычно приводящие систему к аварии. Рассмотрим более подробно эти явления.

6.1. УСЛОВИЯ ПОТЕРИ ЖЕСТКОСТИ ГАЗОСТАТИЧЕСКИМ ПОДШИПНИКОМ

Жесткость газового слоя в газостатическом радиальном или двустороннем осевом подшипнике уменьшается, а иногда и исчезает совсем при следующих условиях. В случае истечения газа из дросселя в зазор высотой H_m расширение газа происходит не только в дросселе, но и в начале зазора. Рассмотрим радиальный гладкий цилиндрический подшипник. При концентричном расположении цапфы вала во вкладыше радиального подшипника все дроссели имеют практически постоянный коэффициент расхода и одинаковое давление p_m газа после них в зазоре (рис. 6.1). Увеличение высоты H_m при докритическом истечении газа из дросселя в зазор приводит к уменьшению сопротивления на выходе из дросселей, но давление p_m за ними не повышается, поскольку снижаются сопротивление течению газа и среднее давление p_m по длине зазора. При уменьшении H_m наблюдается увеличение среднего давления.

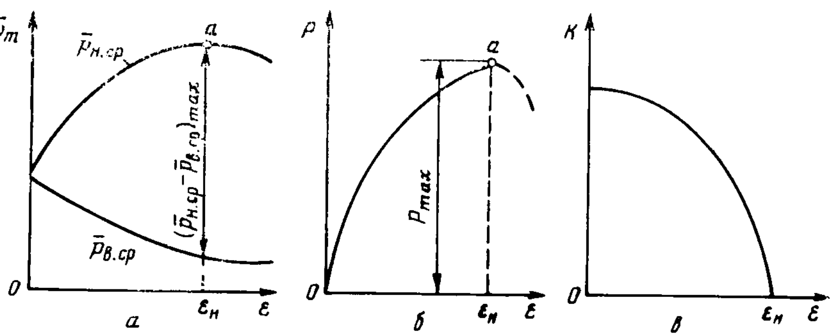
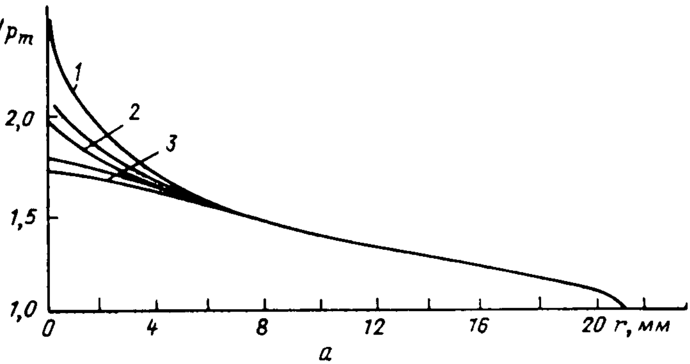


Рис. 6.1. Изменение давления $\bar{p}_m$ (*а*), несущей способности P (*б*) и жесткости K (*в*) в газостатическом радиальном гладком цилиндрическом или осевом двустороннем подшипнике в зависимости от относительного эксцентриситета

В случае смещения цапфы ротора в радиальном или пяты ротора в двустороннем осевом подшипнике на величину e несущая способность P подшипника создается благодаря разности давлений $(\bar{p}_{н\cdot ср}-\bar{p}_{в\cdot ср})$ в области наименьших и наибольших зазоров или эксцентриситетов (см. рис. 6.1, *а, б*). С ростом *e* проходные сечения дросселей, расположенных со стороны меньших зазоров, оказываются настолько малыми, что расход газа через них становится недостаточным для поддержания повышенного среднего давления $p_{н.ср}$ газа в зазоре (см. рис. 6.1, *б*, точка *а*) и подшипник при относительном эксцентриситете $\varepsilon_н$ перестает воспринимать внешнюю радиальную нагрузку, а его жесткость стремится к нулю (см. рис. 6.1, *в*). Объясняется такое явление следующим образом: уменьшаются коэффициент расхода и текущее давление p_m газа как по длине зазора, так и между соседними дросселями. В то же время коэффициент расхода и среднее давление $p_{в.ср}$ в области боль-



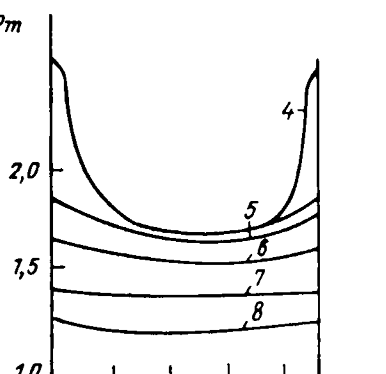


Рис. 6.2. Экспериментальные зависимости давления воздуха в газостатическом радиальном гладком цилиндрическом подшипнике с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» перед потерей подшипником статической жесткости при θ, равном 0 (*1*), 10 (*2*), 20° (*3*) и *r*, равном 0 (*4*), 2 (*5*), 5 (*6*), 10 (*7*) и 15 мм (*8*):

а — по длине подшипника; *б* — в окружном направлении между двумя соседними дросселями ших зазоров остаются практически постоянными. В результате несущая способность подшипника, пропорциональная среднему зазору в зонах наименьших и наибольших зазоров, перестает увеличиваться, а жесткость становится равной нулю. Дальнейшее даже небольшое смещение цапфы в область $\varepsilon > \varepsilon_н$ неизбежно приведет к касанию цапфы вала о вкладыш подшипника. Это же явление можно наблюдать при $\varepsilon=0$, если высота радиальных зазоров составляет 5—10 мкм.

Экспериментальные кривые изменения давления газа в зазоре подшипника, характеризующегося следующими параметрами: $D=25$ мм, $p_S=0{,}245$ МПа, $L=50$ мм, $N_{др}=8$, $N_р=1$, $d_c=0{,}326$ мм, $H_0=35$ мкм, в момент потери им статической жесткости показаны на рис. 6.2. Они существенно отличаются от кривых изменения давления газа в устойчиво работающем подшипнике (см. рис. 4.1).

Таким образом, предельное значение относительного эксцентриситета $\varepsilon=\varepsilon_н$, когда газостатические радиальные или двусторонние осевые подшипники могут воспринимать внешнюю статическую нагрузку, можно определить из условия $K=$ $=\mathrm{d}\,P/\mathrm{d}\,e=0$. Это условие потери жесткости газостатическим подшипником может быть найдено расчетным путем в результате приравнивания нулю зависимостей для определения коэффициента жесткости подшипника того или иного типа. Эксцентриситет $\varepsilon_н$ может быть также получен путем построения кривой несущей способности и определения точки ее перегиба.

6.2. ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ НЕВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА В ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Динамическая неустойчивость положения невращающегося ротора в газостатических подшипниках (явление пневмомолота) проявляется в виде самовозбуждающихся колебаний невращающегося ротора. Обычно неустойчивость этого типа чаще всего наблюдается в подшипниках с дросселями, выполненными в виде карманов и микроканавок, и крайне редко — в подшипниках без карманов. При случайном сближении поверхности цапфы и вкладыша давление газа в кармане или микроканавке не успевает измениться в соответствии с изменением зазора, поэтому со стороны кармана или микроканавки будет действовать неуравновешенная внешней нагрузкой сила, которая вызовет движение ротора в направлении, противоположном первоначальному. После прохождения ротором исходного положения и увеличения высоты зазора по сравнению с его высотой в стационарном (равновесном) положении давление в кармане станет меньше давления, необходимого для приведения ротора в равновесное состояние. Под действием внешней нагрузки цапфа ротора начнет приближаться к поверхности подшипника, после чего весь колебательный процесс повторится.

При движении ротора в радиальных подшипниках с карманами, расположенными в окружном направлении, или в двусторонних осевых подшипниках роль внешней нагрузки играют карманы, расположенные диаметрально противоположно смещению, и самовозбуждающийся процесс усиливается.

Явление пневмомолота может быть устранено ограничением глубины карманов, увеличением диаметров дросселей или давления подаваемого газа.

Как уже отмечалось в п. 4.2.4, любой подшипник газостатического типа условно можно представить состоящим из N_{oc} дисковых осевых элементов-подшипников, каждый из которых содержит только один дроссель. Такой элемент очень удобен для качественных исследований и анализа, когда не требуется точной количественной оценки, как это, например, имеет место при решении задачи устойчивости движения ротора перед началом вибрации ротора.

Рассмотрим элемент осевого подшипника с одним дросселем и карманом, в котором газовый смазочный зазор уравновешивает диск массой $m_{вб}$ (рис. 6.3). Примем для него следующие допущения:

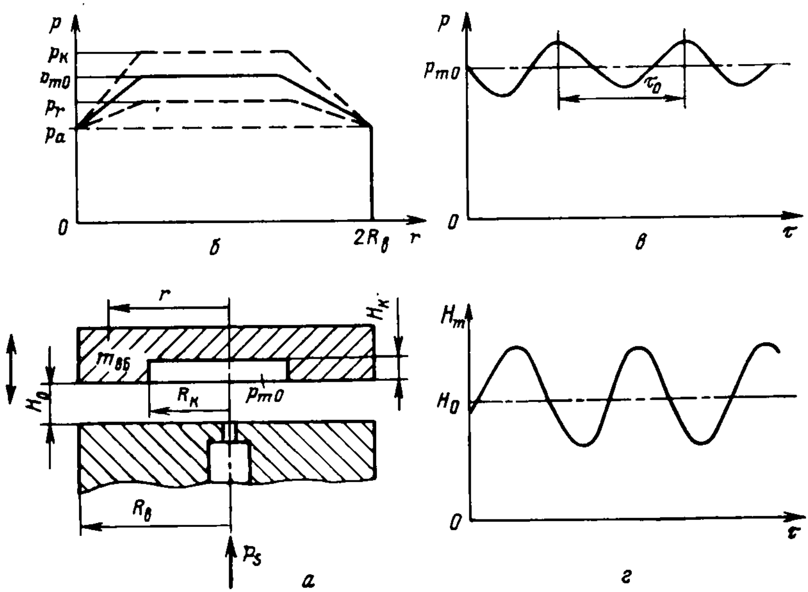


Рис. 6.3. К расчету условий возникновения явления пневмомолота в газостатическом подшипнике:

а — конструктивная схема элемента газостатического подшипника; *б* — распределение давления газа по ширине элемента при колебаниях подвижного диска массой $m_{вб}$; *в*, *г* — изменение текущего давления газа и текущей высоты зазора по времени соответственно

1) распределение давления газа по ширине элемента носит линейный характер;

2) давление газа и высота зазора H_m в элементе подшипника изменяются по гармоническому закону;

3) в положении устойчивого равновесия давление газа в кармане равно p_{m_0};

4) плотность газа в зазоре определяется только изменением его давления.

С учетом принятых допущений текущее давление газа в зазоре равно

$$p = p_a - (p_r - p_a)\frac{r - R_к}{R_в - R_к}. \tag{6.1}$$

Пренебрегая внешним демпфированием и зная, что диск может перемещаться только вертикально, уравнение движения диска можно записать в виде

$$\begin{gathered} m_{вб}\Delta\ddot{H}_m = 2\pi\left(\int\limits_0^{R_в}\Delta p r\,dr - \int\limits_{R_к}^{R_в}\Delta p\,\frac{r - R_к}{R_в - R_к}r\,dr\right) = \\ = \Delta p\pi\left[R_в^2 - \frac{2R_в^3 + R_к^3 - 3R_в^2R_к}{3(R_в - R_к)}\right] = \pi\Delta pB = \Delta pA, \end{gathered} \tag{6.2}$$

где

$$B = R_в^2 - \frac{2R_в^3 + R_к^3 - 3R_в^2R_к}{3(R_в - R_к)}; \quad A = \pi B.$$

На рис. 6.4 показано изменение расхода газа через дроссель и зазор элемента подшипника при колеблющемся диске массой $m_{вб}$. При колебаниях диска расходы газа G_1 и G_2 соответственно через дроссель с карманом и зазоры H_m подшипника изменяются (на рис. 6.4, *а* показаны кривые для последовательных положений подшипника с зазорами H_1, H_2, H_0, H_{m-1}, H_m). Изменение потока газа G_1 на входе в карман можно представить в виде тангенса угла α наклона кривой G_1—p, т. е. $\operatorname{tg}\alpha = -\mathrm{d}G_1/\mathrm{d}p$. Для малых перемещений диска можно принять $\operatorname{tg}\alpha \approx \alpha$, тогда $\alpha = -\mathrm{d}G_1/\mathrm{d}p$ (см. рис. 6.4, *б*).

Расход газа G_2 на выходе из зазора зависит как от давления газа в кармане, так и от высоты зазора. Изменение расхода газа G_2 при переменном давлении в кармане можно представить как тангенс угла β наклона кривой G_2—p, т. е. $\operatorname{tg}\beta = \partial G_2/\partial p$. Для малых перемещений можно принять $\operatorname{tg}\beta \approx \beta$, откуда $\beta = \partial G_2/\partial p$ (см. рис. 6.4, *в*). Наконец, изменение расхода газа G_2 в зависимости от высоты зазора можно также представить в виде тангенса угла ϑ наклона кривой G_2—H_m. Тогда при $\operatorname{tg}\vartheta \approx \vartheta$ можно записать $\vartheta = \partial G_2/\partial H_m$ (см. рис. 6.4, *г*).

При малых отклонениях Δp и ΔH_m от равновесного положе-

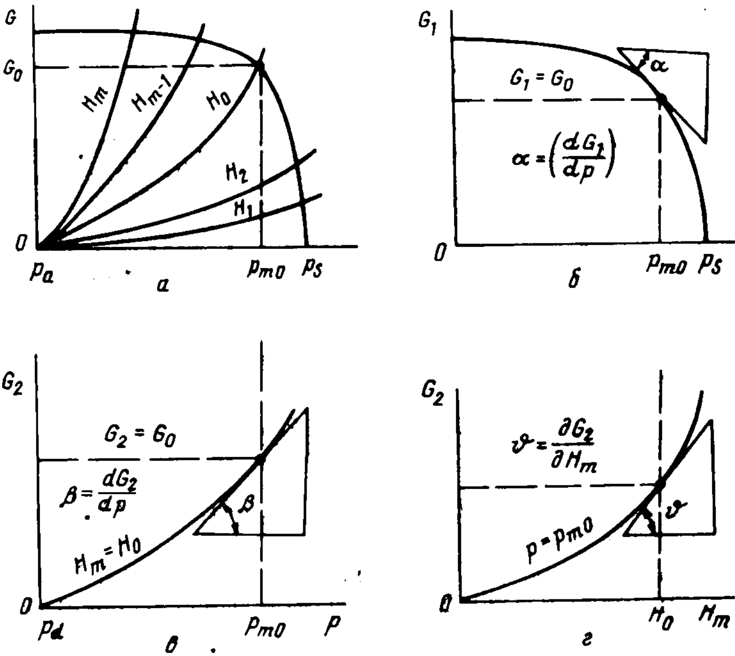


Рис. 6.4. Расходные характеристики газостатического осевого подшипника при вибрациях одной из стенок рабочего зазора:

а — изменение расхода газа через дроссель и зазор при разных H_m; *б* — изменение мгновенного расхода газа через дроссель при отклонении давления газа в кармане от равновесного состояния; *в* — зависимость мгновенного расхода газа через зазор от давления на входе в него; *г* — изменение мгновенного расхода газа через зазор в зависимости от его высоты

ния изменения расхода газа через дроссель G_1 и через зазор (G_2) в первом приближении можно записать так:

$$G_1 = \left(\frac{dG_1}{dp}\right)\Delta p = -\alpha\Delta p;$$

$$G_2 = \left(\frac{\partial G_2}{\partial p}\right)\Delta p + \left(\frac{\partial G_2}{\partial H_m}\right)\Delta H_m = \beta\Delta p + \vartheta\Delta H_m.$$

Скорость изменения массы газа в подшипнике

$$\Delta G = G_1 - G_2 = -(\alpha+\beta)\Delta p - \vartheta\Delta \dot{H}_m, \qquad (6.3)$$

где α, β, ϑ — положительные величины (см. рис. 6.4).

Масса газа, содержащегося в кармане и зазоре, будет

$$G = 2\pi\left[\int_0^{R_к}(H_к + H_m)\rho_к r\,dr + \int_{R_к}^{R_в} H_m \rho r\,dr\right].$$

Так как

$$\rho_к = p_к / R_г T_S,$$

а

$$\rho = p / R_г T_S = (1 / R_г T_S)\left[p_а - (p_к - p_а)\frac{r - R_к}{R_в - R_к}\right],$$

то

$$G = \frac{2\pi}{R_г T_S}\left[H_m p_к \int_0^{R_в} r\,dr + H_к p_к \int_0^{R_к} r\,dr - H_m \frac{p_к - p}{R_в - R_к}\int_{R_к}^{R_в}(r - R_к)\,dr\right] =$$

$$= \frac{\pi}{R_г T_S}\left\{H_m p_к\left[R_в^2 - \frac{2R_в^3 + R_к^3 - 3R_в^2 R_к}{3(R_в - R_к)}\right] + H_к p R_в^2 + \right.$$

$$\left. + H_m p_а\left[\frac{2R_в^3 + R_к^3 - 3R_в^2 R_к}{3(R_в - R_к)}\right]\right\} =$$

$$= \frac{1}{R_г T_S}\left[H_m p A + H_к p_к \pi R_к^2 + H_m p_а(\pi R_в^2 - A)\right]. \quad (6.4)$$

Очевидно, что скорость изменения массы $dG/d\tau = \dot{G}$, заключенной в кармане и зазоре подшипника, равна разнице ΔG:

$$\dot{G} = \Delta G = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)\Delta\dot{p} + \left(\frac{\partial G}{\partial H_m}\right)\Delta\dot{H}_m = q\Delta\dot{p} + s\Delta\dot{H}_m. \quad (6.5)$$

Здесь

$$q = \frac{\partial G}{\partial p} = \frac{AH_0 + H_к \pi R_к^2}{R_г T_S}$$

и

$$s = \frac{\partial G}{\partial H_m} = \frac{A(p_{ок} - p_а) + \pi R^2_в p_а}{R_г T_S}$$

получены после дифференцирования уравнения (6.4).

Тогда

$$\frac{q}{s} = \frac{AH_0 + H_к \pi R_к^2}{A(p_{ок} - p_а) + \pi R_в^2 p_а}. \quad (6.6)$$

Приравняв между собой уравнения (6.3) и (6.5), получим

$$q\Delta\dot{p} + s\Delta\dot{H}_m + (\alpha + \beta)\Delta p + \vartheta\Delta H_m = 0. \quad (6.7)$$

Из уравнения (6.2) имеем

$$\Delta p = \frac{m_{вб}}{A}\Delta\ddot{H}_m,$$

$$\Delta\dot{p} = \frac{m_{вб}}{A}\Delta\dddot{H}_m. \quad (6.8)$$

После преобразования выражений (6.7) и (6.8) получим дифференциальное уравнение

$$\Delta\dddot{H}_m+\frac{\alpha+\beta}{q}\Delta\ddot{H}_m+\frac{SA}{m_{\text{вб}}q}\Delta\dot{H}_m+\frac{\vartheta A}{m_{\text{вб}}q}\Delta H_m=0,$$

или

$$\Delta\dddot{H}_m+C_2\Delta\ddot{H}_m+C_1\Delta\dot{H}_m+C_0\Delta H_m=0, \tag{6.9}$$

где

$$C_2=\frac{\alpha+\beta}{q},\quad C_1=\frac{SA}{m_{\text{вб}}q};\quad C_0=\frac{\vartheta A}{m_{\text{вб}}q}. \tag{6.10}$$

В этих зависимостях все коэффициенты C — положительные величины, поэтому, используя критерий устойчивости Рауса, можно записать следующее неравенство:

$$C_1C_2>C_0.$$

С учетом зависимостей между α, β и ϑ это неравенство принимает вид

$$\frac{\alpha+\beta}{\vartheta}>\frac{q}{S}. \tag{6.11}$$

Проанализируем влияние отдельных параметров подшипника на его устойчивость.

Из (6.11) видно, что чем больше отношение $(\alpha+\beta)/\vartheta$, тем больше должно быть давление газа в кармане и меньше средняя высота зазора H_0.

Благоприятными для сохранения устойчивости системы являются условия, когда при ограниченном давлении подачи газа p_s и максимальной внешней нагрузке сохраняется малый рабочий зазор и детали подшипника не соприкасаются. При таких условиях отношение α/ϑ велико при малом β. Из уравнения (6.6) видно, что отношение q/S пропорционально глубине кармана $H_{\text{к}}$, высоте среднего зазора H_0 и обратно пропорционально давлению $p_{\text{к}}$ в кармане. Также видно, что $p_{\text{к}}$ и H_0 противоположно влияют на отношения в левой и правой частях неравенства (6.11). Обычно для устранения явления пневмомолота соотношение между объемами карманов $V_{\text{к}}$ и рабочего зазора $V_{\text{з}}$ должно быть следующим:

$$5V_{\text{к}}<V_{\text{з}}. \tag{6.12}$$

Здесь $V_{\text{з}}=\pi H_0(R_{\text{в}}-R_{\text{н}}^2)$, $V_{\text{к}}=\pi R_{\text{к}}^2 H_{\text{к}}$. При этом следует принимать $H_{\text{к}}=0{,}2\ldots0{,}4\,d_{\text{с}}$ и $d_{\text{к}}=10\ldots30\,d_{\text{с}}$.

Явление пневмомолота наступает при $\bar{p}_m\leqslant\bar{p}_{m\,\text{кр}}$ (для воздуха $p_{m\,\text{кр}}=0{,}528$) и $\mathrm{Re}>2700$, и вибрации происходят с частотой собственных колебаний системы газовые подшипники — ротор (или какой-либо другой подвижный элемент), т. е. энергия самовозбуждающихся колебаний элемента массой $m_{вб}$ рассеивается на минимальной частоте колебаний системы.

Способ подвода газа к рабочему зазору подшипника определяет величину угла α. Качественно это показано на рис. 6.5.

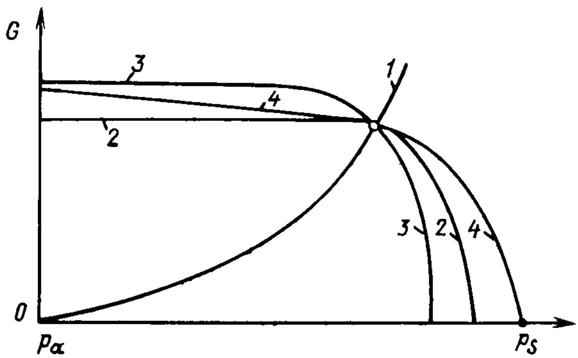


Рис. 6.5. Качественные расходные характеристики газостатического подшипника при постоянном давлении газа в кармане для случая подачи газа в рабочий зазор (*1*) через дроссель малого диаметра (*2*), дроссель большого диаметра (*3*) и капилляр (*4*)

В каждом случае масса $m_{вб}$ колеблющейся системы, давление $p_к$ и высота H_0 неизменны, изменяется только давление $p_в$ газа, подаваемого в дроссель.

В осевых подшипниках явление пневмомолота сопровождается незатухающими гармоническими колебаниями подвижной массы относительно положения статического равновесия (см. рис. 6.3, *г*). При этом колеблющаяся масса совершает возвратно-поступательное движение вдоль одной оси.

В радиальных подшипниках явление пневмомолота сопровождается гармоническими колебаниями ротора в радиальном направлении относительно положения статического равновесия и по времени имеет вид гармонической незатухающей кривой. При этом возвратно-поступательные движения совершает продольная ось ротора (без вращения ротора вокруг своей продольной оси, т. е. $\omega=0$), описывая в пространстве замкнутую кривую типа эллипса, близкую к окружности.

При определенных сочетаниях геометрических размеров радиальных подшипников и параметров подаваемого в них газа ротор может колебаться в пределах всего радиального зазора H_0, контактируя со стенками вкладыша. Это состояние всегда сопровождается вращением ротора вокруг своей оси ($\omega\neq0$) с частотой, зависящей от давления питания $p_в$ и геометрии подшипника. При этом поверхность цапфы вала обкатывается по поверхности вкладыша с постоянной угловой скоростью $\omega_{пм}$

при неизменном давлении $p_в$. Вращение ротора со скоростью $\omega_{пм}$ можно объяснить следующим образом (рис. 6.6). При движении по поверхности вкладыша цапфа горизонтального вала находится в равновесии под действием следующих сил: силы тяжести W ротора, главного вектора сил давления газа $P = f(p_{н.ср} - p_{в.ср})$, а также реакции F_m, направленной к линии центров $OO_{вкл}$ под углом трения $\varphi_{тр}$ (см. рис. 6.6, *б*).

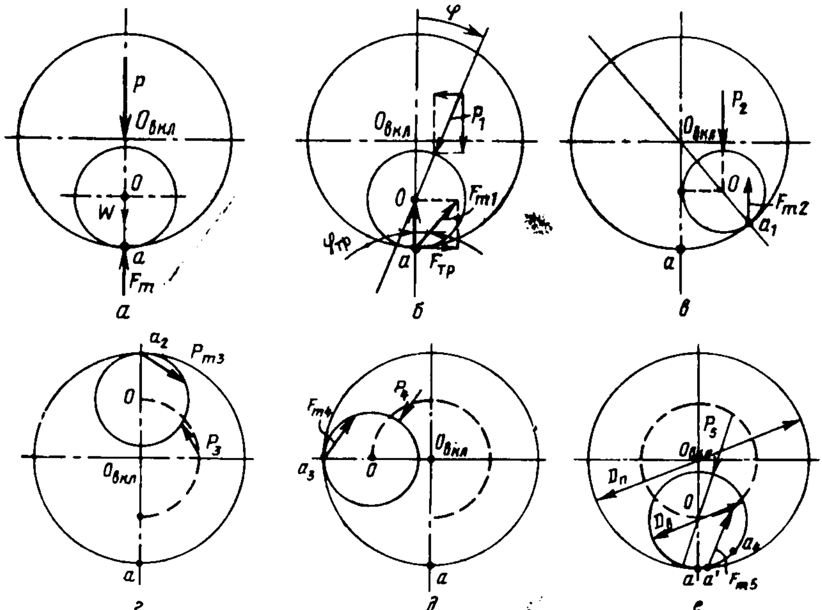


Рис. 6.6. Фазы вращательного движения цапфы вала в газостатических радиальных подшипниках с $\omega_{пм}$

В первый момент времени главный вектор P сил давления газа в подшипнике прижимает цапфу вала к поверхности вкладыша, все силы направлены вдоль линии центров OO', а сумма сил, действующих на цапфу, равна нулю. Однако давление газа по разные диаметрально противоположные стороны цапфы начинает изменяться, и через какой-то момент времени главный вектор сил давления P_1 будет проходить под углом φ к линии центров $OO_{вкл}$ через центр цапфы вала O (см. рис. 6.6, *б*). Со стороны вкладыша реакция F_{m1} будет направлена под углом трения $\varphi_{тр}$ к вертикали.

При отсутствии других внешних сил $\varphi = \varphi_{тр}$. Горизонтальные составляющие сил P_1 и F_{m_1} создают момент трения $M_{тр}$, а вертикальные — крутящий момент $M_{кр}$. Если $M_{кр} > M_{тр}$, то поверхность цапфы вала начнет обкатываться по поверхности вкладыша и точка a цапфы (см. рис. 6.6, *а*) переместится в новое положение a_1 (см. рис. 6.6, *в*). При последующих изменениях главного вектора сил давления от P_2 до P_5 (см. рис. 6.6, *г—е*) произойдет обкатка без скольжения поверхности цапфы по поверхности вкладыша и фиксированная точка a на поверхности цапфы займет при этом на поверхности вкладыша ряд последовательных положений $a_1, \ldots, a_4$. После совершения осью O цапфы одного оборота (см. рис. 6.6, *е*, пунктирная окружность) точка a переместится на расстояние $a_4a = \pi D_п - \pi D_в = \pi(D_п - D_в) = 2\pi H_0$.

Так как при работе газостатического подшипника в рассматриваемом режиме на валу создается крутящий момент, то такое явление можно использовать для создания вращательного движения вала. На рис. 6.7 и 6.8 приведены экспериментальные данные по созданию такого движения для вала массой 0,4 кг и с размерами радиального подшипника: $D=0{,}03$ м; $L=0{,}03$ м; $N_{др}=8$; $d_к=0{,}5$ мм; $d_с=0{,}4$ мм; $N_р=1$; $H_к=0{,}2$ мм.

Видно, что, во-первых, частота собственных колебаний системы f_0 достаточно большая, но при больших давлениях стре-

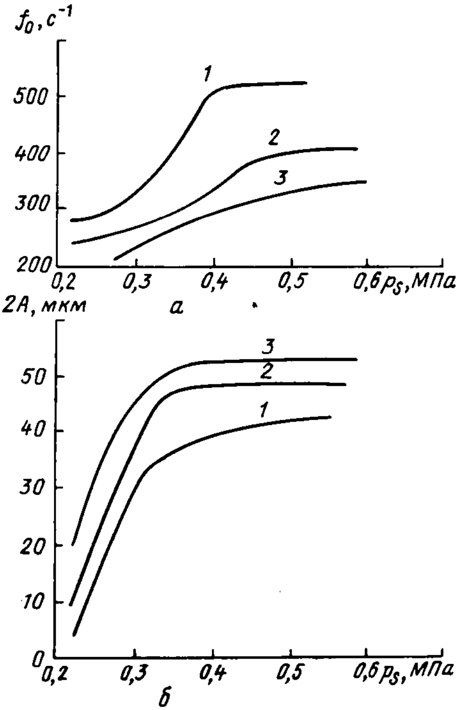


Рис. 6.7. Зависимость частоты (*а*) и амплитуды колебаний (*б*) горизонтального ротора от давления наддува p_s при модуле дросселя $m_к$, равном 0,09 (*1*); 0,15 (*2*) и 0,25 (*3*)

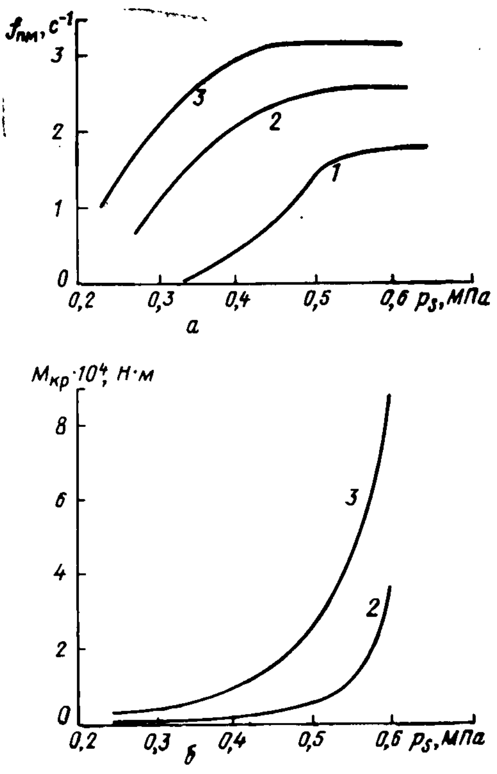


Рис. 6.8. Зависимость частоты вращения вала (*а*) и возникающего на нем крутящего момента (*б*) от давления наддува $p_в$ в радиальном подшипнике при $\omega_{пм}$ и высоте зазора H_0, равной 17,5 (*1*), 22,5 (*2*) и 26,5 мкм (*3*)

мится к асимптотическому значению (см. рис. 6.7, *а*), как и амплитуда колебаний (см. рис. 6.7, *б*), во-вторых, частота вращения ротора $f_{пм}$ при предельном пневмомолоте очень низкая (см. рис. 6.8, *а*), а вращающий момент $M_{кр}$ при больших давлениях наддува $p_в$ достаточно велик (см. рис. 6.8, *б*).

6.3. РАБОТА ПОДШИПНИКОВ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ В ОБЛАСТИ ПЕРВЫХ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРОВ

Вал, работающий при частоте вращения, превышающей первую критическую частоту $f_{кр^1}$, как известно, называют гибким, а вал, работающий при частоте, меньшей первой критической,— жестким. Критической называют частоту вращения вала, совпадающую с собственной частотой изгибных колебаний вала на жестком основании.

Из некоторых теоретических и экспериментальных работ следует, что валы машин в подшипниках с газовой смазкой могут вращаться при частотах выше первой критической, из других — что в подшипниках с газовой смазкой могут работать только жесткие валы. И те, и другие данные верны. Дело в том, что в первом случае для прохождения валом первой критической частоты ротор балансировался в собственных опорах на рабочей частоте. Во втором случае демпфирующей способности смазочного слоя подшипников при больших критических частотах могло быть недостаточно для прохождения ротором первой критической частоты.

Экспериментальные исследования, выполненные автором данного учебника, показали, что роторы машин с газовыми подшипниками любых типов желательно выполнять жесткими ввиду слабого демпфирования смазочного слоя при общепринятой на предприятиях балансировке роторов. Например, несмотря на изменение жесткости смазочного слоя подшипника в результате роста давления газа p_s в подшипнике от 0,1 до 2 МПа, предельная частота $f_{пр}$ вращения ротора, начиная с некоторого давления, остается постоянной (рис. 6.9).

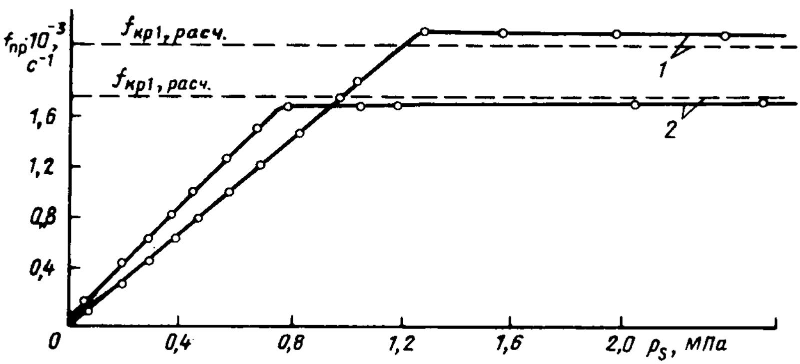


Рис. 6.9. Изменение предельной частоты вращения $f_{пр}$ роторов, выполненных из стали 45 (*1*) и сплава АК4 (*2*), в зависимости от давления p_s наддува газа в гибридных радиальных гладких цилиндрических газовых подшипниках с дросселями типа «кольцевое сопло». Сплошные линии — экспериментальные данные, пунктирные — расчетные

Исследовали два ротора: первый — из стали 45; второй — из алюминиевого сплава АК4. Для обеспечения минимальной погрешности формы при шлифовке ротора его центры и рабочие поверхности цапф были изготовлены из стали ШХ15, а на вал в зоне цапф напрессованы две втулки толщиной 0,002 м. Характеристика испытуемых роторов и узла подшипников, выполненного из графита марки АГ — 1500, приведена ниже:

Материал ротора	Сталь 45	Сплав АК4
Масса ротора m, кг	0,407	0,233
Экваториальный момент инерции ротора $I_X = I_Y$, кг·м^2	$13{,}5 \cdot 10^{-5}$	$7{,}28 \cdot 10^{-5}$
Полярный момент инерции ротора I_Z, кг·м^2	$0{,}956 \cdot 10^{-5}$	$0{,}453 \cdot 10^{-5}$
Длина радиального подшипника L, м	0,02	0,02
Диаметр радиального подшипника D, м	0,02	0,02
Диаметр дросселя типа «кольцевое сопло» d_c, мм	0,5	0,5
Число дросселей в радиальном подшипнике $N_{др}$	8	8
Высота радиального зазора H_0, мкм	47—51	47—51
Число дросселей в осевом подшипнике $N_{ос}$	6	6
Радиусы в осевом подшипнике, мм:		
начальный $R_н$	20	20
средний $R_{ср}$	29	29
внешний $R_в$	105	105
Расстояние между радиальными подшипниками l_p, мм	100	100
Расчетное значение первой критической частоты вращения ротора $f_{кр\,1}$, с$^{-1}$	2250	1850
Дисбаланс ротора $\Delta_{дб}$, мкм	0,1	0,3

Аналогичные результаты получены при испытании роторов с гибридными и газостатическими сегментными, а также газодинамическими лепестковыми подшипниками.

6.4. ТИПЫ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ

При увеличении частоты вращения ротора от нуля при пуске и выше система ротор — подшипники проходит несколько частот, при которых возрастает амплитуда колебаний ротора. В настоящее время различают колебания вала в идеальном подшипнике, синхронные колебания и резонанс и самовозбуждающиеся колебания («полускоростной вихрь», или параметрический резонанс).

Колебания вала в идеальном подшипнике. Под идеальным подшипником будем подразумевать систему, в которой поверхности подшипника (например, в газодинамическом радиальном подшипнике — поверхности цапфы вала и вкладыша) имеют цилиндрическую идеальную форму (без погрешностей изготовления), а вал (ротор) не имеет дисбаланса. При постоянной внешней, например радиальной, нагрузке в такой системе с горизонтальным валом продольная ось цапфы будет занимать неизменное положение динамического равновесия. Если нагрузка на вал увеличится, то его продольная ось будет занимать ряд положений, не изменяющихся со временем. Соединенные между собой эти точки образуют кривую подвижного равновесия (см. рис. 2.1, *в*). В действительности при $\varepsilon \neq 0$ со стороны слоя газовой смазки возникает дополнительная сила, под действием которой цапфа вала движется в подшипнике по орбите вокруг равновесного положения.

Механизм возникновения орбитального движения вокруг равновесного положения идеального вала в идеальном подшипнике следующий. При концентричном положении цапфы во вкладыше ($e=0$) газодинамического радиального подшипника поверхность газовой пленки, непосредственно прилегающей к цапфе, нагружена силами вязкостного трения, действующими в направлении вращения цапфы ротора. В то же время поверхность цапфы нагружена такими же поверхностными силами, но действующими в направлении, противоположном основному вращению ротора (рис. 6.10, *а*). При смещении продольной оси цапфы под действием внешней радиальной нагрузки из положения O в равновесное положение $O_{вкл}$ на величину e высота смазочного газового слоя по зазору изменяется (рис. 6.10, *б*). В зоне наибольшего зазора скорость движения кольцевого потока смазки уменьшается (вверх от горизонтальной плоскости, проходящей через точку O на рис. 6.10, *в*), а с противоположной стороны (снизу от горизонтальной плоскости, проходящей через точку O на рис. 6.10, *в*) — возрастает. Уменьшение скорости движения потока означает увеличение относительной скорости движения цапфы и газовой пленки смазки, т. е. сверху подшипника приращение силы трения от наличия эксцентриситета будет положительным. С противоположной стороны силы трения убывают, а следовательно, их приращение будет отрицательным.

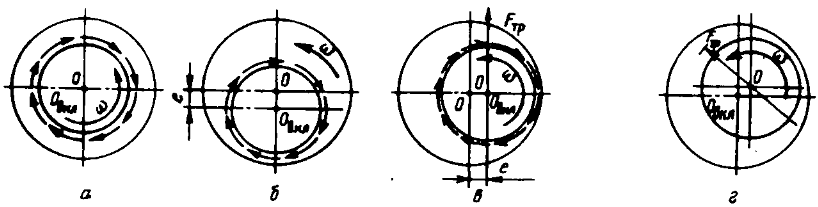


Рис. 6.10. Фазы орбитального движения продольной оси цапфы вала в идеальном газодинамическом радиальном подшипнике при $e=0$ (*а*) и $e\neq0$ (*б—г*)

На рис. 6.10, *б—г* эти приращения показаны стрелками. Видно, что дополнительная к внешней радиальной нагрузке равнодействующая сил трения $F_{тр}$ (см. рис. 6.10, *в—г*) направлена перпендикулярно смещению e. Под действием силы $F_{тр}$ центр O цапфы вала начинает двигаться вокруг положения равновесия $O_{вкл}$ по круговой орбите с радиусом e, так как при всяком смещении цапфы возникает дополнительная сила трения $F_{тр}$, направленная перпендикулярно смещению e. Эта сила не может быть восстанавливающей, т. е. способной возвратить цапфу в невозмущенное положение (при $e=0$). Направление вращения цапфы под действием силы $F_{тр}$ совпадает с направлением основного вращения ротора с угловой скоростью ω. Такие образом, равновесное состояние идеального подшипника оказывается неустойчивым и амплитуда колебаний цапфы должна с течением времени непрерывно возрастать. Но если учесть демпфирующие свойства смазки, то амплитуда орбитального движения цапфы при $e \neq 0$ будет весьма незначительна. Колебания этого типа существуют при любой частоте вращения ротора, но ввиду малости амплитуды их трудно отделить от колебаний, связанных с наличием погрешностей формы реальных цапф и вкладышей. Очевидно, их изучение представляет чисто теоретический интерес.

Синхронные колебания вала в реальном подшипнике. В реальных газодинамических конструкциях как поверхность цапфы, так и внутренняя поверхность вкладыша имеют отклонения от строго цилиндрической формы (при этом будем считать, что дисбаланс отсутствует). Так, современные серийные материалообрабатывающие станки позволяют выдерживать цилиндричность на цапфе с точностью до 1 мкм, а на вкладыше — до 2 мкм. Это значит, что цапфу можно представить как цилиндр с «горбом» высотой 1 мкм, а вкладыш — с выступом (или впадиной) высотой 3 мкм (рис. 6.11, *а*). При биении «горба» цапфы

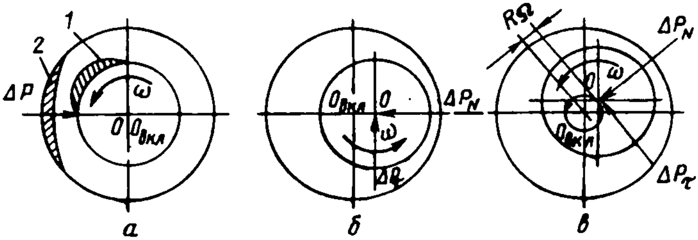


Рис. 6.11. Синхронные движения продольной оси цапфы вала в газодинамическом радиальном гладком цилиндрическом подшипнике, имеющем погрешности формы:

а — механизм возникновения реакции ΔP; *б* — начальная фаза движения цапфы под действием реакции ΔP; *в* — установившееся орбитальное движение цапфы вала под действием реакции ΔP

по слою газовой смазки возникает дополнительная реакция ΔP со стороны сдавливаемой смазки, которую можно представить в виде радиальной ΔP_N и тангенциальной ΔP_τ-составляющих (рис. 6.11, *б*). Первая из них направлена к центру вкладыша и является восстанавливающей силой, вторая составляющая действует перпендикулярно смещению цапфы, увлекая ее в направлении своего действия и переводя в новое положение (рис. 6.11, *в*). При повороте оси цапфы относительно положения равновесия изменяются величина и направление силы ΔP. Опять возникает тангенциальная составляющая, которая переводит ось цапфы в новое положение, и т. д. Таким образом, ось цапфы начнет перемещаться вокруг своего равновесного положения в направлении основного вращения вала с угловой скоростью ω. Возникающие колебания цапфы вала при отсутствии демпфирования приводили бы к бесконечно большому возрастанию амплитуды колебаний. В действительности же газовая смазка обладает незначительным демпфированием, ограничивая орбиту движения цапфы до значений, меньших высоты радиального зазора. Этот тип орбитального движения цапфы со скоростью ω существует при любой скорости вращения ротора.

Синхронные колебания вала при его дисбалансе. На практике вращающиеся роторы всегда имеют динамический дисбаланс (при анализе будет считать, что погрешности формы подшипников отсутствуют). Под действием центробежных сил, возникающих вследствие дисбаланса, продольная ось ротора совершает в пространстве замкнутые круговые синхронные колебания в направлении вращения ротора со скоростью ω. При $\omega \gg \omega_0$ у хорошо отбалансированного ротора амплитуда колебаний мала, но даже в тех случаях, когда она достаточно велика, орбитальное движение оси цапфы устойчиво и длительное вращение ротора безопасно. Устойчивость орбиты синхронных колебаний ротора обусловлена демпфирующими свойствами смазки, которые зависят от ее сжимаемости Λ. Демпфирование обычно вязкое, а коэффициент демпфирования может быть определен по силе сопротивления, приходящейся на единицу скорости вибрирующей цапфы, или по рассеиванию энергии за один период колебаний цапфы вокруг равновесного положения. Если за период колебаний ротора вокруг равновесного положения энергия, поступившая к ротору, рассеивается, то система ротор — подшипники является устойчивой и наоборот.

Обычно колебания, вызванные разностью сил трения с разных сторон поверхности эксцентрично расположенной во вкладыше цапфы, погрешностью формы рабочих поверхностей подшипника и дисбалансом, разделить практически невозможно.

При совпадении скорости вращения ротора со скоростью $\omega_{0кон}$ или $\omega_{0ц}$ в системе ротор—слой газовой смазки возникает синхронный резонанс. При вращении с $\omega_{0кон}$ ось ротора описывает коническую поверхность, образующую в пространстве либо один, либо два конуса, вершины которых проходят через центр масс ротора (рис. 6.12, *а*). Такое положение оси ротора называют

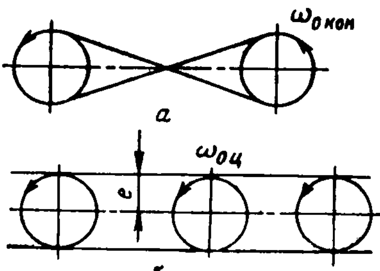


Рис. 6.12. Траектория движения продольной оси ротора при его синхронных колебаниях:
а — коническая прецессия; *б* — цилиндрическая прецессия

конической прецессией. При вращении с $\omega_{0п}$ ось ротора описывает цилиндрическую поверхность, образующие которой параллельны оси вкладыша (рис. 6.12, *б*). Такое движение оси ротора называют *цилиндрической прецессией.* На практике почти всегда сначала наступает конический, а затем цилиндрический синхронный резонанс*.

Экспериментально установлено, что после синхронного резонанса ротор начинает вращаться вокруг оси, проходящей через центр масс, или вокруг главной оси инерции, а перед синхронным резонансом ротор вращается вокруг геометрической оси. Момент смены фазы колебаний после достижения скорости ω_0 и уменьшения амплитуды колебаний называется *точкой инверсии.* За этой точкой приборы регистрируют общую амплитуду совместного действия синхронных колебаний, вызванных дисбалансом, погрешностями формы цапфы и вкладыша и т. п. (рис. 6.13).

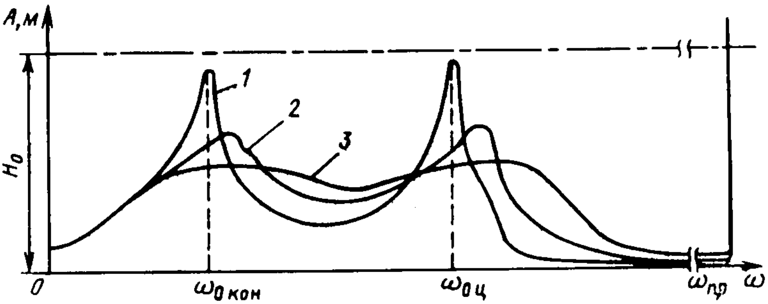


Рис. 6.13. Влияние ускорения при разгоне ротора из состояния покоя на амплитуду колебаний продольной оси ротора:
1 — малое ускорение; *2* — среднее ускорение; *3* — быстрое ускорение в режиме «выстрел»

После точки инверсии колебания поверхности цапфы воспринимаются как биение поверхности типа «горб» (см. рис. 6.11, *а*), а не как смешение цапфы ротора под действием несбалансированной относительно ее продольной оси центробежной силы.

В связи с этим до определенной предельной скорости $\omega_{пр}$ или первой критической скорости $\omega_{кр1}$ изгибных колебаний ротора уровень вибраций на частотах выше резонансных весьма мал.

Для многих изделий рабочие частоты вращения роторов лежат вблизи частот синхронных резонансов, поэтому очень важно ограничить амплитуду колебаний ротора при прохождении им резонанса. Она должна быть меньше радиального зазора в

* В общем случае ось горизонтального ротора описывает овальную или эллиптическую поверхность.

подшипнике. На амплитуду влияют дисбаланс ротора и демпфирующие свойства слоя газовой смазки. Предельные значения статического $\Delta'_{дб}$ и динамического $\Delta''_{дб}$ дисбалансов могут быть определены соответственно по зависимостям

$$\Delta'_{дб}=\frac{m'_{дб}R'_{дб}}{M}, \tag{6.13}$$

$$\Delta''_{дб}=\frac{m''_{дб}R''_{дб}l^2_{дб}}{8I_{X,Y}}, \tag{6.14}$$

где $m'_{дб}$ и $m''_{дб}$ — масса груза, уравновешивающего статический и динамический дисбаланс, соответственно, кг; $R'_{дб}$ и $R''_{дб}$ — радиус, на котором установлен груз при статической и динамической балансировке, соответственно, м; $l_{дб}$ — расстояние между грузом и центром масс ротора при динамической балансировке, м.

Совпадение статического и динамического дисбалансов на практике маловероятно, так как цилиндрическая и коническая формы синхронных резонансов одновременно возникают редко. Если же это имеет место, то ограничения по амплитуде следует устанавливать на их векторную сумму.

Предельное значение амплитуды A_{max} орбитального движения ротора в подшипнике под действием дисбаланса можно принять равным половине минимального рабочего зазора в подшипнике. Обычно допускают работу роторов при $\varepsilon<0,5$, поэтому

$$A_{max}=0,5H_0(1-\varepsilon). \tag{6.15}$$

На практике рекомендуется быстро проходить синхронные резонансы при выходе ротора из состояния покоя до рабочих частот вращения, так как при медленном выходе на рабочий режим амплитуда колебаний ротора приближается к стационарным условиям с большими амплитудами (см. рис. 6.13, кривая *1*). Быстрое прохождение критической зоны не дает амплитуде расти, максимальное ее значение соответствует некоторой частоте вращения ротора, которая больше резонансной (см. рис. 6.13, кривая *3* или *2*). Почти всегда, чем ближе рабочая частота к резонансной, тем медленнее ее прохождение. Поэтому рекомендуется работать на частотах, максимально удаленных от резонансных.

Самовозбуждающиеся колебания вращающихся роторов. При определенном сочетании восстанавливающих, демпфирующих и разгоняющих по орбите ротор сил радиус орбиты начинает увеличиваться до тех пор, пока цапфа не достигнет нового положения равновесия — устойчивого движения по замкнутой орбите. В подшипниках с газовой смазкой это новое равновесное положение при больших частотах обычно недостижимо из-за резкого уменьшения демпфирующих сил с увеличением частоты вращения ротора и начинает развиваться самовозбуждающееся движение продольной оси ротора вокруг равновесного положения со все увеличивающейся амплитудой. Орбита такого движения может быть устойчивой или неустойчивой. Причем обычно за один оборот ротора вокруг своей главной оси инерции со скоростью ω главная ось инерции в пространстве описывает замкнутую кривую (оборот) со скоростью Ω (частота прецессии). Экспериментально установлено, что на границе потери устойчивости продольная ось ротора прецессирует со скоростью Ω, равной $\omega_{0ц}$ или $\omega_{0кон}$. Следовательно, при частоте вращения f продольная ось ротора колеблется под действием динамических возмущающих сил. Эти колебания затухают на частоте собственных колебаний системы $f_{0кон}$ или $f_{0ц}$ в подшипниках любых типов. Разница состоит лишь в том, что, например, в газодинамических радиальных гладких цилиндрических подшипниках отношение $\Omega/\omega_{пр} \approx 0{,}5$, а в гибридных подшипниках его значение может изменяться от 0,5 до 0,02.

Предельная скорость $\omega_{пр}$ вращения ротора определяется эффективностью демпфирования слоя газовой смазки, сдерживающего увеличение амплитуды радиальных колебаний цапфы ротора.

При скоростях вращения ротора, близких к $\omega_{пр}$, в газовых подшипниках продольная ось ротора совершает колебания, траектория которых близка по форме к кардиоиде или эпициклоиде (рис. 6.14). При этом ось цапфы ротора совершает само-

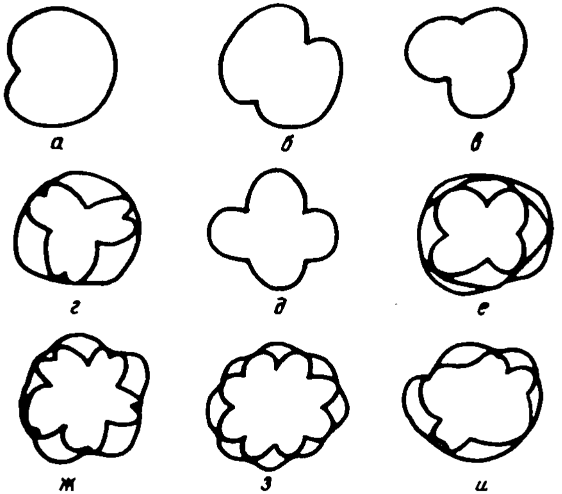


Рис. 6.14. Характерные траектории движения продольной оси цапфы вращающегося ротора на границе потери им устойчивости на слое газовой смазки:

а — кардиоида; *б—и* — эпициклоиды

возбуждающиеся колебания со скоростью прецессии Ω, на которые накладываются синхронные колебания со скоростью вращения ротора ω, вызванные погрешностями формы рабочих поверхностей подшипника и дисбалансом ротора.

Докажем, что отношение скоростей $\Omega/\omega_{пр}=0{,}5$. Для этого рассмотрим при $\varepsilon=0$ (чтобы исключить влияние сил тяжести ротора) вертикальный ротор, вращающийся вокруг положения равновесия на границе потери устойчивости вращения (т. е. при $\omega_{пр}$) в газодинамических радиальных гладких цилиндрических подшипниках. Будем считать, что скорость и течения газовой смазки через поперечное сечение зазора возрастает линейно от нуля до значения окружной скорости поверхности цапфы. Из условия неразрывности течения смазки для двух диаметрально противоположных зазоров (рис. 6.15) имеем

$$0{,}5\omega_{пр}R\,(H_0-e\cos\theta)+R\Omega e\cos\theta=$$

$$=0{,}5\omega_{пр}R[H_0-e\cos(180^\circ+\theta)]+R\Omega e\cos(180^\circ+\theta).$$

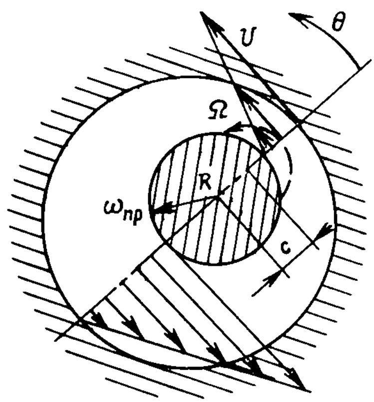


Рис. 6.15. Модель распределения скоростей течения газа при $\Omega/\omega_{пр}=0{,}5$

В случае, когда диаметр совпадает с эксцентриситетом, последняя зависимость принимает следующий вид:

$$0{,}5\omega_{пр}R\,(H_0+e)=0{,}5\omega_{пр}R\,(H_0-e)+2R\Omega e,$$

откуда получаем $\Omega=0{,}5\omega_{пр}$.

Известно, что на границе потери устойчивости $\Omega=\omega_{0кон}$ или $\Omega=\omega_{0ц}$. Поэтому можно записать

$$f_{пр}=2f_0.$$

Причем для цилиндрической прецессии ротора

$$f_{0_{ц}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2K}{m}}, \tag{6.16}$$

а для конической

$$f_{0_{кон}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{Kl_p^2}{2(I_{x,y}-I_y)}}. \tag{6.17}$$

Следует отметить, что нелинейная зависимость коэффициентов жесткости и демпфирования слоя газовой смазки от какого-либо геометрического параметра, например от эксцентриситета, типична для системы с параметрическим возбуждением колебаний. При нарушении равновесия система испытывает внешнее воздействие в виде изменения параметров. Такие самовозбуждающиеся колебания, называемые *параметрическими*, в зависимости от свойств системы и ее параметров могут иметь возрастающие по экспоненциальному закону амплитуды в большом спектре частот. Момент резкого экспоненциального возрастания амплитуды колебаний системы называют *параметрическим резонансом*. Поэтому предельной скоростью вращения ротора $\omega_{пр}$ является частота, фиксируемая в момент наступления параметрического резонанса. Изменяющимся геометрическим параметром в смазочном слое подшипника является эксцентриситет e, от которого зависят жесткость и демпфирование элементов системы. В системах с газовой смазкой ввиду нелинейности жесткости и демпфирования параметрический резонанс предупредить труднее, чем в линейных системах. Необходимы специальные демпферы, автоматически настраивающиеся на сплошные спектры частот параметрического резонанса. Аналитические исследования уравнений движения ротора не позволили пока получить дифференциальные уравнения параметрических колебаний в стандартной форме (уравнения Матье) и определить границы областей устойчивости и неустойчивости их решений в виде диаграммы Айнса — Стретта.

6.5. ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА

Если радиальные подшипники и конфигурация ротора выбраны оптимальными, то это еще не гарантирует устойчивость работы системы ротор — подшипники. Поэтому для повышения устойчивости системы применяют различные устройства: демпфирующие резонаторные камеры и диффузорные уплотнения, упругодемпфирующую подвеску подшипников к корпусу, виброударные, электромагнитные и электромеханические демпферы.

В гибридных радиальных цилиндрических подшипниках с дросселями типа «кольцевое сопло» иногда со стороны рабочей поверхности выполняют так называемые *демпфирующие камеры* (рис. 6.16), которые способствуют повышению предельных частот вращения роторов вследствие создания в рабочих зазорах под-

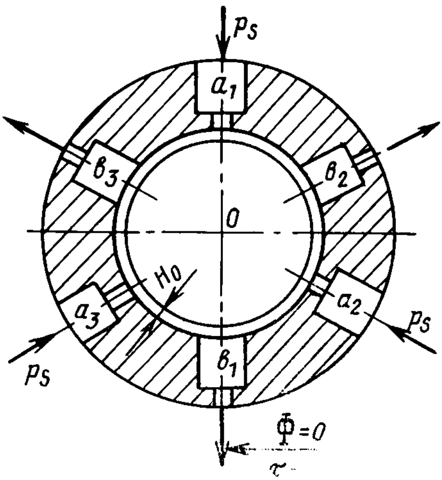


Рис. 6.16. Гибридный радиальный цилиндрический подшипник с демпфирующими камерами и дросселями типа «кольцевое сопло»

шипников дополнительных восстанавливающих сил. В таких устройствах дроссели a_i, предусмотренные для подачи газа в зазор H (емкость C) под давлением p_s, чередуются с камерами b_i, через сопротивления R_i которых большая часть газа выходит в атмосферу из рабочего зазора (оставшаяся меньшая часть газа поступает в атмосферу через торцы подшипника). Каждая емкость подачи газа C_i и сопротивление утечки газа R_i ведут себя как электрическая цепь R_iC_i, где $R_i=p/(\rho dV/d\tau)$, $C_i=$ $=\rho dV/dp$. В камеру b_i газ поступает из соседних объемов V.

Предположим, что перед полной потерей устойчивости вал прецессирует с эксцентриситетом e и угловой скоростью прецессии Ω, количество дросселей равно трем, количество камер также равно трем (рис. 6,17, *а*).

Рассмотрим механизм возникновения дополнительных восстанавливающих сил. Из рис. 6.16 видно, что расход газа через камеру b равен

$$G_b=0{,}5G_{a_1}+0{,}5G_{a_2}=\pi r_c\vartheta_c\rho(H_1+H_2),$$

где ϑ_c — скорость газа на входе в зазор через дроссель a;

$$H_1=H_0-e\cos(\Omega\tau-\pi/3);\; H_2=H_0-e\cos(\Omega\tau+\pi/3).$$

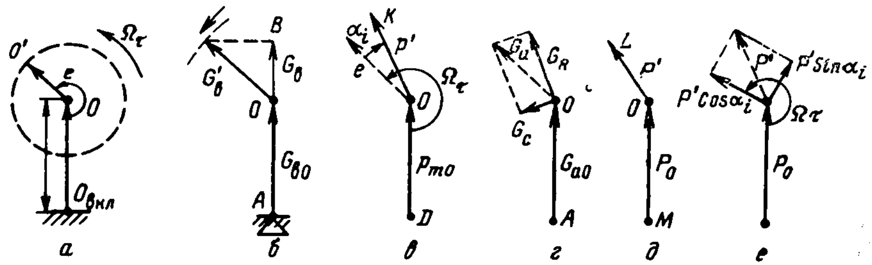


Рис. 6.17. Схема возникновения демпфирующего эффекта в гибридном радиальном цилиндрическом подшипнике с демпфирующими камерами и дросселями типа «кольцевое сопло»

За начало отсчета углового положения вала ($\tau=0$) примем его положение, когда вектор эксцентриситета $\bar{e}$ проходит через камеру b_1. Тогда

$$G_{b_1}=\pi r_c\vartheta_c\rho\left(2H_0-2e\cos\Omega\tau\cos\frac{\pi}{3}\right),$$

т. е. поток газа G_{b1}, втекающий в камеру $\bar{b}_1$, состоит из постоянной $G_{b0}=2\pi r_c\vartheta_c\rho H_0$ и переменной $G_b=-\pi r_c\vartheta_c\rho e\cos\Omega\tau\times\cos\frac{\pi}{3}$ составляющих (см. рис. 6,17, *б*). Вектор G_b является проекцией на вертикальную ось вектора расхода G_b', вращающегося в фазе с вектором эксцентриситета e.

Постоянная составляющая расхода создает постоянную составляющую давления $p_{m0}=G_{a0}R_i$, а переменная — переменную составляющую давления $p_0=G_aZ$ (см. рис. 6.17, *в*). Здесь Z — полное сопротивление R_iC_i цепи.

Емкость C_i и сопротивление R_i соединены между собой параллельно, т. е. давление газа p' отстает по фазе на угол α_i от вектора расхода и мгновенного эксцентриситета e:

$$\alpha_i=\operatorname{arctg}(\Omega R_iC_i).$$

Поэтому через сопротивление R_i протекает переменный поток газа G_R, а через емкость C_i — переменный поток G_c. Результирующий поток газа от векторной суммы расходов G_R и G_c должен совпадать по фазе и быть равным переменному потоку G_a, проходящему через камеру a (см. рис. 6.16, *г*).

Давления p_{m0} и p_0 (см. рис. 6.16, *в*), действуя на площадь цапфы s в зоне дросселя a, создают постоянную $P_0=sp_{m0}$ (см. рис. 6.17, *д*, отрезок OM) и переменную $P'=sp$ (см. там же, отрезок OL) силы.

Вектор $\vec{P}$ можно разложить на две составляющие: $\vec{P'}\cos\alpha_i$, которая совпадает по фазе с вектором эксцентриситета $\vec{e}$, и $\vec{P'}\sin\alpha_i$, которая отстает по фазе на 90° от него (рис. 6,16, *е*).

Эти составляющие в i-м одиночном элементе, включающем дроссель a, зазор и камеру b, действуют вдоль радиуса подшипника. При симметричном расположении камер в подшипнике результирующая сила от постоянных составляющих сил P_0 равна нулю, а от переменных — не равна нулю.

В любой момент времени τ результирующая мгновенная сила по всему подшипнику равна векторной сумме всех составляющих. Так, для трех камер и текущего координатного произвольного угла Θ она равна

$$P_\Theta = \frac{3}{2} P' \cos\left[(\Omega\tau - \alpha_i) - \Theta\right].$$

Это уравнение описывает поле силы P_Θ, максимальное значение которой равно $1{,}5\,P'$. При этом угловая скорость прецессии $\Omega = d\Theta/d\tau$.

На рис. 6.18 показаны направления действия силы P_Θ в полярных координатах. Составляющая $P_\Theta \cos\alpha_i$, совпадающая с эксцентриситетом e по фазе, направлена в сторону уменьшения восстанавливающих сил, а составляющая $P \sin\alpha_i$ увеличивает демпфирующие силы. Изменяя геометрию подшипника и камер, можно управлять рассмотренными силами и тем самым отдалять момент наступления самовозбуждающихся колебаний быстро вращающегося ротора. Однако практика показала, что расчет, изготовление и наладка таких демпферных подшипников достаточно сложны и поэтому они не получили широкого практического применения.

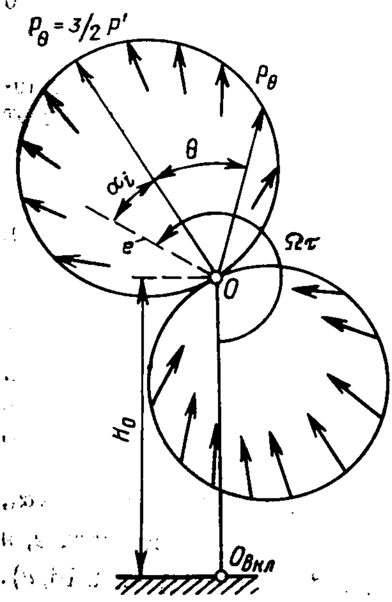


Рис. 6.18. Направление действия переменной демпфирующей силы P_θ в полярных координатах

В некоторых конструкциях гибридных радиальных или осевых односторонних подшипников для повышения устойчивости их работы применяют *резонаторные камеры* (рис. 6.19). Статические характеристики при этом сохраняются. Они имеют объем $V_к$ и собственную частоту

$$f_0 = \vartheta_{зв} \sqrt{\frac{S_к}{l_к V_к}}, \tag{6.18}$$

где $\vartheta_{зв}$ — скорость звука; $S_к$ — площадь поперечного сечения горловины камеры; $l_к$ — длина горловины камеры.

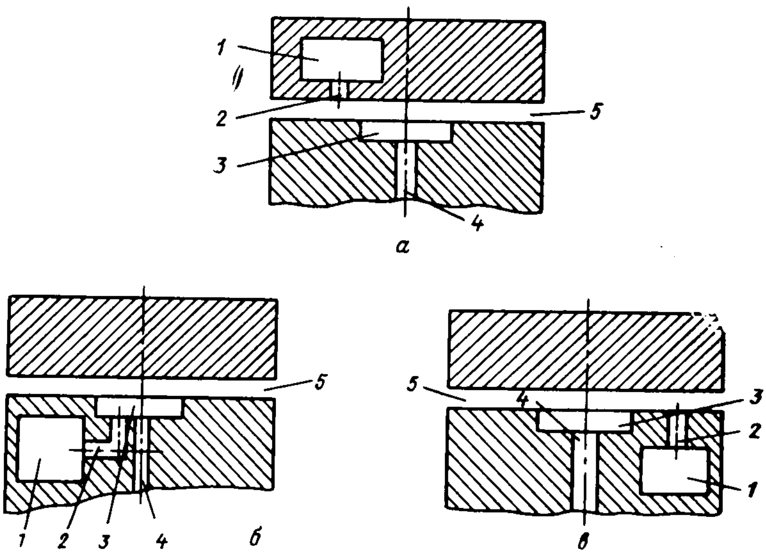


Рис. 6.19. Акустические резонаторные камеры с подводящим каналом (*а*), с карманом (*б*) и с простым соплом (*в*):

1 — резонаторная камера; *2* — подводящий канал; *3* — карман; *4* — простое сопло; *5* — рабочий зазор

В таких демпферах объем резонаторной камеры *1* соединен каналом *2* либо с карманом *3*, либо с рабочим зазором *5* подшипника. Диаметр канала *2* обычно значительно больше диаметра подводящего отверстия *4*. Любое изменение давления газа в кармане *3* или зазоре *5*, например при вибрации, заставляет перемещаться поток газа в демпфирующую камеру *1* или из нее. Поскольку камера расположена совершенно отдельно от зазора или кармана, то она не оказывает влияния на статические характеристики подшипника. Еще пока нет точного математического описания эффекта демпфирования самовозбуждающихся колебаний ротора с помощью акустических резонаторов. Подбирая геометрические размеры, можно изменять резонансную частоту f_0, определяемую зависимостью (6.18), и тем самым повысить частоту $f_{пр}$.

Установка подшипника в корпусе изделия на *упругодемпфирующих кольцах* приводит к повышению порога устойчивой частоты вращения ротора. Например, в представленной на рис. 6.20, *а* схеме вкладыш *1* гибридного радиального подшипника опирается на корпус *2* через резиновые кольца *3*. Колебания вала *4* передаются через слой газовой смазки вкладышу, а через него — резиновым кольцам, при этом часть энергии колебаний вала рассеивается при сдавливании колец.

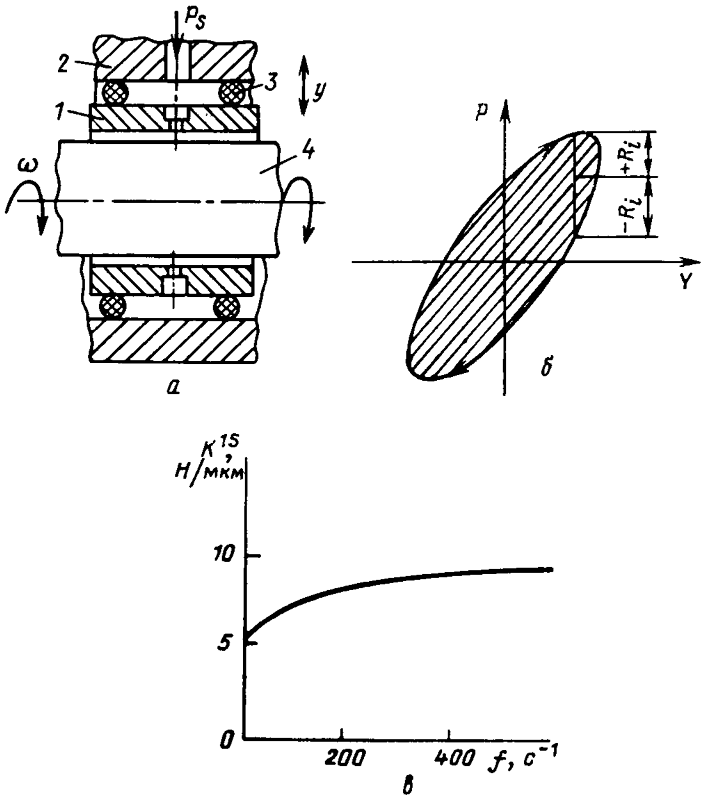


Рис. 6.20. Конструктивная схема крепления подшипника в корпусе (*а*), нагрузочно-разгрузочная характеристика резиновых колец (*б*) и экспериментальная зависимость жесткости резины от частоты колебаний вала (*в*)

Вследствие внутреннего трения в материале резины при ее циклическом деформировании наблюдаются некоторые отклонения от закона Гука (даже при малых амплитудах). Связь между напряжениями и деформациями при этом описывается не линейной зависимостью, а двумя криволинейными ветвями (рис. 6.20, *б*), образующими петлю гистерезиса, площадь которой пропорциональна рассеянной энергии. Полная сила P сопротивления имеет линейную составляющую (наклонная прямая, проходящая через начало координат) и неупругую составляющую R_i, знак которой зависит от направления демпфирования (плюс — при нагружении резиновых колец, минус — при их разгрузке).

Для многих упругодемпфирующих материалов экспериментально установлено, что скорость процесса деформирования практически не влияет на очертание ветвей петли гистерезиса, поэтому площадь петли (см. рис. 6.20, *б*, заштрихованная область), служащая мерой рассеяния энергии при колебаниях вала за один цикл, для любого данного материала определяется амплитудой перемещения вала.

Независимость площади петли гистерезиса от скорости деформирования существенно отличает внутреннее трение от вязкого, при котором силы R_i неупругого сопротивления зависят от скорости, а следовательно, и от частоты процесса деформирования.

С увеличением частоты колебаний вала жесткость резины (см. рис. 6.20, *б*, прямая линия, подчиняющаяся закону Гука) несколько возрастает, что видно из рис. 6.20, *в*. Применение резиновых колец для демпфирования колебаний вала позволяет повысить пороговые скорости устойчивого его вращения на 40—60% в области температур окружающей подшипник среды —100 . . . +50° С.

Применение *ударно-фрикционного демпфера* (рис. 6.21), опирающегося упруго на корпус изделия, также позволяет повысить частоту устойчивого вращения ротора в газовых подшипниках. Устроен и работает такой узел следующим образом. Вкладыш *5*, например радиального подшипника, жестко скреплен с корпусом демпфера *2*, который через упругий элемент *1* опирается на корпус *6* машинного агрегата. Внутри пустотелого корпуса демпфера находится сыпучий материал *3*, например, свинцовая дробь. Энергия от радиально колеблющегося вращающегося ротора к сыпучему материалу подводится по следующей цепочке: ротор—вибратор—корпус демпфера со вкладышем подшипника—сыпучий материал, где происходит рассеивание энергии вследствие ударов частичек сыпучего материала между собой и о корпус демпфера.

Движение корпуса демпфера должно быть таким, чтобы сыпучий материал получал максимальную кинетическую энергию, для чего необходим отрыв его частиц от стенок демпфера. Корпус демпфера в процессе рассеивания энергии сообщает сыпучему материалу кинетическую энергию на подбрасывание и циркуляционное движение, которая впоследствии теряется в процессе неупругого соударения со стенками корпуса *2* (см. рис. 6.21, *а*).

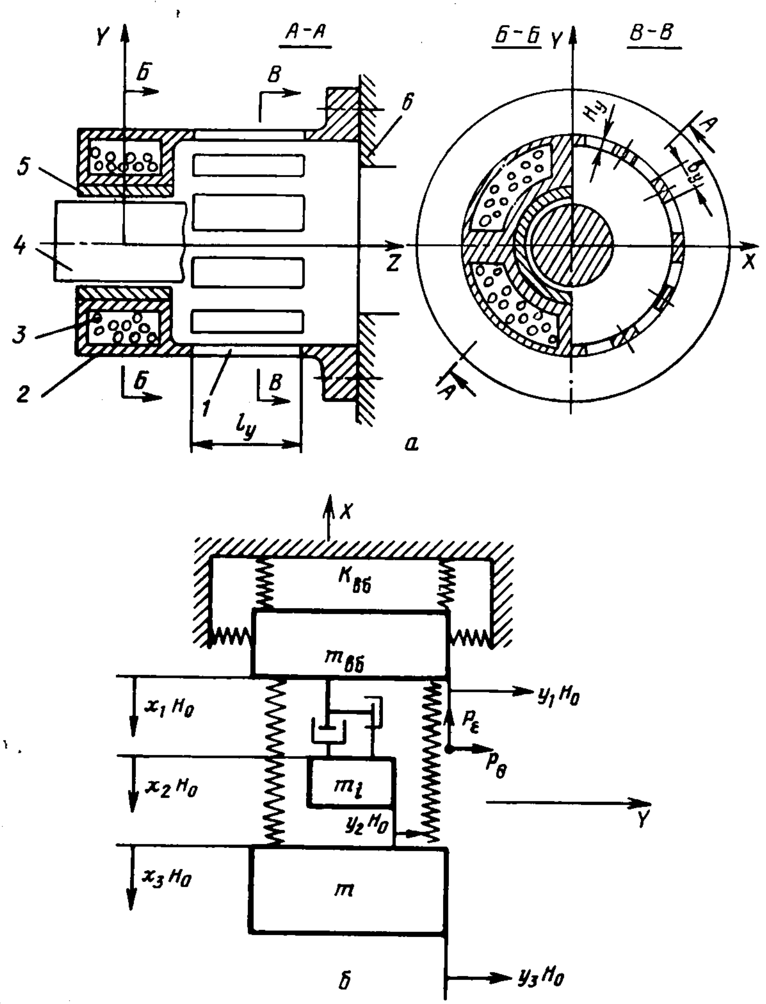


Рис. 6.21. Ударно-фрикционный демпфер с упругим элементом типа «беличье колесо»:

а — конструктивная схема; *б* — физическая модель; *1* — упругий элемент; *2* — корпус демпфера; *3* — сыпучий материал; *4* — ротор; *5* — вкладыш подшипника; *6* — неподвижный корпус изделия

На рис. 6.21, *б* дана физическая модель виброгасителя самовозбуждающихся колебаний ротора за счет диссипативных свойств сыпучих материалов, состоящего из ротора массой M, сыпучего материала, например свинцовой дроби, массой M_i и корпуса демпфера массой $M_{вб}$.

Поскольку ротор обычно опирается на два радиальных подшипника, введем следующие обозначения: $m_{вб}=0{,}5\,M_{вб}$, $m_i=$

$=0{,}5\,M_i$, $m=0{,}5\,M$. С учетом этого уравнения движения корпуса демпфера и дроби можно записать в виде

$$\begin{aligned} m_{вб}\ddot{x}_1 H_0 + K_{вб} x_1 H_0 &= P_\varepsilon \cos\varphi_{пол} + P_\theta \sin\varphi_{пол}; \\ m_{вб}\ddot{y}_1 H_0 + K_{вб} y_1 H_0 &= P_\varepsilon \sin\varphi_{пол} - P_\theta \cos\varphi_{пол} \end{aligned} \qquad (6.19)$$

и

$$\begin{aligned} m_l\ddot{x}_2 H_0 &= m_l\ddot{x}_1 H_0 - G_l \sin\alpha_{вб} + P_{тр}; \\ m_l\ddot{y}_2 H_0 &= m_l\ddot{y}_1 H_0 - G_l \cos\alpha_{вб} + F_{вб}, \end{aligned}$$

где $\ddot{x}_1$ $\ddot{y}_1$ и $\ddot{x}_2$, $\ddot{y}_2$ — соответственно безразмерные ускорения корпуса демпфера относительно неподвижного корпуса изделия и сыпучего материала относительно корпуса демпфера в направлении координатных осей OX и OY; $K_{вб}$ — коэффициент жесткости упругого элемента демпфера или его подвески относительно корпуса изделия; x_1, y_1 и x_2, y_2 — соответственно безразмерные перемещения корпуса демпфера относительно неподвижного корпуса изделия и сыпучего материала относительно корпуса демпфера в направлении координатных осей OX и OY; P_ε и P_θ — несущая способность смазочного газового слоя в подшипнике в направлении линии эксцентриситета и перпендикулярно ему; G_i — сила тяжести частичек дроби; $\alpha_{вб}$ — угол, характеризующий форму корпуса демпфера (для цилиндрического корпуса $\alpha_{вб}=0$); $P_{тр}$ — сила трения частичек сыпучего материала между собой и о корпус демпфера; $F_{вб}$ — реакция, возникающая между демпфером и сыпучим материалом, направленная перпендикулярно к корпусу демпфера.

Для рассматриваемого демпфера условие отрыва сыпучего материала от стенок равносильно равенству нулю нормальной реакции ($F_{вб}=0$). Считаем, что частица сыпучего материала отрывается от стенок демпфера в момент $\tau_{от}$ и не касается его до момента $\tau_{кас}$. При этом $N_{вб}=0$. Тогда из последнего уравнения (6.19) получаем сначала

$$m_l\ddot{y}_2 H_0 = m_l\ddot{y}_1 H_0 - m_l g \cos\varphi_{пол}, \qquad (6.20)$$

а после его решения

$$y_2 H_0 - y_1 H_0 = -0{,}5 g \cos\varphi_{пол}\tau^2 + C_1\tau + C_2, \qquad (6.21)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2; C_1 и C_2 — константы интегрирования, определяемые из граничных условий. Так, в момент $\tau_{от}$ имеем

$$\ddot{y}_{2от} = H_0 = 0, \quad y_{2от} H_0 = 0,$$

а в момент $\tau_{кас}$ (перед ударом частиц о стенки демпфера)

$$y_{2кас} H_0 = 0.$$

После подстановки граничных условий в уравнение (6.21) для моментов времени $\tau_{от}$ и $\tau_{кас}$ получаем

$$-y_{1от}H_0 = -0{,}5g\cos\varphi_{пол}\tau_{от}^2 + C_1\tau_{от} + C_2, \qquad (6.22)$$

$$-y_{1кас}H_0 = -0{,}5g\cos\varphi_{пол}\tau_{кас}^2 + C_1\tau_{кас} + C_2, \qquad (6.23)$$

откуда

$$H_0(y_{1кас} - y_{1от}) = 0{,}5g\cos\varphi_{пол}(\tau_{кас}^2 - \tau_{от}^2) + C_1(\tau_{кас} - \tau_{от}).$$

или

$$C_1 = \frac{b_{вб} - 0{,}5\cos\varphi_{пол}(\tau_{кас}^2 - \tau_{от}^2)}{\tau_{кас} - \tau_{от}}, \qquad (6.24)$$

где $b_{вб} = H_0(y_{1кас} - y_{1от})$.

Для определения константы интегрирования C_2 подставим выражение (6.24) в (6.22). Окончательно можно записать

$$C_2 = -y_{1от}H_0 + 0{,}5g\cos\varphi_{пол}\tau_{от}^2 + \frac{b_{вб} - 0{,}5\varphi_{пол}(\tau_{кас}^2 - \tau_{от}^2)}{\tau_{кас} - \tau_{от}} \times$$

$$\times\tau_{от}. \qquad (6.25)$$

Пусть скорость частичек сыпучего материала до соударения с корпусом демпфера равна $\dot{y}_{2кас}H = U$, а стенок корпуса демпфера до соударения с частичкой

$$\dot{y}_{1кас}H_0 = \vartheta.$$

После первого интегрирования уравнения (6.20)

$$\dot{y}_2H_0 - \dot{y}_1H_0 = -g\cos\varphi_{пол}\tau + C_1.$$

Для момента времени $\tau_{кас}$ это уравнение примет вид

$$\dot{y}_{2кас}H_0 - \dot{y}_{1кас}H_0 = -g\cos\varphi_{пол}\tau_{кас} + C_1,$$

или с учетом принятых обозначений

$$U - \vartheta = -g\cos\varphi_{пол}\tau_{кас} + \frac{b_{вб} - 0{,}5g\cos\varphi_{пол}(\tau_{кас}^2 - \tau_{от}^2)}{\tau_{кас} - \tau_{от}}. \qquad (6.26)$$

Если за начало отсчета времени принять $\tau_{от} = 0$, то зависимость(6.26) можно упростить:

$$U - \vartheta = -g\cos\varphi_{пол}\tau_{кас} + \frac{b_{вб} - 0{,}5\,g\cos\varphi_{пол}\tau_{кас}^2}{\tau_{кас}}. \qquad (6.27)$$

В общем случае в упруго-фрикционном демпфере рассеивается энергия $\Delta E_{рас}$, складывающаяся из энергии трения частиц между собой $\Delta E_{тр}$ и энергии их соударений $\Delta E_{уд}$. Энергию $E_{тр}$ определить весьма трудно и она, очевидно, меньше, чем $E_{уд}$, поэтому при вычислении демпфирующей силы принимают во внимание только $E_{уд}$, что существенно упрощает расчеты.

В момент соударения сыпучих частиц с корпусом рассеянная энергия равна максимальной кинетической энергии частиц и корпуса демпфера:

$$\Delta E_{\text{уд}}=0{,}5\,\frac{m_{\text{вб}}m_i}{m_{\text{вб}}+m_i}(U-\vartheta)^2,$$

или с учетом выражения (6.27)

$$\Delta E_{\text{уд}}=m_{\text{вб}}\frac{b_{\text{вб}}^2\omega^2 K_{\text{рас}}\delta_0}{2(1+\delta_0)}\left(1-\frac{3\pi g\cos\varphi_{\text{пол}}}{b_{\text{вб}}\omega^2 K_{\text{рас}}^2}\right)^2, \tag{6.28}$$

где $\delta_0=m_i/m_{\text{вб}}$; $K_{\text{рас}}=f_0/f_{\text{пр}}$.

Зависимость (6.28) выражает рассеянную энергию колебаний ротора за период $\tau_{\text{кас}}$.

Приравняв работу, затраченную цапфой вала на преодоление вязкого сопротивления, к работе $\Delta E_{\text{уд}}$, затраченной на перемещение сыпучего материала в демпфере, получаем эквивалентный коэффициент демпфирования $B_э$:

$$B_э=\frac{\Delta E_{\text{уд}}}{\pi b_{\text{вб}}}=m_{\text{вб}}\frac{b_{\text{вб}}\omega^2 K_{\text{рас}}\delta_0}{2\pi(1+\delta_0)}\left(1-\frac{3\pi g\cos\varphi_{\text{пол}}}{b_{\text{вд}}\omega^2 K_{\text{рас}}^2}\right)^2. \tag{6.29}$$

Выражение (6.29) для коэффициента $B_э$ в дальнейшем можно подставлять в уравнения движения ротора при анализе устойчивости его движения в подшипниках с газовой смазкой.

Надежность работы ударно-фрикционного демпфера зависит от конструкции упругого элемента *1* (см. рис. 6.21, *а*), жесткость которого можно определить из зависимости

$$K_{\text{вб}}=\frac{n_{\text{вб}}E b_{\text{у}}H_{\text{у}}(b_{\text{у}}^2+H_{\text{у}}^2)}{2l_{\text{у}}^3}, \tag{6.30}$$

где $n_{\text{вб}}$ — число балок в элементе типа «беличье колесо»; E — модуль упругости материала балки; $b_{\text{у}}$, $H_{\text{у}}$, $l_{\text{у}}$ — соответственно ширина, толщина и длина балки в элементе типа «беличье колесо».

Формула (6.30) справедлива для $l_{\text{у}}\geqslant 30\,b_{\text{у}}$ при $b_{\text{у}}\approx H_{\text{у}}$. Вследствие наличия концентраторов напряжения на концах балок действительная жесткость $K_{\text{вб}}$ меньше расчетной примерно на 10—15% при $l_{\text{у}}\approx 20\,b_{\text{у}}$ и на 40% при $l_{\text{у}}\approx 12\,b_{\text{у}}$.

Демпфер с постоянной жесткостью упругого элемента на практике трудно настроить на оптимальную работу, поэтому применяют демпфер с переменной жесткостью упругого элемента, конструкция которого ясна из рис. 6.22. Изменение жесткости достигается смещением кольцевого упругого элемента в

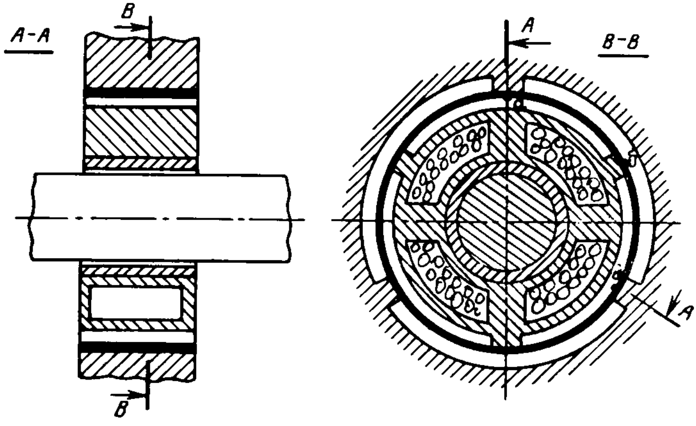


Рис. 6.22. Ударно-фрикционный демпфер с упругим элементом регулируемой жесткости

окружном направлении, т. е. изменением соотношения между длинами отрезков *аб* и *бв*.

Существенно можно изменить предельные частоты вращения роторов в гибридных или других радиальных подшипниках путем установки газодинамического демпфера (рис. 6.23), в котором возникает дополнительная радиальная сила (реакция) $P_{уп}$. Причем в зависимости от типа зазора в демпфере (конфузорный или диффузорный) сила $P_{уп}$ может быть с разным знаком, что влияет на предельные частоты. Так, если кольцевой зазор по ходу течения газа имеет расширяющуюся форму (см. рис. 6.21, *а*), то предельная частота вращения ротора возрастает, а если сужающаяся (см. рис. 6.21, *б*), то снижается. Сила $P_{уп}$ зависит от времени, отстает на угол $\varphi_{уп}$ от вектора мгновенного эксцентриситета $e_{уп}$, образующего с осью OX угол Ф прецессии ротора, и направлена в сторону геометрического центра ротора (рис. 6.24). При диффузорном зазоре сила $P_{уп}$ отстает от вектора $e_{уп}$ на угол $180°+\varphi_{уп}$.

Газодинамический демпфер может быть выполнен по типу щелевого или лабиринтного уплотнения и установлен в любом месте изделия, например между радиальными подшипниками.

Вал изделия и тем более его часть, входящая в уплотнение, всегда прецессируют, хотя и с малой амплитудой колебаний под действием различных возмущающих сил.

Механизм изменения $\omega_{пр}$ ротора с газодинамическим демпфером можно объяснить следующим образом.

Рассмотрим вначале конфузорное уплотнение-демпфер (см. рис. 6.23, *б*). Для простоты предположим, что ротор в этом уплотнении занимает концентричное положение ($e_{уп}=0$) и не прецессирует. Тогда эпюры давления газа вдоль зазора будут

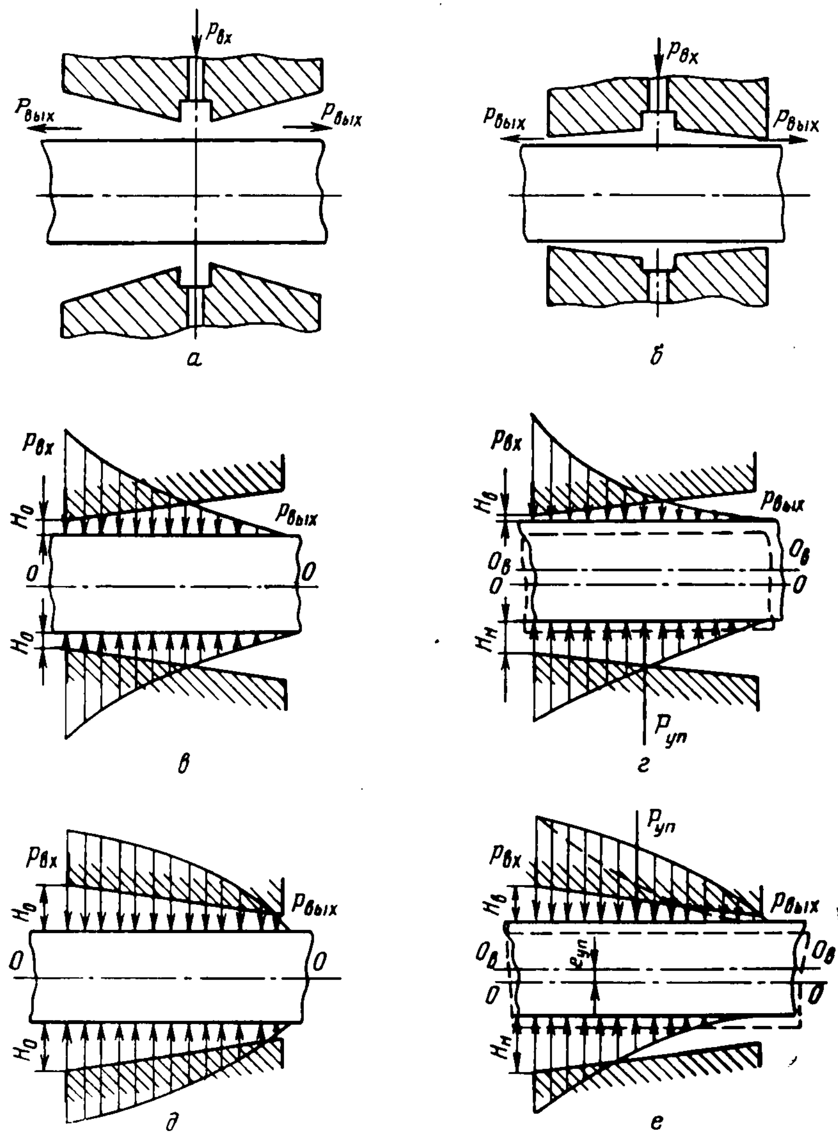


Рис. 6.23. Конструктивная схема газодинамического демпфера с диффузорным (*а*) и конфузорным зазором (*б*), а также распределение давления газа в диффузорном (*в*, *г*) и конфузорном (*д*, *е*) зазоре при $e_{уп}=0$ (*в*, *д*) и $e_{уп}\neq 0$ (*г*, *е*)

аналогичны показанным на рис. 6.23, *д*, а результирующая сила $P_{уп}$, действующая на ротор, будет равна нулю.

Если же ротор совершает прецессионные движения относи-

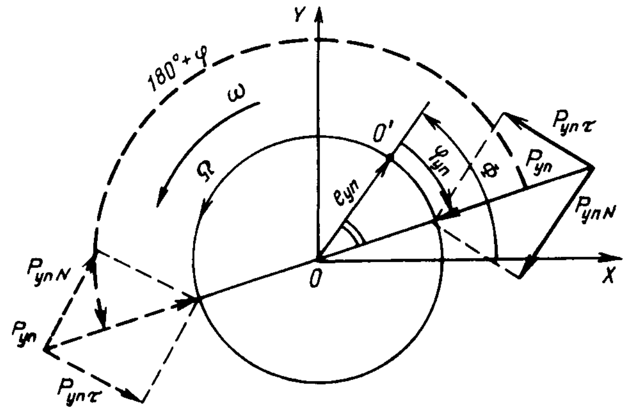


Рис. 6.24. Фазовая плоскость движения ротора и изменение действующих в ней сил в газодинамическом демпфере с конфузорным (пунктирные линии) и конфузорным кольцевым зазором (сплошные линии)

тельно корпуса демпфера ($e_{уп} \neq 0$), то при удалении поверхности вала от центрального положения (см. нижнюю часть рис. 6.23, *е*) относительное изменение выходного сечения демпфера будет больше, чем входного. Это приведет к дополнительной утечке газа из зазора и его среднее давление вдоль демпфера упадет (огибающая эпюры распределения давления газа имеет вогнутый профиль). В то же время с диаметрально противоположной стороны (см. верхнюю часть рис. 6.23, *е*) ротор будет сближаться с корпусом демпфера, что приведет к относительному уменьшению выходного проходного сечения зазора по сравнению с входным и повышению среднего давления газа в зазоре вдоль демпфера. Тем самым вследствие разности средних давлений газа в области диаметрально противоположных зазоров (см. рис. 6.23, *е*, заштрихованная крест-накрест область) создается мгновенная пульсирующая радиальная сила $P_{уп}$, направленная вниз. Эта сила зависит от высоты среднего радиального зазора и частоты вращения ротора. Направление действия силы $P_{уп}$ в демпфере с конфузорным зазором совпадает с направлением действия силы $P_{п}$, возникающей в радиальных подшипниках с жесткими рабочими поверхностями (см. рис. В3, *а*).

Теперь рассмотрим демпфер с диффузорным кольцевым зазором (см. рис. 6.23, *а*).

Когда ротор занимает концентричное положение и не прецессирует, эпюра давления газа вдоль зазора будет иметь примерно такой вид, как изображено на рис. 6.23, *в*, и результирующая радиальная сила $P_{уп}$ равна нулю. Если ротор совершает прецессионные движения относительно концентричного положения с амплитудой мгновенного эксцентриситета $e_{уп}$, то при удалении ротора от центрального положения (см. нижнюю часть рис. 6.23, *г*) относительное изменение выходного сечения будет меньше, чем входного. Это приведет к дополнительному поступлению газа в демпфер по сравнению с объемом газа, натекаемого при концентричном положении ротора ($e_{уп}=0$), и повышению среднего статического давления газа в зазоре. С диаметрально противоположной стороны ротора относительное изменение входного сечения в уплотнении будет больше, чем входного, и среднее давление газа в зазоре будет меньше, чем при $e_{уп}=0$. Результирующая радиальная реакция $P_{уп}$ в этом случае будет смещена на 180° (см. рис. 6.24, пунктирная линия) по сравнению с реакцией, возникающей в конфузорном зазоре (см. там же, сплошная линия).

Результирующую реакцию $P_{уп}$ можно разложить на нормальную $P_{уп\,N}$ и тангенциальную $P_{уп\,\tau}$ составляющие.

В конфузорном зазоре при малых частотах вращения ротора $P_{уп\tau}=P_{уп}\sin\varphi_{уп}$ мала из-за малого угла положения $\varphi_{уп}$ и на систему решающее влияние оказывает составляющая $P_{уп\,N}=$ $=P_{уп}\cos\varphi_{уп}$. При больших частотах вращения ротора роль указанных составляющих изменяется: $P_{уп\,\tau}$ возрастает, а $P_{уп\,N}$ уменьшается и оказывает значительное дестабилизирующее воздействие на систему в дополнение к составляющей $P_{п\tau}$, возникающей в радиальных гладких цилиндрических подшипниках (см. рис. В3, *а*). Поэтому выполнение демпфера с конфузорным кольцевым зазором снижает предельную частоту вращения ротора по сравнению со случаем, когда демпфер отсутствует.

При диффузорном зазоре картина полностью изменяется: при больших частотах вращения ротора составляющая $P_{уп\,N}$ значительно уменьшается и стремится к нулю при $\varphi_{уп}=90°$, а составляющая $P_{уп\,\tau}$ стремится к полной реакции $P_{уп}$ и направлена противоположно $P_{п\,\tau}$, что стабилизирует вращение ротора и увеличивает его предельную частоту вращения по сравнению со случаем, когда демпфер отсутствует.

Если по принципу демпфера с диффузорным зазором выполнить рабочий зазор в радиальном подшипнике, например с дросселями типа «кольцевое сопло», то при этом также возрастут предельные частоты вращения ротора по сравнению со случаем, когда подшипник имеет кольцевой зазор постоянной высоты. Расход газа при этом увеличивается всего на 10—20%. Для расчета газодинамического демпфера можно воспользоваться зависимостями, приведенными в п. 5.4.

6.6. ОБЩИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ РОТОРА

Как уже отмечалось, ротор машины желательно выполнять жестким. В связи с этим будем рассматривать возмущенное движение только жесткого ротора в трех системах координат (рис. 6.25).

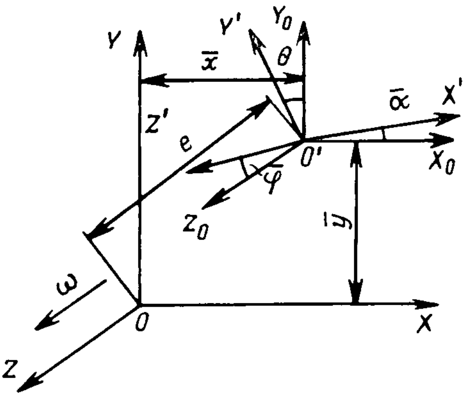


Рис. 6.25. Системы координат для рассмотрения движения ротора в подшипниках с газовой смазкой

Центр O неподвижной системы XYZ совпадает с центром масс ротора в невозмущенном состоянии (положение статического равновесия), причем ось OZ совпадает с полярной осью инерции ротора. Ротор вращается вокруг оси OZ с угловой скоростью ω. Оси системы $X_0Y_0Z_0$ перемещаются параллельно осям XYZ, а начало координат O' совпадает с центром масс ротора в возмущенном состоянии. Система $X'Y'Z'$ связана с ротором, и ее оси совпадают с главными осями инерции ротора. Системы $X'Y'Z'$ и $X_0Y_0Z_0$ имеют общее начало координат в точке O′.

В системе координат $X'Y'Z'$ концы ротора при возмущенном состоянии описывают вместе с его центром масс замкнутую траекторию. Продольная ось ротора образует с осью OZ в плоскости ZOY угол α, а в плоскости ZOX угол φ и описывает в пространстве коническую поверхность вокруг оси OZ (рис. 6.26, *а*).

Проекции мгновенной угловой скорости оси ротора на оси OX', OY', OZ' будут соответственно $\omega_{X'}$, $\omega_{Y'}$ и $\omega_{Z'}$. В дальнейшем примем, что колебания ротора вокруг положения равновесия достаточно малы. Тогда уравнения движения ротора массой m, сосредоточенной в центре масс, можно представить как сумму проекций всех сил на оси координат OX, OY, OZ и моментов относительно центра O в плоскостях XOZ, YOZ, XOY (динамические уравнения Эйлера):

$$\begin{aligned} -m\ddot{x} &= \Sigma P_X, \\ -m\ddot{y} &= \Sigma P_Y, \qquad (6.31) \\ 2m\ddot{z} &= \Sigma P_Z, \end{aligned}$$

$$-I_X\dot{\omega}_{x'} + I_z\omega_{y'}\omega_{z'} = \Sigma M_X,$$

$$I_Y\dot{\omega}_{y'} + I_z\omega_{x'}\omega_{z'} = \Sigma M_Y,$$

$$I_Z\dot{\omega}_{z'} - (I_X - I_Y)\,\omega_{y'}\omega_{x'} = \Sigma M_Z.$$

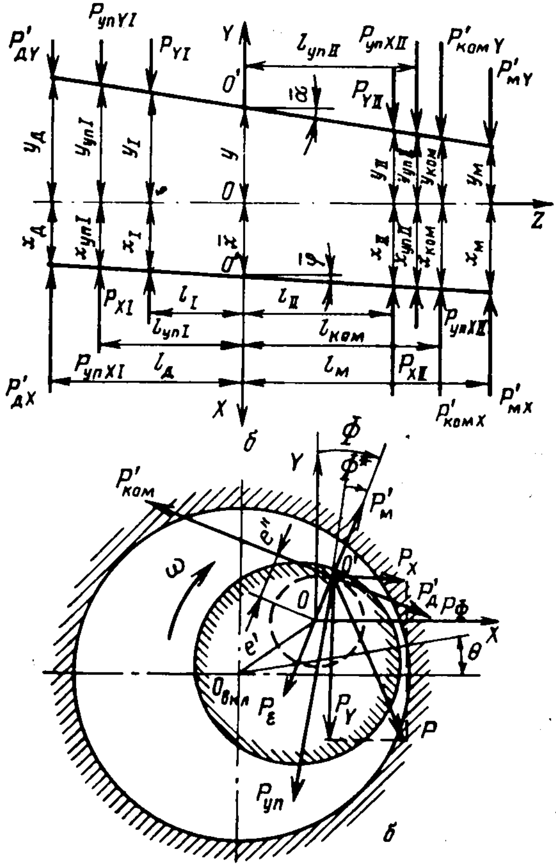


Рис. 6.26. Схема приложения сил и моментов сил к вращающемуся возмущенному ротору в плоскостях XOY (*а*), XOZ и YOZ (*б*)

В уравнения (6.31) постоянная силы тяжести ротора G_g не входит, так как рассматривается изменение динамических сил относительно положения равновесия ротора.

Проекции угловой скорости ω ротора на оси OX, OY и OZ будут определяться следующими зависимостями:

$$\omega_{X'} = -\dot{\alpha}, \quad \dot{\omega}_{X'} = -\ddot{\alpha};$$

$$\omega_{Y'} = \dot{\varphi}, \quad \dot{\omega}_{Y'} = \ddot{\varphi};$$

$$\omega_{Z'} = \omega = \text{const}; \quad \dot{\omega}_{Z'} = 0.$$

6.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ $\omega_{\text{пр}}$ ДЛЯ СЛОЖНО-НАГРУЖЕННОГО РОТОРА В ПОДШИПНИКАХ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

Для анализа устойчивости вращения ротора машины в подшипниках с газовой смазкой воспользуемся системой уравнений (6.31). Поскольку в машинах обычно $I_X = I_Y$, последнее уравнение системы обращается в нуль. Равны нулю также левая и правая части третьего уравнения, так как отсутствует перемещение ротора вдоль оси OZ. Примем, что разность моментов $M_{\text{дв}} - M_{\text{с}}$ движения и сопротивления движению ротора остается постоянной за один его оборот. Таким образом, в системе уравнений (6.31) будем рассматривать только первые четыре уравнения, которые с учетом действующих на ротор изменяющихся сил можно представить в следующем виде (см. рис. 6.26, *б*):

$$
\begin{aligned}
m\ddot{x} &= P_{X\text{I}} + P_{X\text{II}} + P'_{\text{д}X} + P'_{\text{ком}X} + P'_{\text{м}X} + P_{\text{уп}X\text{I}} + P_{\text{уп}X\text{II}};\\
m\ddot{y} &= P_{Y\text{I}} + P_{Y\text{II}} + P'_{\text{д}Y} + P'_{\text{ком}Y} + P'_{\text{м}Y} + P_{\text{уп}Y\text{I}} + P_{\text{уп}Y\text{II}};\\
I_X\ddot{\alpha} - I_Z\omega\dot{\varphi} &= P_{Y\text{I}} l_{\text{I}} - P_{Y\text{II}} l_{\text{II}} + P'_{\text{д}Y} l_{\text{д}} -\\
&- P'_{\text{ком}Y} l_{\text{ком}} - P'_{\text{м}Y} l_{\text{м}} + P_{\text{уп}Y\text{I}} l_{\text{упI}} - P_{\text{уп}Y\text{II}} l_{\text{упII}};\\
I_Y\ddot{\varphi} + I_Z\omega\dot{\alpha} &= P_{X\text{I}} l_{\text{I}} - P_{X\text{II}} l_{\text{II}} + P'_{\text{д}X} l_{\text{д}} -\\
&- P'_{\text{ком}X} l_{\text{ком}} - P'_{\text{м}X} l_{\text{м}} + P_{\text{уп}X\text{I}} l_{\text{упI}} - P_{\text{уп}X\text{II}} l_{\text{упII}},
\end{aligned}
\tag{6.32}
$$

где $P_{X\text{д}}$, $P_{X\text{II}}$, $P'_{X\text{I}}$, $P'_{\text{ком}X}$, $P'_{\text{м}X}$, $P_{\text{уп}X\text{I}}$, $P_{\text{уп}X\text{II}}$ — сила, возникающая в направлении оси OX в левом (индекс I) и правом (индекс II) подшипниках, в проточной части турбины, в компрессоре, магнитопроводе электрической машины и в уплотнении, определяемая соответственно по формулам (6.31), (5.2), (5.10), (5.16), и (5.32); $P_{Y\text{I}}$, $P_{Y\text{II}}$, $P'_{\text{д}Y}$, $P'_{\text{ком}Y}$, $P'_{\text{м}Y}$, $P_{\text{уп}Y\text{I}}$, $P_{\text{уп}Y\text{II}}$ — то же в направлении оси OY. В этих уравнениях

$$
\begin{aligned}
P_{X\text{I}} &= -(K_{\text{I}} x_{\text{I}} + J_{\text{I}} y_{\text{I}} + B_{\text{I}} \dot{x}_{\text{I}} - Q_{\text{I}} \dot{y}_{\text{I}});\\
P_{X\text{II}} &= -(K_{\text{II}} x_{\text{II}} + J_{\text{II}} y_{\text{II}} + B_{\text{II}} \dot{x}_{\text{II}} - Q_{\text{II}} \dot{y}_{\text{II}});\\
P_{Y\text{I}} &= -(K_{\text{I}} y_{\text{I}} - J_{\text{I}} x_{\text{I}} + B_{\text{I}} \dot{y}_{\text{I}} + Q_{\text{I}} \dot{x}_{\text{I}});\\
P_{Y\text{II}} &= -(K_{\text{II}} y_{\text{II}} - J_{\text{II}} x_{\text{II}} + B_{\text{II}} \dot{y}_{\text{II}} + Q_{\text{II}} \dot{x}_{\text{II}});
\end{aligned}
$$

$$x_{\text{I}} = x - \varphi l_{\text{I}}; \quad y_{\text{I}} = y + \alpha l_{\text{I}}; \quad \dot{x}_{\text{I}} = \dot{x} - \dot{\varphi} l_{\text{I}}; \quad \dot{y}_{\text{I}} = \dot{y} - \dot{\alpha} l_{\text{I}};$$

$$x_{II}=x+\varphi l_{II};\quad y_{II}=y-\alpha l_{II};\quad \dot{x}_{II}=\dot{x}+\dot{\varphi} l_{II};\quad \dot{y}_{II}=\dot{y}+\dot{\alpha} l_{II};$$

K_I, I_I, B_I, Q_I и K_{II}, I_{II}, B_{II}, Q_{II} — соответственно коэффициент жесткости, перекрестной жесткости, демпфирования, перекрестного демпфирования левого (индекс I) и правого (индекс II) подшипников, определяемый из общего и частного решений уравнения (6.32).

Частное решение системы уравнений (6.32) ищем в виде

$$\begin{aligned} x&=A_X e^{\nu\tau}, & y&=A_Y e^{\nu\tau};\\ \varphi&=A_\varphi e^{\nu\tau}, & \alpha&=A_\alpha e^{\nu\tau}, \end{aligned} \tag{6.33}$$

где x, y, φ, α — малые перемещения центра масс и продольной оси ротора машины, зависящие от времени (см. рис. 6.26); A_x, A_Y, A_φ, A_α — максимальное отклонение оси вращающегося ротора в направлении X, Y, φ и α соответственно; ν — мнимое число; τ — время.

После дифференцирования последних зависимостей получим

$$\begin{aligned} \dot{x}&=\nu A_X e^{\nu\tau} \ddot{x}= \nu^2 A_X e^{\nu\tau};\\ \dot{y}&=\nu A_Y e^{\nu\tau}, & \ddot{y}&=\nu^2 A_Y e^{\nu\tau};\\ \dot{\alpha}&=\nu A_\alpha e^{\nu\tau}, & \ddot{\alpha}&=\nu^2 A_\alpha e^{\nu\tau};\\ \dot{\varphi}&=\nu A_\alpha e^{\nu\tau}, & \ddot{\varphi}&=\nu^2 A_\varphi e^{\nu\tau}. \end{aligned} \tag{6.34}$$

Подставив уравнения (6.33) и (6.34) в систему (6.32) и выполнив соответствующие преобразования, получим новую систему уравнений:

$$\begin{aligned} &(m\nu^2+2B\nu+A_3)A_X+(-2Q\nu+A_4)A_Y+\\ &+(BA_1\nu+A_6)A_\varphi+(-QA_1\nu+A_7)A_\alpha=0;\\ &(2Q\nu-A_4)A_X+(m\nu^2+2B\nu+A_3)A_Y+\\ &+(QA_1\nu-A_8)A_\varphi+(BA_1\nu+A_6)A_\alpha=0;\\ &(BA_1\nu+A_6)A_X+(-QA_1\nu+A_7)A_Y+\\ &+(I_y\nu^2+BA_5\nu+A_{10})A_\varphi+(A_9\nu+A_{11})A_\alpha=0;\\ &(QA_1\nu-A_7)A_X+(BA_1\nu+A_6)A_Y+\\ &+(-A_9\nu-A_{11})A_\varphi+(I_x\nu^2+BA_5\nu+A_{10})A_\alpha=0, \end{aligned} \tag{6.35}$$

где

$$\begin{aligned} &B=(B_I+B_{II})/2;\quad A_3=K_I+K_{II}\pm K_{\text{уп I}}+K_{\text{уп II}}-K_{\text{м}};\\ &Q=(Q_I+Q_{II})/2;\quad A_4=J_I+J_{II}\pm J_{\text{уп II}}+(K_{\text{д}}+K_{\text{ком}})\,\omega^2;\\ &A_1=(l_I-l_{II})/H_0;\quad A_6=K_I l_I-K_{II}l_{II}\pm K_{\text{уп I}}l_{\text{уп I}}\mp\\ &\mp K_{\text{уп II}}l_{\text{уп II}}+K_{\text{м}}l_{\text{м}};\quad A_7=J_I l_I-J_{II}l_{II}\pm J_{\text{уп I}}l_{\text{уп I}}\mp\\ &\mp J_{\text{уп II}}l_{\text{уп II}}+A_2\omega^2;\quad A_2=K_{\text{д}}l_{\text{д}}-K_{\text{ком}}l_{\text{ком}};\quad A_8=A_7; \end{aligned}$$

$$A_5 = B_{\rm I} l_{\rm I}^2 + B_{\rm II} l_{\rm II}^2; \quad A_{10} = K_{\rm I} l_{\rm I}^2 + K_{\rm II} l_{\rm II}^2 \pm K_{\text{уп I}} l_{\text{уп I}}^2 \pm$$

$$\pm K_{\text{уп II}} l_{\text{уп II}}^2 - K_{\rm м} l_{\rm м}{}^2; \quad A_9 = I_Z \omega - \left(Q_{\rm I} l_{\rm I}^2 + Q_{\rm II} l_{\rm II}^2\right);$$

$$A_{11} = J_{\rm I} l_{\rm I}^2 + J_{\rm II} l_{\rm II}^2 \pm J_{\text{уп I}} l_{\text{уп I}}^2 \pm J_{\text{уп II}} l_{\text{уп II}}^2 + \left(K_{\rm д} l_{\rm д}{}^2 + K_{\text{ком}} l_{\text{ком}}^2\right) \omega^2.$$

Знак «+» перед $I_{\text{уп}}$ и $K_{\text{уп}}$ ставят в случае конфузорного, а знак «—» — в случае диффузорного уплотнения-демпфера.

Система (6.35) состоит из однородных алгебраических уравнений относительно коэффициентов A_x, A_Y, A_φ и A_α и имеет ненулевое решение только в том случае, если определитель Δ, составленный из коэффициентов при A_x, A_Y, A_φ и A_α, равен нулю, т. е.

$$\Delta = \begin{vmatrix} m\nu^2 + 2B\nu + A_3 & -2Q\nu + A_4 & BA_1\nu + A_6 & QA_1\nu + A_7 \\ 2Q\nu - A_4 & m\nu^2 + 2B\nu + A_3 & QA_1\nu - A_8 & BA_1\nu + A_6 \\ BA_1\nu + A_6 & -QA_1\nu + A_7 & I_Y\nu^2 + BA_5\nu + A_{10} & A_9\nu + A_{11} \\ QA_1\nu - A_7 & BA_1\nu + A_6 & -A_9\nu - A_{11} & I_X\nu^2 + BA_5\nu + A_{10} \end{vmatrix} = 0. \tag{6.36}$$

Его можно также представить в виде массива, удобного для ввода в ЭВМ:

$$\Delta = \begin{vmatrix} D1(3)\nu^2 + D1(2)\nu + D1(1) & E1(3)\nu^2 + E1(2)\nu + E1(1) \\ D2(3)\nu^2 + D2(2)\nu + D2(1) & E2(3)\nu^2 + E2(2)\nu + E2(1) \\ D3(3)\nu^2 + D3(2)\nu + D3(1) & E3(3)\nu^2 + E3(2)\nu + E3(1) \\ D4(3)\nu^2 + D4(2)\nu + D4(1) & E4(3)\nu^2 + E4(2)\nu + E4(1) \\ F1(3)\nu^2 + F1(2)\nu + F1(1) & G1(3)\nu^2 + G1(2)\nu + G1(1) \\ F2(3)\nu^2 + F2(2)\nu + F2(1) & G2(3)\nu^2 + G2(2)\nu + G2(1) \\ F3(3)\nu^2 + F3(2)\nu + F3(1) & G3(3)\nu^2 + G3(2)\nu + G3(1) \\ F4(3)\nu^2 + F4(2)\nu + F4(1) & G4(3)\nu^2 + G4(2)\nu + G4(1) \end{vmatrix} = 0. \tag{6.37}$$

Здесь

$$D1(3) = m; \quad D1(2) = 2B; \quad D1(1) = A_3;$$

$$D2(3) = 0, \quad D2(2) = 2Q, \quad D2(1) = -A_4;$$

$$D3(3) = 0, \quad D3(2) = BA_1, \quad D3(1) = A_6,$$

$$D4(3) = 0, \quad D4(2) = QA_1, \quad D4(1) = -A_7,$$

$$E1(3) = 0, \quad E1(2) = -2Q, \quad E1(1) = A_4,$$

$$E2(3) = m, \quad E2(2) = 2B, \quad E2(1) = A_3,$$

$$E3(3) = 0, \quad E3(2) = -QA_1, \quad E3(1) = A_7,$$

$$E4(3) = 0, \quad E4(2) = BA_1, \quad E4(1) = A_6,$$

$$F1(3) = 0, \quad F1(2) = BA_1, \quad F1(1) = A_6,$$

$$F2(3) = 0, \quad F2(2) = QA_1, \quad F2(1) = -A_8,$$

$$F3(3) = I_Y, \quad F3(2) = BA_5, \quad F3(1) = A_{10},$$

$$F4(3) = 0, \quad F4(2) = A_9, \quad F4(1) = -A_{11},$$

$$G1(3)=0,\quad G1(2)=-QA_1,\quad G1(1)=A_7,$$
$$G2(3)=0,\quad G2(2)=-BA_1,\quad G2(1)=A_6,$$
$$G3(3)=0,\quad G3(2)=A_9,\quad G3(1)=A_{11},$$
$$G4(3)=I_X,\quad G4(2)=BA_5,\quad G4(1)=A_{10}.$$

Определитель (6.37) решают обычно на ЭВМ по известному характеристическому уравнению:

$$\begin{aligned}\Delta=\Delta(N)=\Delta(N)_0+D1(I)(E2(J)(F3(K)G4(L)-F4(K)G3(L))+\\+F2(K)(E4(J)G3(L)-E3(J)-G4(L))+G2(L)(E3(J)F4(K)-\\-E4(J)F3(K)))-E1(J)(D2(I)(F3(K)G4(L)-F4(K)G3(L))+\\+F2(K)(D4(I)G3(L)-D3(I)G4(L))+G2(L)(D3(I)F4(K)-\\-D4(I)F3(K)))+F1(K)(D2(I)(E3(J)G4(L)-E4(J)G3(L))+\\+E2(J)(D4(I)G3(L)-D3(I)G4(L))+G2(L)(D3(I)E4(J)-\\-D4(I)E3(J)))-G1(L)(D2(I)(E3(J)E4(K)-E4(J)F3(K))+\\+E2(J)(D4(I)F3(K)-D3(I)F4(K))+\\+F2(K)(D3(I)E4(J)-D4(I)E3(J)))=0,\end{aligned}\qquad(6.38)$$

где $I=J=K=L=3$ — число членов в каждой строке массива D, E, F и G соответственно; $N=9$ — число членов в определителе Δ с разными степенями ν; $\Delta(N)_0=0$ — начальное значение массива $\Delta(N)$.

В более компактном виде

$$\begin{aligned}\Delta=\Delta(9)\nu^8+\Delta(8)\nu^7+\Delta(7)\nu^6+\Delta(6)\nu^5+\Delta(5)\nu^4+\Delta(4)\nu^3+\\+\Delta(3)\nu^2+\Delta(2)\nu+\Delta(1)=0\end{aligned}\qquad(6.39)$$

где $\Delta(9), \ldots, \Delta(1)$ — коэффициенты характеристического уравнения, значения которых здесь не приведены ввиду громоздкости математических выкладок и обилия вспомогательных величин. Они хранятся в памяти ЭВМ и определяются в результате решения уравнения (6.38) по пяти циклам N, I, J, K и L, причем цикл L является внутренним.

Устойчивость вращения ротора машины в радиальных подшипниках с газовой смазкой, описываемая характеристическим уравнением (6.39), определяется критериями устойчивости Рауса. В нашем случае схема Рауса имеет вид

$$\begin{array}{cccccc}\Delta(9) & \Delta(7) & \Delta(5) & \Delta(3) & \Delta(1) & 0\\ \Delta(8) & \Delta(6) & \Delta(4) & \Delta(2) & 0 & 0\\ C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & 0 & 0\\ E_{11} & E_{12} & E_{13} & 0 & 0 & 0\\ F_{11} & F_{12} & F_{13} & 0 & 0 & 0\\ X_{11} & X_{12} & 0 & 0 & 0 & 0\end{array}$$

$$\begin{matrix} Y_{11} & Y_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Z_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ V_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix}$$

Для обеспечения устойчивости системы все коэффициенты $\Delta(N)$ характеристического уравнения (6.39) и все элементы первого столбца схемы Рауса должны быть положительными:

$$\begin{gathered} \Delta(9)>0;\ \Delta(8)>0;\ C_{11}=\Delta(7)-\frac{\Delta(9)\,\Delta(6)}{\Delta(8)}>0; \\ E_{11}=\Delta(6)-\frac{\Delta(8)\,C_{12}}{C_{11}}>0;\quad F_{11}=C_{12}-\frac{C_{11}E_{12}}{E_{11}}>0; \\ X_{11}=E_{12}-\frac{E_{11}F_{12}}{F_{11}}>0;\quad Y_{11}=F_{12}-\frac{F_{11}X_{12}}{X_{11}}>0; \\ Z_{11}=X_{12}-\frac{X_{11}Y_{12}}{Y_{11}}>0;\ V_{11}=\Delta(1); \\ C_{12}=\Delta(5)-\frac{\Delta(9)\,\Delta(4)}{\Delta(8)}>0;\ E_{12}=\Delta(4)-\frac{\Delta(8)\,C_{13}}{C_{11}}>0; \\ C_{13}=\Delta(3)-\frac{\Delta(9)\,\Delta(2)}{\Delta(8)}>0;\quad F_{12}=C_{13}-\frac{C_{11}E_{13}}{E_{11}}>0; \\ E_{13}=\Delta(2)-\frac{\Delta(8)\,C_{14}}{C_{11}}>0;\ C_{14}=\Delta(1); \\ X_{12}=E_{13}-\frac{E_{11}F_{13}}{E_{11}}>0;\ F_{13}=\Delta(1);\quad Y_{12}=\Delta(1). \end{gathered} \tag{6.40}$$

Зависимости (6.40) рассчитывают на ЭВМ, как правило, методом последовательных приближений, т. е. задают ряд возрастающих значений ω и подставляют их последовательно во все неравенства (6.40) до тех пор, пока одно из них не изменит знак. Значение ω, при котором это произойдет, будет предельным. Предварительно выполняют следующие операции:

1. Вводят в память ЭВМ параметры газа и геометрические размеры таких элементов агрегата, как колеса турбомашины, подшипники, уплотнения, электрическая машина и др.

2. Вводят в память ЭВМ формулы (6.32) для вычисления коэффициентов жесткости и демпфирования гибридных подшипников, из системы уравнений (3.75) — соотношения для определения динамических составляющих реакции в лепестковых подшипниках, из системы уравнений (5.2) — зависимости для расчета составляющих силы магнитного тяжения в электрической машине, а также формулы (5.10) для вычисления динамических сил в детандере, (5.16) в компрессоре и (6.32) в уплотнениях соответственно.

3. Вводят в память ЭВМ формулы для определения коэффициентов, входящих в системы уравнений (6.35) и (6.37).

4. Рассчитывают на ЭВМ элементы определителя (6.38) и выполняют анализ неравенств (6.40) с целью определения $\omega_{пр}$.

Как показали экспериментальные исследования, на границе потери устойчивости продольная ось ротора в радиальных подшипниках совершает колебания вокруг положения равновесия с минимальной частотой колебаний системы подшипники — ротор, при которой собственная частота колебаний системы совпадает с частотой вращения ротора (синхронный резонанс). В связи с этим $\omega_{пр}$ можно определять из системы неравенств (6.40).

6.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ $\omega_{пр}$ ДЛЯ НЕНАГРУЖЕННОГО ГЛАДКОГО РОТОРА В ГИБРИДНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Как отмечалось в п. 6.4, причиной возникновения самовозбуждающихся колебаний роторов в гибридных радиальных гладких цилиндрических подшипниках является наличие тангенциальной составляющей $P_{п\tau}$ газодинамической реакции в газовом смазочном слое подшипника. Она действует по длине подшипника, где поток смазки в окружном и осевом направлениях — ламинарный. В подшипниках с наддувом газа вблизи дросселей в рабочем зазоре наблюдается турбулизация смазки (см. п. 4.2.4) на некоторой длине $L—L_э$ подшипника, уменьшающая тангенциальную силу и тем самым расширяющая диапазон устойчивых частот вращения ротора.

В некоторых практических случаях вращающийся ротор имеет простейшую конфигурацию. Например, электрошпиндель материалообрабатывающего сверлильного или высокоскоростного фрезерного станка имеет вид вала с практически постоянным сечением, в котором отсутствуют колеса, лабиринтные уплотнения и демпферы. В этом случае можно пренебречь силами магнитного тяжения в электродвигателе ввиду его малой мощности, а также не принимать во внимание угловые колебания ротора и влияние осевых опор. При этом ротор будет находиться под действием только реакций смазочного слоя радиальных подшипников (рис. 6.27), и система уравнений (6.32) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} &m\ddot{x}+B\dot{x}+Kx+Q\dot{y}-Jy=0,\\ &m\ddot{y}+B\dot{y}+Ky-Q\dot{x}+Jx=0. \end{aligned} \tag{6.41}$$

Полагая решение системы уравнений (6.41) в виде $x = Xe^{\nu\tau}$ и $y=Ye^{\nu\tau}$, получим определитель

$$\begin{vmatrix} \nu^2 m+\nu B+K & \nu Q-J \\ -\nu Q+J & \nu^2 m+\nu B+K \end{vmatrix}=0,$$

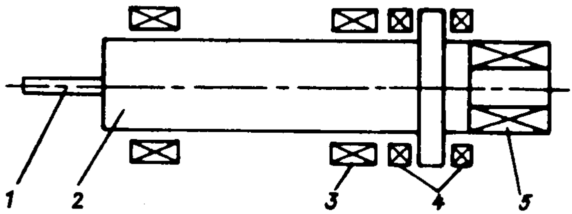


Рис. 6.27. Схема расчета устойчивости вращения гладкого шпинделя станка:

1 — инструмент (сверло, фреза); *2* — ротор; *3* — радиальные подшипники; *4* — осевые подшипники; *5* — ротор электропривода

раскрыв который, имеем характеристическое уравнение

$$a_0\nu^4+a_1\nu^3+a_2\nu^2+a_3\nu+a_4=0, \qquad (6.42)$$

где $a_0=m^2$; $a_1=2mB$; $a_2=2mK+B^2+Q^2$;

$$a_3=2(BK-QJ); \quad a_4=K^2+J^2.$$

Устойчивость вращения ротора, описываемого характеристическим уравнением (6.42), определяется критериями Рауса. В нашем случае коэффициенты $a_0, \ldots, a_4$ должны быть положительными, а схема Рауса должна иметь вид

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_2 \end{vmatrix} > 0,$$

или

$$a_1a_2a_3 > (a_1^2a_2+a_0a_3^2). \qquad (6.43)$$

Подставив в (6.43) вместо коэффициентов $a_0, \ldots, a_4$ их значения, получим

$$\begin{gathered} m>0;\ B>0; \\ 2mK+B^2+Q^2>0;\ BK-QJ>0; \qquad (6.44) \\ K^2+J^2>0;\ B(BK-QJ)>mJ^2. \end{gathered}$$

Выполненные расчеты показали, что для относительно коротких подшипников, применяемых в высокоскоростных роторах, как правило, $\Lambda<2$, неравенства (6.44) выполняются всегда и, кроме того, газодинамическая составляющая $K_{\text{дин}}$ жесткости смазочного газового слоя составляет не более 5% от статической $K_{\text{ст}}$, а произведение QJ — не более 5% от BK, т. е.

$$K_{\text{дин}} \ll K_{\text{ст}};$$

$$QJ \ll BK; \quad B \approx B|_{\omega=0} \approx B_{\text{ст}}.$$

С учетом этого последнее неравенство в системе неравенств (6.44) существенно упрощается:

$$J < \omega_0 B_{\text{ст}}.$$

На границе потери устойчивости вращения ротора на смазочном слое должно соблюдаться условие

$$J = \omega_0 B_{\text{ст}}. \tag{6.45}$$

Коэффициенты перекрестной жесткости J и демпфирования B вычисляют по зависимостям (4.89). Для рассматриваемого случая их можно привести к виду

$$J = \frac{6\mu\omega\pi L}{1+\Lambda_1^2}\left(\frac{D}{2H_0}\right)^3 \times$$
$$\times\left\{\varkappa^* - \frac{\lambda_1 \sin(\varkappa^*\beta_2) - \lambda_2 \operatorname{sh}(\varkappa^*\alpha_2)}{\frac{L}{D}\sqrt{1+\Lambda_1^2}\,[\cos(\varkappa^*\beta_2 + \operatorname{ch}(\varkappa^*\alpha_2))]}\right\}; \tag{6.46}$$

$$B_{\text{ст}} = 12\mu\pi L\left(\frac{D}{2H_0}\right)^3\left(1 - \frac{D}{L}\operatorname{th}\frac{L}{D}\right). \tag{6.47}$$

В этих выражениях

$$\varkappa^* = 1 + \left(10{,}92 - 123\frac{h_{\text{с}}}{L}\right)[(10^{-2}\,\mathrm{Re}_3 + C)^{-1} - C^{-1}]; \tag{6.48}$$

$$\mathrm{Re}_3 = \frac{\mathrm{Re}_{\text{с}} N_{\text{др}} d_{\text{с}}}{4D}; \tag{6.49}$$

$$C = \left[\frac{1{,}073}{(d_{\text{с}}/L) + 0{,}072} - 6{,}04\right]\sqrt{\frac{k+1}{k-1}};$$

$$\mathrm{Re}_{\text{с}} = \frac{2\,(\bar{p}_m^2 - \bar{p}_{\text{а}}^2)\,p_S^2 H_0^3 D}{3N_{\text{др}} d_{\text{с}} L \mu^2 R_{\text{г}} T_S z_{\text{г}}} \tag{6.50}$$

или при $\bar{p}_m \leqslant \bar{p}_{\text{кр}}$,

$$\mathrm{Re}_{\text{с}} = \frac{2{,}8\Phi_{m\,\text{кр}}\, p_S H_0}{\mu\sqrt{R_{\text{г}} T_S z_{\text{г}}}};$$

параметры Λ_1, λ_1, β_2, λ_2, α_2 те же, что и в зависимостях (4.89); $\omega = \omega_{\text{пр}}$ на границе потери устойчивости.

Подставив зависимости (6.46) и (6.47) в выражение (6.45), получим

$$\frac{f_0}{f_{\text{пр}}} = \frac{\varkappa^* - \dfrac{\lambda_1 \sin(\varkappa^*\beta_2) - \lambda_2 \operatorname{sh}(\varkappa^*\alpha_2)}{\left(\frac{L}{D}\right)\sqrt{1+\Lambda_1^2}\,[\cos(\varkappa^*\beta_2) + \operatorname{ch}(\varkappa^*\alpha_2)]}}{2(1+\Lambda_1^2)\,[1 - (D/L)\operatorname{th}(L/D)]}. \tag{6.51}$$

Поскольку на практике $\Lambda_1 < 2$, то предварительно проведенные расчеты показали, что учет Λ_1 слабо изменяет окончательный результат (не более чем на 3%). Поэтому зависимость (6.51) можно упростить, приняв $\Lambda_1=0$:

$$\frac{f_0}{f_{\text{пр}}}=\frac{\bar{L}\varkappa^*-\operatorname{th}(\bar{L}\varkappa^*)}{2(\bar{L}-\operatorname{th}\bar{L})}, \tag{6.52}$$

где $\bar{L}=L/D$.

В зависимостях (6.46), (6.51), (6.52) введен корректирующий экспериментальный коэффициент $\varkappa^*=L_э/L$, учитывающий степень нарушения ламинарности потока ($L_э$) смазки по длине подшипника (L). Коэффициент $\varkappa^*$ получен путем подстановки экспериментальных значений f_0 и $f_{\text{пр}}$ в выражение (6.52). Математическая обработка графической зависимости $\varkappa^*$ от $Re_з$ для подшипников с различными значениями L, d_c, H_0, p_s при использовании He, CO_2 или воздуха позволила получить эмпирическую зависимость (6.48).

В приложении 4 дана программа расчета $\omega_{\text{пр}}$ по изложенной методике на алгоритмическом языке Фортран-77.

6.9. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РОТОР — ПОДШИПНИКИ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

В настоящее время еще не создан универсальный подшипник, который бы успешно работал в любых условиях эксплуатации того или иного агрегата. Подшипники каждого типа имеют свою ограниченную область применения, а конструктору часто бывает необходимо оптимизировать какой-либо из параметров системы ротор — подшипники. При этом необходимо учитывать следующее:

1. Длина ротора должна обеспечивать максимальную собственную частоту f_0 системы.

2. Слой газовой смазки в подшипниках в некоторых случаях, например в станках, должен иметь максимальную жесткость.

3. Расход энергии в подшипниках должен быть минимальным.

4. В быстроходных машинах подшипники с газовой смазкой должны обеспечивать максимально возможную частоту вращения ротора $f_{\text{пр}}$.

5. Газовая смазка должна быть устойчивой во всем диапазоне изменения рабочих зазоров в газостатическом подшипнике.

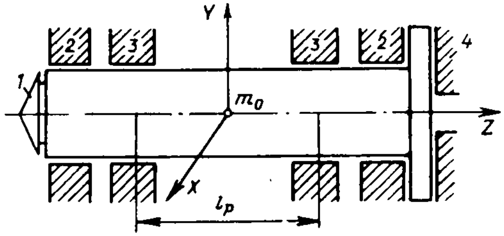
6.9.1. Влияние длины ротора на собственную частоту колебаний f_0

В отличие от подшипников с несжимаемой смазкой газодинамические радиальные подшипники с наддувом обладают плохими демпфирующими свойствами, что определяет относительно низкую предельную частоту вращения ротора, которая связана определенной зависимостью с собственной частотой колебаний системы f_0 (см. формулы (6.16) и (6.17)).

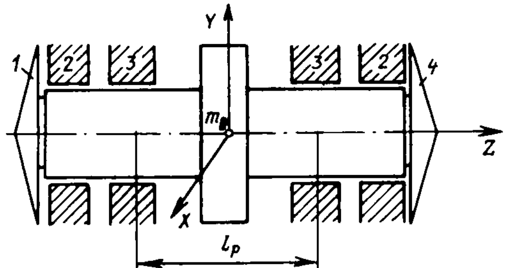
Например, при использовании роторов турбомашин низкотемпературных установок, имеющих большие консоли с колесами, как правило, в начале возникают колебания ротора с частотой $f_{0\,\text{кон}}$. Имеет принципиальное значение, какой из резонансов наступит первым, так как частота f_0 связана с $f_{\text{пр}}$ следующим образом: колебания ротора на границе потери устойчивости движения происходят всегда с минимальной частотой системы.

Из зависимости (6.16) видно, что изменяя массу ротора, можно воздействовать на $f_{0\,ц}$. Так, при увеличении m частота $f_{0\,ц}$ уменьшается и наоборот. Что же касается частоты $f_{0\,кон}$, то ее зависимость от массы ротора сложнее. Всегда требуется увеличивать $f_{0\,кон}$ при неизменной жесткости слоя газовой смазки в подшипниках.

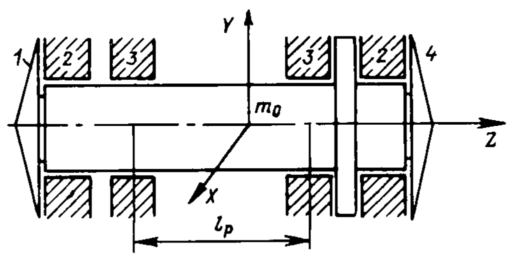
У большинства агрегатов с подшипниками на газовой смазке конфигурация ротора может быть выполнена по одной из трех схем, представленных на рис. 6.28. Схема, изображенная на рис. 6.28, *а*, характерна для шпинделей материалообрабатывающих станков, криогенных микротурбодетандеров, у которых диаметр рабочего колеса либо меньше, либо равен диаметру вала, а торможение (утилизация мощности, вырабатываемой детандерной частью) осуществляется либо вследствие изменения мощности тре-



а



б



в

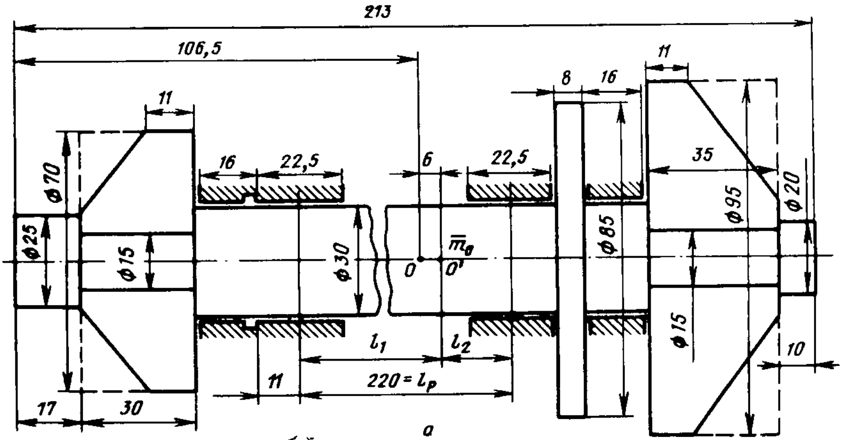
Рис. 6.28. Типичные конструктивные схемы роторов в электрошпинделях и микротурбодетандерах (*а*), турбодетандерах систем кондиционирования воздуха (*б*), турбодетандерах криогенных установок (*в*):

1 — детандер; 2 — уплотнение; 3 — радиальный подшипник; 4 — устройство, тормозящее детандер (ступень вентилятора, нагнетателя или компрессора; электрогенератор)

ния в подшипниках, при изменении зазора, либо электрическим генератором. Схема, показанная на рис. 6.28, *б* (пята осевого подшипника расположена близко к центру симметрии ротора), характерна для турбодетандеров, работающих в системах кондиционирования летательных аппаратов, например самолетов. Наконец, приведенная на рис. 6.28, *в* схема (пята ротора расположена ближе к теплой зоне турбомашины), встречается в турбодетандерах криогенных установок.

Для первой и третьей схем характерно то, что между радиальными подшипниками имеется гладкий цилиндрический участок ротора постоянного диаметра длиной $l_р+L$. В то же время из зависимости (6.17) следует, что при постоянной жесткости смазочного слоя подшипника частота $f_{0\,кон}$ зависит от расстояния $l_р$ между серединами радиальных подшипников для машины с одинаковыми размерами проточной части и лабиринтных уплотнений (если они имеются). От $l_р$ зависит также экваториальный $I_x=I_y$ и полярный I_z моменты инерции ротора. Отсюда напрашивается предположение, что частота $f_{0\,кон}$ будет максимальной только при одном расстоянии $l_р=l_{р.\,опт}$, т. е. комплекс $(I_x-I_z)/2l_р^2$, входящий в зависимость (6.17), имеет экстремум при изменении $l_р$, но при условии, что остальные геометрические размеры ротора постоянны. Для определения $l_{р.\,опт}$ можно пойти двумя путями:

1) вычислить $f_{0\,кон}$ для каждого наперед заданного значения $l_р$, по-



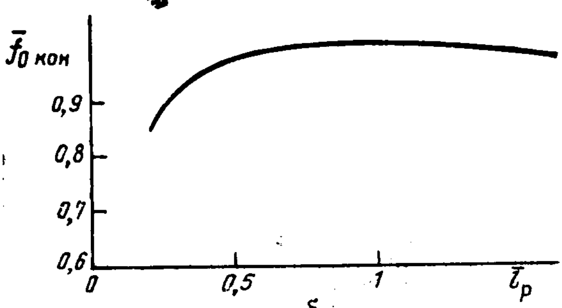


Рис. 6.29. Пример исполнения ротора турбодетандера (*а*) и зависимость для расчета $\bar{l}_{р.\,опт}$ (*б*):

О — центр геометрической симметрии ротора; *О'* — центр масс ротора строить зависимость $f_{0\,кон}$ от $l_р$, найти на ней максимальное значение $f_{0\,кон\,max}$ и сответствующее ему значение $l_{р.\,опт}$;

2) продифференцировать уравнение (6.17) по $l_р$ при постоянном значении жесткости K, найти производную $df_{0\,кон}\,dl_р$ и, приравняв ее нулю, из получившегося уравнения

$$\frac{d\left(\frac{2l^2_{р.опт}}{I_x-I_z}\right)}{dl_р}=0 \qquad (6.53)$$

определить $l_{р.\,опт}$.

На практике, как правило, вначале определяют $l_{р.\,опт}$ из условия $df_{0\,кон}/dl_р=0$, а затем строят зависимость $f_{0\,кон}$ от $l_р$, чтобы знать, в каких пределах можно изменять $l_р$ в ту или иную сторону от $l_{р.\,опт}$, чтобы не слишком снижать частоту $f_{0\,кон}$ от ее максимального значения $f_{0\,кон\,max}$.

При определении $l_{р.\,опт}$ конструктор подшипников может варьировать только расстоянием $l_р$. Нужно стремиться к тому, чтобы центр масс ротора находился, по возможности, на равном расстоянии от середины каждого из радиальных подшипников, обеспечивая этим одинаковые условия для их работы, т. е. чтобы на каждый подшипник приходилась одинаковая часть силы тяжести ротора. Особенно это важно для газодинамических подшипников, чтобы обеспечить в них одновременное наступление режима газодинамического трения. Для определения массовых моментов инерции ротора можно воспользоваться известными из механики зависимостями.

На рис. 6.29, *а* приведен пример исполнения ротора турбодетандера, близкого к схеме, показанной на рис. 6.28, *в*, а на рис. 6.29, *б* для него дана зависимость $\bar{f}_{0\,кон}=f_{0\,кон}/f_{0\,кон\,max}$ от $\bar{l}_р=l_р/l_{р.\,опт}$. Видно, что имеется оптимальное значение $l_р$, при котором будет наибольшая частота

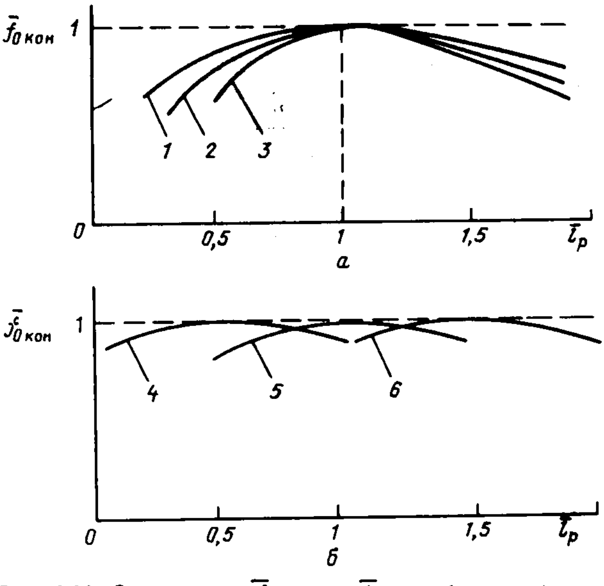


Рис. 6.30. Зависимость $\bar{f}_{0\,кон}$ от $\bar{l}_р$ при $l_р=\mathrm{const}$ и переменных массах колес (*а*), а также при разных длинах консолей (*б*):

1—3 — для колеса малой, средней и большой массы соответственно; *4—6* — для консоли малой, средней, большой длины соответственно

$f_{0\,кон}$. Однако изменение $l_р$ в пределах 50% от $l_{р.\,опт}$ незначительно влияет на величину $f_{0\,кон}$ (для приведенного примера не более чем на 10%).

На рис. 6.30 дана качественная картина изменения $\bar{f}_{0\,кон}$ от $\bar{l}_р$.

На основании приведенных данных можно сделать следующие выводы:

1) при постоянном $\bar{l}_р$ частота $\bar{f}_{0\,кон}$ зависит от массы колес (см. рис. 6.30, *а*);

2) длина $l_{р.\,опт}$ зависит от длины консолей при постоянной массе колес (см. рис. 6.30, *б*);

3) уменьшение $\bar{l}_р$ по отношению к $\bar{l}_{р.\,опт}$ сказывается больше на $\bar{f}_{0\,кон}$, чем увеличение $\bar{l}_р$ по отношению к $\bar{l}_{р.\,опт}$ (см. рис. 6.30, *б*);

4) для всех полученных характеристик зависимость $\bar{f}_{0\,кон}$ от $\bar{l}_р$ мала.

Выполненный анализ позволяет сделать вывод о том, что изменение $l_р$ в довольно больших пределах незначительно сказывается на $f_{0\,кон}$, поэтому иногда этим влиянием можно пренебречь. Однако слишком короткие роторы все же выполнять не рекомендуется.

6.9.2. Определение максимальной жесткости слоя газовой смазки

6.9.2.1. Газостатические радиальный и осевой подшипники

В некоторых устройствах, например в станках, от подшипника требуется обеспечить максимальную жесткость слоя газовой смазки. При постоянной длине подшипника и постоянных давлениях p_0 и p_S в этом случае необходимо определить оптимальное соотношение между d_c и H_0.

Установлено, что максимальная жесткость слоя газовой смазки в подшипнике достигается при определении $\bar{p}_{m\,опт}$, изменяющемся в зависимости от $\bar{p}_0$. Так для воздуха при $\bar{p}_а=0$ давление $\bar{p}_{m\,опт}=0{,}63$. Максимальная жесткость слоя газовой смазки наблюдается на границе перехода в дросселе ламинарного течения газа в турбулентное.

На рис. 6.31 для разных газов приведен график изменения $\bar{p}_{m\,опт}$ от давления $p_а$.

Зная давление $\bar{p}_{m\,опт}$ и задавшись d_c, можно определить $H_{0\,опт}$ или, наоборот, задавшись H_0, можно определить $d_{c\,опт}$.

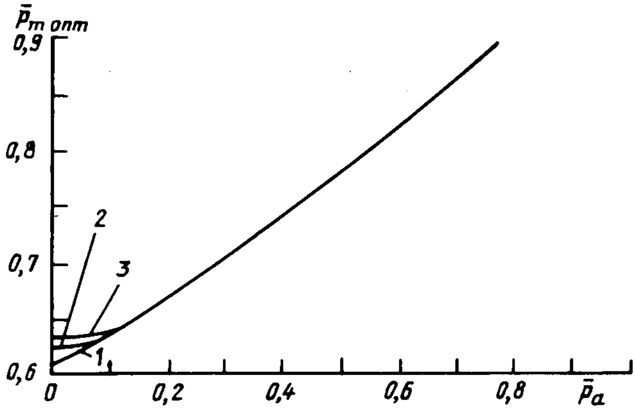


Рис. 6.31. Зависимость $\bar{p}_{m\,опт}$ от $\bar{p}_а$ для газов с показателем изоэнтропы k, равным 1 (*1*), 1,4 (*2*) и 1,66 (*3*)

Если для установившегося режима течения газа в зазоре приравнять между собой расходы газа через дроссель и элемент зазора, то формула для определения $H_{0\,\text{опт}}$ будет иметь вид

$$H_{0\,\text{опт}}=\sqrt{\frac{\Phi_{m\,\text{опт}}d_{\text{с.опт}}\xi_{\text{с}}12\pi\mu\sqrt{R_{\text{г}}T_s z_{\text{г}}}}{C_m p_s\left(\overline{p}^2_{m\,\text{опт}}-\overline{p}_{\text{а}}^2\right)}}. \qquad (6.54)$$

Здесь

$$\Phi_{m\text{опт}}=\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left(\overline{p}^{2/k}_{m\,\text{опт}}-\overline{p}^{\frac{k+1}{k}}_{m\,\text{опт}}\right)}. \qquad (6.55)$$

Для определения зазора $H_{0\,\text{опт}}$, при котором получается максимальная жесткость слоя газовой смазки в газостатических подшипниках любого типа, предварительно необходимо задать значения L/D, $N_{\text{др}}$, D, $d_{\text{с}}$ при $\overline{p}_{m\,\text{опт}}$. Порядок определения $H_{0\,\text{опт}}$ по зависимости (6.59) следующий:

1) для данного газа из рис. 6.31 определяют $\overline{p}_{m\,\text{опт}}$ в зависимости от $\overline{p}_{\text{а}}$;

2) по формуле (6.60) вычисляют $\Phi_{m\,\text{опт}}$;

3) задаются значениями L/D, D, $N_{\text{др}}$, $d_{\text{с}}$ при $\xi_{\text{с}}=0{,}75$;

4) по формуле (6.59) рассчитывают $H_{0\,\text{опт}}$;

5) из зависимости (4.15) определяют расход газа G_m через зазор;

6) по формуле (6.50) вычисляют число Рейнольдса $\text{Re}_{\text{с}}$;

7) определяют модуль дросселя $m_{\text{с опт}}=4H_{0\,\text{опт}}/d_{\text{с опт}}$;

8) для полученных значений $\text{Re}_{\text{с}}$ и $m_{\text{с опт}}$ по формуле (4.8) или (4.9) вычисляют соответственно $\xi_{\text{с}}$ или $\xi_{\text{к}}$;

9) сравнивают значение ξ, полученное в п. 8 с заданным в п. 3; если они не равны между собой, то расчет повторяют для новых значений $d_{\text{с опт}}$ до тех пор, пока значения ξ не совпадут между собой.

При расчете по формуле (6.50) диаметр дросселя выбирают в пределах 0,1—1,2 мм с таким расчетом, чтобы он соответствовал стандартным диаметрам выпускаемых сверл и разверток или диаметру луча лазера, если отверстия прожигают с применением лазерной установки. Однако значение $H_{0\,\text{опт}}$ не должно быть слишком мало, так как такие зазоры технологически трудно исполнить, а подшипник, изготовленный с малыми зазорами, склонен к явлению «запирания» дросселей и к потере статической жесткости.

6.9.2.2. Газостатический радиальный подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

По условиям работы ротора, вращающегося в газостатических радиальных сегментных подшипниках, иногда требуется регулировать жесткость смазочного газового слоя при неизменных параметрах газа и геометрических размерах подшипника. Это бывает необходимо тогда, когда одна или несколько собственных частот колебаний системы ротор — подшипники совпадают или близки с рабочей частотой вращения ротора. Кроме того, жесткость в подшипниках желательно иметь максимальной, а также всегда необходимо обеспечивать определенное соотношение между высотой зазора под опорой сегмента и высотой выходной кромки, чтобы последняя в процессе газодинамического трения при любых режимах работы ротора не смогла «всухую» коснуться поверхности цапфы ротора. Все перечисленные требования могут быть обеспечены, если сегменты с помощью радиальных винтов установить принудительно в определенном угловом положении относительно корпуса или рабочей поверхности цапфы вала.

Следовательно, еще на стадии проектирования можно разработать конструкцию сегментного подшипника с максимальной или регулируемой жесткостью, если это необходимо по условиям работы агрегата, где установлены подшипники. В этом случае жесткость имеет максимальное значение при $H_д = H_ш = 1{,}0 \dots 1{,}1$, где $H_д$ и $H_ш$ — соответственно высота зазора в точках *д* и *б* (см. рис. 4.17).

6.9.3. Определение $H_{0опт}$ из условия минимальных затрат энергии в газодинамических подшипниках с наддувом газа в рабочий зазор

В некоторых агрегатах с быстро вращающимися роторами затраты энергии в подшипниках с газовой смазкой существенно сказываются на экономичности работы всей установки. Это особенно важно в транспортных установках и на летательных аппаратах (особенно космических), где предъявляются более жесткие требования к расходу энергии, чем в стационарных установках, тем более, что общий расход энергии в подшипниках с газовой смазкой быстроходных агрегатов не так уж мал, чтобы им можно было бы пренебречь.

При суммировании мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на газодинамическое трение, и мощности $N_{ком}$, потребляемой компрессором при сжатии газа, поступающего затем на наддув в подшипники, всегда найдется такой зазор $H_{0опт}$, при котором суммарный расход энергии $N_э$ будет минимальным (рис. 6.32):

$$N_э = N_{ком} + N_{тр}. \tag{6.56}$$

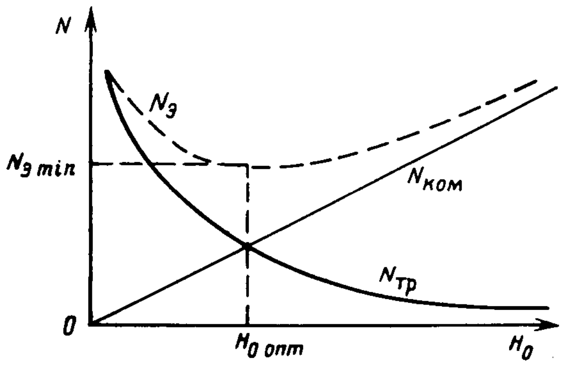


Рис. 6.32. Изменение мощности $N_к$, расходуемой на сжатие газа в компрессоре, мощности $N_{тр}$ газодинамического трения и суммарной мощности $N_э$, расходуемой в зависимости от толщины радиального зазора H_0

Для нахождения $N_{э\,min}$ необходимо определить производную $\partial N_э/\partial H_0$ и приравнять ее нулю, т. е. обеспечить условие

$$\frac{\partial N_э}{\partial H_0} = \frac{\partial N_{ком}}{\partial H_0} + \frac{\partial N_{тр}}{\partial H_0} = 0. \tag{6.57}$$

Анализ уравнения (6.62) показал, что при $H_{0опт}$ (см. рис. 6.32) имеет место равенство $N_{ком} = N_{тр}$ только при критическом режиме истечения газа из дросселей. С некоторой погрешностью (из-за изменения коэффициента трения газа) можно считать это равенство справедливым и для докритического режима истечения. Определим составляющие уравнения (6.56).

Таблица 6.1

Зависимости для вычисления $N_{ком}$, $N_{тр}$ и $H_{опт}$ в различных типах газовых подшипников

Тип подшипника	Формула для вычисления		
	$N_{ком}$	$N_{тр}$	$H_{0\,опт}$
Рис. В3, *а*	E_0G_{m0}	$\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{4H_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{4G_{m_0}E_0\sqrt{1-\varepsilon^2}}$
Рис. В3, *д—е*	E_0G_{m0}	$\dfrac{E_1}{H_0}$ при $\varepsilon<1$, $\dfrac{E_2}{H_0}$ при $\varepsilon>1$	$\dfrac{E_1}{E_0G_{m_0}}$ при $\varepsilon<1$, $\dfrac{E_2}{E_0G_{m_0}}$ при $\varepsilon>1$
Рис. В3, *г*	E_0G_{m0}	$\dfrac{E_1+E_2}{H_0}$	$\dfrac{E_1+E_2}{E_0G_{m_0}}$
Рис. В3, *ж—з*	$E_0G_{m0}\times$ $\times(1+\varepsilon_{cr})$ или $E_0G_{m0}\times$ $\times(1-\varepsilon_{cr})$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{2H_0}\sum\limits_1^{N_{cr}}E_3$ при $\varepsilon^*<1$, $\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{4H_0}\sum\limits_1^{N_{cr}}E_4$ при $\varepsilon^*>1$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{2E_0G_{m_0}(1-\varepsilon_{cr})}\sum\limits_1^{N_{cr}}E_3$ при $\varepsilon^*<1$, $\dfrac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{4E_0G_{m_0}(1+\varepsilon_{cr})}\sum\limits_1^{N_{cr}}E_4$ при $\varepsilon^*>1$
Рис. В4, *в—г*	E_0G_{m0}	$\dfrac{\pi\mu\omega^2R_b^4}{2H_m}$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2R_в^4}{2E_0G_{m_0}}$
Рис. В4, *а, б, д*	$E_0G_{m\,0}$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2(R_в^4-R_н^4)}{2H_m}$	$\dfrac{\pi\mu\omega^2(R_в^4-R_н^4)}{2E_0G_{m_0}}$

Примечание: В приведенных соотношениях приняты следующие обозначения:

$$E_1=\frac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{2(1-\varepsilon)}\sqrt{\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}}\,\mathrm{arctg}\left(\sqrt{\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}}\,\mathrm{tg}\,\frac{\beta}{2}\right);$$

$$E_2=\frac{\pi\mu\omega^2D^3LN_{вкл}}{4(1+\varepsilon)}\sqrt{\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}}\ln\frac{\sqrt{(\varepsilon-1)/(\varepsilon+1)}\,\mathrm{tg}(\beta/2)+1}{\sqrt{(\varepsilon-1)/(\varepsilon+1)}\,\mathrm{tg}(\beta/2)-1};$$

$$E_3=\frac{\sqrt{(1+\varepsilon^*)/(1-\varepsilon^*)}\,\mathrm{arctg}\left[\sqrt{(1-\varepsilon^*)/(1+\varepsilon^*)}\,\mathrm{tg}(\beta/2)\right]}{1-\varepsilon_{cr}+\varepsilon\cos\left[2\pi(m-1)/N_{cr}+\Theta_N\right]};$$

$$E_4=\frac{\sqrt{(\varepsilon^*+1)/(\varepsilon^*-1)}\ln\left\{[\sqrt{(\varepsilon^*-1)(\varepsilon+1)}\times \times\operatorname{tg}(\beta/2)+1]\Big/\left[\sqrt{(\varepsilon^*-1)/(\varepsilon+1)}\ \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right)-1\right]\right\}}{1+\varepsilon^*},$$

где $\varepsilon^*=\varepsilon_{\text{cr}}+\varepsilon\cos[2\pi(m-1)/N_{\text{cr}}+\Theta_N]$.

Обычно процесс сжатия в компрессоре идет по изоэнтропе с показателем k. С учетом изоэнтропического коэффициента полезного действия компрессора $\eta_{\text{ад}}$ и приводного электродвигателя компрессора $\eta_{\text{дв}}$ зависимость для определения мощности, затрачиваемой на сжатие газа, имеет вид

$$N_{\text{ком}}=\frac{N_{\text{вкл}}G_{\text{п}}R_{\text{г}}T_S k}{\eta_{\text{ад}}\eta_{\text{дв}}(k-1)}\left[\left(\frac{p_S+\Delta p_{\text{ком}}}{p_{\text{а}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]. \quad (6.58)$$

В радиальном подшипнике с эксцентрично расположенной цапфой ротора расход газа через все дроссели различен. Однако, как показали экспериментальные исследования, для всего подшипника он практически постоянен при изменении эксцентриситета. Следовательно, можно определить расход газа через весь подшипник при $e=0$

$$C_{\text{п}}=N_{\text{др}}G_{m0}. \quad (6.59)$$

С учетом формулы (6.58) зависимость (6.59) можно записать в виде

$$N_{\text{ком}}=E_0G_{m0}, \quad (6.60)$$

где

$$E_0=\frac{N_{\text{вкл}}N_{\text{др}}R_{\text{г}}I_S k}{\eta_{\text{ад}}\eta_{\text{дв}}(k-1)}\left[\left(\frac{p_S+\Delta p_{\text{ком}}}{p_{\text{а}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]. \quad (6.61)$$

Расход энергии $N_{\text{тр}}$, затраченной на газодинамическое трение в подшипнике, можно определить из зависимости (1.8). Эти формулы справедливы для подшипников с газовой смазкой, приведенных на рис. В3 и В4.

Основные соотношения для определения $N_{\text{ком}}$, $N_{\text{тр}}$, $H_{0\,\text{опт}}$ для этих подшипников при ограничении расхода с помощью дросселей, показанных на рис. 4.3, даны в табл. 6.1.

Обычно в реальных конструкциях валы опираются на два радиальных подшипника и имеют один осевой подшипник. Рассмотрим конкретный пример.

Определим $H_{0\,\text{опт}}$ при минимальном расходе энергии в системе ротор — подшипники. Параметры радиального подшипника: гладкий цилиндрический с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» в каждом вкладыше, $p_S=0{,}6$ МПа; $p_{\text{а}}=0{,}098$ МПа; $\Delta_{\text{ком}}=0{,}05$ МПа; $\mu=17{,}8$ мкПа·с; $D=30$ мм; $L=16{,}5$ мм; $\eta_{\text{ад}}=0{,}95$; $n=135\,000$ мин$^{-1}$; $d_c=0{,}5$ мм; $\varepsilon=0$; $\xi_c=0{,}8$; $R_{\text{г}}=287$ Дж/(кг·К); $T_S=293$ К; $N_{\text{вкл}}=2$; $N_{\text{др}}=10$.
Параметры осевого подшипника: кольцевой односторонний с дросселями, выполненными в виде кольцевого сопла, $d_c=0{,}83$ мм; $N_{\text{др}}=16$; $p_s=0{,}5$ МПа; $D_{\text{н}}=35$ мм, $D_{\text{в}}=65$ мм. Рабочий газ — воздух.

Выполнив расчеты в порядке и по методике, изложенной в п. 6.9.2, получим $H_{0\,\text{опт}}=35$ мкм. При этом общий расход энергии в подшипниках $N_{\text{э}\min}=754$ Вт (302 Вт в радиальном и 452 Вт в осевом подшипнике).

Видно, что в подшипниках с газовой смазкой расход энергии не так мал, как может показаться на первый взгляд, поэтому его необходимо учитывать, особенно при расчете потребления энергии в условиях работы установок небольшой мощности.

Интересно также проанализировать, намного ли будет отличаться расход энергии, если высота зазора будет неоптимальной. При неизменных условиях работы осевого подшипника увеличим в радиальных подшипниках толщину зазора H_0 с 35 до 43 мкм. Тогда в результате получим $N_э = N_{ком} + N_{тр} = 400 + 57{,}3 = 457{,}3$ Вт, т. е. общий расход энергии в радиальных подшипниках увеличился в 1,51 раза. Это показывает, что для обеспечения минимума энергопотребления в подшипниках необходимо вычислять $H_{0\,опт}$ и экономичнее применять газодинамические подшипники с наддувом, чем без него.

6.9.4. Определение $\omega_{пр\,max}$ в газодинамических радиальных подшипниках с наддувом газа в рабочий зазор

Экспериментально установлено, что можно найти такое значение высоты зазора $H_{0\,опт}$, при котором при прочих неизменных условиях скорость вращения ротора будет максимальной. Для этого нужно исследовать неравенства (6.40) для разных H_0 и определить на полученной кривой $\omega_{пр}$—H_0 точку, в которой производная $\partial\omega_{пр}/\partial H_0 = 0$. В этой точке оптимальной высоте зазора $H_{0\,опт}$ будет соответствовать максимальная предельная скорость вращения ротора $\omega_{пр\,max}$, а при $p_S = \mathrm{const}$ после дросселей в зазоре наступает турбулентное течение газа. Область такого течения газа со скоростью $\omega_{пр\,max}$ существует в диапазоне изменения Re_c от 2000 до 5000. При $\mathrm{Re}_c < 2000$ и $\mathrm{Re}_c > 5000$ предельная скорость уменьшается. В обоих случаях это можно объяснить уменьшением жесткости слоя газовой смазки. Увеличение $\omega_{пр}$ в коротких подшипниках связано в основном с наступлением турбулентного течения газа в некоторой части зазора подшипника.

Из сказанного следует, что $\omega_{пр\,max}$ можно предсказать еще на стадии теоретического исследования газостатических подшипников: построить зависимость газостатической жесткости от высоты радиального зазора H_0 при $\varepsilon \to 0$ и с помощью соотношений (6.40) определить $\omega_{пр\,max}$.

Однако на практике технологически трудно обеспечить оптимальную высоту радиального зазора. На современных серийно выпускаемых материалообрабатывающих станках $H_{0\,опт}$ можно получить только с определенным допуском, равным примерно ± 2 мкм и выше, что равносильно снижению $\omega_{пр}$ на 10—15%. Кроме того, не всегда найденному из расчета значению $H_{0\,опт}$ соответствует желаемая для работы $\omega_{пр\,max}$.

6.9.5. Комплексный подход к расчету и конструированию виброустойчивых подшипников с газовой смазкой

Проблема создания надежных подшипниковых узлов с газовой смазкой и новых методов их расчета для быстроходных машин со сложной динамической системой делает весьма актуальными как исследование отдельных элементов машин, так и совместного их влияния на $\omega_{пр}$ ротора, являющуюся основной рабочей характеристикой. Совершенствование методов расчета основных характеристик известных и мало изученных типов подшипников, а также учет влияния на устойчивость вращения ротора характеристик других элементов машин позволяет разработать подшипниковые узлы с газовой смазкой с улучшенными характеристиками. При этом результаты экспериментальных исследований необходимо сочетать с математическим моделированием поведения динамической системы на ЭВМ с использованием математических моделей ее элементов с явно выраженной структурой. Динамическая часть машины тогда представляется как сложная система, состоящая из отдельных элементов с однородными характеристиками и связями, степень влияния которых на $\omega_{пр}$ в целом неочевидна. Поэтому при исследовании устойчивости вращения роторов машин с газовыми подшипниками необходим комплексный (системный) подход.

Во время индивидуального обучения перед учащимися ставятся следующие задачи:

1) дополнить существующие научные и практические данные по вопросам проектирования физических процессов на стендах для мало изученных типов подшипников;

2) исследовать влияние типа подшипника на устойчивость вращения в нем ротора;

3) исследовать комплексное влияние элементов сложной динамической системы ротор — подшипники на устойчивость вращения роторов в подшипниках с газовой смазкой.

Обычно выбор и расчет подшипников с газовой смазкой для агрегатов проводят после того, как определены размеры агрегата в целом, а подшипники встраивают в уже полученную конструкцию. Однако ход всех исследований, изложенных в настоящем учебнике, предопределяет другой комплексный подход к созданию изделий с подшипниками на газовой смазке (рис. 6.33).

Выбор того или иного типа радиального подшипника с газовой смазкой обусловлен спецификой работы машины, в которой он будет установлен, поэтому можно дать общие рекомендации по выбору радиальных подшипников для машин в зависимости от условий их работы.

а. Ротор вращается с небольшой частотой $f_р$, мощность машины относительно небольшая, стабильность вращения ротора относительно радиальных уплотнений должна быть высокой (изделие работает стационарно), имеется источник сжатого газа.

В этом случае подшипник вначале проектируют газодинамическим с наддувом на максимальную жесткость и отношением $L/D \geqslant 1$ при данном давлении наддува. Рассчитывают $f_{пр}$. Если в результате расчета получено $f_{пр} < f_р$, то далее расчет выполняют, как изложено в п. «б», если же получено $f_{пр} > f_р$, то выбирают этот тип подшипника.

б. Ротор вращается с большой частотой, мощность машины относительно небольшая (несколько киловатт), стабильность вращения ротора относительно радиальных уплотнений должна быть высокой, условия работы агрегата — стационарные.

Подшипник проектируют на достижение максимальной $f_{пр}$ (т. е. коротким) с таким расчетом, чтобы в его рабочем зазоре наступило турбулентное течение газа на части длины подшипника. Для большей эффективности подшипник делают с несколькими одинаковыми вкладышами. Если не соблюдается условие $f_{пр} > f_р$ или получается слишком большой расход газа на наддув, то нужно выбрать подшипник другого типа (сегментный или лепестковый).

в. Ротор вращается с большой частотой, мощность машины составляет несколько десятков киловатт, упругие элементы под опорами сегментов отсутствуют, имеется источник наддува газа, зазор в радиальных уплотнениях мал, условия работы агрегата — стационарные.

Лучше сразу применить или газодинамический лепестковый, или газодинамический сегментный подшипник с наддувом газа в рабочий зазор на период пуска и остановки ротора.

г. Ротор вращается с большой частотой, мощность машины составляет несколько десятков или сотен киловатт, нет источника наддува сжатого газа, зазор в радиальном уплотнении мал.

Здесь наиболее подходят лепестковые подшипники, особенно, если агрегат установлен на транспортном средстве.

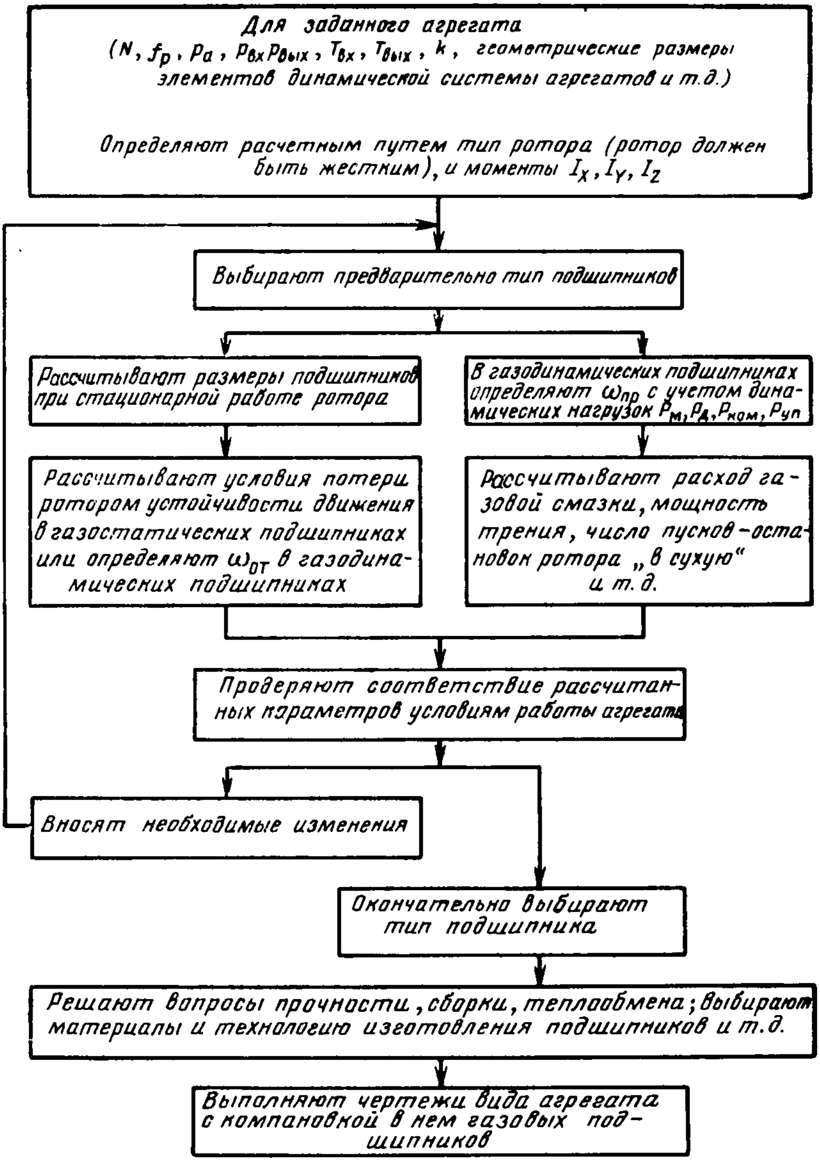


Рис. 6.33. Последовательность расчета и компоновки в агрегате виброустойчивых подшипников с газовой смазкой

ками или лепестковые. При этом нужно стремиться к уменьшению осевой силы. Для этого колеса турбомашины выполняют с покрывными дисками. Однако это может привести к увеличению возмущающих сил, возникающих в уплотнениях.

7. ИЗГОТОВЛЕНИЕ И МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РОТОР — ПОДШИПНИКИ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

Вопросы изготовления, подбора материалов поверхностей трения в подшипниках с газовой смазкой и их экспериментальных исследований являются основными для обеспечения надежности работы подшипниковых узлов. Опыт, накопленный при решении аналогичных задач для подшипников с жидкостной смазкой, практически нельзя перенести на газовую смазку, которая обладает меньшей жесткостью и не обладает свойствами граничной смазки. Поэтому в данном разделе рассмотрим затронутые вопросы с учетом свойств газовой смазки.

7.1. МАТЕРИАЛЫ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАР ГАЗОВЫЙ ПОДШИПНИК — РОТОР

Несмотря на то, что подшипники с газовой смазкой применяются давно, проблема выбора материалов для них еще далеко не решена. Выбор материалов рабочих поверхностей подшипников и входящих в них цапф роторов зависит от многих факторов и особенностей, связанных с применением газовой смазки. В газовой смазке, не обладающей свойствами граничной смазки, при прекращении подачи газа в рабочий зазор подшипника граничный слой относительно быстро разрушается, что приводит к контакту скользящих одна относительно другой поверхностей без смазочного материала и выходу из строя подшипника. В связи с этим материалы рабочих поверхностей подшипника следует выбирать с учетом возможности работы в таких условиях при больших частотах вращения роторов, а также при пуске и остановке ротора «всухую».

При использовании газовой смазки высота рабочих зазоров в подшипниках на порядок меньше, чем при жидкостной смазке. При подборе материалов рабочих поверхностей вкладыша подшипника и цапфы вала необходимо учитывать, что подшипниковые узлы собирают при 15—25° С, а работа изделий происходит при температуре на сотни градусов ниже или выше этих температур. Например, в криогенных турбодетандерах или компрессорах при неправильном выборе материалов в рабочих условиях зазор может совсем исчезнуть или слишком увеличиться.

Чтобы устранить тепловое расширение деталей подшипников из-за наличия газодинамического трения, следует применять материалы с хорошей теплопроводностью и низким коэффициентом линейного расширения. В радиальных подшипниках температурные поля обычно симметричные, а в осевых — несимметричные, что приводит к короблению дисков подшипника.

В газодинамических подшипниках при пуске ротора из состояния покоя приходится преодолевать значительный противодействующий момент трения, являющийся следствием трения покоя без смазочного материала. Для уменьшения момента трения при пуске поверхности трения изготавливают либо из материалов с малым коэффициентом трения, либо снижают нормальную внешнюю нагрузку. При этом поверхности трения не должны изнашиваться, чтобы не изменялась форма рабочего зазора в подшипнике. Для исключения повреждения поверхностей при трении без смазочного материала необходимо, чтобы не было заедания и задира скользящих поверхностей. Износ и изменение формы при их касании должны быть по возможности наименьшими, а продукты износа не должны вызывать вредных воздействий.

Во время «выбега» ротора из состояния покоя его кинетическая энергия тратится на преодоление сил трения, что приводит к разогреву трущихся поверхностей. Снижение температуры при этом возможно при высокой теплопроводности и большой теплоемкости материалов трущихся поверхностей.

Экспериментальные исследования показали, что давление между контактирующими микронеровностями равно пределу текучести более мягкого материала трущихся поверхностей и не зависит от внешней нагрузки. Химические реакции, происходящие во время контакта микронеровностей в окислительной среде при повышении температуры, часто приводят к образованию новых веществ в местах контакта. Это обычно оксиды, хлориды, сульфиды, фосфиды. Эти реакции не должны происходить в начале процесса скольжения, чтобы не снижать выдерживаемую нагрузку и не вызывать повышенный износ поверхностей трения при образовании легко разрушаемых поверхностных пленок.

В связи с этим высота микронеровностей поверхностей трения должна быть наименьшей, что зависит от качества обработки и типа материала. Механической обработке (шлифование, притирка, хонингование), как правило, лучше поддаются твердые материалы.

После механической обработки поверхностей трения важно сохранить их размеры и структуру. Для этого перед окончательной отделочной операцией проводят обработку, которая заключается в нагреве или низкотемпературном охлаждении (с помощью сжиженного газа) с последующим медленным доведением температуры до первоначальной.

При использовании газовых подшипников обычно не возникает проблем, связанных с недостаточной прочностью материалов, за исключением случаев применения относительно хрупких материалов типа графита или керамики. Такие материалы заключают в защитные жесткие металлические втулки путем их склеивания, но не запрессовки.

Материалы, из которых изготовлены газовые подшипники, должны противостоять химическому воздействию окружающей газовой среды, например влажному газу или смеси газов с кислородом, а также быть, по возможности, газонепроницаемыми. Низколегированные стали и чугун для газовых подшипников непригодны. Утечка газа через газопроницаемый материал снижает несущую способность подшипника. Так, изготовленный из графита марки АГ—1500 подшипник с толщиной вкладыша 6,35 мм и радиальным зазором 16,5 мкм при размере пор (газопроницаемости) графита $9 \cdot 10^{-16}$ м^2 имеет несущую способность примерно на 10% ниже, чем подшипник, изготовленный из пропитанного металлом графита.

Для производства валов, вращающихся в подшипниках с газовой смазкой, обычно применяют материалы, гарантирующие хорошее сохранение пространственных размеров валов (особенно прямолинейность продольной оси) с течением времени и при больших циклических изменениях температур, например при работе в высокотемпературных газовых турбинах или в турбодетандерах криогенных установок. Обычно валы изготавливают из коррозионностойких сталей марок 20Х13, 30Х13, 40Х13, 20Х17Н2, сплава 36НХТЮ, инструментальной стали 95Х18, коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т, шарикоподшипниковой стали ШХ15, а валы криогенных турбодетандеров — из стали 18Х2Н4МА. Для снятия внутренних напряжений валы отжигают при 600—670° С в течение 1 ч.

Небольшие добавки в низколегированные стали никеля, хрома и других металлов повышают прочность, химическую стойкость и в некоторой степени улучшают их антифрикционные свойства. Эти стали хорошо поддаются поверхностной цементации и азотированию. Снятие внутренних напряжений происходит при 670—780° С в течение 2—3 ч.

Коррозионностойкие стали обладают плохими антифрикционными свойствами, но способны работать при сверхнизких температурах, например в среде жидкого гелия. Они имеют высокое тепловое расширение, должны быть хромированы или покрыты стеллитом (общее название литых наплавочных твердых сплавов на кобальтовой основе, содержащих хром, вольфрам, кремний и другие элементы). Отжиг для снятия внутренних напряжений в изделиях, изготовленных из этих сталей, проводят при 800—850° С в течение 2 ч.

Быстрорежущие инструментальные и шарикоподшипниковые стали имеют высокую твердость и удовлетворительные антифрикционные свойства даже при высокой температуре. Для повышения поверхностной прочности их можно азотировать.

Таблица 7.1

Значения коэффициента трения для пар поверхностей трения в газовых подшипниках

Материалы поверхностей трения вал—подшипник	Шероховатость рабочей поверхности Ra, мкм				Коэффициент трения при страгивании ротора из состояния покоя
	до испытаний		после испытаний		
	Вал	Подшипник	Вал	Подшипник	
ШХ15 — ШХ15*	0,07	0,07	0,32	0,32	0,7
ШХ15 — ШХ15, натертая графитом*	0,07	0,07	0,32	0,32	0,24
АГ-1500 — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,08	0,39
(АГ-1500—005) — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,08	0,33
АГ-1500 — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,07	0,36
(АГ-1500—БрС30) — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,08	0,35
(АГ-1500—Б83) — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,08	0,27
Углеситалл — ШХ15	0,08	0,07	0,16	0,08	0,24
Углеситалл — ШХ15, хромированная	0,07	0,07	0,07	0,07	0,16
Углеситалл — ШХ15, азотированная	0,07	0,07	0,07	0,07	0,22
Углеситалл — 12Х18Н10Т	0,07	0,07	0,07	0,07	0,27
Углеситалл — серый чугун	0,07	0,07	0,08	0,08	0,30
Углеситалл — ВТ1	0,07	0,07	0,08	0,07	0,28
Углеситалл — (WC—Co) (электрофорез)	0,07	0,07	0,08	0,07	0,31
Углеситалл — стеллит (наплавление)	0,07	0,07	0,07	0,07	0,38
Cr_2O_3—Sn (катодное распыление)	0,07	0,07	0,07	0,07	0,39
Углеситалл — Sn (термовакуумное напыление)	0,07	0,07	0,07	0,07	0,22
Углеситалл — Mo (плазменное напыление)	0,07	0,08	0,07	0,08	0,31
Al_2O_3—(WC—Co) (электрофорез)	0,07	0,07	0,07	0,16	0,70
Al_2O_3—Al_2O_3	0,07	0,07	0,07	0,07	0,65
Оловянная бронза+25% MoS_2 — ШХ15	0,07	0,07	0,32	0,08	0,66
Оловянная бронза+15% MoS_2 — ШХ15	0,07	0,07	0,08	0,07	0,37
MoS_2 (катодное распыление) — ШХ15	0,07	0,07	0,16	0,16	0,20

* Для этих пар поверхностей трения число циклов «пуск — остановка вала» составляло 1000, для остальных пар — 2000.

Для улучшения антифрикционных и износостойких свойств рабочие поверхности малоуглеродистых сталей подвергают фосфатированию, осернению, цементации и азотированию, а также покрывают более твердыми металлами (хромом, вольфрамом, молибденом и др.) или керамикой (Al_2O_3, Cr_2O_3 и др.). Для снятия внутренних напряжений применяют отжиг при 600—670° С в течение 1 ч.

Основной характеристикой при выборе того или иного материала для пар поверхностей трения в газовых подшипниках является их износ и коэффициент трения при пусках и остановках валов «всухую». Теоретически рассчитать эти величины пока не представляется возможным, поэтому прибегают к эксперименту. В табл. 7.1 приведены значения $f_{тр}$ для плоских осевых опор, работающих в воздушной (окислительной и влажной) среде.

Следует отметить, что графитовые материалы обладают превосходными антифрикционными свойствами во влажных газах (влажном атмосферном воздухе).

В сухих газах эти свойства исчезают, но восстанавливаются после добавления дисульфида молибдена MoS_2, который превосходно работает в инертной среде, например в среде сухого гелия, и увеличивает сопротивляемость металлов задиранию. Им можно пропитывать пористые материалы. После натирания дисульфид молибдена может оставаться также в микронеровностях, образованных, например, после пескоструйной обработки, травления или анодирования поверхности. Толщина покрытия MoS_2 обычно составляет не более 0,5 мкм. Такая тонкая пленка может быть получена также осаждением в вакууме дисульфида молибдена, нихрома или серебра.

Керамические покрытия типа Al_2O_3 по-разному ведут себя в инертной и окислительных средах. Так, «сухое» трение пары Al_2O_3—Al_2O_3 во влажном газе (относительная влажность 20—70%) происходит с коэффициентом трения 0,2. В сухом газе (гелие, азоте) коэффициент трения для этой пары поверхностей возрастает до 0,55.

В газодинамических подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами наиболее трудной проблемой является выбор материалов поверхностей трения. Важное значение имеет обеспечение не только эффективного скольжения при пусках и остановках ротора, а также при случайных касаниях поверхностей при высоких скоростях, но и работы шарнира, расположенного с обратной стороны вкладыша и совершающего колебания с небольшой амплитудой и высокой частотой. Диаметр шаровой опоры должен быть на 0,2—0,5 мм меньше диаметра сферического углубления в сегменте, чтобы исключить прилипание сегмента к шаровой опоре при накоплении между ними продуктов износа. Поверхности трения могут быть изготовлены из стали твердостью не ниже $HRC_э56$—63, например из закаленной стали ШХ15 с твердостью $HRC_э61$ или пары сталь ШХ15 — карбид титана с никелевой связкой твердостью $HRC_э71$. Такие пары выдерживают температуру до 750° С при удельной нагрузке около 2 ГПа в инертной среде.

Приемлемые результаты получаются, если материалы подшипниковой пары разные. Пока наилучшими считаются сочетания покрытий из Al_2O_3 на вкладыше и стеллита на цапфе вала, Al_2O_3 на вкладыше и карбида хрома со связкой из сплава Ni—Cr на цапфе вала, Al_2O_3 на вкладыше и хрома на цапфе вала (пористое хромирование) с втертым MoS_2. Толщина покрытия после шлифовки составляет около 70 мкм. Высота микронеровностей поверхностей трения 0,05—0,3 мкм. Применяют покрытия из карбида вольфрама. Эти материалы успешно работают в инертной среде и при низких температурах.

Правильный выбор материала поверхностей трения газодинамических лепестковых подшипников позволяет повысить надежность и экономичность работы подшипниковых узлов. В связи с этим к материалу лепестка предъявляют следующие требования: коррозионная стойкость, постоянная упругость в большом диапазоне изменения температур, отсутствие в лепестке остаточных деформаций после снятия внешней нагрузки, возможность серийного изготовления, обеспечение минимального трения между рабочими поверхностями ротора и лепестков при страгивании ротора с места из состояния покоя, высокая износостойкость и способность выдерживать десятки тысяч пусков и остановок ротора, отсутствие адгезии между поверхностями трения лепестков и цапфой ротора при длительной стоянке.

Всем перечисленным требованиям в настоящее время удовлетворяют коррозионностойкие немагнитные пружинные стали, например типа 70НХБМЮ, 12Х18Н10Т, сплавы 36НХТЮ, 36НХТЮМ5, а также молибден, поверхность трения которых покрыта веществами, повышающими износостойкость и снижающими коэффициент трения покоя.

Не менее важным является выбор материала поверхности трения цапфы вала, которая должна быть такой же твердой и гладкой, как и в паре с сегментными подшипниками.

Рабочие поверхности осевых подшипников со спиральными канавками могут быть изготовлены как из металлов, так и из неметаллов.

Лабиринтные уплотнения в турбомашинах гребенчатого типа без разъема по продольной оси могут быть выполнены из любого материала, так как касание ротора о них во время работы исключено вследствие большого радиального зазора по сравнению с радиальными подшипниками, но материал их должен иметь примерно одинаковый коэффициент линейного расширения с материалом входящего в него вала, чтобы зазор не изменялся.

7.2 МЕТОДЫ И ТЕХНОЛОГИИ НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОВЫХ ОПОР, УПЛОТНЕНИЙ, РОТОРОВ

Электрофизические методы обеспечивают нанесение на поверхности трения твердых равномерных покрытий наперед заданной толщины, не искажающих геометрию поверхности трения и имеющих хорошую адгезию с подложкой. Наиболее распространенными методами являются термовакуумное напыление наносимого вещества в вакууме и катодное, или ионное распыление. При конденсации паров и распылении атомов и молекул при бомбардировке ионами на поверхности обрабатываемой детали образуются покрытия с хорошей адгезией. Этому способствует малое количество молекул воздуха и других газов, находящихся в вакуумной камере.

Метод термовакуумного напыления используют для напыления металлов и термически стойких химических соединений. Напыляемый образец помещают внутрь вакуумной камеры. Порядок нанесения покрытия следующий. Сначала камеру откачивают до давления порядка 1,33 Па и производят очистку напыляемого образца в тлеющем разряде (на образец подают высокое постоянное или переменное напряжение). После этого давление в камере понижают до 0,00133 Па. Наносимое вещество предварительно помещают на спираль нагревателя, изготовленного из вольфрамовой проволоки. При пропускании тока через нагреватель напыляемое вещество нагревается, плавится и начинает интенсивно испаряться. Атомы этого вещества двигаются в вакууме прямолинейно подобно лучу и при достижении поверхности образца осаждаются на нем, образуя плотное покрытие.

Известно, что при электрическом разряде в вакууме порядка 1,33 Па происходит разрушение (распыление) катода. Это явление положено в основу *метода катодного распыления*. Катод (мишень) изготавливают из материала, который должен быть распылен и нанесен на деталь, или же покрывают слоем этого материала. Атомы, выбиваемые из катода ударами положительно заряженных ионов, образующихся при тлеющем разряде, осаждаются на поверхности напыляемой детали. Этот метод позволяет более точно контролировать толщину наносимого слоя и получать покрытия с более прочной адгезией к подложке. В качестве рабочего газа используют инертные газы или газы, вступающие в реакцию с распыленным материалом (реактивное распыление).

При покрытии поверхности оксидом Cr_2O_3 проводят следующие операции. Слой хрома наносят электрическим методом на медную мишень. Далее хром распыляют в среде аргона с добавкой кислорода, он окисляется и получается покрытие из Cr_2O_3 толщиной 1 мкм. В процессе напыления температуру образцов поддерживают около 350° С, напряжение распыления 1 кВ, ток 0,3 А.

Покрытие из дисульфида молибдена HoS_2 наносят обычно методом катодного распыления. Для этого при давлении в камере 0,00665 Па в нее подают аргон до достижения рабочего давления 1,33—1,44 Па. Мишень, изготовленную из спрессованного MoS_2, бомбардируют заряженными ионами инертного газа. Толщина покрытия MoS_2 составляет 2 мкм. Температура подложки во время напыления — около 150° С. Нагрев до такой температуры практически не влияет на структуру материала подложки.

Твердое покрытие из карбида вольфрама WC с кобальтовой связкой наносят *методом электрофореза* в такой последовательности:

1. В приготовленный электролит, состоящий из динитрата гексагидрата кобальта $Co(NO_3)_2 \cdot 6H_2O$ (0,1—0,3%), диметилформальдегидамина $(CH_3)_2NC \cdot$ $\cdot HO$ (2—6%) и этилхлорида C_2H_5Cl (97,9—93,7%), добавляют 10—20% (по массе) частиц WC размером 5—15 мкм. Полученная смесь тщательно перемешивается электромеханической мешалкой в течение 30 мин.

2. Покрываемые поверхности тщательно очищают промывкой в трихлорэтане $C_2H_4Cl_3$ при 20° С и в парах трихлорэтилена при 89° С.

3. В электролитической ванне с электродами из коррозионностойкой стали проводят электрофорез при напряжении 200—300 В и токе 75 мА в течение 1—5 мин.

4. После электрофореза обработанные детали промывают в дихлорметане CH_2Cl_2 при 20° С, сушат на воздухе и подвергают термообработке, заключающейся в спекании нанесенного слоя при 1200° С в вакуумной печи в течение 15 мин.

Поскольку в подшипниках с газовой смазкой рабочие зазоры на порядок меньше, чем в опорах с жидкостной смазкой, допуски на размеры у них значительно меньше. При проектировании подшипников с газовой смазкой и других элементов динамической системы какого-либо изделия всегда следует при выборе допусков на изготовление принятой конструкции учитывать такие параметры, как максимальная несущая способность, жесткость, предельная и собственная частоты колебаний системы.

На надежность работы подшипникового узла с газовой смазкой большое влияние оказывают точность изготовления элементов подшипника и качество сборки. Точность механической обработки является комплексным понятием. Технологические процессы изготовления опор с жесткими и податливыми рабочими поверхностями совершенно различны: для первых превалируют процессы резания, шлифовки и доводки, а для вторых — штамповки и сварки.

Применительно к круглым отверстиям точность обработки определяется параметрами шероховатости, отклонения формы отверстий (прямолинейностью, круглостью, цилиндричностью, профилем продольного сечения), отклонения расположения осей или поверхностей отверстий (параллельностью, перпендикулярностью, наклоном, соосностью, пересечением осей, радиальным и торцевым биением). Плоские поверхности характеризуются шероховатостью, плоскостностью и прямолинейностью.

Технология обработки подшипников с газовой смазкой и жесткими рабочими поверхностями в основном не отличается от технологии, применяемой для подшипников скольжения с несжимаемой смазкой. Предъявляются лишь повышенные требования к доводочным операциям, так как приработка рабочих поверхностей трения в процессе обкатки агрегата с газовыми опорами не допускается. Газодинамические подшипники, имеющие меньшие диаметральные или осевые рабочие зазоры, более сложны в изготовлении по сравнению с газостатическими. Современное материалообрабатывающее оборудование позволяет обеспечить выполнение требований к точности изготовления элементов подшипников с газовой смазкой.

Технологию изготовления подшипников следует выбирать с учетом конструктивных требований и ограничений. Так, в радиальных подшипниках — это внутренний диаметр вкладыша, внешний диаметр цапфы вала, шероховатость обрабатываемых поверхностей, концентричность, соосность, перпендикулярность, диаметр дросселей, а в осевых — плоскостность, перпендикулярность оси вращения ротора, шероховатость поверхностей, размеры спиральных канавок, дросселей. Выполняют эти требования резкой, фрезерованием, шлифованием, притиркой, травлением. Изготавливают газостатические подшипники обычными технологическими процессами. Высота неровностей рабочих поверхностей подшипников должна составлять 0,025...0,15 мкм. Отклонение от параллельности рабочих поверхностей не должно превышать 0,5 мкм на длине 0,01 м. При шлифовке алмазными кругами поверхностей, покрытых, например, Al_2O_3, высота микронеровностей достигает 0,75 мкм, а обычными корундовыми кругами — 1,6—1,8 мкм, поэтому в дальнейшем применяют операцию притирки. Для исключения искажения формы при обработке деталей нельзя применять радиальное крепление в станках. Допускается только осевое крепление. Алмазный инструмент хорошо зарекомендовал себя при обработке как мягких, так и очень твердых материалов.

Исходя из опыта изготовления высокоскоростных шпиндельных узлов со смазываемыми воздухом газовыми опорами в зависимости от их диаметра, приняты следующие допустимые погрешности:

Диаметр газовой опоры, мм	10—25	25—60
Относительный диаметральный зазор $2H_0/D$	$(8—10)\cdot10^{-4}$	$(6—8)\cdot10^{-4}$
Высота микронеровностей Da, мкм	$\frac{0,08—0,063}{0,16—0,125}$	$\frac{0,08—0,063}{0,32—0,25}$
Овальность, мкм	0,3/2	0,5/3
Конусность на длине 100 мм, мкм	0,5/1,5	0,8/2,5

Примечание. В числителе — для цапфы, а в знаменателе — для вкладыша.

Высота микронеровностей плоских рабочих поверхностей скольжения в осевом подшипнике Ra = 0,32 ... 0,25 мкм. Отклонения от прямолинейности и плоскостности обычно не превышают 1/3 толщины минимального рабочего зазора. Газостатические подшипники в отличие от газодинамических имеют большие рабочие зазоры и менее чувствительны к изменению их толщины.

Как правило, сначала осуществляют окончательную обработку поверхности шейки вала, а затем подшипник доводят до необходимого диаметрального зазора. Финишными операциями у радиальных подшипников являются шлифование, хонингование и притирка. Хорошее качество поверхности дают притиры, выполненные из серого чугуна и красной меди. Для получения повышенной точности и меньшей высоты микронеровностей рабочей поверхности рекомендуется применять сухую притирку при помощи свинцового притира. Для измерения отклонения от круглости цилиндрических опор используют приборы типа «Талейронд».

Технология изготовления радиальных подшипников с самоустанавливающимися вкладышами (сегментами) более трудоемка по сравнению с технологией производства полноохватываемых опор. Она включает, как правило, черновую обработку полноохватываемого подшипника, разделение его на сегменты и окончательную доводку на притире опорного узла в собранном виде. Учитывая, что сегменты у газостатических подшипников состоят из нескольких деталей, с целью уменьшения влияния погрешностей их изготовления, окончательную обработку поверхностей трения (цилиндрической и сферической) производят при собранном сегменте. Для повышения герметичности и лучшей самоустанавливаемости вкладышей осуществляют индивидуальную притирку сопрягаемых поверхностей шаровой опоры и сферического углубления в сегменте с последующей их маркировкой. Притирка считается законченной при отсутствии протечек газа через сопрягаемые поверхности.

При напрессовке на вал пяты необходимо тщательно выдерживать температуру нагрева, скорость остывания, а также точность формы вала и сопрягаемой детали в поперечном и продольном сечениях.

Заключительную обработку рабочих поверхностей осевых подшипников после шлифовки производят чаще всего притиркой вручную на чугунной плите. Отклонение от плоскостности поверхностей длиной до 400 мм определяют интерференционным методом. Точность измерения предельного отклонения от прямолинейности и плоскостности составляет 1,6 мкм.

В конструкциях радиальных и осевых газостатических подшипников в качестве устройств подвода газа в рабочий зазор чаще всего используют дроссели переменного сопротивления диаметром 0,1—2 мм. Отверстия обычно выполняют сверлением. Некоторые сложности при выполнении этой операции могут возникнуть в случае, когда доступ к месту сверления отверстия затруднен. Это можно устранить путем удлинения стандартного сверла. В материалах с высокой твердостью отверстия сверлят перед термообработкой.

Менее распространен электроискровой и лазерный способы прошивки отверстий. Контроль диаметров отверстий подшипников небольших размеров можно выполнить с помощью микроскопа.

При сверлении отверстий необходимо выдержать заданную точность их углового расположения, а также перпендикулярность осей отверстий к оси вкладыша в радиальном газостатическом подшипнике (или параллельность осей отверстий и оси подпятника в осевом газостатическом подшипнике). Нарушение требований чертежа может привести к возникновению «турбинного момента», что крайне нежелательно, например, в гироскопах. Для его уменьшения в радиальных газостатических подшипниках отверстия в пределах одного ряда сначала выполняют через одно, а затем после переворота вкладыша на 180° сверлят остальные.

Следует добавить, что технология изготовления сегментов может быть самой разнообразной. Например, можно предварительно обработать круглую втулку с наружными пазами, но не на всю глубину. Затем ее разрезать на несколько сегментов (обычно три) и каждый сегмент закреплять в зажимном устройстве с осевой фиксацией во избежание возможных искажений. Это может быть сплошной цилиндр с продольными прорезями или отверстиями в середине, на концах которого установлены сплошные кольца, зажимающие по торцам сегменты. Через прорези вкладыши с помощью винтов скреплены с цилиндром в радиальном направлении. После шлифования кольца удаляют. Приспособление можно также использовать при термообработке, проводимой для снятия внутренних напряжений.

В другом случае можно вначале предварительно обработать круглую втулку из материала вкладышей. В средней части выполнять прорези на длину будущих сегментов, изготавливать сферические опоры на наружной поверхности втулки и проводить термообработку. С внутренней стороны должно быть нанесено покрытие, сняты внутренние напряжения и осуществлена шлифовка.

В обоих случаях делают сухую притирку рабочих поверхностей сегментов свинцовыми цилиндрическими притирами. При этом редко образуются глубокие, случайно возникающие и хаотически расположенные царапины, которые характерны для обработки притиром из более твердого материала или мокрого абразива. Кроме того, износ притира наблюдается лишь при нагружении и он намного меньше износа при мокрой притирке. При изготовлении притира свинец наносят на стальной стержень, поверхность которого обточена до нужного размера. При обработке поверхностей используют несколько притиров разных диаметров, начиная с самого малого и кончая самым большим, так как у входных и выходных кромок сегментов поверхность доводится быстрее, чем в середине. Фактически изготовление сегментного подшипника проще, чем цилиндрического, при креплении которого нужно обеспечить строгую концентричность наружной и внутренней поверхностей.

Карманы и канавки различной конфигурации на рабочей поверхности осевого подшипника могут быть изготовлены механической обработкой, химическим или электрохимическим травлением, ультразвуковой обработкой, пескоструйной обработкой, ионным фрезерованием. Их можно также получить путем нанесения на рабочую поверхность какого-либо материала плазменным распылением или детонационным методом; необходимую глубину канавок получают последующей шлифовкой напыленной поверхности.

В подшипнике со спиральными канавками канавки можно спрофилировать по дугам окружности, что существенно упрощает их изготовление механическими методами.

При механической обработке (фрезеровании, шлифовании, точении, притирке) заготовку осевого подшипника устанавливают на поворотном столе с эксцентриситетом относительно его оси (рис. 7.1). Если теперь шлифовальный круг, фрезу или притир расположить на расстоянии $R_{сп}$, то при повороте стола на определенный угол инструмент будет обрабатывать канавку заданного профиля. Для обработки следующей канавки осевой подшипник необходимо повернуть на угол $2\pi/N_{сп}$ вокруг оси O.

Для осевых подшипников или уплотнений, выполненных из металла, можно рекомендовать химическое (две части азотной кислоты и три части уксусной кислоты на пять частей воды) или электрохимическое травление

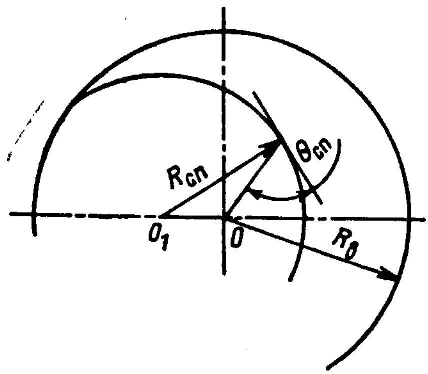


Рис. 7.1. Схема образования образующей спиральной канавки по дуге окружности

(медный электрод специальной формы помещают вблизи протравливаемой поверхности) спиральных канавок.

Технология химического травления канавок состоит в следующем. На хорошо обработанную рабочую поверхность осевого подшипника или уплотнения, выполненную, например, из коррозионностойкой стали, наносят тонкий слой хрома. Изменяя силу тока и скорость травления, получают глубину травления с высокой точностью. Шлифованием и притиркой толщину покрытия доводят до расчетной глубины канавок. Основная трудность заключается в получении кислотоупорного покрытия на местах, не подлежащих химическому травлению. Кислотоупорную фотографическую эмульсию наносят на теплую (после очистки в паровой ванне) поверхность осевого подшипника, высушивают, экспонируют, проявляют и закрепляют. Увеличенный в 5 раз рисунок рабочей поверхности подшипника или уплотнения закрепляют на стеклянной пластинке для контактной печати, а места, подлежащие травлению, зачерняют. Наносят три слоя изолирующей пленки с обязательным промежуточным контролем для предотвращения дефектов, возникающих от наличия пор. При травлении осевой подшипник или уплотнение погружают в ванну с насыщенным раствором $CaCl_2$, содержащим 10% HCl с плотностью 1,18 г/см^3. Хлористый кальций обеспечивает равномерность травления. После травления осевой подшипник или уплотнение промывают в проточной воде и протирают для удаления частиц хрома с краев канавок, а изолирующий слой снимают мокрой притиркой. При тщательном соблюдении указанных требований этим методом можно получать канавки с отклонением по глубине, не превышающим 2,5 мкм.

Фрезерование и точение применяют в основном при обработке относительно мягких металлов и неметаллических материалов (графит, углеситалл и т. п.). Шлифованием в основном обрабатывают канавки радиальных подшипников. При обработке канавок осевых подшипников и уплотнений, имеющих большую твердость (закаленная сталь, керамические материалы типа Al_2O_3 и т. п.) можно применить притирку. Чистота обработки поверхности дна канавок в этом случае очень высокая.

Канавки можно обрабатывать с помощью ультразвука. Между торцом колеблющегося с ультразвуковой частотой (15—20 кГц) инструмента и обрабатываемым изделием подают водную суспензию абразива. Возбужденные колеблющимся инструментом частицы абразива своими многочисленными ударами выбивают частицы с обрабатываемой детали. Точность обработки поверхности после такой обработки низкая, а шероховатость высокая.

При обработке спиральных канавок осевых подшипников гироскопов получил распространение пескоструйный метод. Участки поверхности, не подлежащие обработке, защищают специальной маской. Тонкодисперсный абразивный порошок (Al_2O_3, ВС и др.) подают на обрабатываемую поверхность в струе газа с большой скоростью. Поверхностный слой при этом получается пластически деформированным, поэтому имеются поверхностные напряжения и внедренные в слой на глубину до двух своих диаметров зерна абразива. Это следует иметь в виду при использовании пескоструйного метода.

Наибольшую точность обработки поверхности канавок получают при ионном фрезеровании. Схема рабочей зоны распылительной установки показана на рис. 7.2. Под колпак *1*, выполненный из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, через водоохлаждаемые (или водонагреваемые) вакуумные вводы введены катод *2*, анод *3* и электрод *8* мишени, на котором установлено изделие *5* в экране *6*. Поскольку детали *5* с масками *4*, расположенные на электроде *8*, могут иметь разную геометрическую форму, следует в каждом конкретном случае конструировать экран с использованием в качестве изолятора вакуумных промежутков.

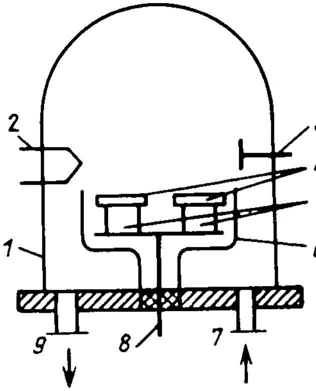


Рис. 7.2. Схема рабочей зоны распылительной установки при ионном фрезеровании спиральной канавки:

1 — вакуумный колпак; *2* — термоэлектронный катод; *3* — анод; *4* — защитная маска; *5* — обрабатываемое изделие; *6* — экран; *7* — патрубок для подачи рабочего газа; *8* — электрод мишени; *9* — патрубок для отвода газа к вакуумному насосу

Обработку стальных деталей в газоразрядной плазме обычно ведут при постоянном токе, а следовательно, при меньшей температуре, чем при высокочастотном распылении. Керамические поверхности обрабатывают в высокочастотном разряде. Чтобы избежать неравномерной глубины канавок при ионном фрезеровании, положение обрабатываемой детали постоянно изменяют, т. е. она совершает планетарное движение.

При ионном фрезеровании необходимым устройством является маска, закрывающая необрабатываемые участки детали. Маску обычно изготавливают методом фотолитографии. Для этого фотооригинал, повторяющий конфигурацию канавок, изготавливают с десятикратным увеличением. Ленту из бериллиевой бронзы БрБ2 толщиной 0,1 мм подвергают химической очистке, которая включает в себя промывку в ацетоне (можно также применять бензин, этиленхлоргидрин, четыреххлористый углерод CCl_4) в течение 2 мин, сушку на воздухе на фильтровальной бумаге (2 мин), декапирование (удаление тонких пленок оксидов и активации поверхности металла) в 10%-м растворе серной или соляной кислоты (20—30 с), промывку в проточной воде и ацетоне (20—30 с) и сушку на фильтровальной бумаге. После термообработки при 350° С в вакууме (0,133 Па) наносят с помощью центрифуги слой фоторезистора следующего состава: 800 мл H_2O, 70 г поливинилового спирта, 10 г дихромата аммония $(NH_4)_2Cr_2O_7$, 24 г этилового спирта C_2H_5OH, 0,5 г смачивателя НБ (ГОСТ 6867—67). После экспонирования в ультрафиолетовом спектре ленту с фоторезистором проявляют в воде при 60—70° С в течение 1 мин и окрашивают метиловым фиолетовым индикатором в течение 15—20 с для контроля пор проявленного слоя фоторезистора. Затем производят химическое дубление при 130° С в течение 30—40 мин в термостатированном сушильном шкафу. С двух сторон на ленту из бериллиевой бронзы наносят в электролитической ванне никелевое покрытие толщиной 10—15 мкм (окончательная толщина маски составляет 0,12—0,13 мм). Снятие фоторезистора производят в содержащем в 1 л воды 400 г NaOH растворе при 70° С. Окончательную операцию изготовления маски (электролитическое травление) проводят в растворе, содержащем в 1 л воды 450 г хромового ангидрида и 50 г серной кислоты, в течение 10—15 мин. Состав раствора подбирают таким, чтобы никелевое покрытие не травилось. Получающиеся в результате тонкие маски точно воспроизводят заданный фотооригиналом профиль канавок. Ниже для некоторых материалов приведена чистота поверхности Ra до (числитель) и после ионного фрезерования (знаменатель), мкм:

Сталь ШХ715	0,008/0,2—0,1
Сталь Х18Н10Т	0,025/0,4
Керамика Al_2O_3	0,025/0,4—0,2

Ниже для сравнения даны показатели обработки канавок ионным фрезерованием:

Форма канавки (в плане) . .	Дуга окружности	Логарифмическая спираль
Форма концевых участков . .	Дуга окружности	Теоретическая спираль
Отклонение профиля в (плане) от заданного, мм	±0,2	±0,03
Отклонение глубины канавки от заданной, мм	±0,003	±0,001
Шероховатость поверхности Ra, мкм	1,6	0,4
Число канавок	Не более 9	Без ограничений

При пескоструйной обработке шероховатость Ra = 0,4 мкм, а отклонение глубины канавки — около 9 мкм.

Технология изготовления лепестков в газодинамическом лепестковом подшипнике еще окончательно не отлажена. Изготовление лепестка включает следующие операции: выбор материала (обычно это металл), формирование плоских заготовок, нормализация заготовок, гибка и установка заготовок по расчетному профилю в формовочном приспособлении в инертной среде или вакууме, охлаждение термообработанных и термофиксированных заготовок в приспособлении до температуры окружающей среды, нанесение на рабочую поверхность лепестка износостойких и антифрикционных покрытий очень малой толщины (2—5 мкм).

Плоские заготовки из листового материала можно формировать разными традиционными методами: механической резкой, резкой лучом лазера или струной и т. п. Механическая резка, например ножницами, имеет тот недостаток, что в местах резки образуются заусенцы, которые затем необходимо снимать притиркой на шлифовальном камне. Такой метод требует большой затраты ручного труда и трудно поддается механизации. Резка заготовок лучом технологического лазера позволяет автоматизировать весь процесс резки с очень большой точностью: отклонение формы — не более 2—5 мкм на длине 50 мм, высота заусенцев в местах резки (выплеск расплавленного металла) — не более 3—5 мкм. Причем заусенцы легко снимаются микронной шкуркой или в ультразвуковой ванне.

Резка струной позволяет получить сразу пакет заготовок с такой же точностью, как и при резке лучом лазера, но с большей скоростью нарезки лепестков в единицу времени.

Предварительно отштампованный крепежный узел лепестка, конструктивные схемы которого приведены на рис. 3.8 и 3.9, окончательно формируют совместно с рабочей частью лепестка в термофиксаторе следующим образом: лепесток закладывают в матрицу, прижимают пуансоном и в таком виде направляют на термофиксацию в печь, температура в которой должна соответствовать температуре закалки данного материала.

В качестве износостойких покрытий можно применять покрытия типа нитрида титана TiN, по твердости близкие к корунду. Из антифрикционных покрытий, работающих в инертной среде, в настоящее время рекомендуется дисульфид молибдена толщиной 2—5 мкм, который наносят на износостойкое покрытие. При «сухих» пусках и остановках вращающихся валов MoS_2 играет роль твердой смазки.

Перед установкой газостатического подшипника в изделие необходимо убедиться в отсутствии загрязнений дросселей и непредусмотренных утечек. Для этого опорный узел подключают к источнику сжатого газа, продувают и визуально определяют интенсивность истечения газа из каждого дросселя. При засорении дросселя его очищают сверлом или калиброванной проволокой соответствующего диаметра.

Центровку радиальных подшипников осуществляют традиционными методами, используемыми в турбокомпрессоростроении и других отраслях, только к ней предъявляют повышенные требования. Тщательная проверка соосности требует создания нестандартных монтажно-регулировочных приспособлений.

Балансировка ротора в подшипниках с газовой смазкой является одной из самых ответственных заключительных операций технологического процесса сборки машины. В соответствии с современными требованиями ее следует проводить в условиях, близких к эксплуатационным (частота вращения ротора, осевые и радиальные усилия на опоры и т. д.). Методы балансировки роторов в газовых подшипниках имеют свои особенности, обусловленные нелинейными свойствами газового слоя, возможностью фазовой ошибки и неточностью определения остаточной неуравновешенности. На методику проведения балансировки влияют тип газовых опор и их конструкция, упругодемпферные связи, наличие карданного подвеса и т. д. Повышенная точность балансировки высокоскоростных роторов на газовых подшипниках обусловлена увеличением дисбаланса ротора при эксплуатации и наличием зависимости между предельной частотой вращения и неуравновешенностью ротора. Как правило, сначала проводят поэлементную статическую, а в отдельных случаях и динамическую балансировку деталей ротора. Высокое качество статической балансировки при меньшей продолжительности достигается на балансировочных станках, оснащенных воздушными подвесами. Сборку отбалансированных элементов ротора осуществляют по рискам. Динамическую балансировку роторов с подшипниками на газовой смазке проводят на специальных балансировочных станках или в собственных опорах. Допустимый дисбаланс для ротора на газостатических опорах равен $\Delta'_{дб}=0{,}002\ldots0{,}12\ H_0$. Бóльшие значения $\Delta'_{дб}$ относятся к подшипникам с меньшими радиальными зазорами H_0.

7.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

При исследовании работы роторов с подшипниками на газовой смазке приходится измерять параметры, быстроизменяющиеся во времени: амплитуду колебаний вращающегося ротора, частоту вращения ротора, температуру и давление газа в зазоре, моменты газодинамического трения, амплитуду колебаний корпуса изделия и т. п. Для фиксирования мгновенных значений этих параметров необходима специальная измерительная аппаратура.

Принципы работы, техника эксперимента и описание некоторых датчиков и приборов измерения достаточно полно изложены в соответствующих литературных источниках (например, в работе под ред. Н. С. Грессэма и Дж. У. Пауэлла).

Стенды для испытаний могут быть различной сложности. Их выполняют с неподвижным валом и вращающимся ротором, в виде замкнутого или открытого контура. Большое распространение получили стенды, в которых испытуемый радиальный подшипник расположен между вспомогательными опорами вала или на консоли. Исследуемый узел делают самоустанавливающимся, нагрузка на него передается через шаровую опору. Нагружают подшипник различными способами: грузами, гидро- и пневмоцилиндрами, винтовыми домкратами и др. В качестве привода ротора используют встроенный электродвигатель с регулируемой частотой вращения, электропривод постоянного тока с тиристорным управлением или турбину.

Поскольку большинство изделий с подшипниками на газовой смазке имеют повышенные частоты вращения и одной из основных проблем их создания является обеспечение устойчивого движения ротора, стенды для проведения их динамических испытаний по конструкции близки к натурной машине. Тип подшипника, его конструктивные особенности и условия применения в машине оказывают существенное влияние на выбор конструктивной и принципиальной технологической схемы стенда. Стенд для отработки конструкции подшипника должен имитировать условия его размещения и крепления в машине, а также позволять исследовать влияние на работоспособность опорных узлов отклонения от соосности и перекосов. Лучшие результаты получаются при испытании подшипников натурных размеров, изготовленных по технологии, предусмотренной для рабочего подшипника.

Экспериментальная отработка конструкции подшипников с газовой смазкой — один из важнейших этапов создания изделий. Основные задачи, решаемые при этом, сводятся к следующим: проверке и уточнению методов теоретического расчета подшипников, отработке конструкций подшипниковых узлов и установлению предельных режимов их эксплуатации, исследованию динамики системы ротор — подшипники.

Программа экспериментальной отработки подшипников с газовой смазкой зависит от степени новизны конструкции. При использовании известных и хорошо изученных конструкций достаточно провести испытания, подтверждающие проектные характеристики. Для новых конструкций опор исследования проводят по расширенной программе для выявления всех их особенностей и оптимизации характеристик.

Однако в каждом конкретном случае разрабатывают специальные исследовательские стенды и устройства.

Стенды для исследования динамики роторов вращающихся в гибридных радиальных цилиндрических подшипниках.

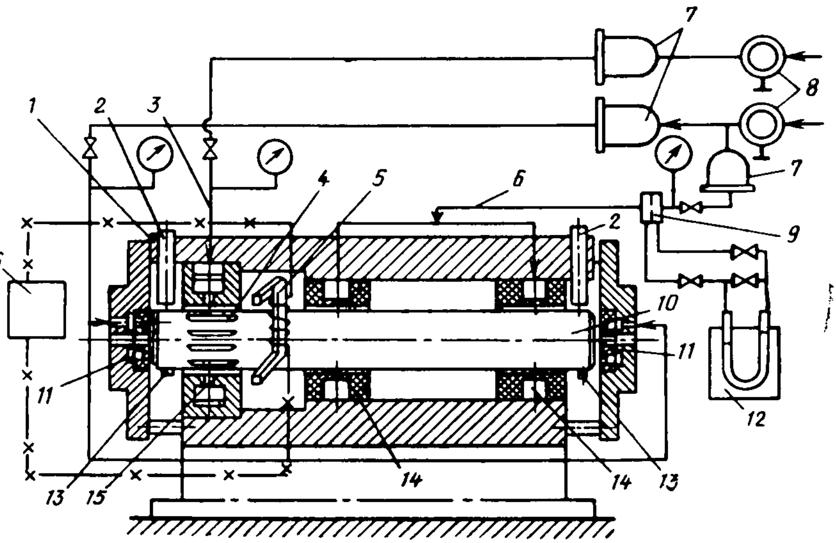


Рис. 7.3. Схема стенда для исследования динамики ротора, вращающегося в гибридных радиальных гладких цилиндрических подшипниках:

1 — корпус; *2* — датчики для измерения радиальных колебаний ротора; *3* — магистраль подвода воздуха к турбине; *4* — турбина; *5* — датчик для определения частоты вращения ротора; *6* — магистраль для подвода воздуха к подшипникам; *7* — фильтры; *8* — газовый редуктор; *9* — расходомер, *10* — ротор; *11* — осевые подшипники; *12* — дифференциальный манометр; *13* — винты, создающие неуравновешенность ротора; *14* — радиальные подшипники; *15* — направляющий аппарат; *16* — частотомер

Различные конструктивные схемы гибридных радиальных газодинамических цилиндрических подшипников с наддувом газа в рабочий зазор и жесткими рабочими поверхностями при исследовании максимальной предельной частоты вращения ротора удобно сравнивать на экспериментальных стендах. На стенде, показанном на рис. 7.3, определяют предельную частоту вращения $f_{пр}$ ротора в зависимости от конструкции радиальных подшипников с несимметричным наддувом. Рассмотрим подшипники, имеющие неразъемные вкладыши-втулки. Вкладыши подшипников состоят из двух половин, между которыми имеется кольцевая канавка для отвода газа. Подшипники различаются конструктивно, но имеют одинаковый внутренний диаметр в зоне, не занятой дросселями. В зоне, занятой дросселями, сделана расточка (см. рис. В3, *г*), а между дросселями на всю длину вкладыша выполнены канавки (см. рис. В3, *ж*). В качестве материала вкладышей используют искусственный графит марки АГ-1500—С05, чтобы избежать «схватывания» трущихся поверхностей при их случайном контакте во время работы. Предельную частоту вращения ротора измеряют с помощью вихретоковых или иных датчиков по резкому увеличению амплитуды колебаний ротора.

На рис. 7.4 приведены в качестве примера результаты исследования радиальных подшипников, конструктивные схемы которых даны на рис. В3, *б* (но без продольной канавки справа) (кривая *1*); на рис. В3, *а* (верхняя часть рисунка) (кривая *2*); на рис. В3, *и* (кривая *3*); на рис. В3, *е* (кривые *4* и *5*); на рис. В3, *д* (кривые *6* и *7*) и на рис. В3, *л* (кривая *8*).

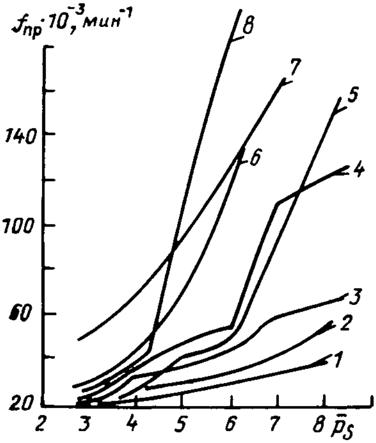


Рис. 7.4. Зависимость предельной частоты вращения $f_{пр}$ ротора от относительного давления p_S при H_0, равном 40 (*1*, *3*), 56 (*2*), 42 (*4*, *6*) и 51 мкм (*5*, *7—8*) для различных вариантов конструкции радиальных цилиндрических подшипников

Общим для исследованных вариантов подшипников было следующее: в каждом подшипнике расположено по 10 дросселей типа «кольцевое сопло» диаметром 0,5 мм; расстояние между центрами подшипников составляло 78 мм; продольные канавки имели поперечное сечение 6,25 мм^2; между полувкладышами имелась кольцевая канавка шириной 2 мм с шестью отверстиями диаметром 2 мм для отвода воздуха; рабочий диаметр вкладыша составляет 30 мм; общая длина стального вала равнялась 115 мм.

Из анализа экспериментальных данных, полученных на этом стенде, можно сделать выводы о работе исследуемых подшипников. Так, применение несимметричного наддува газа в подшипниках с гладкими вкладышами и жесткими рабочими поверхностями приводит к резкому снижению предельной частоты вращения $f_{пр}$ (см. рис. 7.4, кривые *1*, *2*). Это, по-видимому, объясняется плохим демпфированием и низкой жесткостью смазочного слоя из-за отсутствия дросселей на части поверхности вкладыша, а также малой угловой жесткостью смазочного слоя.

Повышая демпфирование смазочного слоя путем удаления зон, не имеющих дросселей, а также расточкой вкладыша, можно частично устранить отрицательное влияние несимметричного наддува (см. рис. 7.4, кривые *3—5*). Наличие между дросселями продольных канавок при несимметричном наддуве способствует значительному росту предельной частоты вращения ротора (кривая *7*), особенно в области малых давлений, что можно объяснить снижением газодинамических тангенциальных возмущающих сил в смазочном слое и возрастанием его демпфирующих свойств.

Увеличение радиального зазора в подшипниках с симметричным наддувом приводит к повышению $f_{\text{пр}}$ (см. рис. 7,4, кривые *6* и *8*), что объясняется улучшением демпфирующих свойств смазки. Это наиболее эффективное мероприятие для относительно коротких подшипников ($L/D=0{,}55$), работающих в области повышенного давления газа.

О вращении роторов в гибридных подшипниках с газовой смазкой вблизи первых критических частот имеются противоречивые сведения. Поэтому на экспериментальных стендах проводят исследования с целью выявления работоспособности подшипников, если ротор гибкий. Часто для этого используют устройство с турбодетандером (рис. 7.5), в котором в качестве радиальных подшипников *5* применены гибридные подшипники. Пуск ротора *10* осуществляется от воздушной турбины с радиальными лопатками на колесе *4*. С помощью этого устройст-

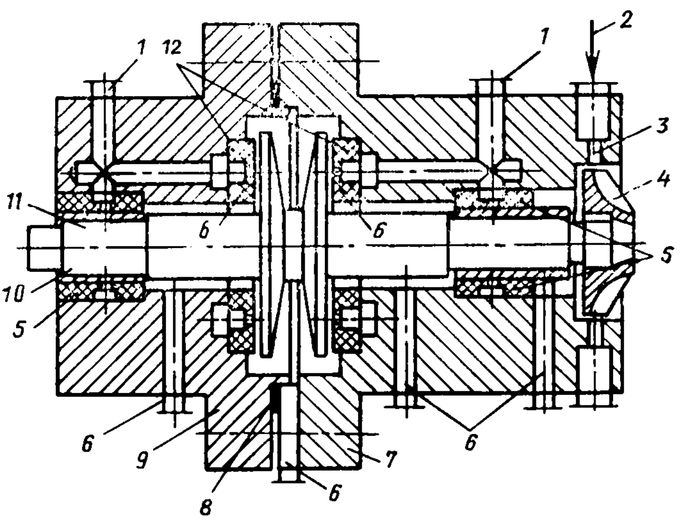


Рис. 7.5. Схема устройства для исследования работы быстро вращающихся роторов вблизи первых критических скоростей:

1, *2* — трубка для подвода воздуха к подшипникам, направляющему аппарату и рабочему колесу соответственно; *3* — направляющий аппарат; *4* — колесо турбины; *5* — радиальные подшипники; *6* — трубки для выхода воздуха; *7* — правый полукорпус устройства; *8* — металлическая прокладка; *9* — левый полукорпус устройства; *10* — ротор; *11* — стальная втулка; *12* — осевые подшипники ва можно однозначно определить вид колебаний ротора и разработать эффективные меры для устранения неустойчивого вращения ротора путем изменения его конструкции.

Устройство для исследования статических и динамических характеристик гибридных радиальных подшипников с самоустанавливающимися сегментными вкладышами. С помощью устройства, приведенного на рис. 7.6, можно определять статическую несущую способность, жесткость и демпфирование одного сегмента радиального подшипника с сегментными вкладышами.

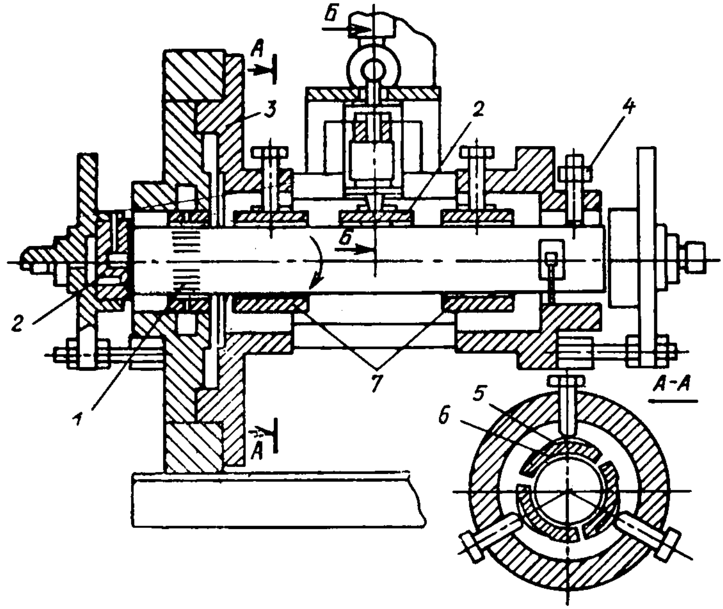


Рис. 7.6. Схема устройства для снятия статических и динамических характеристик газостатических радиальных подшипников с сегментными самоустанавливающимися вкладышами:

1 — ротор; *2* — вкладыш; *3* — корпус; *4* — датчики для измерения перемещений ротора; *5* — упругий элемент; *6* — сегмент с двухрядным наддувом газа в рабочий зазор; *7* — радиальный трехсегментный подшипник

Нагрузочное устройство, изображенное на рис. 7.7, работает следующим образом. При подаче воздуха при определенном давлении в надпоршневое пространство *А* поршень-опора *3* перемещается до тех пор, пока сила, действующая на него со стороны слоя газа в рабочем зазоре исследуемого вкладыша *2*, не уравновесит силу, действующую со стороны пружины *4*. Перемещения пружины *4*, жесткость которой предварительно определена, и вкладыша *2* фиксируют с помощью механотронов *5*. Таким образом, изменяя давление воздуха в полости *А*, можно получить зависимость несущей способности от толщины зазора между исследуемым вкладышем *2* и валом *1*. Градуировку механотронов проводят по механическим индикаторным головкам с ценой деления не более *1* мкм и погрешностью измерения $\pm 0,5$ мкм в пределах 30 мкм.

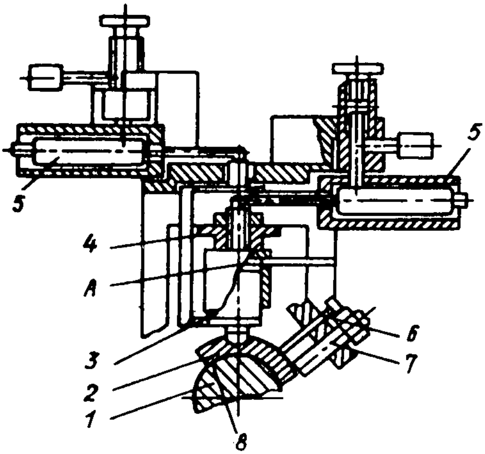


Рис. 7.7. Приспособление для определения несущей способности одного сегмента газостатического подшипника радиального типа с сегментными вкладышами (см. Б — Б на рис. 7.6):

1 — вал; *2* — вкладыш; *3* — поршень-опора; *4* — плоская пружина; *5* — механотрон; *6* — винты; *7* — датчик; *8* — выходная кромка

Описываемое устройство позволяет определить зависимость несущей способности при угловых смещениях вкладыша *2* относительно продольной оси поршня-опоры *3* при неизменном положении вала *1*. Перемещение края вкладыша *2* в этом случае фиксируется датчиком *7* и регулируется винтом *6*.

При определенной толщине зазора $H_ц$ происходит касание выходной кромки *8* вкладыша о цафпу невращающегося вала, что при вращении вала приводит к трению сегмента о цапфу вала без смазочного материала и преждевременному выходу подшипника из строя. Для предупреждения этого можно ограничить перемещение вкладыша в угловом направлении относительно рабочей поверхности цапфы вала с помощью винта *6*.

Стенды для испытаний лепестковых подшипников. На стенде для испытания и исследования податливости газодинамических лепестковых подшипников радиальные подшипники *1* закреплены в корпусе *3* (рис. 7.8). Рабочий зазор в осевых подшипниках *2* регулируют с помощью кольца *4*, толщина которого превышает толщину пяты *5* ротора *6* на величину осевого зазора. Вращение ротора осуществляется турбиной *7*, давление газа на входе в которую измеряют с помощью манометра *8*. Газ к турбине

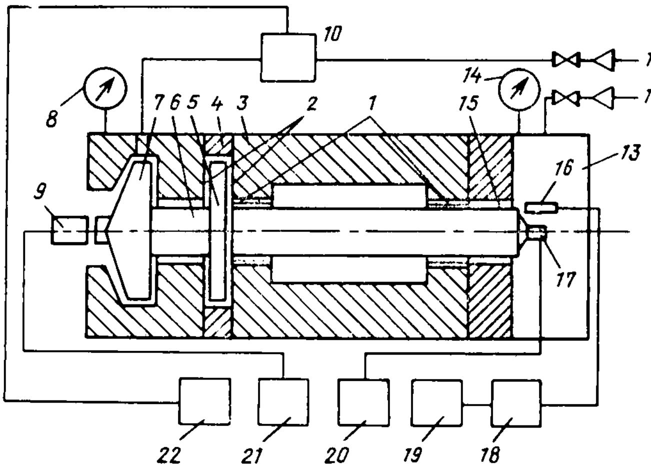


Рис. 7.8. Схема стенда для экспериментальных исследований податливости газодинамических лепестковых подшипников

подается из магистрали *11* через электромагнитный клапан *10*. Нагружается осевой подшипник пневматически при изменении давления газа в камере *13* (газ подается из магистрали *12*); давление в камере показывает манометр *14*. Камера *13* и радиальные подшипники *1* отделены между собой лабиринтным уплотнением *15*. Перемещения вращающегося ротора измеряют с помощью емкостных датчиков *16*, преобразователя *18* и цифрового регистрирующего прибора *19*. Время остановки ротора после перекрытия линии *11* клапаном *10* фиксируется измерителем времени *22*. Момент наступления и продолжительность механических контактов ротора с лепестками измеряют с помощью датчика *17* и регистрирующего прибора *20*. Частоту вращения ротора определяют с помощью индукционного преобразователя *9* и электронного частотомера *21*.

Специальное приспособление предназначено для определения статической несущей способности и демпфирования пакета лепестков радиального подшипника *6* при невращающемся вале (рис. 7.9). Вертикальное расположение вала позволяет определять несущую способность начиная с радиальной нагрузки, равной нулю. Радиальная нагрузка на вал создается плунжерами *3*, нагружаемыми по торцам давлением газа, поступающего из магистрали *9* в камеры *1*. Давление газа в камерах *1* измеряется с помощью индукционных датчиков *10* типа ДМИ (вторичная регистрирующая аппаратура на схеме не показана). Для исключения влияния трения при перемещении плунжеров *3* в корпусе без смазочного материала на радиальную нагрузку

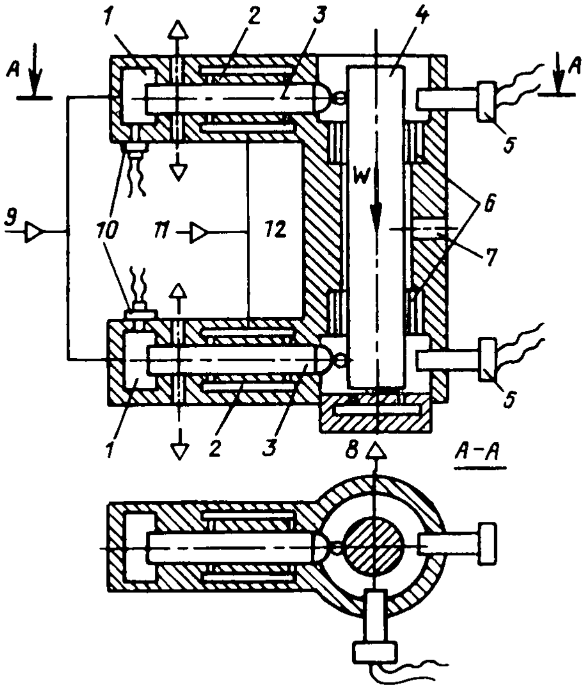


Рис. 7.9. Приспособление для снятия статических характеристик пакета лепестков радиального газодинамического лепесткового подшипника

они опираются на корпус *12* через смазочный слой газостатических подшипников *2*, газ в которые поступает из магистрали *11*. Радиальные перемещения вала *4* фиксируют четыре емкостных датчика *5*, расположенные попарно на концах вала под углом 90° один к другому. Торец вала опирается на корпус также через осевой газостатический подшипник *8*. Подвесом плунжеров и вала на газостатических подшипниках обеспечивается повышение точности эксперимента при снятии статических характеристик радиального подшипника. Колебания невращающегося вала создаются при его ударе через отверстие *7*. По декременту затухания свободных колебаний вала с помощью известных из теории колебаний зависимостей можно определить коэффициент демпфирования пакета лепестков.

С помощью стенда, показанного на рис. 7.10, можно определять динамические характеристики лепесткового подшипника при давлении и температуре окружающей среды: давление газа в смазочном слое и его несущую способность, момент трения покоя при страгивании ротора с места при пуске, момент га-

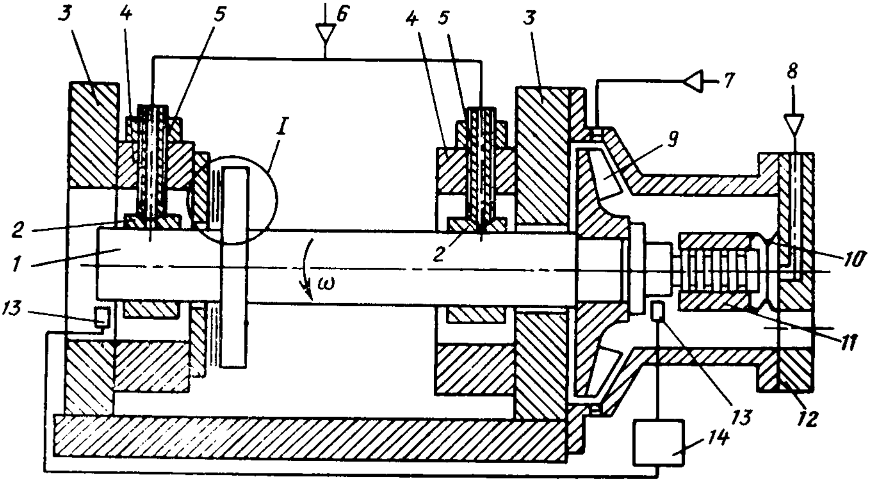


Рис. 7.10. Схема стенда для снятия динамических характеристик пакета лепестков при вращающемся роторе

зодинамического трения, перемещения ротора в радиальном и осевом направлениях, температуру лепестков, частоту вращения вала, при которой происходит отрыв лепестков от цапф ротора. Стенд работает следующим образом. Ротор *1* вращается в газостатических радиальных подшипниках *2* с самоустанавливающимися сегментными вкладышами, воздух в которые подается из пневмолинии *6* через шаровые опоры-штуцеры *5*, ввернутые в кольца *4* и закрепленные на стойках *3*. Последние жестко соединены с основанием. Вращается ротор от воздушной турбины *9*, воздух в которую подается из линии *7*. Выбор сегментных газостатических подшипников обусловлен тем, что они обладают хорошей устойчивостью во всех рабочих диапазонах частот вращения роторов и имеют жесткость, на порядок большую жесткости пакета лепестков, т. е. существенно не искажают полученные экспериментальные данные.

Микроперемещения ротора измеряют емкостными датчиками *13*, сигнал от которых регистрируется вторичной аппаратурой *14*. Осевая нагрузка на ротор создается давлением воздуха на торец вала из камеры *10*, воздух в которую подается из магистрали *8* через радиальные и осевые отверстия, расположенные во фланце *12*. Камера *10* с вращающимся ротором соединена лабиринтным уплотнением *11*. Поскольку стенд многоцелевой, то для выполнения отдельных экспериментов его дополняют специальными приспособлениями.

Для измерения полей давления газа и высоты зазоров (перемешения лепестков) под нагрузкой в осевом лепестковом подшипнике разработано специальное приспособление, показанное на рис. 7.11. Ротор *11* вращается в радиальных газостатических подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами *4*. На роторе *11* закреплена пята *9*, воздействующая на корпус *7* с осевыми подшипниками, закрепленными на кольце *6*, установленном на стойке *5* с основанием *1*. Лепестки *8* на корпусе *7* могут быть закреплены одним из известных способов (см. рис. 3.8, 3.9). Перемещения лепестков в осевом направлении измеряют с помощью вихретоковых емкостных или других бесконтактных датчиков *10*, установленных на вращающейся пяте *9*.

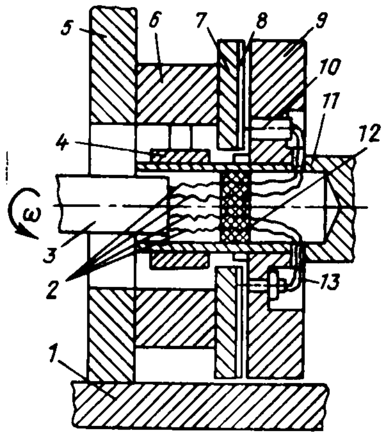


Рис. 7.11. Приспособление для замера давления и высоты зазоров (перемещений лепестков) в осевом лепестковом подшипнике с вращающимся ротором

Давление газа в рабочем зазоре кольцевого осевого лепесткового подшипника измеряют с помощью индукционных малоинерционных датчиков *13*. Емкостные и индукционные датчики расположены в одном кольцевом сечении со сдвигом по фазе на 180°. Всего в подшипнике установлено несколько пар таких датчиков. Сигналы от датчиков по проводам подводятся к клеммам-штырям, расположенным на изоляторе *12*. Выводы *13* соединены проводами, проходящими через изоляторы *12* с подвижными выводами *2*, расположенными на ртутном токосъемнике *3*, электрические сигналы от токосъемника *3* через позолоченные вращающиеся диски передаются на неподвижные контакты и вторичную аппаратуру.

Во избежание динамической неуравновешенности ротора при его вращении все провода и датчики на пяте *9* и роторе *11* с выводами залиты эпоксидным клеем. С помощью описанного приспособления можно получить мгновенное поле давления и определить толщину зазора в нескольких кольцевых сечениях осевого подшипника за один оборот ротора. Ртутные токосъемники позволяют снимать показания при частоте вращения ротора до 30 000 мин$^{-1}$.

Момент трения и скорость вращения $\omega_{от}$ ротора, при которой наступает режим газодинамического трения в осевом лепестковом подшипнике измеряют с помощью приспособления, показанного на рис. 7.12, *а*, которое устроено и работает следующим образом. Ротор *1* вращается в радиальных газостатических подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами *2*. На роторе закреплена пята *12*, опирающаяся на двусторонний осевой подшипник, корпус которого состоит из левого *6* и правого кольца *10*, жестко закрепленных между собой через кольцо *9*. Лепестки *11* закреплены на кольцах *6* и *10* любым из известных способов (см. рис. 3.8, 3.9).

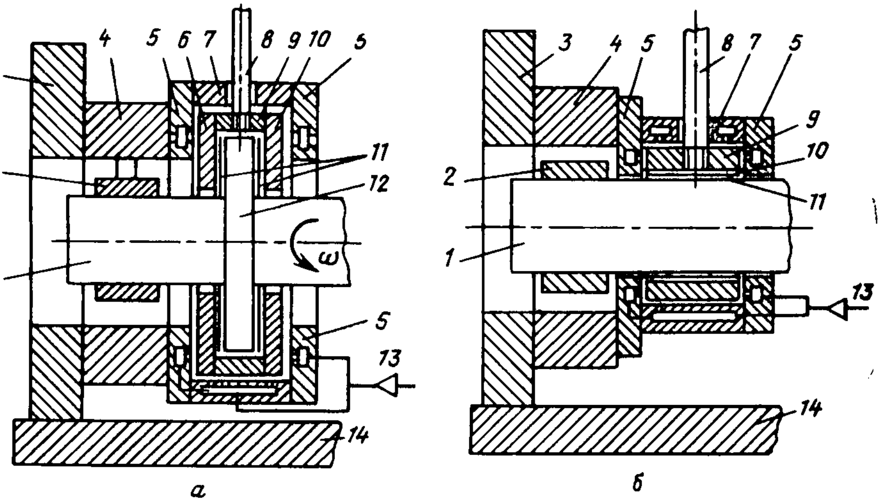


Рис. 7.12. Приспособление для измерения температуры лепестков, момента трения и $\omega_{от}$ в осевом (*а*) и радиальном (*б*) лепестковом подшипнике

Подвижный корпус с подшипником, состоящим из колец *6*, *9* и *10*, опирается через смазочный слой на неподвижный корпус газостатического подвеса, в состав которого входят осевые *5* и радиальный *7* газостатические подшипники. Воздух из магистрали *13* подается в подшипники под повышенным давлением. Момент трения в двустороннем осевом подшипнике через штангу *8*, радиально закрепленную на подвижном кольце *9* и свободно пропущенную через отверстие в радиальном подшипнике *7*, передается на внешнее регистрирующее устройство, которое может быть выполнено, например, в виде плоской упругой пластины. Пластина (на рисунке не показана) одним концом жестко закреплена на штанге *8*, а другим — шарнирно опирается на стойку *3*, основание *14* или кольцо *4*.

На пластину наклеены тензометры, сигнал от которых при изгибе передается на тензостанцию и далее регистрируется на экране электронно-лучевого или шлейфного осциллографа. С помощью описанного приспособления можно измерять момент трения без смазочного материала в осевом подшипнике при страгивании ротора из состояния покоя при пуске машины, момент газодинамического трения в подшипнике при быстром вращении ротора с изменением осевой нагрузки на ротор, частоту вращения ротора, при которой в подшипнике наступает режим газодинамического трения. Газовый подвес жестко закреплен на кольце *4*.

Момент трения, давление газа в отдельных точках по толщине зазора, частоту вращения ротора, при которой в радиальном подшипнике наступает чисто газодинамическое трение, измеряют с помощью приспособления, показанного на рис. 7.12, *б*. Ротор *1* вращается в радиальных газостатических подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами *2*. Радиальный подшипник с торцами *10* и *9* и лепестками *11* опирается на газостатический подвес, жестко закрепленный через кольцо *4* на стойке *3*, установленной на основании *14*. Подвес состоит из осевых газостатических подшипников *5* и радиального подшипника *7*, газ в которые поступает под повышенным давлением из пневмосети *13*. Момент трения в лепестковом подшипнике через штангу *8* передается на плоскую упругую пластину. Последующие операции аналогичны операциям, проводимым при измерении моментов трения в осевом лепестковом подшипнике.

Давление газа в отдельных точках рабочего зазора радиального лепесткового подшипника измеряют с помощью трубчатых зондов. Для этого со стороны рабочей поверхности лепестка острым коническим пробойником, максимальный диаметр которого составляет 0,3—0,5 мм, пробивают отверстия в характерных точках рабочего зазора. На нерабочие поверхности на заусенцы металла лепестка устанавливают трубки из коррозионностойкой стали длиной 10—15 мм и внутренним диаметром 0,3—0,5 мм. Для герметизации трубок на лепестках используют эпоксидный клей. На трубки надевают хлорвиниловые или другие гибкие шланги, сообщающиеся с индукционными датчиками, сигналы от которых регистрируются вторичными приборами. Трубки для измерения давления газа в зазоре выводят через радиальные отверстия, выполненные в корпусе подшипника *7* и кольце *9* (см. рис. 7.12).

Для измерения температуры в осевых и радиальных подшипниках на нерабочие поверхности лепестков напаивают термопары с диаметром проволоки 10—50 мкм, термоЭДС которых передается на вторичную аппаратуру типа цифровых быстродействующих вольтметров.

Устройство для исследования статических характеристик газодинамических осевых подшипников со спиральными канавками. Стенд, приведенный на рис. 7.13, скомпонован из двух узлов: привода, состоящего из корпуса *2*, закрепленного на

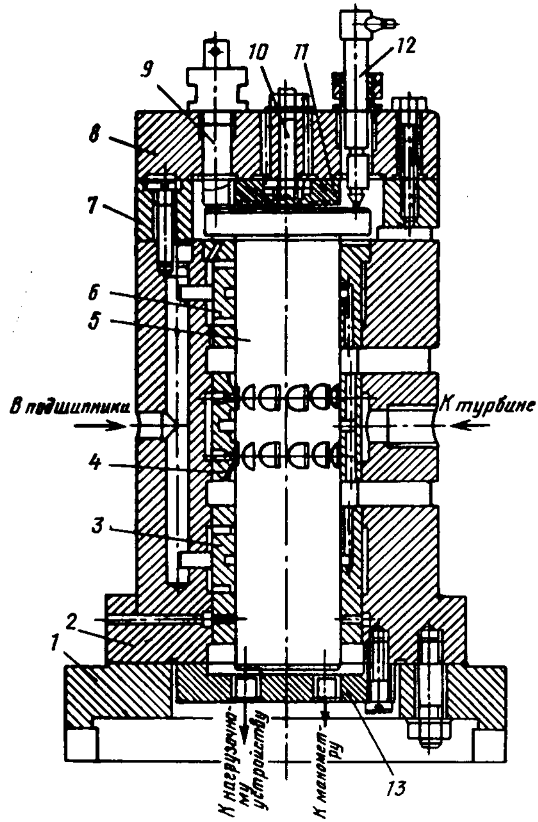


Рис. 7.13. Устройство для экспериментального исследования статических характеристик газодинамических осевых подшипников со спиральными канавками

основании *1*, подшипников *3* и *6*, направляющего аппарата *4*, крышки *13*, ротора *5* и верхнего съемного узла, включающего в себя крышку *8* с закрепленными на ней исследуемым подпятником *11*, емкостными бесконтактными датчиками *9* и индуктивными тарировочными датчиками *12*. Верхний съемный узел крепится к корпусу привода через компенсационное кольцо *7*. Верхний и нижний радиальные подшипники привода имеют совершенно одинаковую конструкцию и представляют собой спаренные короткие газостатические подшипники, разделенные кольцевой дренажной канавкой, сообщающейся с атмосферой. В каждом из этих коротких подшипников ($L/D=0{,}45$) симметрично относительно торцев просверлены равномерно по окружности дроссели для наддува газа в рабочий зазор. Торец подшипника *6* является газостатическим подпятником, воспринимающим силу тяжести ротора. На его рабочей поверхности выполнены четыре радиальных дренажных канала, соединенных кольцевой канавкой с атмосферой. Свободный сброс воздуха в атмосферу из кольцевого канала обеспечивает автономность работы подпятника и радиального подшипника. На рабочей поверхности подпятника просверлены отверстия для подвода воздуха (по одному отверстию в каждом сегменте).

В нижнем радиальном подшипнике привода кольцевая дренажная канавка, сообщающаяся через радиальные каналы в корпусе с атмосферой, отделяет подшипник от цилиндрического уплотнительного пояска пневматического нагрузочного устройства цилиндр — поршень.

Исследуемый газодинамический осевой подпятник *11* винтом *10* закрепляется на крышке *8*. В последней через 90° установлены два емкостных датчика *9* для измерения толщины зазора во время вращения ротора и два индуктивных контактных датчика *12* для статической тарировки емкостных датчиков. Высота компенсационного кольца *7* выбрана такой, чтобы первоначальный зазор между торцом ротора (пятой) и поверхностью исследуемого осевого подшипника был равен примерно 0,3 мм.

Описанный стенд позволяет снимать нагрузочные характеристики осевого подшипника при изменении его геометрии ($R_в$, $R_д$, $\theta_{сп}$) и частоты вращения ротора.

Устройство для исследования бесконтактных газодинамических уплотнений со спиральными канавками. Приведенное на рис. 7.14 устройство позволяет определять статическую и динамическую несущую способность, жесткость и расходные характеристики уплотнений. Работает оно следующим образом. Диск *9* с выполненными на нем спиральными канавками *4* и гладкой областью *3* закреплен на валу *1* электродвигателя *2* гайкой *15*. С диском *9* через зазор контактируют неподвижные кольца *19*, распираемые цилиндрическими пружинами *13*. Чтобы кольца *19* не проворачивались, они имеют выступы *12*, способные скользить в осевом направлении по пазам *11*. Для устранения одностороннего действия осевой силы на диск *9* предусмотрены два неподвижных кольца *19*. Газ в уплотнение подается от источника сжатого газа через отверстие *10*. Отвод газа из уплотнения производится через отверстие *16*. Для уплотнения неподвижных деталей в корпусе *17* применяются резиновые кольца *5—8*.

При статических испытаниях давление на торцах уплотнения должно быть таким, чтобы обеспечивалось разделение торцевых поверхностей подвижного и неподвижного элементов уплотнения слоем газовой смазки минимальной толщины при рабочем давлении в уплотнении и минимальной утечке газа через этот зазор. Наличие сплошной газовой пленки в уплотнении определялось поворотом вала вручную. Если газовая пленка сплошная, то вал вращается легко, без усилия. Утечка газа и затруднения при ручном повороте вала означают, что неподвижные кольца *19* деформированы на каких-то торцевых участках колец. При статических испытаниях измеряют давление газа в камере *18* до уплотнения и в камере *14* после него, а также утечку газа через рабочий зазор при разных давлениях газа в камерах *14* и *18*. Перемещение колец *19* вдоль продольной оси фиксируют емкостными датчиками (на рис. 7.14 не показаны).

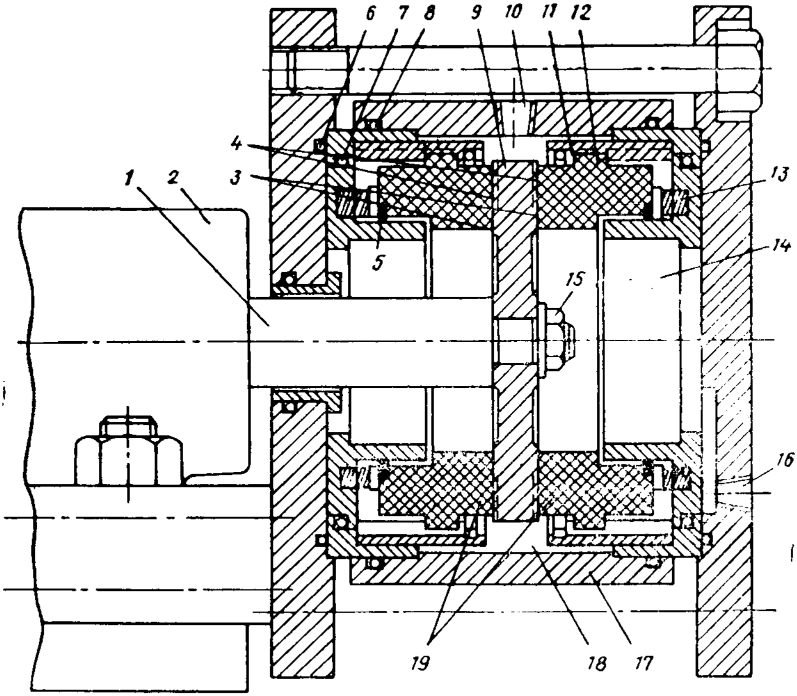
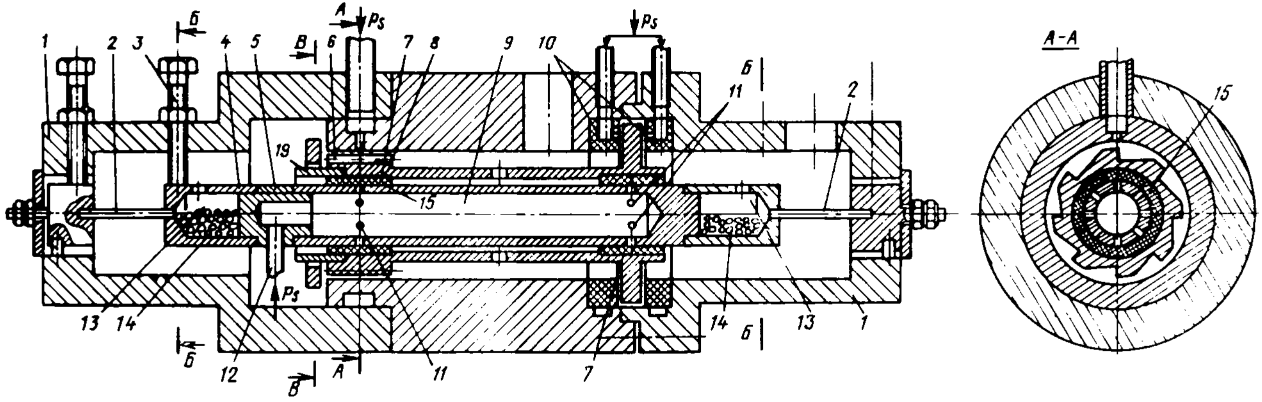


Рис. 7.14. Устройство для исследования работы бесконтактного газодинамического уплотнения со спиральными канавками

Во время динамических испытаний контролируют утечку газа через рабочий зазор уплотнения, температуру неподвижных колец *19*, мощность привода, износ рабочих поверхностей например, через, 1000 часов работы, частоту вращения вала, давление газа в камерах *14* и *18* уплотнения.

Стенд для исследования демпфирования самовозбуждающихся колебаний быстро вращающихся роторов с помощью демпферов ударного типа. Для увеличения предельных частот вращения роторов можно использовать внешние демпфирующие устройства ударного типа. Конструкция такого демпфера представлена на рис. 7.15. В корпусе *1* на упругих элементах-спицах



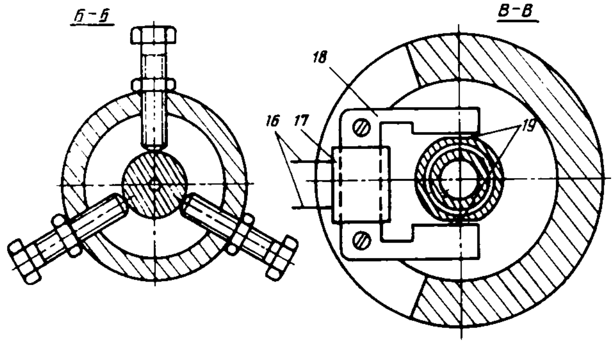


Рис. 7.15. Стенд для исследования демпфирования колебаний роторов при помощи заполненных дробью и упруго закрепленных в корпусе радиальных подшипников с газовой смазкой:

1 — корпус; *2* — упругие элементы-спицы; *3* — микрометрический винт; *4* — полая ось; *5* — кольцо; *6* — радиальная турбина; *7* — радиальный подшипник; *8* — полый ротор; *9* — резервуар для подвода газа к радиальным подшипникам; *10* — осевые двусторонние подшипники; *11* — дроссели; *12* — штуцер для подвода воздуха внутрь оси; *13* — полость для размещения дроби; *14* — дробь; *15* — лопатки радиальной турбины; *16* — токоподводящие провода; *17* — катушка датчика; *18* — постоянный магнит; *19* — лыски

2 закреплена полая ось *4*, на концах которой расположены камеры *13*, заполненные свинцовой дробью *14*. Средняя часть *9* этой оси служит резервуаром для наддува газа через штуцер *12* и дроссели *11* в рабочий зазор радиальных подшипников *7* с газовой смазкой. Отличительной особенностью данного устройства является то, что вкладыши радиальных подшипников *7* смонтированы во вращающемся на оси *4* полом роторе *8*. Сжатый газ под давлением p_s подается в радиальные *7* и осевые *10* подшипники.

Регулировку взаимного положения оси и ротора осуществляют микрометрическими винтами *3*. Частоту вращения ротора измеряют датчиком, представляющим собой подковообразный магнит *18* с катушкой *17*, концы которой включены в цепь электронно-лучевого осциллографа. К осциллографу поступает также сигнал от генератора звуковой частоты. При совпадении частот вращения ротора и генератора на экране осциллографа наблюдается фигура Лиссажу.

Для измерения сигнала, идущего от датчика к осциллографу, на кольце *5* диаметрально противоположно выполнены две лыски *19*. Для уменьшения опасности «схватывания» алюминиевого ротора со стальной осью при больших частотах вращения ротора вкладыши подшипников *7* и *10* выполняют из искусственного графита, например марки АГ-1500—Б83. Привод ротора осуществляется от радиальной турбины *6*, лопатки *15* которой выполнены на роторе в виде прорезей, чтобы не создавать лишней осевой нагрузки на ротор. Камеры *13* разделены продольной перегородкой, чтобы исключить вращение дроби при работе устройства.

Следует иметь в виду, что масса вибратора (в нашем случае оси) не должна быть больше 0,15—0,3 массы ротора.

При испытаниях такого демпфера нужно обязательно определить влияние массы дроби в камерах *13* на $\omega_{пр}$ при разной жесткости подшипников (разные давления наддува p_s).

На рис. 7.16 приведены результаты экспериментальных исследований ударного демпфера для ротора и подшипников, имеющих следующие параметры: масса ротора 0,97 кг, масса оси без дроби 0,2 кг, $H_0=30\ldots35$ мкм, жесткость спиц $0{,}4\times\times10^6$ Н/м диаметром 2 мм, число дросселей в радиальном подшипнике *8*, диаметр дросселя 0,5 мм, суммарный зазор в осевых подшипниках 150 мм, диаметр подшипника 20 мм, длина подшипника 20 мм.

Результаты испытаний показали, что такой демпфер увеличивает предельную частоту вращения ротора на 20—40%. Особенно хорошие результаты получаются при малой жесткости газового смазочного слоя (малые давления наддува p_s). Оптимальная масса дроби $m_{вб}=0{,}032$ кг.

Устройство для исследования работы газодинамических демпферов. Рассмотрим устройство стенда для исследования

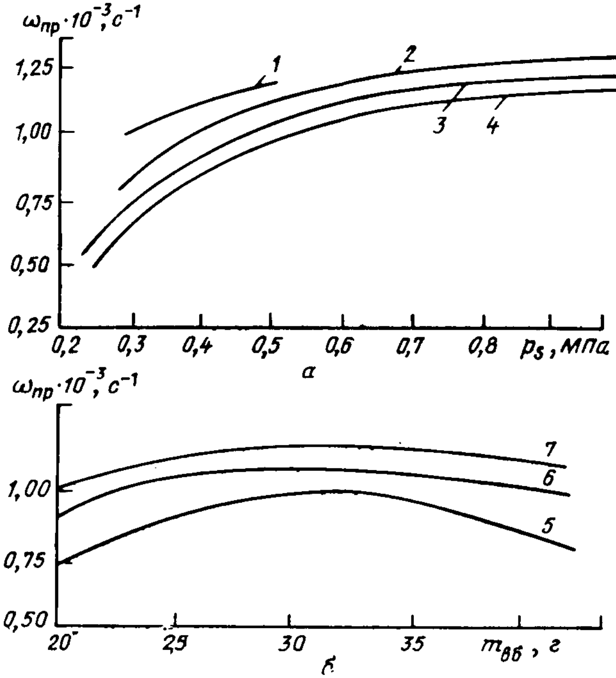


Рис. 7.16. Зависимость предельной частоты вращения ротора от давления воздуха, подаваемого в радиальные гибридные подшипники с одним рядом дросселей типа «кольцевое сопло» при $m_{вб}$, равной 31 (*1*), 42 (*2*), 20 (*3*) и 0 г (*4*), а также от массы дроби в кольцевых полостях оси при $p_в$, равном 0,3 (*5*), 0,4 (*6*) и 0,5 МПа (*7*)

степени эффективности газодинамического гасителя самовозбуждающихся колебаний ротора (рис. 7.17). На основании *1* установлена плита *30*. К ней двумя винтами *27* прикреплена стойка *15*, к которой шестью винтами *14* прикреплен фланец *28* с приваренным к нему корпусом *8*. Шестью винтами *10* к корпусу прикреплена втулка *32*, в которую вклеено два радиальных подшипника *29*, а также кольца *11* и *12* диффузорного (справа от середины втулки *32*) и конфузорного уплотнений (слева от середины втулки *32*). С левого конца корпуса *8* установлен узел осевых газостатических двусторонних подшипников, которые состоят из полукорпусов *34* и *35* с вкладышами *7*, стянутыми болтами *6*. Осевой зазор в подшипнике регулируют с помощью калиброванного кольца *5*. Воздух к осевым подшипникам подводится по трубкам *3*. В качестве пяты осевого подшипника служит левая часть вала *31*, являющаяся тормозом установки. При этом воздух забирается из окружающей среды через штуцер *2*, а выбрасывается через отверстия кольца *5* и патрубок *4*. Спра-

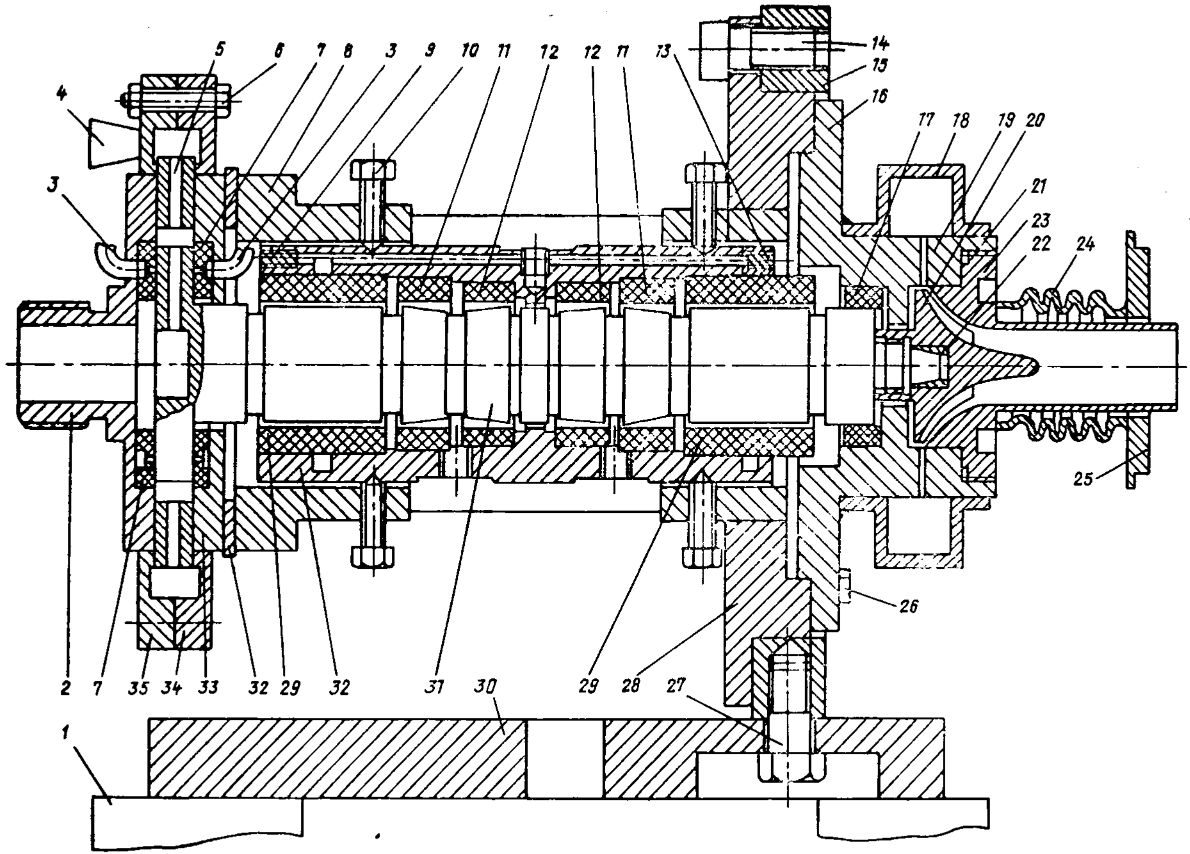


Рис. 7.17. Устройство для исследования характеристик газодинамических демпферов роторов с гибридными газовыми подшипниками

ва от стойки *15* на фланце *16*, скрепленном с фланцем *28* болтами *26*, расположен привод ротора.

Привод состоит из колеса *20* центробежной турбины, закрепленного через латунную разрезную цангу *22* на валу *31*. Во втулке *32* газоподводящий канал с обеих сторон закрыт заглушками *9* и *13*, а вкладыши *7* вклеены в кольцо *33* и штуцер *2*. К колесу *20* воздух подается через лопаточный направляющий аппарат *19*, прижатый к фланцу *16* диском *23* с припаянным к нему сильфоном *24* с фланцем *25*. Диск *23* на резьбе ввернут в кольцо *21*, припаянное к фланцу *16* корпуса *18*. Уплотнение привода осуществляется щелевым уплотнением — втулкой *17*. На валу *31* в его средней части имеются демпфирующие устройства двух типов — конфузорное и диффузорное. Стенд позволяет порознь исследовать их работу, не разбирая установки. Исследуют обычно влияние угла диффузорности или конфузорности зазора в демпфере, высоты радиального зазора, а также давления на входе на скорость $\omega_{пр}$.

Устройство работает следующим образом. Воздух подается в кольцевую камеру корпуса *18*, а из нее на колесо *20* через направляющий аппарат *19*, и тем самым приводится во вращение вал *31*. Подача воздуха в радиальные и осевые подшипники раздельная, что позволяет независимо регулировать давление воздуха перед ними. Также предусмотрена раздельная подача газа в исследуемые уплотнения-демпферы.

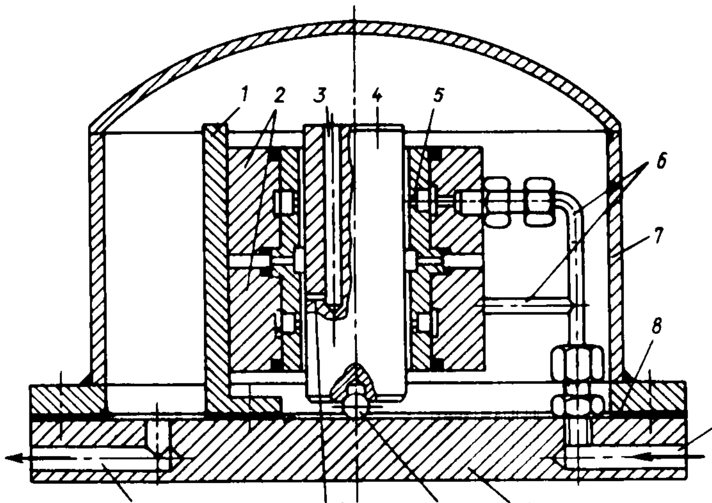


Рис. 7.18. Устройство для замера расхода газа, проходящего через газостатические радиальные гладкие цилиндрические подшипники:
1 — стойка; *2* — радиальные подшипники; *3* — канал для отвода воздуха; *4* — вал; *5* — дроссели; *6* — трубки подвода воздуха к подшипникам; *7* — кожух; *8* — герметизирующая прокладка; *9* — отверстие для подвода воздуха к стенду; *10* — основание; *11* — шаровая опора вала; *12* — газгольдер; *13* — канал для отвода воздуха после подшипников к расходомерному устройству

Результаты проведенных экспериментов показали, что диффузорный зазор в демпфере приводит к росту, а конфузорный— к уменьшению $\omega_{пр}$; чем меньше жесткость радиальных подшипников, тем больше $\omega_{пр}$ и наоборот. Рассмотренные демпферы позволяют увеличить $\omega_{пр}$ на 20—100%.

(*Устройство для замера расхода газа в радикальных гладких цилиндрических газостатических подшипниках* (рис. 7.18). Для измерения больших расходов газа, выходящего из подшипника, используют газгольдеры вместимостью до 1 м^3, а для малых

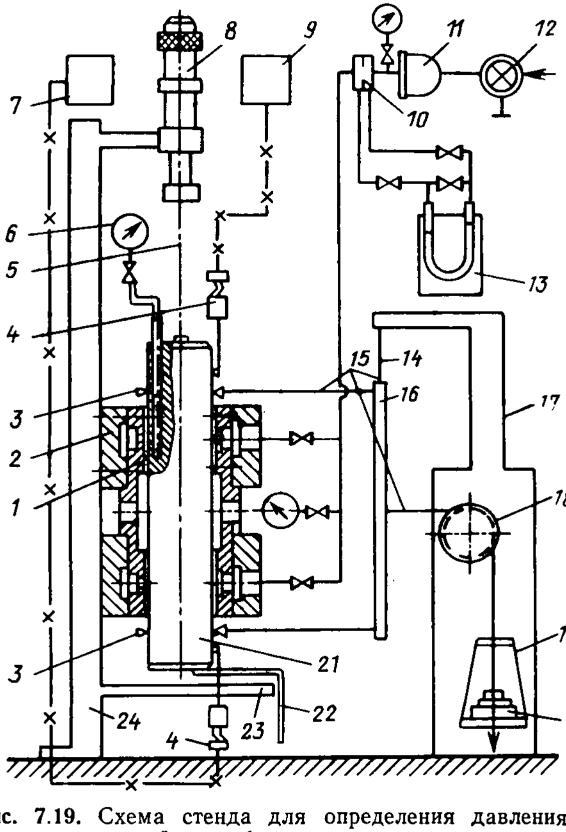


Рис. 7.19. Схема стенда для определения давления в зазоре и несущей способности газостатических радиальных подшипников:

1 — радиальный подшипник; *2* — корпус подшипника; *3* — нагружающие кольца; *4* — механотроны; *5* — трос; *6* — манометр для замера давления газа в зазоре подшипника; *7*, *9* — вторичные приборы к механотронам; *8* — микрометрический винт; *10* — диафрагма для замера расхода газа; *11* — фильтр; *12* — понижающий давление редуктор; *13* — дифманометр; *14* и *15* — тросы; *16* — траверса; *17* — стойка; *18* — блок (шарикоподшипник); *19* — чашка весов; *20* — груз; *21* — вал; *22* — стрелка-указатель; *23* — лимб фиксации угловых перемещений вала; *24* — стойка-основание расходов — медицинские респираторы вместимостью 4 дм^3. Такое устройство позволяет с большой точностью производить прямой замер расхода газа, проходящего через подшипник при любых давлениях газа на входе и выходе из подшипника, так как последний помещен в герметичный кожух. Вертикальная установка вала исключает окружные перетечки газа в подшипнике между дросселями. Если замеренный с помощью газгольдера расход газа через подшипник при $\varepsilon=0$ подставить в уравнение расхода газа через дроссель и через зазор, то после их совместного решения можно вычислить коэффициент расхода ξ.

Для определения полей давления газа в зазоре газостатического радиального гладкого цилиндрического подшипника используют стенды, один из которых показан на рис. 7.19. Его особенностью является то, что вал, зафиксированный от осевых перемещений, можно поворачивать в окружном направлении на определенный угол и стопорить в этом положении. Полученные при этом поля давлений газа аналогичны приведенным на рис. 4.9.

7.4. НЕКОТОРЫЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

При конструировании высокоточных гироскопов, применяемых в инерционных навигационных системах управления, необходимы радиальные подшипники с очень малым трением и вибрацией, характеризующиеся высокой надежностью. Если вместо шариковых поставить газовые подшипники, то точность вращения ротора повысится.

Для газовых турбокомпрессоров атомных установок требуются подшипники, которые позволяют машинам быть герметичными внутри реакторной системы и работать без ремонта и обслуживания в течение 20 лет. Смазка подшипников к тому же должна быть стойка к воздействию высокой температуры и радиации.

Газовые подшипники используются в различном технологическом оборудовании: прецизионных шлифовальных станках всех типов, высокоскоростных сверлильных устройствах, текстильном и медицинском оборудовании, турбомашинах, электродвигателях, ручном инструменте и т. п.

Наиболее широкое применение газовые опоры получили в станкостроении, где при их использовании повышается точность вращения ротора, а следовательно, точность и качество обрабатываемых поверхностей. Их применяют в электрошпинделях для шлифования и сверления отверстий небольшого диаметра, в шпинделях с отрезными кругами (картон с нанесенной на него алмазной крошкой) для резки твердых и хрупких материалов, например керамики, стекла, шлифования торцев стекловолокон световодов и т. д. Наибольшее распространение получили короткие радиальные гладкие цилиндрические газостатические подшипники с одним или двумя рядами наддува воздуха в рабочий зазор при 0,39—0,49 МПа через дроссели типа «кольцевое сопло» или карманы, а также осевые газостатические подшипники с однорядным наддувом через дроссели типа «кольцевое сопло» с микроканавкой.

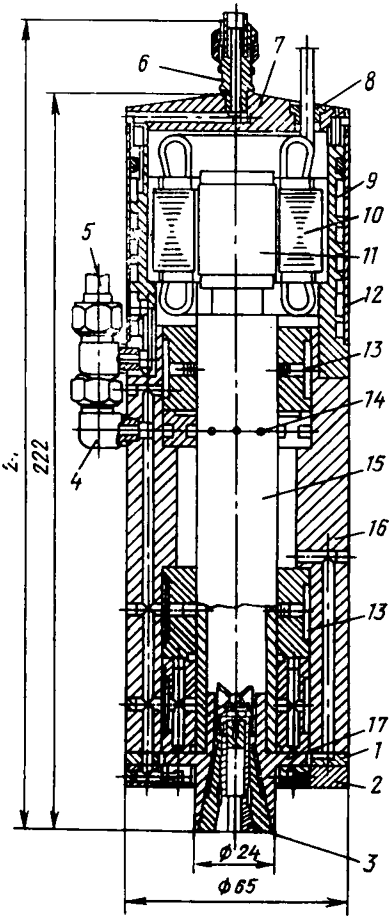


Рис. 7.20. Электрошпиндель для шлифования, фрезерования и сверления плат печатного монтажа электросхем:

1 — осевой подшипник; *2* — корпус осевого подшипника; *3* — цанга для автоматической смены инструмента; *4* — штуцер подвода воздуха к подшипникам; *5* — штуцер подвода вещества для охлаждения электродвигателя; *6* — штуцер отвода охлаждающего вещества; *7* — крышка; *8* — ввод проводов; *9* — каналы охлаждения электродвигателя; *10* — обмотки статора электродвигателя; *11* — консольный ротор электродвигателя; *12* — кожух воздушного или водяного охлаждения электродвигателя; *13* — радиальный подшипник; *14* — подвод воздуха к устройству для автоматической смены инструмента; *15* — ротор; *16* — корпус; *17* — пята ротора

На рис. 7.20 показан пример исполнения электрошпинделя для шлифования и сверления плат печатного монтажа, широко применяемого в автоматизированном производстве. Мощность привода обычно составляет 200—500 Вт. Ротор приводится во вращение высокочастотным асинхронным электродвигателем и вращается с частотой 40 000—150 000 мин$^{-1}$. Воздух к подшипникам подводится через систему фильтров тонкой очистки от пневмосети предприятия.

Аналогично устроен электрошпиндель для резки неметаллических материалов (стекла, керамики, текстолитов и т. п.), но без автоматической смены инструмента (рис. 7.21).

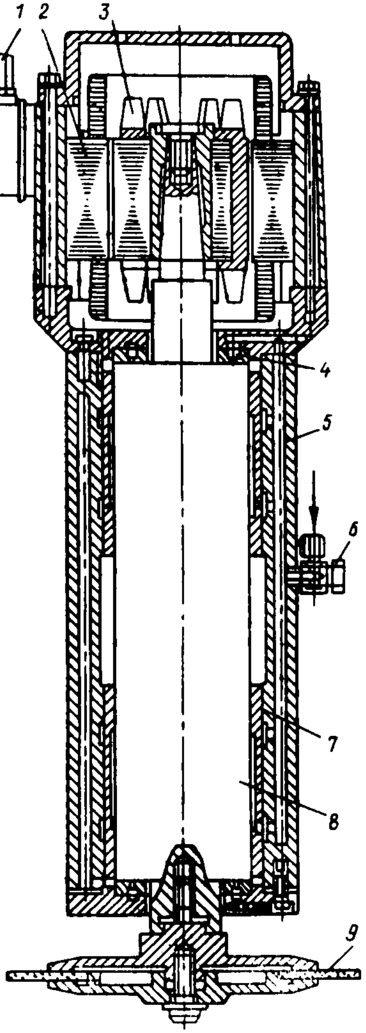


Рис. 7.21. Электрошпиндель для резки керамических изделий:

1 — провода; *2* — статор электродвигателя; *3* — ротор электродвигателя; *4* — осевой подшипник; *5* — корпус; *6* — штуцер подвода воздуха к подшипникам; *7* — радиальный подшипник; *8* — ротор-шпиндель; *9* — отрезной круг

Одним из развивающихся направлений применения газовой смазки является использование ее в газотурбинных космических и автономных земных устройствах, предназначенных для получения электрической энергии по циклу Брайтона. Необходимость применения газотурбинных установок в космосе вызвана тем, что получение на борту космического корабля больших количеств электрической энергии (сотни киловатт) с помощью традиционных солнечных батарей проблематично, во-первых, из-за большой парусности и громоздкости их панелей и, во-вторых, из-за большой их массы (в настоящее время для получения на борту космического корабля 2,5—4,5 КВт электроэнергии с помощью солнечных батарей масса вспомогательного оборудования должна составлять около одной тонны). Реальнее другая схема, когда солнечные батареи используют как вспомогательный и аварийный источник энергии, а газотурбинную установку — для получения больших количеств энергии, необходимой в космосе, например для получения плавкой новых сплавов металлов.

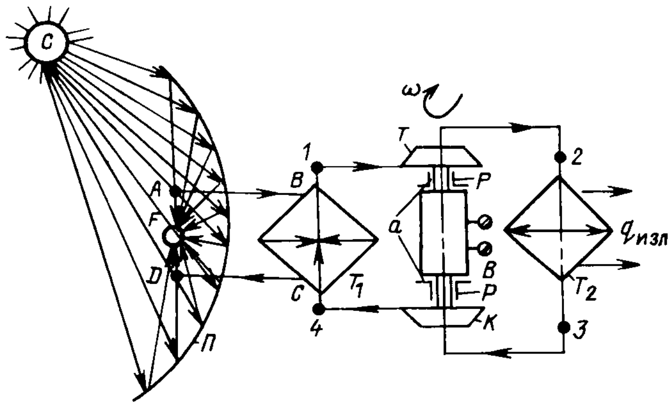


Рис. 7.22. Схема космической газотурбинной установки с газодинамическими лепестковыми подшипниками

Устройство и принципиальная схема работы такой энергоустановки даны на рис. 7.22. Солнечная энергия поступает на полированное параболическое зеркало *П*, покрытое алюминиевой фольгой. Лучи отражаются и фокусируются на резервуаре *F*, в котором по контуру *ABCD* циркулирует расплавленный металл типа натрия или калия при температуре порядка 800—1000 К, отдавая теплоту в теплообменнике T_1 смеси газов гелия и ксенона или гелия и аргона, циркулирующей в контуре *1234*. Поскольку объем этого контура постоянен, то при подводе к нему теплоты давление газовой смеси повышается с 0,1 МПа до 0,25 МПа. Расширяясь в турбине *Т*, газ отдает на вал газотурбинной установки механическую энергию, которая частично преобразуется в электрическую энергию в электрогенераторе *В*, а частично затрачивается на привод компрессора *К*. С клемм генератора *В* электроэнергия поступает к потребителю (на рисунке не показано). Излишки тепловой энергии излучением сбрасываются в космос с помощью радиационного теплообменника T_2. Компрессор K служит для поддержания циркуляции газа в контуре.

Газотурбинная установка представляет собой комплекс, содержащий на одном валу турбину, генератор и компрессор, ротор которого вращается с частотой 30—50 000 мин$^{-1}$ в газодинамических радиальных P и осевых O (см. рис. 7.22) лепестковых опорах, способных работать непрерывно в течение 5—10 лет без обслуживания.

Другим относительно новым применением газовой смазки является использование ее в устройствах, предназначенных для горизонтальной погрузки и перемещения тяжелых (десятки тонн) крупногабаритных грузов, например для погрузки контейнеров в железнодорожные вагоны и на суда, а также для перемещения на стапелях в цехах строящихся самолетов.

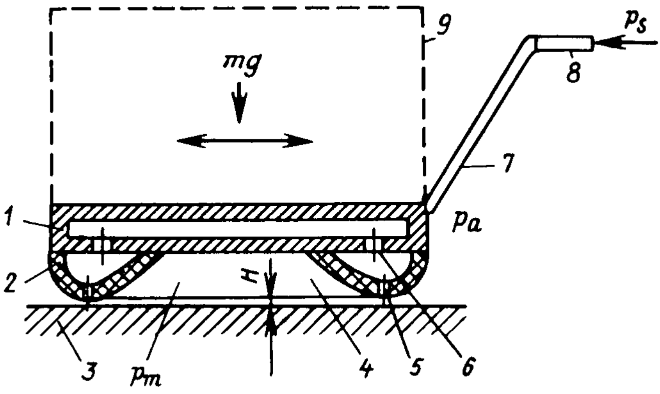


Рис. 7.23. Конструктивная схема устройства на воздушной «подушке» для горизонтального перемещения тяжелых крупногабаритных грузов

На рис. 7.23 показан пример исполнения такого устройства, которое работает следующим образом. К платформе *1* в нижней части прикреплена эластичная камера *2* (например, от большегрузных автомобилей или тракторов). В платформе *1* имеются отверстия *6*, а в камере *2* — дроссели *5*. Из пневмосети предприятия через штуцер *8* под давлением $p_в$ в пустотелую трубчатую ручку *7* подается воздух, который поступает в пустотелую платформу *1* к отверстиям *6*, а из них через камеру *2* к дросселям *5*. При этом в объеме *4* между платформой *1* и полом *3* появляется избыточное над окружающей средой давление $p_m (p_в > p_m > p_a)$, а между камерой *2* и полом образуется зазор высотой обычно 0,1—0,2 мм, т. е. создаются условия для перемещения платформы с грузом *9* массой m на воздушной «подушке». Применение на транспорте и в авиастроении рассмотренного устройства не связано с дополнительными капитальными затратами на обустройство ровного основания *3* (пола), по которому перемещается платформа, так как, например, палубы судов ровные металлические, а полы в цехах самолетостроительных заводов имеют эпоксидное полированное покрытие. Все это дает большой экономический эффект.

Газовые подшипники нашли также широкое применение в турбодетандерах криогенных установок и в установках систем кондиционирования воздуха самолетов и вертолетов. В последнее время в них стали использовать газодинамические лепестковые подшипники (подшипники других типов, особенно с жесткими рабочими поверхностями, не применяют из-за невозможности их работы в условиях виброперегрузок летательных аппаратов).

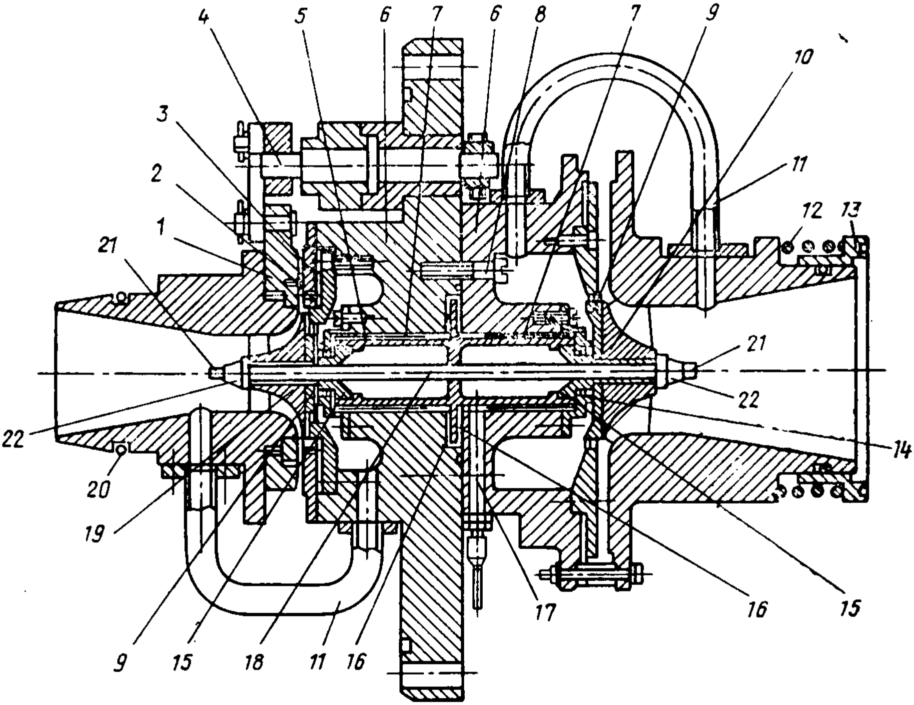


Рис. 7.24. Турбодетандер фирмы The Garret Corporation (США) с газодинамическими лепестковыми подшипниками:

1 — поворотная щека направляющего аппарата; *2* — лопатка направляющего аппарата; *3* — неподвижная щека направляющего аппарата; *4* — механизм поворота лопаток направляющего аппарата; *5* — вал; *6* — корпус подшипника; *7* — радиальный лепестковый подшипник; *8* — винт; *9* — диск лабиринтного уплотнения; *10* — компрессорное колесо; *11* — трубка для отвода утечек газа; *12* — пружина-компенсатор; *13* — втулка; *14* — уплотнение по шейке вала; *15* — втулка; *16* — осевой лепестковый подшипник; *17* — датчик для замера частоты вращения ротора; *18* — стяжной болт; *19* — колесо турбины; *20* — кольцо уплотнительное; *21* — хвостовик; *22* — гайка

Пример использования такого турбодетандера фирмой Ihe Garret Corporation (США) показан на рис. 7.24. Его ссобенностью является то, что ротор выполнен разборным вдоль горизонтальной оси. При его окончательной сборке сначала стяжной болт *18* растягивают за хвостовики *21* с усилием 2—3 т, что дает удлинение по оси до 0,6—0,8 мм, гайки *22* с усилиём доворачивают до упора, после чего растягивающее усилие с болта *18* снимают. Такая предварительно напряженная конструкция, во-первых, делает ротор жестким, а, во-вторых, не позволяет конкурирующим фирмам просто разобрать изделие и ознакомиться с устройством лепестковых подшипников.

На рис. 7.25 показан общий вид элементов роторной системы одного из отечественных турбодетандеров с газодинамическими лепестковыми подшипниками, установленных в системе кондиционирования воздуха в самолете. О размерах этих элементов можно судить по лежащей рядом с ними масштабной линейке. Ротор вращается с частотой 75 000 мин$^{-1}$, мощность на валу 15 КВт.

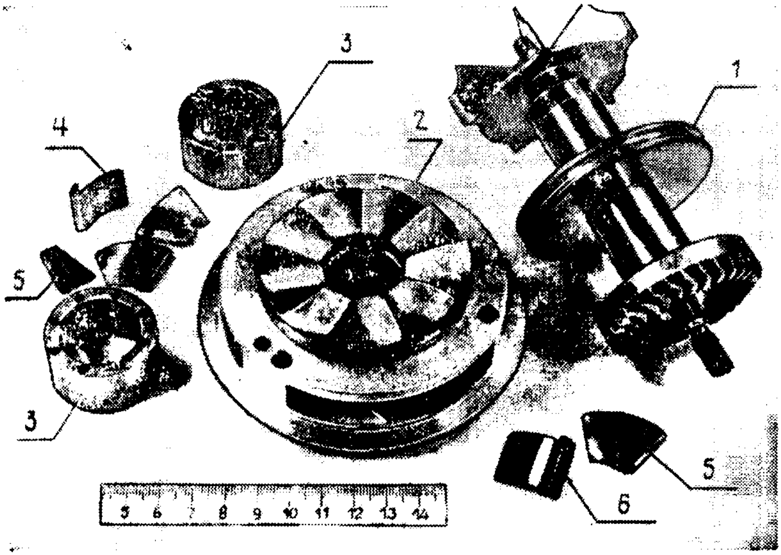


Рис. 7.25. Элементы роторной системы турбодетандера с газодинамическими лепестковыми подшипниками системы кондиционирования самолета:

1 — ротор; *2*, *3* — соответственно осевой и радиальный лепестковый подшипник; *4*, *5*, и *5*, *6* — рабочий лепесток и дополнительный упругий элемент радиального и осевого подшипника соответственно

Большое применение газовые подшипники нашли в гироскопах различного назначения. В основном в них используются газодинамические конические, сферические или полусферические подшипники с жесткими рабочими поверхностями, на которых выполнены или спиральные канавки, или карманы.

Применяются газовые подшипники и в различных насосах для перекачки жидкостей: в криогенной технике для перекачки сжиженных газов вплоть до температур 4,2 К, в медицине для перекачки физиологических растворов и крови.

Новым направлением использования газовых опор является их применение в нагнетателях в прокачных системах газовых технологических лазеров.

Фирма Alcatel (Франция) и НПО «Вектор» (Россия) применяют газостатические двухрядные радиальные с карманами и гладкие осевые с микроканавками подшипники в турбомолекулярных вакуумных насосах, привод которых осуществляется от высокочастотных асинхронных электродвигателей.

На рис. 7.26 показан турбомолекулярный вакуумный насос ТМН-500, разработанный НПО «Вектор» совместно с МГТУ им. Н. Э. Баумана. Его основные параметры: предельное остаточное давление до $1{,}33 \cdot 10^{-8}$ Па, степень сжатия 10^8, мощность

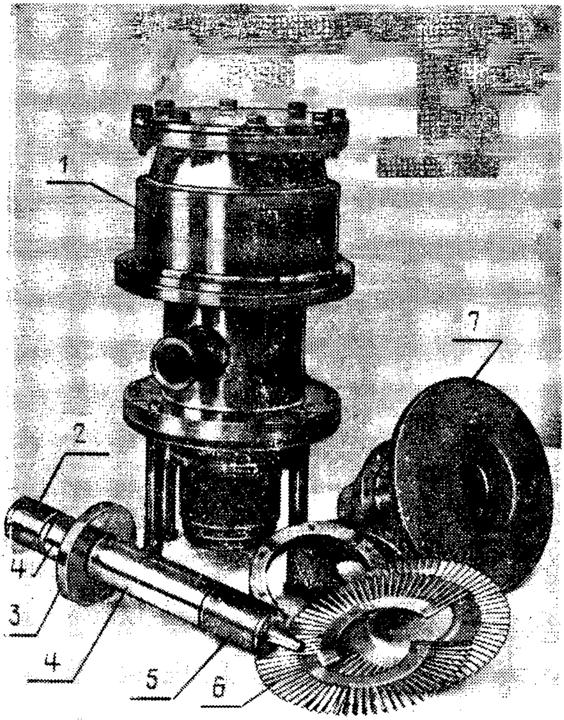


Рис. 7.26. Безмасляный турбомолекулярный вакуумный насос ТМН-500 с гибридными газовыми подшипниками:

1 — корпус; *2* — ротор электродвигателя; *3* — пята осевых подшипников; *4* — цапфы радиальных подшипников; *5* — газодинамическое уплотнение; *6* — рабочие диски проточной части насоса; *7* — осевой подшипник на валу электродвигателя 2,2 КВт, частота вращения ротора 24 000 мин$^{-1}$, давление наддува воздуха в подшипники 0,45—0,6 МПа, уплотнение ротора — газодинамическое бесконтактное, быстрота действия 450 л/с.

Имеется большой опыт использования газовых подшипников в других областях.

Рекомендательная литература

Жэн А., Жау А., Кастелли Э. Рабочие характеристики высокоскоростных бесконтактных газовых уплотнений, профилированных спиральными канавками и скрытой ступенью Рэлея // Проблемы трения и смазки. 1969. № 1. С. 67.

Константинеску В. Н. Газовая смазка. М.: Машиностроение. 1968. 718 с.

Лохматов А. А. Об одном методе решения задач газовой смазки // Газовая смазка подшипников. М.: НИИМАШ АН СССР. 1968. С. 79—89.

Лучин Г. А., Пешти Ю. В., Снопов А. И. Газовые опоры турбомашин. М.: Машиностроение. 1989. 240 с.

Максимов В. А., Усков М. К. Газодинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы / Отв. ред. С. В. Пинегин. М.: Наука. 1985. 144 с.

Мори X. Теоретическое исследование падения давления в упорных подшипниках с внешним нагнетанием газовой смазки // Техническая механика 1961. № 2. С. 23—29.

Пешти Ю. В., Шадрина В. Ю. Перспективность применения лепестковых подшипников с газовой смазкой для роторов высокоскоростных турбомашин // Труды МВТУ. 1976. № 240. С. 44—53.

Пинегин С. В., Емельнов А. В., Табачников Ю. В. Газодинамические подпятники со спиральными канавками. М.: Наука, 1977. 107 с.

Пинегин С. В., Петров В. П., Гудченко В. М. Исследование материалов подшипников с газовой смазкой. М.: 1975. 47 с.

Подшипники с газовой смазкой: Пер. с англ. / Под общ. ред. Н. С. Грэссема и Дж. У. Пауэлла. М.: Мир. 1966. 424 с.

Расчет упорных кольцевых газостатических подшипников турбомашин атомных энергетических установок: Руководящий технический материал РТМ 108. 129. 102—76. М.: Минэнергомаш. 1978. 120 с.

Хэмрок Б. Ж. Радиальный ступенчатый подшипник Рэлея // Проблемы трения и смазки. 1968. № 4. С. 287—294.

Шейнберг С. А., Жедь В. П., Шишеев М. Д. Опоры скольжения с газовой смазкой. М.: Машиностроение. 1975. 334 с.

Элрод X. Д. Теория тонкого смазочного слоя для ньютоновской жидкости на поверхностях с бороздчатыми шероховатостями или канавками // Проблемы трения и смазки. 1973. № 4. С. 91—97.

Ausman J. S. An Improved Analitical Solution for Self-Acting, Gas Lubricated Journal Bearings of Finite Length. // Trans. ASME, Ser. D. 1961. V. 83. P. 188—194.

Design Gas Bearings.— N. Y., Mechanical Technology Incorporated. 1969. 673 p.

Morishita T. Experiments on Hydrodinamic Gas Bearing Applied to Automatic Gas Turbine // The ASME publication № 74-GT-150. United engineering center.— N. Y. 1973. Dec. 7. P. 1—7.

Oh K. P., Rohde S. M. A Theoretical Investigation of the Multileaf Journal Bearings // Trans. ASME. Journal of Applied Mechanics, 1976. №2. P. 237—242.

Trippet R. J., Oh K. P., Rohde S. M. Theoretical and Experimental Loaddeffection. Studies of a Multileaf Journal Bearing. Tipies in Fluid Film Bearing Design and Optimisation: Presented of the Design Engineering Conference, Chicago. Illinois.— N. Y., 1978. April. P. 130—156.

Raimondi A. A. Numerical Solution for the Gas Lubricated Full Bearing of Finite Length. // Trans. ASLE. 1961. V. 4. P. 131—135.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Физические свойства газов

Газ	Химическая формула	Плотность при 273 К, кг/м³	Массовая теплоемкость при 273 К и 0,1013 МПа, кДж/(кг·К)			Газовая постоянная $R_г$, Дж/(кг·К)	Абсолютная вязкость при 273 К и 0,1013 МПа, μ_0 15⁵ Па·с	Константа Сезерленда С, К	Молекулярная масса, кг/моль
			C_p	C_v	$R=\frac{C_p}{C_v}$				
Азот	N_2	1,25048	1,048	0,745	1,4	296,8	167	114	28,016
Аммиак	NH_3	0,77140	2,160	1,638	1,32	488,3	92	626	17,030
Аргон	Ar	1,78400	0,676	0,312	1,68	208,2	209	142	39,944
Ацетилен	C_2H_2	1,17400	1,676	1,353	1,24	319,4	93,5	198	26,030
Бутан	C_4H_{10}	2,70300	1,920	1,734	1,11	143,1	80	377	58,120
Изобутан	$CH\langle{}^{C_4H_{10}}_{C_4H_{10}}$	2,67500	1,632	Н. д.	Н. д.	143,1	74,7	336	58,120
Бутилен	C_4H_8	Н. д.	1,591	Н. д.	Н. д.	148,1	76,1	329	56,100
Водород	H_2	0,08988	14,24	10,13	1,41	4125,0	84,2	73	2,066
Воздух	—	1,29300	1,008	0,720	1,40	287,0	173	124	28,960
Гелий I	^4He	0,17846	5,270	3,182	1,66	2077,4	188	78	4,004
Гелий II	^3He	0,13450	Н. д.	Н. д.	Н. д.	Н. д.	Н. д.	Н. д.	3,017
Оксид углерода (IV)	CO_2	1,97700	0,845	0,649	1,30	188,9	138	254	44,100

Дейтерий	D	0,18000	0,724	Н. д.	Н. д.	206,0	135	260	44,016
Оксид азота (I)	N_2O	1,91700	0,912	0,716	1,27	188,8	191	131	32,000
Кислород	O_2	0,91200	0,653	0,653	1,40	259,9	232	188	83,800
Криптон	Kr	3,74500	0,248	0,151	1,67	100,2	210	290	131,300
Ксенон	Xe	5,85100	0,141	0,096	1,70	63,7	103	162	16,040
Метан	CH_4	0,71680	2,225	1,692	1,31	518,9	297	58	20,183
Неон	Ne	0,89990	1,038	0,618	1,68	41,1	Н. д.	Н. д.	48,000
Озон	O_3	2,14400	0,910	Н. д.	Н. д.	173,0	178	128	30,010
Оксид азота (II)	NO	1,34000	0,975	0,694	1,40	276,8	166	100	28,010
Оксид углерода (II)	CO	1,25040	1,048	0,753	1,38	296,9	Н. д.	Н. д.	44,090
Пропан	C_3H_8	2,00500	1,654	1,438	1,14	188,6	125	—	34,080
Сероводород	H_2S	1,53600	1,633	1,438	1,32	244,1	84	322	42,080
Пропилен	C_3H_6	1,91400	1,633	1,438	1,14	197,6	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Сернистый ангидрид	SO_2	2,92600	0,632	0,488	1,27	129,8	120	396	64,070
Тритий	T	0,26900	Н. д.	Н. д.	Н. д.	1380,0	Н. д.	Н. д.	6,034
Хлор	Cl_2	3,22000	0,489	0,360	1,35	117,3	130	351	70,914
Этан	C_2H_6	1,35700	1,730	1,445	1,20	276,6	85	287	30,070
Этилен	C_2H_4	2,26040	1,545	1,248	1,23	296,5	98	241	286,050
Фтор	F	1,69600	0,803	Н. д.	Н. д.	218,3	225	Н. д.	38,000

Примечание. Н. д. — нет данных

Программа расчета на ЭВМ на алгоритмическом языке Фортран-77 газодинамических осевых подшипников и бесконтактных уплотнений со спиральными канавками

Условные обозначения и идентификаторы

Условное обозначение параметра	Единица измерения	Идентификаторы для ввода и вывода в ЭВМ
π	—	PI
μ	Па·с	AMU
R_0	м	RO
R_i	м	RI
R_g	м	RG
θ	рад	TETA
H_2	м	H2
$p_н$	Па	PHP
$p_в$	Па	PBP
T	К	T
$\delta_{сп}$	м	Dk
$p_а$	Па	PA
$l_а$	м	ALA
$R_г$	Дж/(кг·К)	RGAZ
$N_{сп}$	—	NG
$\bar{r}$	—	R
$\bar{p}$	—	P
$R_у$	м	RY
l	м	AL
$\rho_{сп}$	кг/м^3	PLUTN
$F_{сп}$	Н	FSP
$G_{сп}$	кг/с	GSP
$M_{тр}$	Н·м	MTR
$\bar{p}_{сп}$	—	PSP
$\bar{r}/R_0$	—	R/RO
$p/p_н$	—	P/PH
$F_у$	Н	FPR
$N_{тр}$	Вт	NTR
$K_г$	Н/м	KG
$K_{уп}$	Н/м	KYG
$K_у{}^*$	Н/м	KPR
$K_э$	Н/м	KE
$\omega_{сп}$	с$^{-1}$	OMK
$\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$, $\bar{p}_в$	—	R1, R2, PB
$\bar{p}_н$, $\Lambda_{сп}$, $\varkappa$	—	PH, ALSP, X
α, γ, $\nu_{сп}$	—	ALFA, GAMMA, VK
ζ, A, A_0, A_1	—	AKSI, A, AO, A1
A_2, B_V, B_1, B_2	—	A2, BO, B1, B2
m_0	—	AMO
D, D_*, λ_η, $\mathrm{d}\,\bar{p}/\mathrm{d}\,\bar{r}$	—	D, DZ, ALNU, DPDR
$D_{ср}$, $R_{ср}$, $m_{кол}$, $I_{кол}$	—	DC, D2/2, AMK, AIK
ω	рад/с	OM

Программа расчета

```
C         PROGRAM SPIRAL
C
C         Общая область памяти для функции вычисления dP/dR
C
C
          COMMON /PSPCUR/ PSP COMMON /ALLVAR/ ALSP,AKSI,ALNU,
       1  VK,ALFA,X,PH,
       1  A,A0,A1,A2,B0,B1,B2,R1,R2,
       2  PI,TETA,NG,PB
C
C         Массивы выходных параметров программы
C
          DIMENSION VECP(100),VECR(100),PPR(100),RPR(100),VFPR(10)
          DIMENSION VPS(10),VP(10,100),VH2(10),VFS(10),VGS(10)
          DIMENSION VMTR(10),VNTR(10)
C
C         Входные параметры
C
          PI=3.1415926
          AMU=1.148E-5
          OM=1151.333
          RO=77.5E-3
          RI=48.E-3
          RG=63.6E-3
          TETA=16.*PI/180.
          PHR=3.E6
          PBR=0.1E6
          T=288.
          DK=12.E-6
          ALA=0.065E-6
          PA=0.1E6
          RGAZ=287.
          RY=66.E-3
          NG=12
          PLOTN=8.E3
          AL=0.005
C
C         Постоянные , зависящие от входных параметров
C
          R1=RG/RO
          R2=RI/RO
          PB=PBR/PHR
          PH=1.
          DC=RO+RI
          RC=DC/2.
          AMK=PLOTN*PI*(RO*RO-RI*RI)*2.*AL
          AJK=AMK*((RO/2.)**2-(RI/2.)**2+AL**2/3.)
          X=0.5
          ALFA=1.-X
          AKSI=0.
```

```
C
C       Цикл вычисления высоты зазора H2
C
        VH2(1)=2.E-6
        H2KON=5.E-6
        NUMH2=4
        STH2=(H2KON-VH2(1))/FLOAT(NUMH2-1)
        DO 98 J=1,NUMH2-1
   98   VH2(J+1)=VH2(J)+STH2

        DO 100 J=1,NUMH2
        H2=VH2(J)
        ALSP=6.*AMU*OM*RO*RO/(PHR*H2*H2)
        GAMMA=DK/(H2+DK)
        VK=1.-GAMMA
        A=X*GAMMA*VK*VK*COS(TETA)*SIN(TETA)
        A0=ALFA*(1.-VK*VK*VK)
        A1=ALFA*ALFA-ALFA*VK*VK*(1.-ALFA*GAMMA)
        A2=-X*ALFA*ALFA*VK*VK*(1.-VK**4)
        B0=VK**3*COS(TETA)**2+
     1     (ALFA+X*VK**3)*(ALFA*VK**3+X)*SIN(TETA)**2
        B1=VK*VK*(X*ALFA*GAMMA*(X+ALFA*VK**3)+
     1     2.*VK*(ALFA*ALFA+X*X*VK*VK)+
     2     (ALFA+X*VK**3)*(X*X-VK*ALFA*ALFA))*COS(TETA)**2+
     3     (ALFA*ALFA*(X+ALFA*VK**3)-
     4     ALFA*GAMMA*X*X*VK*VK)*SIN(TETA)**2
        B2=VK*VK*(ALFA*ALFA*(X*X-VK*ALFA*ALFA)+
     1        VK*(ALFA*ALFA-X*X*VK*VK)**2)*COS(TETA)**2+
     2        GAMMA*X*X*ALFA*ALFA*VK*VK*(COS(TETA)**2-SIN(TETA)**2)
C
C       Решение дифференциального уравнения методом Рунге-Кутта
C       Нахождение максимального значения давления в подшипнике
C       методом итераций
C
        K=10
        N=20
        EPS=1.E-5
        CALL FINDSP(PH,VECP,K,N,EPS)
        STEP=-(1.-R1)/(K*N)
        DO 5 I=1,N
        VECR(I)=1.+K*STEP*(I)
    5   CONTINUE
C
C       Вычисление поля давления на гладкой области подшипника
C
        VECP(N+22)=PB
        VECR(N+22)=R2
        DO 9 I=1,N
        VECP(I+1)=VECP(I)
        VECR(I+1)=VECR(I)
    9   CONTINUE
        VECP(1)=1.
        VECR(1)=1.
```

```
      STEP=(R1-R2)/20
      R=R1+STEP
      DO 10 I=1,20
      P=SQRT(PB*PB+(PSP*PSP-PB*PB)*ALOG(R/R2)/ALOG(R1/R2))
      VECP(N+I+1)=P
      VECR(N+I+1)=R
      R=R+STEP
   10 CONTINUE
      NUM=N+22
      DO 20 I=1,NUM
      PPR(I)=VECP(NUM-I+1)
      RPR(I)=VECR(NUM-I+1)
   20 CONTINUE
C
C     Вычисление несущей способности подшипника
C
      FSP=2.*PI*RO*RO*PHR*FINTEG(RPR,PPR,NUM)
C
C     Вычисление массового расхода газа через уплотнение
C
      AMO=ALA*PA/(H2*PHR)
      GSP=PI*PHR*PHR*H2*H2*H2/(12.*RGAZ*T)*(1.+AKSI)*
     1  (12.*AMO+(1.+AKSI)*(PSP+PB))*(PSP-PB)/ALOG(R1/R2)
C
C     Вычисление момента трения
C
      D=1./(1.+AKSI)*((1.-X*GAMMA)/3.+
     1 X*ALFA*VK*GAMMA*GAMMA/(ALFA+X*VK*VK*VK)*
     2 (1.+X*ALFA*(1.-VK*VK*VK)*COS(TETA)**2/
     3 (VK**3*COS(TETA)**2+
     4 (ALFA+X*VK**3)*(X+ALFA*VK**3)*SIN(TETA)**2))*
     5 SIN(TETA)**2)
      DZ=1./3./(1.+AKSI+2.*AMO)
      AMTR=0.25*PI*RO*RO*PHR*H2*ALSP*
     1  (D*(1.-R1**4)+DZ*(R1**4-R2**4))
C
C     Вычисление силы сжатия пружины
C
      FPR=FSP-PI*RO*RO*PHR*(1.-(RY/RO)**2+
     1 ((RY/RO)**2-(RI/RO)**2)*PB)
C
C     Вычисление мощности трения
C
      ANTR=AMTR*OM
C
C     Запоминание результатов расчета для текущего значения H2
C
      DO 99 I = 1,NUM
      VP(J,I)=PPR(I)
   99 CONTINUE
      VPS(J)=PSP
      VFS(J)=FSP
      VGS(J)=GSP
      VMTR(J)=AMTR
```

```
      VFPR(J)=FPR
      VNTR(J)=ANTR
  100 CONTINUE
C
C     Вычисление жесткости газового слоя
C
      AKG=ABS((VFS(1)-VFS(2))/(VH2(1) VH2(2)))
C
C     Вычисление жесткости пружины
C
      AKPR=ABS((VFPR(1) VFPR(2))/(VH2(1)-VH2(2)))
C
C     Вычисление эквивалентной жесткости системы
C
      AKE=AKG+AKPR
C
C     Вычисление угловой жесткости
C
      AKYG=DC*DC/8.*AKE
C
C     Вычисление собственной частоты колебаний невращающегося
C     кольца уплотнения
C
      OMK=SQRT(AKYG/AJK)
C
C     Вывод результатов расчета
C
      OPEN(UNIT=1,FILE='KANAVA.DAT')
      WRITE(1,*) 'H2= ',(VH2(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,'(/)')
      WRITE(1,49)
   49 FORMAT(5X,'R/RO',25X,'P/PH')
      WRITE(1,'(/)')
      DO 15 I=1,NUM
      WRITE(1,50)  RPR(I),(VP(J,I),J=1,NUMH2)
   50 FORMAT(1X,5(G12.4,2X))
   15 CONTINUE
      WRITE(1,*) 'PSP= ',(VPS(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,*) 'FSP= ',(VFS(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,*) 'GSP= ',(VGS(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,*) 'MTR= ',(VMTR(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,*) 'FPR= ',(VFPR(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,*) 'NTR= ',(VNTR(J),J=1,NUMH2)
      WRITE(1,'(/)')
      WRITE(1,*) 'KG= ',AKG,'   KYG= ',AKYG,'    KPR=
      WRITE(1,*) 'KE= ',AKE,'   OMK= ',OMK
      CLOSE(UNIT=1)
      END
```

```
C ----------------------------------------------------------------
C
C       Функция вычисления определенного интеграла методом
C       трапеций
C
        FUNCTION FINTEG(X,Y,NUM)
        DIMENSION X(1),Y(1)
        SUM=0.
        DO 1 I=1,NUM-1
        SUM=SUM+(X(I+1)-X(I))*(Y(I+1)+Y(I))/2.
  1     CONTINUE
        FINTEG=SUM
        RETURN
        END
C ----------------------------------------------------------------
C
C       Подпрограмма расчета значений давлений по радиусу
C       уплотнения
C
        SUBROUTINE FINDSP(POITER,VECP,K,N,EPS)
C
        EXTERNAL DPDR
C
        COMMON /PSPCUR/ PSP
        COMMON /ALLVAR/ ALSP,AKSI,ALNU,VK,ALF..,X,PH,
     1               A,A0,A1,A2,B0,B1,B2,R1,R2,
     2               PI,TETA,NG,FB
C
        DIMENSION VECP(100),PP(100),DP(100)
C
        DOUBLE PRECISION DPDR
        STEPR=-(1.-R1)/FLOAT(K*N)
C
C       Первая итерация
C
        P10=POITER
        PSP=P10
        CALL RK2(DPDR,STEPR,1.,PH,K,N,VECP)
        DP10=VECP(N)-P10
        P11=P10+0.5*DP10
C
C       Вторая итерация
C
        PSP=P11
        CALL RK2(DPDR,STEPR,1.,PH,K,N,VECP)
        DP11=VECP(N)-P11
        P12=P11-DP11*(P10-P11)/(DP10-DP11)
        J=3
        PP(1)=P10
        PP(2)=P11
        PP(3)=P12
        DP(1)=DP10
```

```
      DP(2)=DP11
  1   PSP=PP(J)
      J=J+1
      CALL RK2(DPDR,STEPR,1.,PH,K,N,VECP)
      DP(J-1)=VECP(N)-PSP
      IF( J/2*2 .NE. J ) THEN
C
C     Нечетная итерация
C
      PP(J)=PP(J-1)+0.5*DP(J-1)
      ELSE
C
C     Четная итерация
C
      PP(J)=PP(J-1)-DP(J-1)*(PP(J-1)-PP(J-2))/(DP(J-1)-DP(J-2))
      ENDIF
      IF( J .GE. 500 ) THEN
      WRITE (*,*) 'Превышено допустимое количество итераций. '
      STOP
      ENDIF
      write(*,*) J,DP(J-2),DP(J-1),PP(J)
      IF( ABS(DP(J-1)) .LE. EPS ) GOTO 2
      GOTO 1
  2   CONTINUE
      PSP=PP(J)
      RETURN
      END
C     ---------------------------------------------------------------
C
C     Подпрограмма вычисления dP/dR
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION DPDR(R,P)
C
      COMMON /PSPCUR/ PSP
      COMMON /ALLVAR/ ALSP,AKSI,ALNU,VK,ALFA,X,PH,
     1                A,A0,A1,A2,B0,B1,B2,R1,R2,
     2                PI,TETA,NG,PB
      ALNU=PI*ALSP*R*R*SIN(TETA)**2/((1.+AKSI)**2*FLOAT(NG)*P)
      DPDR=-ALSP/(1.+AKSI)**2*A*
     1  (A0+A1*ALNU+A2*ALNU*ALNU)/(B0+B1*ALNU+B2*ALNU*ALNU)*R+
     2  ((VK*VK*VK*(ALFA+X*VK*VK*VK+ALFA*ALFA*ALNU))*
     3 (PSP*PSP-PH*PH))/((2.*(B0+B1*ALNU+B2*ALNU*ALNU)*
     4 ALOG(R1/R2))*R*P)
      RETURN
      END
C     ----------------------------------------------
C
C     Подпрограмма интегрирования дифференциального
C     уравнения методом Рунге-Кутта 4-го порядка
C
      SUBROUTINE RK2(FUN,H,XI,YI,K,N,VEC)
      DOUBLE PRECISION FUN
      DIMENSION VEC(1)
      H2=H/2.
      Y=YI
      X=XI
      DO 2 I=1,N
      DO 1 J=1,K
      T1=H*FUN(X,Y)
      T2=H*FUN(X+H2,Y+T1/2.)
      T3=H*FUN(X+H2,Y+T2/2.)
      T4=H*FUN(X+H,Y+T3)
      Y=Y+(T1+2.*T2+2.*T3+T4)/6.
  1   X=X+H
  2   VEC(I)=Y
      RETURN
      END
```

Программа расчета на ЭВМ на алгоритмическом языке Си газодинамических радиальных лепестковых подшипников с предварительно нагруженными лепестками

Условные обозначения и идентификаторы [1]

Условные обозначения параметра	Единица измерения	Идентификаторы для ввода и вывода в ЭВМ
H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, H_6	—	H1, H2, H3, H4, H5, H6
B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6	—	B1, B2, B3, B4, B5, B6
P_0, R, e, $H_л$	м	PO, rk, e, H
$F_л$	Н	Re
$f_{тр}$	—	ftr
E	Па	E
L	м	L
$N_л$	—	N
$r_п$	м	rn
δ_0	рад	Do
$\theta_л$	рад	Th
β	рад	Bh
$\theta_{л1}$	рад	G
I	$м^4$	I
A_p	м	AO
K_0	$м^{-2}$	KO
φ_0, φ^*	рад	F_0, F_{01}
$\delta\varphi_{01}$	рад	Dfot
$\delta\varphi_{eN}$	рад	Dfon

Программа расчета

```
#include <stdio.h>
#include <float.h>
#include <math.h>

#define          PI          3.1415926

double integr(double (*func)(),double A,double B);


double H1f(double x);
double H2f(double x);
double H3f(double x);
double H4f(double x);
double H5f(double x);
double H6f(double x);

double B1f(double x);
double B2f(double x);
double B3f(double x);
double B4f(double x);
double B5f(double x);
double B6f(double x);

     double Po,rk,e,H,ftr,Rl,E,L,Fo,Bh,Dfon,Dfot; /* Constants */
     double A0,H1,H2,H3,H4,H5,H6,K0,K00,J,Fol;    /* For Dfon  */
     double B1,B2,B3,B4,B5,B6,Th,G,Do,rn,Ftr,Foc; /* For Dfot  */
     double X,Y;

     int N;
     FILE *out1,*out2;

          main()


// Исходные данные для расчета

       Po   = 0.001;
       N    = 6;
       rk   = 0.008;
       e    = 40e-6;
       H    = 60e-6;
       ftr  = 0.4;
       E    = 2e11;
       L    = 20e-3;

       out1 = fopen("xy.dat","w");
       out2 = fopen("tn.dat","w");


// Расчет значений, зависящих от Fo

for( Rl = 0.5; Rl < 1; Rl+=0.5)
{

// Определение вспомагательнмх величин и интегралов Мора

     Ftr = atan(ftr);
```

```
rn   = rk + H + e;
Do   = 2*PI/N;
Th   = acos(rk/(rk+H));
Bh   = Do - Th + acos(rk/rn);
G    = Bh - ( Do + Th );
J    = L*H*H*H/12;
A0   = R1*rk*rk*rk/E/J*cos(Ftr-G);
K0   = R1*cos(Ftr-G)/E/J;

  for( Fo1 = (180*Bh/PI); Fo1 >=0 ; Fo1-=2)
  {
  Fo = Fo1*PI/180;

// Вычисление Dfon

     H1  = integr(H1f,Do-Th-Fo,0);
     H2  = integr(H2f,Bh-Fo,Do-Th-Fo);
     H3  = -integr(H3f,Bh-Fo,Do-Fo);
     H4  = integr(H4f,Po,0);
     H5  = integr(H5f,Po,0);

     Dfon = A0*(H1+H2+H3)+K0*(H4+H5);

// Вычисление Dfot

     B1  = integr(B1f,Do-Th-Fo,0);
     B2  = integr(B2f,Bh-Fo,Do-Th-Fo);

     if( (Foc = Bh-acos(rk/(rk+H+e+Po))) < Fo )
          B3  = -integr(B3f,Po,0);
     else
          B3  = integr(B3f,Po,0);

     B4  = integr(B4f,Po,0);

     if( Fo <= ( Do - Th ) )
          B5 =  integr(B5f,Bh-Fo,Do-Fo);
     else
          B5 = 0;

     Dfot = A0*(B1+B2+B5)+K0*(B3+B4);

// Определение перемещений лепестка

     if( Fo <= (Do-Th) )
     {
          X = (rk+Dfon)*cos(Bh-Fo)+Dfot*sin(Bh-Fo);
          Y = (rk+Dfon)*sin(Bh-Fo)-Dfot*cos(Bh-Fo);
     }
     else
     {
          X = ((rk/cos(Fo-(Do-Th))+Dfon)*cos(Bh-Fo)+Dfot*sin(Bh-
               Fo));
```

```
            Y = ((rk/cos(Fo-(Do-Th))+Dfon)*sin(Bh-Fo)-Dfot*cos(Bh-
                Fo));
        }

        fprintf(out1,"%lg %lg %lg\n",X,Y,Fo1);

    fprintf(out2,"%10lg %10lg %10lg %10lg %10lg %10lg %10lg %10lg"
            " %10lg %10lg %10lg\n",Fo1,H1,H2,H3,H4,H5,B1,B2,B3,B4,B5);

        printf("Fo1 = %lg Grad\n",Fo1);

        }
}
        fclose(out1);
        fclose(out2);
}

double integr(double (*func)(),double B,double A)
{
        double x;
        double h;
        double s;

        s   = 0;
        h   = ( B - A ) / 100.;

        for( x = A ; x < B ; x+=h ) s+=((*func)(x)+(*func)(x+h))/2*h;

        return s;
}

double H0(double Fi)
{
        return (cos(Ftr-G)*(-tan(Ftr-G)*(1-cos(Fi))+sin(Fi))*
               sin(Fi-Fo));
}

double H1f(double F)
{
        return (tan(Ftr-G)*(1-cos(F+Fo))+sin(F+Fo))*sin(F);
}


double H2f(double F)
{
        return (tan(Ftr-G)*(1-cos(F+Fo)/cos(F+Fo-(Do-Th)))+
               sin(F+Fo)/cos(F+Fo-(Do-Th)))*
               sin(F)/cos(F+Fo-(Do-Th));
}

double H3f(double F)
{
        return (tan(F+Fo-(Do-Th))-tan(Th))*sin(F)/
               cos(F+Fo-(Do-Th))*cos(F+Fo-(Do-Th));
}

double H4f(double x)
```

```
{
     return (tan(Ftr-G)*(rk-(rn+x)*cos(Bh))+(rn+x)*sin(Bh))*
            (rn+x)*sin(Bh-Fo);
}

double H5f(double x)
{
     return (tan(Ftr-G)*x*sin(G)-rk*(tan(Bh-(Do-Th))-tan(Th))-
            x*sin(G))*(rn+x)*sin(Bh-Fo);
}

double  H6f(double x)
{
     return 0;
}

double B0(double Fi)
{
     return 0;
}

double B1f(double F)
{
     return (tan(Ftr-G)*(1-cos(F+Fo))+sin(F+Fo))*(1-cos(F));
}

double B2f(double F)
{
     return (tan(Ftr-G)*(1-cos(F+Fo)/cos(F+Fo-(Do-Th)))+
            sin(F+Fo)/cos(F+Fo-(Do-Th)))*
            (1-cos(F))/cos(F+Fo-(Do-Th));
}

double B3f(double x)
{
     return (tan(Ftr-G)*(rk-(rn+x)*cos(Bh))+(rn+x)*sin(Bh))*
            (rk-(rn+x)*cos(Bh-Fo));
}

double B4f(double x)
{
     return (-tan(Ftr-G)*x*cos(G)+rk*(tan(Bh-(Do Th))
            tan(Th))+x*sin(G))*(rk-(rn+x)*cos(Bh-Fo))
}

double B5f(double F)
{
     return (tan(F+Fo-(Do-Th))-tan(Th))*(1-cos(F)/
            cos(F+Fo-(Do-Th)))/cos(F+Fo-(Do Th));
}

double  B6f(double x)
{
     return 0;
}
```

Программа расчета на ЭВМ на алгоритмическом языке Фортран-77 несущей способности и жесткости осевых и радиальных газостатических подшипников с дросселями типа «кольцевое сопло», а также предельной частоты вращения ротора

Условные обозначения и идентификаторы

Условное обозначение параметра	Единица измерения	Идентификаторы для ввода и вывода в ЭВМ
D	м	D
L	м	BL
l	м	DL
$N_{др}$	—	SN
H_0	м	HO
d_c	м	DC
$p_а$	Па	PAI
$p_в$	Па	PS
μ_0	Па·с	UM1
T_s	K	TS
C	—	CK
k	—	WK
$z_г$	—	ZG
$N_{вкл}$	—	ONB
m	кг	OMM
I_X, I_Y	кг·м²	CEE
I_z	кг·м²	CP
l_I	м	L11
l_{II}	м	L22
$l_р$	м	RL
$R_н$	м	RH
$R_{ср}$	м	RC

Программа расчета

```
      SUBROUTINE SUM(N,AA,C5,B,G,HH)
      DR=(B-AA)/N
      SSS=AA
      HHO=0
      R=AA
      DO 333 I=1,N
      R=R+DR
      SS=R+SQRT(1-C5*ALOG(R/AA)/ALOG(G/AA))
      HHO=(SSS+SS)/2*DR+HHO
333   SSS=SS
      HH=HHO
      RETURN
      END
      REAL L0,M,L1,K0,LA,LB,L11,L22,M0
      DIMENSION Q7(20)
C
C     Ввод исходных данных
C
      READ(5,131) D,BL,DL,SN,HO,DC,PA1,PS,RG,UM1,TS,CK,WK,ZG,ONB
131   FORMAT(3F7.5,F3.0,2E11.5/4E11.5,2F5.1,2F4.2,F2.0)
      PRINT 140,D,BL,DL,SN,HO,DC,PA1,PS,RG,UM1,TS,CK,WK,ZG,ONB
140   FORMAT('   D=',F7.5,'   BL=',F7.5,'   DL=',F7.5,
     1'   SN=',F3.0/'   HO=',E11.5,'   DC=',E11.5,'   PA1=',
     2E11.5,'   PS=',E11.5/'   RG=',E11.5,'   UM1=',E11.5,
     3'   TS=',F5.1,'   CK=',F5.1,
     4'   WK=',F4.2,'   ZG=',F4.2,'   ONB=',F2.0)
      READ(5,134) OMM,CEE,CP,L11,L22,RL
134   FORMAT(3E11.5,3F7.5)
      PRINT 141,OMM,CEE,CP,L11,L22,RL
141   FORMAT('   OMM=',E11.5,'   CEE=',E11.5,'   CP=',E11.5,
     1'   L11=',F7.5,'   L22=',F7.5,'   RL=',F7.5)
      READ(5,132) RH,RC,RB,RA1,RA2,YPOR,SNN,DCC
132   FORMAT(5F7.5,F2.0,F3.0,E11.5)
      PRINT 144,RH,RC,RB,RA1,RA2,YPOR,SNN,DCC
144   FORMAT('   RH=',F7.5,'   RC=',F7.5,'   RB=',F7.5,
     1'   RA1=',F7.3,'   RA2=',F7.5/'   YPOR=',F2.0,'   SNN=',
     2F3.0,'   DCC=',E11.5)
      HM=0.5E-5
      KM=0
102   UM=UM1*((273+CK)/(TS+CK))*(TS/273)**1.5
      U=WK+1
      T=WK-1
      PI=3.1415926
      Q=SQRT(RG*TS*RG)
      PK=(2/U)**(WK/T)
      FIK=SQRT(WK*(2/U)**(U/T))
      PA=PA1/PS
C
C     Определение статических характеристик осевого подшипника
C
      WRITE(6,7833)
7833  FORMAT('РАСХОД',            ЗАЗОР В ОСЕВОМ      НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ
     1 '      ГАЗА ЧЕРЕЗ'/'  ПОДШИПНИКЕ,М        ОСЕВОГО ПОДШИПНИКА,Н
     2 '      ОСЕВОЙ ПОДШИПНИК,КГ/С')
        IF(YPOR-1) 350,350,370
350     V=(ALOG(RB/RC)+ALOG(RC/RH))/2
```

```
      GO TO 380
370   V=(ALOG(RB/RA1)+ALOG(RA2/RH))/2
380   PMB=1
      PMH=PA
      CM=PI/2/SNN/V
      OMC=4*HM/DC
      AG=12*UM*Q*Q/CM/HM**3/PS/PS
      K0=0
18    PM=(PMB+PMH)*0.5
      K0=K0+1
      IF(K0-1000) 80,99,99
C
C     Расход газа через щель
C
80    GM=(PM*PM-PA*PA)/AG
      RE=4*GM/PI/DC/UM
      FIM=SQRT(2*WK*(PM**(2/WK)-PM**(U/WK))/T)
      IF(PM.LE.PK) FIM=FIK
C
C     Определение DZ
C
      DZ=0.0816*OMC**0.78*RE**0.477
      DZ2=-2E-8*RE*RE+0.142E-3*(1.56-OMC)*RE+0.46*OMC**0.296
      IF(DZ2.LT.DZ) DZ=DZ2
      DZ3=0.75+0.05/110000*(RE 10000)
      IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
      REMAX=3550*(1.56-OMC)
      DZMAX=-2E-8*REMAX*REMAX+0.142E-3*(1.56-OMC)*REMAX+0.46*
      OMC**0.296
      IF(RE.LE.REMAX) GO TO 752
      DZ=DZMAX+(0.8-DZMAX)/(120000-REMAX)*(RE-REMAX)
      IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
752   FIM1=GM*Q/PI/DC/HM/PS/DZ
      IF(ABS(FIM1-FIM)-0.0001) 99,99,75
75    IF(FIM1-FIM) 76,99,77
76    PMH=PM
      GO TO 181
77    PMB=PM
      GO TO `181
99    DQ=PM**((1-WK)/WK)*(PM**((1-WK)/WK)-
      0.5*U)/FIK/FIM/SQRT(WK*T)
      IF(PM.LT.PK) DQ=0
      QX=FIM*SQRT((1/WK)*(0.5*(WK+1))**
      ((WK+1)/(WK-1)))
      W=ALOG(RB/RH)
      B2=(W-2*V)
      Q4=TANH(V)/V
      B3=(1/QX)*DQ*(PM*PM-PA*PA)
      Q0=(1-B3)/(2*V*COSH(W)/
      (SINH(2*V)*COSH(B2))-B3)
      PMC=PM*Q0*Q4
      GMS=GM*SNN
      A1=1-(PA/PM)**2
      IF(YPOR-1) 43,43,553
43    CALL SUM(250,RC,A1,RB,RB,FB)
      CALL SUM(250,RC,A1,RH,RH,FH)
      F01F02=2*PI*PS*PMC*(FB+FH)
```

```
      GO TO 13
553   CALL SUM(250,RA1,A1,RB,RB,FB)
      CALL SUM(250,RA2,A1,RH,RH,FH)
      F01F02=2*PI*PS*PMC*(FB+FH+RA1*RA1*0 5 RA2*RA2*0.5)
13    PRINT 301,HM,F01F02,GM,
301   FORMAT(1H ,E12.5,9X,E11.5,13 ,E11 5)
      HM=HM+5E-6
      IF(HM 100E-6) 380,380,303
C
C     Определение статических характеристик радиального
C     подшипника (несущая способность и жесткость)
C
303   ET=0
      FC1=0
      WRITE(6,784)
784   FORMAT(' ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ          НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ,
     1 '              ЖЕСТКОСТЬ                РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ /
     2 ' ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ   РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА,Н/М ,
     3 '   РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК,КГ/С')
      DO 103 N=1,20
      HHH=(1-ET)+HO
      HB=(1+ET)*HO
      DT=2*PI/SN
      BK=2/(1+((1+ET)/(1+ET*COS(DT)))**2.5)
      HK=2/(1+((1+ET*COS(DT))/(1+ET))**2.5)
      FK=0.125*(2*SN*DL/PI/D)**2*ET*(1-COS(DT))/
     1 (1+0.5*ET*(1+COS(DT)))
      HOK=HK+FK
      BOK=BK-0.5*FK
      HOK=1
      BOK=1
      CH=PI*D*HOK/DL/SN
      CB=PI*D*BOK/DL/SN
      IF(ABS(2*DL-BL).GT.0.1E-4) CH=CH/2
      IF(ABS(2*DL-BL).GT.0.1E-4) CB=CB/2
      PHB=1
      PHH=PA
      OMC=4*HHH/DC
      AG=12*UM*Q*Q/CH/HHH**3/PS/PS
      K0=0
51    PH=(PHB+PHH)*0.5
      K0=K0+1
      IF(K0-1000) 52,9,9
52    GH=(PH*PH-PA*PA)/AG
      RE=4*GH/PI/DC/UM
      FIH=SQRT(2*WK*(PH**(2/WK)-PH**(U/WK))/T)
      IF(PH.LE.PK) FIH=FIK
      DZ=0.0816*OMC**0.78*RE**0.477
      DZ2=-2E-8*RE*RE+0.142E-3*(1.56-OMC)*RE+0.46*OMC**0.296
      IF(DZ2.LT.DZ) DZ=DZ2
      DZ3=0.75+0.05/110000*(RE-10000)
      IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
      REMAX=3550*(1.56-OMC)
      DZMAX=-2E-8*REMAX*REMAX+0.142E-3*(1.56-OMC)*
     1 REMAX+0.46*OMC**0.296
      IF(RE.LE.REMAX) GO TO 50
      DZ=DZMAX+(0.8-DZMAX)/(120000-REMAX)*(RE-REMAX)
```

```
        IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
50      FIH1=GH*Q/PI/DC/HHH/PS/DZ
        IF(ABS(FIH1-FIH)-0.00001) 9,9,175
175     IF(FIH1-FIH) 176,9,177
176     PHH=PH
        GO TO 51
177     PHB=PH
        GO TO 51
9       PHC=PA
        IF(PH.GT.PA) PHC=2/3*(PH**3-PA**3)/(PH*PH-PA*PA)
        PBB=1
        PBH=PA
        OMC=4*HB/DC
        AG=12*UM*Q*Q/CB/HB**3/PS/PS
        K0=0
53      PB=(PBB+PBH)*0.5
        K0=K0+1
        IF(K0-1000) 54,10,10
54      GB=(PB*PB-PA*PA)/AG
        RE=4*GB/PI/DC/UM
        FIB=SQRT(2*WK*(PB**(2/WK)-PB**(U/WK))/T)
        IF(PB.LE.PK) FIB=FIK
        DZ=0.0816*OMC**0.78*RE**0.477
        DZ2=-2E-8*RE*RE+0.142E-3*(1.56-OMC)*RE+0.46*OMC**0.296
        IF(DZ2.LT.DZ) DZ=DZ2
        DZ3=0.75+0.05/110000*(RE-10000)
        IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
        REMAX=3550*(1.56-OMC)
        DZMAX=-2E-8*REMAX*REMAX+0.142E-3*(1.56-OMC)*
        REMAX+0.46*OMC**0.296
        IF(RE.LE.REMAX) GO TO 55
        DZ=DZMAX+(0.8-DZMAX)/(120000-REMAX)*(RE-REMAX)
        IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
55      FIB1=GB*Q/PI/DC/HB/PS/DZ
        IF(ABS(FIB1-FIB)-0.00001) 10,10,275
275     IF(FIH1-FIH) 276,10,277
276     PBH=PB
        GO TO 53
277     PBB=PB
        GO TO 53
10      PBC=PA
        IF(PB.GT.PA) PBC=2/3*(PB**3-PA**3)/(PB*PB-PA*PA)
        IF(KT) 501,501,4
501     DQ=PH**((1-WK)/WK)*(PH**((1-WK)/WK)-
      1 0.5*U)/FIK/FIH/SQRT(WK*T)
        IF(PH.LT.PK) DQ=0
        QX=FIH*SQRT((1/WK)*(0.5*(WK+1))**((WK+1)/(WK-1)))
        V=DL/D
        W=BL/D
        BB=W-2*V
        W1=TANH(V)/V
        Q2=0
        IF(ABS(2*DL-BL).GT.0.1E-4) Q2=TANH(BB)/BB
        B1=(1/QX)*DQ*(PH*PH-PA*PA)
        Q0=(1-B1)/(2*V*COSH(W)/(SINH(2*V)*COSH(BB))-B1)
        POC=PHC/PA
        REC=RE
```

```
4       FC=0.5*PI*DL*D*PS*Q0*(W1*(PHC-PBC)+
        Q2*(BL/2/DL-1)*(PH-PB))
        Q7(N)=(FC-FC1)/(HO*0.05)
        GRS=0.5*(GB+GH)*SN
        Q1=Q7(N)
        FC1=FC
        PRINT 300,ET,FC,Q1,GRS
300     FORMAT(5X,F4.2,13X,E11.5,16X,E11.5,18X,E11.5)
        ET=ET+0.05
103     CONTINUE
        Q7(1)=0
        Q1E=-1E12
        DO 104 I=1,20
        IF(Q1E.LT.Q7(I)) Q1E=Q7(I)
104     CONTINUE
C
C       Определение коэффициента эффективной длины XC
C
270     C=(1.073/(DC/BL+0.072)-6.04)*SQRT(U/T)
        RES=REC*SN*DC*0.25/D
        XC=1+(10.92-123*DC/BL)*((RES*1E-2+C)**(-1)-C**(-1))
        E=(BL*XC/D-TANH(BL*XC/D))/(2*(BL/D-TANH(BL/D)))
        WRITE(6,44) POC,XC,E,REC,RES
44      FORMAT(1X,5E15.6)
        MO=SQRT(0.5*Q1E*RL*RL/(CEE-CP))
        GG=CP/CEE
        PRED=MO/SQRT(E*(E-GG))
        PRINT 100,Q1E,MO,GG
100     FORMAT(1X,3E15.6)
        PRINT 156,PRED
156     FORMAT(' ПРЕДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ РОТОРА PRED=',
     1  E12.6,' РАД/С')
        HO=HO+2E-6
        PRINT 101,HO
101     FORMAT('          HO=',E9.3)
        IF(HO-20E-6) 303,303,9999
9999    STOP
        END
```

Контрольный пример

```
0.050000.060000.0200006.0.80000E-051.50000E-4
0.98000E 050.49000E 060.28720E 30.17300E-04300.0124.01.401.002
0.38650E 010.51600E-010.34810E-02-.044000.174000.13000
0.026000.037500.050000.000000.000000. 6.1.50000E-04
```

Программа расчета на ЭВМ на алгоритмическом языке Фортран-77 несущей способности радиального газостатического подшипника с дросселями типа «кольцевое сопло» и самоустанавливающимися сегментными вкладышами

Условные обозначения и идентификаторы

Условное обозначение параметра	Единица измерения	Идентификаторы для ввода и вывода в ЭВМ
p_m	—	PM
p_a	—	PA
k	—	WK
ξ_c	—	DZ
$\mathrm{R_e}$	—	RE
Φ_m	—	FIM
m_c	—	OMC
D	м	D
L	м	BL
l	м	DL
$N_{др}$	—	SN
d_c	м	DC
p_s	Па	PS
μ	Па·с	UM1
$z_г$	—	ZG
T_s	К	TS

Программа расчета

```
C
      SUBROUTINE DAWL(OM1,EPS,HO1,DC1,UM2,Q1,PS1,PA2,PI1,WK1,U1
     1                   T1,PK1,FIK1,PMC,PM)
      HM=HO1*EPS
      OMC=4*HM/DC1
      AG=12*UM2*Q1*Q1/OM1/HM**3/PS1/PS1
      KO=0
      PMB=1
      PMH=PA2
181   PM=(PMB+PMH)*0.5
      KO=KO+1
      IF(KO-1000) 80,99,99
C
C     Определение давления PM
C
80    GM=(PM*PM-PA2*PA2)/AG
      RE=4*GM/PI1/DC1/UM2
      FIM=SQRT(2*WK1*(PM**(2/WK1)-PM**(U1/WK1))/T1)
      IF(PM.LE.PK1) FIM=FIK1
C     Определение DZ
      DZ=0.0816*OMC**0.78*RE**0.477
      DZ2=-2E-8*RE*RE +0.142E-3*(1.56-OMC)*RE+0.46*OMC**0.296
      IF(DZ2.LT.DZ) DZ=DZ2
      DZ3=0.75+0.05/110000*(RE-10000)
      IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
      REMAX=3550*(1.56-OMC)
      DZMAX=-2E-8*REMAX*REMAX+0.142E-3*(1.56-OMC)*REMAX+
     1 0.46*OMC**0.296
      IF(RE.LE.REMAX) GO TO 752
      DZ=DZMAX+(0.8-DZMAX)/(120000-REMAX)*(RE-REMAX)
      IF(DZ3.LT.DZ) DZ=DZ3
752   FIM1=GM*Q1/PI1/DC1/HM/PS1/DZ
      IF(ABS(FIM1-FIM)-0.0001) 99,99,75
75    IF(FIM1-FIM) 76,99,77
76    PMH=PM
      GO TO 181
77    PMB=PM
      GO TO 181
99    PMC=PA2
      IF(PM.GT.PA2) PMC=(2/3)*(PM**3-PA2**3)/(PM*PM-PA2*PA2)
      RETURN
      END
```

```
C
C        Основная программа
C
         REAL KO,LB,L,KCU,KCU$
         DIMENSION AMIN(2,1),GP(1,10),HOS(11)
         DATA HOS/0.1E-4,0.11E-4,0.12E-4,0.13E-4,0.14E-4,0.15E-4,
     1   0.16E-4,0.17E-4,0.18E-4,0.19E-4,0.2E-4/
         PRINT 400,(HOS(IS),IS=1,11)
400      FORMAT(///'МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ЗАЗОРА'//1X,11G10.2///)
         READ(5,131) D$,BL$,DL$,SN$,H99,DC$,PA1$,PS$,RG$,
     1   UM1$,TS$,CK$,WK$,ZG$,RAD$,BT$,AL$,KCU$
         GMIN=1E12
         GMAX=-1E12
         DO 1 I=1,1
         AMIN(1,I)=GMIN
1        AMIN(2,I)=GMAX
131      FORMAT(4E14.6)
         DO 500 IS=1,11
         D=D$
         BL=BL$
         DL=DL$
         SN=SN$
         DC=DC$
         PA1=PA1$
         PS=PS$
         RG=RG$
         UM1=UM1$
         TS=TS$
         CK=CK$
         WK=WK$
         AL=AL$
         KCU=KCU$
         ZG=ZG$
         RAD=RAD$
         BT=BT$
         HO=HOS(IS)
         PRINT 401,IS,HO,HOS(IS)
401      FORMAT(/'          IS=',I2,'       HO=',E10.2,'        HOS=',
     1   E10.2'/
         PRINT 140,D,BL,DL,SN,HO,DC,PA1,PS,RG,UM1,TS,CK,WK,ZG,RAD,
     1   BT,AL,KCU
140      FORMAT('  D=',F7.5,'   BL=',F7.5,'   DL=',F7.5,'
     1   SN=',E3.0/'   HO=',E11.5,'   DC=',E11.5,'   PA1=',E11.5,
     2   '   PS=',E11.5/
     3   '   RG=',E11.5,'   UM1=',E11.5,'   TS=',F5.1,'   CK=',F5.1,
     4   '   WK=',F4.2,'   ZG=',F4.2,'   RAD=',F2.0/
     5   '   BT=',E11.5,'   AL=',E11.5,'   KCU=',E11.5//
     6   5X,'ET',8X,'PM1',7X,'PM2',7X,'PFM1',6X,'PMF2',6X,'PCM1',6X,
     7   'PCM2',6X,'PCG1',6X,'PCG2',6X,'PCG3',7X,'P'/)
```

```
C
C       Определение вспомогательных коэффициентов
C
        GAM=BT-AL
        A1=AL-KCU
        A2=GAM-KCU
        A3=SIN(A1)
        A4=SIN(A2)
        A5=COS(A1)
        A6=COS(A2)
        A7=SIN(AL)
        A8=COS(AL)
        A9=SIN(GAM)
        A10=COS(GAM)
        GS=(1-A5)/A1+(1-A6)/A2
        GE=(A5-1)/A1+(A5-A6)/KCU
        GC=(A6-1)/A2+(A6-A10)/KCU
        GA=(A5-A8+A6-A10)/KCU
        DGS=A3/A1-A4/A2
        DGC=A4/A2+(A4-A9)/KCU
        DGF=(A1*A7-AL*A3)/KCU/A1
        DGA=(A7-A3+A4-A9)/KCU
        ET=0
C
C       Определение средних давлений PMC
C
        IF(RAD-1) 350,350,370
350     BL1=BL
        GO TO 380
370     BL1=16*DL
380     PI=3.1415926
        CM=D*(BT-2*KCU)/(SN-1)/BL1
        UM=UM1*((273+CK)/(TS*CK))*(TS/273)**1.5
        U=WK+1
        T=WK-1
        PK=(2/U)**(WK/T)
        Q=SQRT(RG*TS*ZG)
        IPS=0
383     IPS=IPS+1
        IE=0
382     IE=IE+1
        PA=PA1/PS
        FIK=SQRT(WK*(2/U)**(U/T))
        CALL DAWL(CM,1+ET,HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,WK,U,T,PK,FIK,PMC1,PM1)
        CALL DAWL(CM,1-ET*SIN(PI/3),HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,WK,U,T,PK,
        FIK,PMC2,PM2)
        PM3=PM2
        PMC3=PMC2
```

```
      IF(RAD-1) 351 351,37
351   BL2=0.5*BL
      GO TO 381
371   BL2=0.25*BL
381   CMF=1.5*PI/ALOG((KCU*0.5*D+BL2)/DC)
      CALL DAWL(CMF,1+ET*COS(AL KCU),HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,WK,U,T
     1 PK,FIK,PFMC1,PFM1)
      CALL DAWL(CMF,1+ET*COS(PI/3+AL KCU),HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,
     1 WK,U,T,PK,FIK,PFMC2,PFM2)
      CALL DAWL(CMF,1-ET*COS(AL PI/3 KCU),HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,
     1 WK,U,T,PK,FIK,PFMC3,PFM3)
      CALL DAWL(CMF,1+ET*COS(GAM-KCU),HO,DC,UM,Q,PS,PA,PI,WK,U,T
     1 PK,FIK,PCMC1,PCM1)
      CALL DAWL(CMF,1+ET*COS(PI/3-GAM+KCU),HO,DC,UM,Q,PS,
     1 PA,PI,WK,U,T,PK,FIK,PCMC2,PCM2)
      CALL DAWL(CMF,1-ET*COS(PI/3+GAM-KCU),HO,DC,UM,Q,PS,
     1 PA,PI,WK,U,T,PK,FIK,PCMC3,PCM3)
      LB=BL2/BL
      L=0.5-LB
      PCG1=BL*D*PS*((L*PM1+LB*PMC1)*GS+(L*PFM1+LB*PFMC1)*GF+
     1 (L*PCM1+LB*PCMC1)*GC-0.5*PA*GA)
      PCG2=BL*D*PS*((L*PM2+LB*PMC2)*GS+(L*PFM2+LB*PFMC2)*GF+
     1 (L*PCM2+LB*PCMC2)*GC-0.5*PA*GA
      PCG3=BL*D*PS*((L*PM3+LB*PMC3)*GS+(L*PFM3+LB*PFMC3)*GF+
     1 (L*PCM3+LB*PCMC3)*GC-0.5*PA*GA)
      P=(PCG2+PCG3)*0.5-PCG1
      GP(IPS,IK)=P
      PRINT 301,ET,PM1,PM2,PFM1,PFM2,PCM1,PCM2,PCG1,PCG2,PCG3,P
301   FORMAT(11(2X,F8.3))
      ET=ET+0.1
      IF(0.95-ET) 303,303,382
C
C     Вычисление несущей способности сегментов и подшипника
C
303   PS=PS-0.02E7
      ET=0
      DO 305 I=1,1
      DO 305 J=1,10
      IF(AMIM(1,I).GT.GP(I,J)) AMIM(1,I)=GP(I,J)
      IF(AMIM(2,I).LT.GP(I,J)) AMIM(2,I)=GP(I,J)
305   CONTINUE
      CALL PLOT2(GP,1,10,0,0.1,AMIM,1,IER)
      PRINT 395,PS
395   FORMAT(45X,F14.4)
      IF(0.136E7-PS) 383,304,304
304   PRINT 306,IER
306   FORMAT(//'    Код возврата равен ',I2//)
500   CONTINUE
      STOP
      END
```

ОГЛАВЛЕНИЕ

Peshti U. V.
GASEOUS LUBRICATION. A Textbook for Colleges. Moscow. Bauman MGTU Publishers. 1993.

The textbook covers the appropriate parts of a course MACHINE UNITS and some other disciplines.
Book presents new approach to selection and design of vibration protected gas bearings. Dynamic part of a machine or an instrument using gas bearing is considered in this book as a single dynamic system consisting of a turbine rotors, seals, bearings, electric machine, shock absorbers, etc.
Extensive attention is given to analysis and methods of calculation of dynamic characteristics of separate elements as well as the dynamics and stability of the whole system, methods and algorithms of calculations, technology of production, tests, examples of implementation and perspectives of gaseous lubrication.
While oriented towards students of mechanical colleges, the textbook is also comprehensive.

Учебник для вузов

Юлий Викторович Пешти

ГАЗОВАЯ СМАЗКА

Заведующая редакцией *Н. Г. Ковалевская*
Редактор *Е. Н. Ставицкая*
Художник *Т. Н. Кольченко*
Технический редактор *О. В. Рыбина*
Корректоры *Л. И. Малютина, О. В. Калашникова*

ИБ 10

ЛР № 020523 от 23.04.92
дано в набор 10.02.93. Подписано в печать 14.05.93. Формат 60×90 1/16.
Бумага типографская № 2. Печать высокая Усл. печ. л. 24,25.
Усл. кр.-отт. 24,25. Уч.-изд. л. 25,09. Тираж 1000 экз. Изд. № 10. Заказ 629.

Издательство МГТУ. 107005, Москва, Б—5, 2-я Бауманская, 5.
Производственно-издательский комбинат ВИНИТИ
140010, г. Люберцы, Октябрьский пр., 403