

Д-р техн. наук проф. С. А. ШЕЙНБЕРГ,
канд. техн. наук В. П. ЖЕДЬ,
канд. техн. наук М. Д. ШИШЕЕВ

ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

043

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Москва 1969



128

3

Опоры скольжения с газовой смазкой. Шейнберг С. А., Жель В. П., Шишеев М. Д. М., «Машиностроение», 1969, 336 стр.

В книге рассматриваются опоры с газовой смазкой, их теория и расчет. Приведены описания действующих машин и приборов (внутришлифовальных электро- и пневмошпинделей, фрезерных головок, суперцентрифуг), особенности их технологии изготовления и сборки. Особое внимание обращено на физическую сущность процессов газовой смазки, причины возникновения неустойчивости и методы ее предупреждения. Методика расчета, представленная в простейшем виде, может быть использована для практических расчетов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий и работников научно-исследовательских учреждений. Табл. 16, илл. 147, библи. 84 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф. В. Э. Пуш

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $\varepsilon = \frac{e}{c}$ — относительный эксцентриситет
- ε_{opt} — оптимальный эксцентриситет
- θ — угловая координата в радиальном подшипнике, отсчитываемая от радиуса-вектора, соответствующего минимальному зазору, в направлении вращения
- φ — угол смещения линии центров шипа и подшипника от направления нагрузки
- ω — угловая скорость шипа, 1/сек
- ω_k — критическая скорость появления неустойчивости
- ω_p — резонансная скорость
- Ω — угловая скорость полускоростного (дробно-скоростного) вихря
- $\lambda = \frac{L}{D}$ — относительная длина подшипника
- μ — динамическая вязкость газа
- $\chi = \frac{\mu r \omega^2}{c^2 p_a} = \frac{\Delta}{6}$ — характеристика подшипника
- $\Lambda_1 = \Lambda \frac{p_a}{p_1}$ — характеристика по давлению p_1
- $\chi_h = \chi \left(\frac{c}{h_0} \right)^2$ — характеристика по наименьшему зазору h_0
- Δ — малое приращение
- ν — кинематическая вязкость газа
- ρ — плотность
- c — средний зазор между шипом и подшипником
- e — эксцентриситет ОС шипа и подшипника
- d — диаметр питающего отверстия циркулярного подшипника
- h — зазор
- h_{0min} — наименьший допустимый зазор
- b — расстояние между средними сечениями двух подшипников
- l — расстояние осей питающих отверстий от края радиального подшипника
- m — масса ротора
- n — скорость вращения
- p — абсолютное давление в смазочном зазоре
- $p_{изб} = p - p_a$ — избыточное давление в смазочном зазоре
- p_a — атмосферное давление
- p_o — давление поддува
- p_1 — давление в месте наибольшего зазора
- $\bar{p} = p_{изб} \frac{1}{\chi p_a}$ — относительное давление

r — радиус подшипника
 q — объемный расход
 D — диаметр радиального подшипника
 $H = \frac{h}{c}$ — относительный зазор
 J — экваториальный момент инерции ротора
 J_o — полярный момент инерции ротора
 K_n — удельная подъемная сила
 K_T — коэффициент трения противотока
 L — длина радиального подшипника
 $M_{h,0}$ — момент трения
 $P = \frac{p}{p_a}$ — относительное давление
 $\bar{P} = \frac{p}{p_1}$ — давление, отнесенное к p_1
 R — газовая постоянная
 Re — число Рейнольдса
 T — абсолютная температура
 W — нагрузка на шип
 X, Y — составляющие K_n по осям x и y .

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основное преимущество газовой смазки — ее малая вязкость — позволяет применять ее в приборах, работающих с весьма высокими скоростями вращения, а также во всевозможных подвесах приборов, в направляющих станков, работающих при низких скоростях практически без трения и т. п. Нечувствительность газов к высоким и низким температурам позволяет создавать надежные турбодетандеры для сжижения гелия, работающие при температурах, близких к абсолютному нулю, и насосы для перекачки расплавленных металлов.

В настоящее время исследования газовой смазки проводятся в самых разнообразных областях техники. Не всегда эти исследования дают ожидаемые результаты, что объясняется большими трудностями расчета и разработки работоспособной конструкции узла опор с газовой смазкой из-за повышенной склонности этих опор к потере устойчивости. Эти трудности особенно велики при разработке высокоскоростных узлов. Если в узлах с подшипниками качения трудно обеспечить долговечность подшипников, то в подшипниках с газовой смазкой главным препятствием является возникновение неустойчивости типа полускоростного вихря, которая может стать причиной аварии. Исследования показали, что обеспечение устойчивости высокоскоростного узла с аэродинамическими подшипниками является комплексной задачей, требующей учета не только несущей способности подшипников и их расположения, но и массы вала, а также ее распределения вдоль оси.

Аналогичные трудности возникают в тихоходных узлах на аэростатических опорах в результате появления автоколебаний типа «пневмомолотка». Таким образом, для создания работоспособного узла на опорах с газовой смазкой требуется рассчитать не только несущую способность подшипника, но и устойчивость всего узла в целом.

В книге рассмотрена физическая сущность работы подшипников с газовой смазкой, причины возникновения неустойчивости, методы ее распознавания и устранения. Приведены описания действующих машин и приборов, особенностей их конструкции, технологии изготовления, сборки и отладки. Описана аппаратура

и методика испытаний и результаты экспериментального исследования.

Наиболее завершенной является теория смазки цилиндрического подшипника, позволяющая рассчитать последний по заданным нагрузкам и условиям работы (чего нельзя еще сказать о теории смазки подпятников и направляющих).

Наряду с теорией, методикой и примерами расчета в книге приведено краткое изложение алгоритмов вычислений на ЭВМ расчетных характеристик подшипника, которые с незначительными изменениями используются при решении аналогичных задач — некруглых и сегментных подшипников, плоских опор и т. п.

Еще большие трудности возникают при изучении устойчивости. Теория устойчивости отличается большой математической сложностью. Начинаящему исследователю необходимо ясно понимать закономерности процесса газовой смазки простейших опор и, основываясь на фундаментальных расчетах, изучить методы их теоретического и экспериментального исследования. Только располагая этими основами знаний, можно по аналогии предвидеть поведение опор в более сложных случаях и сознательно наметить методику экспериментального поиска.

В теоретической части книги авторы стремились использовать наглядные приемы исследования. Так, например, уравнения неразрывности потока смазки выведены непосредственно при рассмотрении равновесия элемента вязкой жидкости, без использования уравнений Навье — Стокса; решение системы уравнений нестационарного процесса выполнено без применения преобразования Лапласа; динамические характеристики циркулярного подшипника приведены в наглядной тригонометрической форме вместо операторной формы, использованной в первоисточнике. По ходу математических выкладок поясняется их физический смысл. Такое изложение облегчит читателю изучение первоисточников, перечисленных в списке литературы. В последний включены лишь те работы, которые непосредственно использованы в данной книге.

Гл. I—IX написаны С. А. Шейнбергом, гл. X—М. Д. Шишевым, гл. XI—XIII — В. П. Жедем.

Наиболее перспективная область применения высокоскоростных шпиндельных узлов в станкостроении — внутришлифовальные головки для обработки отверстий малых диаметров. Для получения высокопроизводительного и качественного шлифования окружная скорость шлифовального круга должна быть ~ 30 м/сек, что при круге диаметром 10 мм соответствует 60 тыс. об/мин. Для современного приборостроения необходима точная обработка отверстий диаметром от 2 до 15 мм. Многие детали швейных и счетных машин, топливной аппаратуры и т. п. должны быть обработаны с допусками 2-го и даже 1-го классов при чистоте поверхности 10—13-го класса. Эти трудности усугубляются большой относительной длиной шлифуемого отверстия, превышающей иногда пять диаметров. Шлифование с малой скоростью резания вынуждает прибегать к сильному прижатию круга, что приводит к изгибу оправки и искажению геометрии шлифуемого отверстия. При этом качество шлифуемой поверхности оказывается низким из-за засаливания круга.

Основным препятствием для создания высокоскоростных внутришлифовальных головок являлись шарикоподшипники, которые применяют в качестве опор этих головок. Шарикоподшипники приходится изготавливать с чрезвычайно высокой точностью (допустимая некруглость шариков не превышает 0,2 и даже 0,1 мк). Смазка шарикоподшипников осуществляется масляным туманом, который загрязняет окружающую среду в цехе.

Опоры скольжения с воздушной смазкой позволяют создать производительные высокоскоростные головки. Если предельно допустимая окружная скорость на шейках вала, установленного на шарикоподшипниках, не превышает 30 м/сек, то при воздушной смазке допустимы скорости 100—200 м/сек, причем нагрузка на 1 см² площади проекции подшипника может превышать 5 кг.

Применение подшипников с воздушной смазкой для высокоскоростных внутришлифовальных головок позволяет повысить жесткость и массу шпинделя путем увеличения диаметра рабочих шеек при том же числе оборотов. Это позволяет шлифовать с большими подачами, вследствие чего повышается производительность, улучшается качество шлифования и уменьшается чув-

ствительность к дисбалансу оправки и круга, так как масса шпинделя во много раз превышает массу последних.

Отсутствие контакта между шейками вала и подшипниками, разделенными слоем воздуха, практически исключает их износ, ввиду того что в подшипники подается чистый воздух, исключается загрязнение окружающей среды масляным туманом. Повышение давления воздуха в смазочном слое обеспечивает защиту от проникновения абразива и охлаждающей жидкости.

В ЭНИМСе разработаны и внедрены в промышленность внутришлифовальные головки на опорах с воздушной смазкой, различающиеся своими техническими характеристиками и видом привода — встроенным высокочастотным электродвигателем или пневмоторбиной.

Внутришлифовальные электрошпиндели (табл. 1) предназначены для высокоточного шлифования абразивным и алмазным инструментом в условиях крупносерийного и массового производства. Пневмошпиндели предназначены для тех же работ, что и электрошпиндели (табл. 2), но их предпочтительнее применять

Таблица 1

Основные технические данные электрошпинделей, разработанных в ЭНИМСе

Модель	Синхронная скорость вращения в об/мин	Частота трехфазного тока в гц	Полезная мощность в кВт	Посадочный диаметр корпуса в мм	Диаметр шеек вала в мм	Крепление оправки	
						$d=0,005$ в мм	Резьба
A36/2,5	36 000	600	2,5	140С	40	12	M8
A48/1	48 000	800	1,0	140С	32	12	M8
A72/0,5	72 000	1200	0,5	100С	22	8	M6
A96/0,3	96 000	1600	0,3	80С	16	5	M4
A120/0,15	120 000	2000	0,15	80С	12	3,5	M3
A144/0,15	144 000	2400	0,15	80С	12	3,5	M3

Таблица 2

Основные технические данные пневмошпинделей, разработанных в ЭНИМСе

Модель	Диапазон регулирования в об/мин	Полезная мощность в кВт	Посадочный диаметр корпуса в мм	Диаметр шеек вала в мм	Крепление оправки	
					$d=0,005$ в мм	Резьба
A20/50	20 000—50 000	1	140С	40	16	M12
A50/100	40 000—100 000	0,5	100С	22	8	M6
A70/150	70 000—150 000	0,15	80С	16	5	M4
A150/300	150 000—300 000	0,05	40С	12	3	M3

в условиях мелкосерийного производства, при котором одной головкой должны качественно шлифовать отверстия разных диаметров и конфигураций при пониженных требованиях к производительности (мощности привода). При применении пневмопривода необходим один источник питания для смазки опор и привода (сеть сжатого воздуха), тогда как для работы электрошпинделя требуется, кроме того, генератор тока повышенной частоты. Пневмошпиндель приспособлен для выполнения разнообразных работ: его скорость вращения плавно регулируется подачей сжатого воздуха, а конструкция допускает работу в горизонтальном и вертикальном положениях оси шпинделя.

Все перечисленные электрошпиндели и пневмошпиндели производит Московский завод скоростных прецизионных электроприводов. Шпиндели поставляются в комплекте с пультом питания.

ЭЛЕКТРОШПИДЕЛИ

Электрошпиндель представляет собой трехфазный асинхронный короткозамкнутый двигатель (рис. 1). Вал 1 с напрессованным ротором 2 вращается в двух подшипниках 3, смазываемых

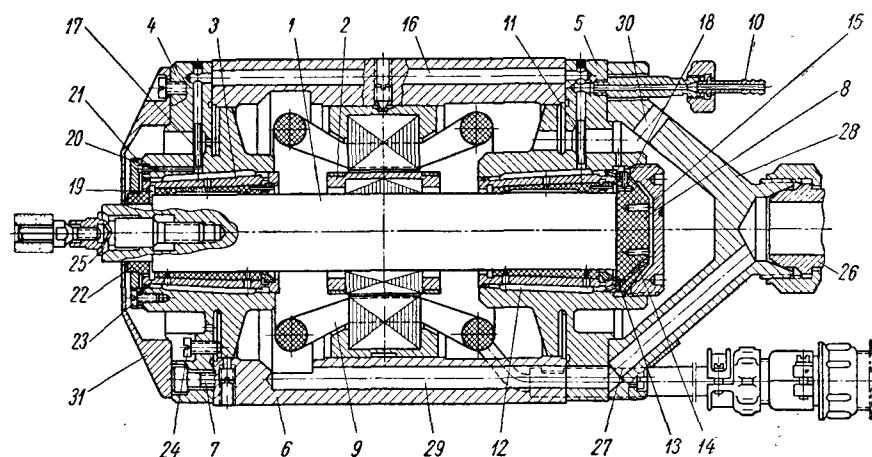


Рис. 1. Электрошпиндель на опорах с воздушной смазкой

сжатым воздухом. Подшипники вклеены в передний 4 и задний 5 щиты, которые прикреплены к корпусу 6 винтами 7. Осевая нагрузка на вал воспринимается подпятником 8, который также смазывается сжатым воздухом. В средней части корпуса установлен статор двигателя 9 с обмоткой, закрепленный стопорами. Тепло, выделяющееся в двигателе электрошпинделя, а также

в опорах, отводится при помощи воздушного охлаждения. Через штуцер 10 и трубку 11 сжатый воздух подается в круговую камеру 12 правого подшипника, откуда поступает в смазочный зазор¹. Часть воздуха из камеры 12 по кольцевой канавке 13 и каналу 14 проходит в камеру 15. Воздух к переднему подшипнику подводится через отверстие 16 в корпусе и трубку 17. Воздушная подушка в смазочном зазоре подпятника создается сжатым воздухом, проходящим из камеры 15 через поры подпятника, выполненного из пористого углярафита. Отработавший в подпятнике и правом подшипнике воздух удаляется через канал 18. Из левого подшипника воздух выходит в полость корпуса, а затем в окружающую среду вместе с охлаждающим воздухом.

В электрошпинделе принята силовая фиксация вала в осевом направлении. Это сделано для упрощения конструкции и исключения возможности появления осевого зазора, неизбежного при износе в случае применения двух подпятников. Сила, необходимая для прижатия пяты (торца вала) к подпятнику, создается давлением сжатого воздуха, поступающего в камеру 19, на кольцевой уступ левого конца вала. Воздух подается через отверстие 20 в щите 4 и канавку в шайбе 21, в которую вклеена графитовая втулка 22. Последняя выверяется по шейке вала, после чего шайба 21 прижимается к торцу щита 4 и закрепляется винтами 23. Диаметральный зазор между втулкой 22 и валом 0,03—0,04 мм. Под действием давления воздуха в зазоре вал продвигается вправо, уменьшая зазор между его торцом и подпятником. Давление воздуха под пятой начинает заметно увеличиваться лишь при зазоре порядка 0,02 мм, и сила прижима уравнивается давлением в смазочном слое при зазоре 0,01 мм. Дальнейшее уменьшение зазора до предельной величины 0,003—0,004 мм увеличивает подъемную силу подпятника, уравнивающую осевую нагрузку на вал, возникающую в процессе шлифования. Втулка 22 ограничивает осевое перемещение вала влево только в нерабочем состоянии и при транспортировке.

В электрошпинделе предусмотрена возможность точной выверки соосности опор посредством винтов 24, деформирующих мембранную часть щитов 4 и 5 (см. стр. 28). Это обеспечивает взаимозаменяемость подшипников и простоту ремонта электрошпинделя.

Рабочий конец вала имеет гнездо для крепления оправки 25 с шлифовальным кругом. Оправка сажается на два узких пояска: конический центровой на торце вала и цилиндрический в глубине центрального отверстия, перед резьбой. Эта система обеспечивает жесткое и точное крепление при сравнительно простом

изготовлении, так как центровой поясск является технологической базой при изготовлении вала. Размеры гнезда под оправку приведены в табл. 1.

Воздух для охлаждения электродвигателя подводится через ниппель 26 и ряд отверстий 27 в крышке 28 и в щите 5. По каналу 29 охлаждающий воздух подается внутрь корпуса. Пройдя кольцевую щель между ротором и статором, нагретый воздух выводится через отверстия в щите 5 и каналы 30. Часть воздуха, охлаждающая наиболее нагруженный левый подшипник, выходит в окружающую среду через отверстия в переднем щите 4 и зазор между крышкой 31 и валом. Создаваемое при этом внутри корпуса давление воздуха препятствует проникновению в опоры абразивной пыли и охлаждающей жидкости.

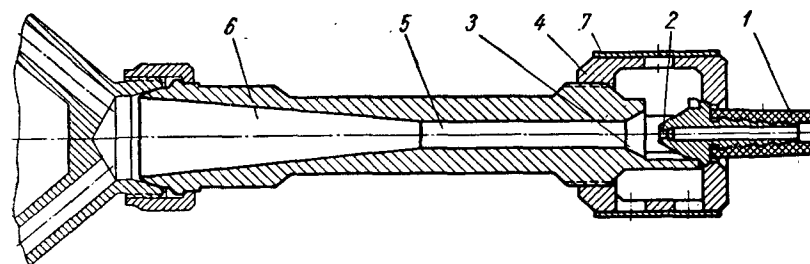


Рис. 2. Инжектор

Для охлаждения электрошпинделя можно применять сжатый воздух низкого давления (0,07—0,15 кг/см²). При питании от заводской сети охлаждающий воздух под давлением 3—6 кг/см² подается в шпиндель через инжектор. При этом из сети забирается 1/3—1/4 необходимого количества воздуха, а остальная часть засасывается из цеха.

В инжекторе (рис. 2) потенциальная энергия сжатого воздуха сначала преобразуется в кинетическую. Воздух, подводимый по шлангу 1, выходит с большой скоростью из сопла 2 в приемную камеру 3. При этом он увлекает за собой инжектируемый воздух, поступающий из цеха в приемную камеру через ряд отверстий в накидной гайке 4. Кинетическая энергия рабочего потока частично передается инжектируемому потоку воздуха.

При прохождении потоков воздуха по смесительной камере 5 и диффузору 6 происходит выравнивание их скоростей и давлений и обратное преобразование кинетической энергии общего потока в потенциальную. Давление смешанного потока на выходе из инжектора выше давления инжектируемого потока, поступающего в приемную камеру. Смешанный и сжатый инжектором воздух направляется в электрошпиндель, с которым инжектор соединен накидной гайкой. Воздух, засасываемый из цеха в инжектор, очищается фильтром, состоящим из нескольких слоев марли 7, намотанной на гайку 4.

¹ Зазор между неподвижной и вращающейся поверхностями.

Подшипник (рис. 3) имеет латунную обойму 1, в которую со значительным натягом запрессован вкладыш 2 из углеграфита, пропитанного баббитом для ликвидации пористости. Сопряженные поверхности вкладыша и обоймы выполнены коническими, чем упрощается доводка рабочей поверхности вкладыша в процессе изготовления и ремонта (возможна подтяжка). Рабочая часть обоймы связана с посадочными кольцевыми участками 3 буферными поясками 4. Из-за этих поясков подшипник может свободно расширяться при нагреве в момент перегрузки. Малое сечение поясков затрудняет отвод тепла от подшипника с небольшой массой и отделенного от корпуса 5 воздушной прослойкой камеры 6. Поэтому тепловая инерция подшипника, а также градиент температур шейки вала 7 и подшипника весьма малы. Гайка 8 и штифт 9 предотвращают осевое смещение вкладыша, вызываемое различным температурным расширением обоймы и вкладыша.

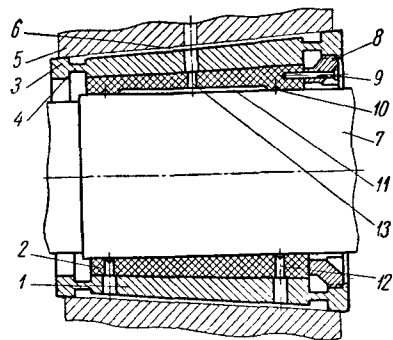


Рис. 3. Подшипник с тепловой компенсацией

Подробнее об устройстве подшипников см. стр. 24.

На внутренней поверхности вкладыша имеются две круговые канавки 10 и продольная канавка 11, образующие дифференциальный подшипник (см. стр. 62). Воздух в канавки подается через отверстия 12 и 13.

ПНЕВМОШПИНДЕЛИ

Вал 1 пневмошпинделя (рис. 4) приводится во вращение турбиной типа сегнерова колеса, работающей на сжатом воздухе давлением $3,5—6 \text{ кг/см}^2$. Ротор 2 турбины напрессован на вал, который вращается в двух подшипниках 3, смонтированных на щитах 4 и 5. Подшипники пневмошпинделя А50/100 и электрошпинделя А72 на 72 тыс. об/мин унифицированы. Воздух к турбине поступает через ниппель 6 и центральный канал вала. Уплотнительное кольцо 7 с натягом сидит на втулке 8 и поджимается штуцером 9 с помощью накидной гайки 10. Турбина представляет собой жесткое кольцо с круговой канавкой 11. Каналы 12, расположенные в радиальных плоскостях, служат для подвода сжатого воздуха к соплам 13. Последние укреплены в теле турбины на резьбе с эпоксидным клеем, что обеспечивает простоту соединения и его прочность при высокой скорости вращения.

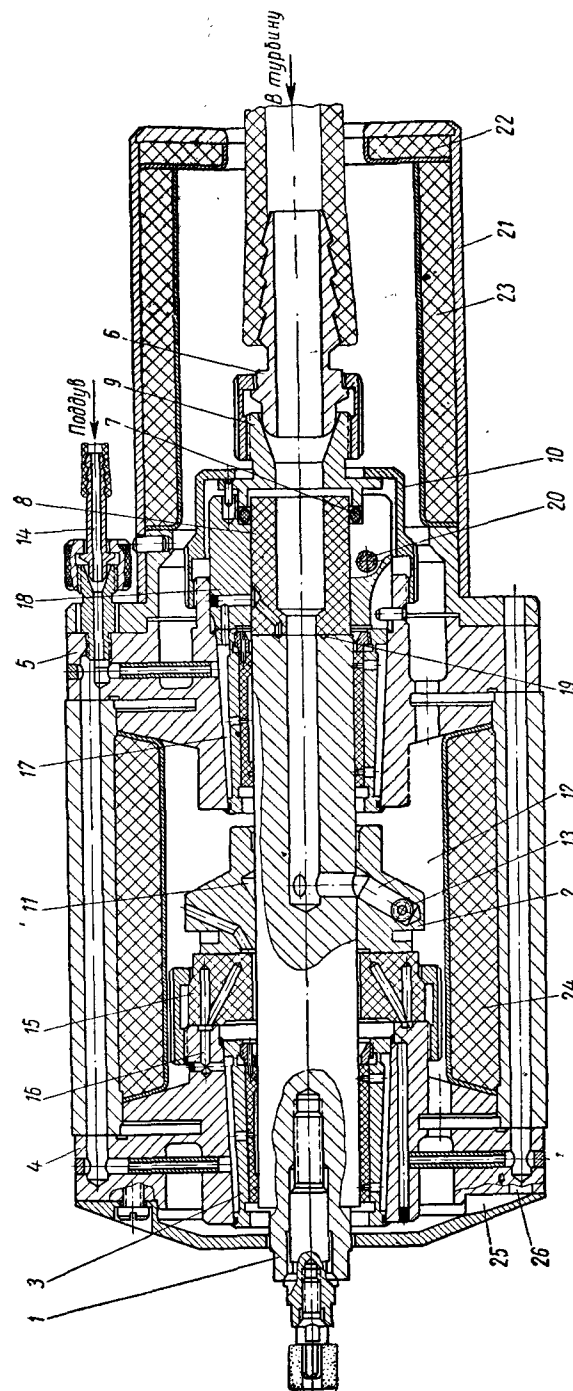


Рис. 4. Пневмошпиндель на опорах с воздушной смазкой

Система питания опор сжатым воздухом, подаваемым через штуцер 14, такая же, как в электрошпинделе, за исключением изменений, вызванных переносом подпятника 15 с торца вала на его переднюю часть. При таком расположении подпятника его подъемная сила не ограничена диаметром вала (как в электрошпинделе). Это делает пневмошпиндель универсальным, позволяя применять его при любом положении оси — горизонтальном или вертикальном. Одновременно исключается повреждение пяты и подпятника при случайной перегрузке.

Несущая подушка подпятника создается сжатым воздухом, подаваемым из отверстия 16 через пористое тело подпятника. Постоянный прижим пяты (торца турбины) к подпятнику создается под действием давления сжатого воздуха на правый торец вала. Для этого сжатый воздух поступает из камеры 17 через каналы во втулках 18 и 8 в кольцевую канавку 19, выполненную на торце вала 1. Зазор между торцами вала и графитовой втулки 8 регулируют перемещением последней в разрезной втулке 18, которая стягивается винтом 20. Осевой зазор вала между подпятником 15 и втулкой 8 при отключении подачи сжатого воздуха составляет 0,020—0,025 мм. При вращении вала сила прижима увеличивается пропорционально давлению воздуха, поступающего к турбине, на дно центрального канала вала.

При расположении подпятника в передней части вала имеются и недостатки: сила прижима должна превышать наибольшую допустимую рабочую нагрузку; усложняется доводка пяты при изготовлении; увеличивается момент трения на пяте.

Подшипники охлаждаются отработавшим в турбине воздухом, выходящим из пневмошпинделя через отверстия в щитах в сторону, противоположную шлифовальному кругу. Для прохода воздуха, охлаждающего передний подшипник и подпятник, имеются пазы 25 в передней крышке и каналы 26 в корпусе и щитах.

Пневмошпиндель снабжен эффективным глушителем шума, который имеет три звукопоглощающих элемента 22—24, размещенные в корпусе и съемном колпаке 21. Каждый из этих элементов выполнен в форме сетчатого каркаса, заполненного несколькими слоями стекловолна.

Недостатком любого пневмодвигателя (в том числе сегнерова колеса) является малая жесткость его механической характеристики. Реактивная сила F_p , создаваемая истечением воздуха из сопел, определяется уравнением количества движения:

$$F_p \Delta t = \Delta q_m U,$$

где U — скорость истечения из сопел;

Δq_m — массовый расход¹ из сопел за время Δt .

¹ Т. е. масса газа, выходящего из сопла в единицу времени.

Движущая сила F меньше F_p на величину F_a , затрачиваемую для приведения во вращение со скоростью $r\omega$ воздуха, подводимого к соплам через пустотелый вал,

$$F_a \Delta t = \Delta q_m r \omega,$$

где r — расстояние от центра сопла до оси турбины;
 ω — угловая скорость турбины.

Приняв во внимание, что секундный расход воздуха

$$q_m = \frac{\Delta q_m}{\Delta t},$$

получим выражение крутящего момента, создаваемого турбиной:

$$M_k = (F_p - F_a) r = q_m r (U - r\omega).$$

Скорость истечения воздуха из сопел $U \approx 350$ м/сек. Момент M_k медленно уменьшается с уменьшением скорости, обращаясь в нуль при $U = r\omega$ (рис. 5), тогда как у асинхронного электродвигателя небольшое уменьшение скорости под нагрузкой сопровождается резким увеличением крутящего момента вследствие автоматического роста силы тока.

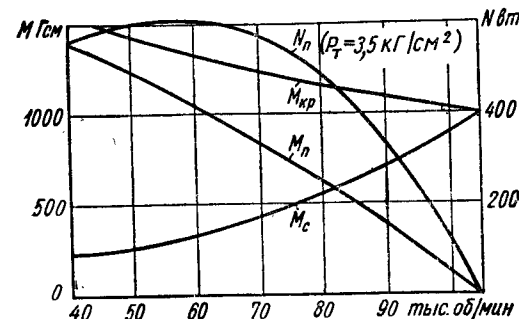


Рис. 5. Механическая характеристика пневмошпинделя

Характеристика пневмодвигателя несколько улучшается из-за резкого возрастания момента внутреннего сопротивления при увеличении скорости вращения ротора. Момент аэродинамического сопротивления вращения диска сегнерова колеса пропорционален (приблизительно) угловой скорости в квадрате и диаметру в пятой степени. Момент трения в подшипниках и подпятнике тоже пропорционален квадрату скорости. Таким образом, суммарный момент внутреннего сопротивления M_c быстро увеличивается с возрастанием скорости. График $M_c - n$ пневмошпинделя А50/100 (см. рис. 5) построен по кривой выбега $\omega = f(t)$ с момента прекращения подачи воздуха в турбину. Графическое дифференцирование этой кривой дает зависимость углового ускорения ϵ от скорости вращения n , которое на основании соотношения $M_c = J_0 \epsilon$ (полярный момент инерции известен) пропорциональна M_c . Полезный момент $M_n = M_k - M_c$. Зависимость $M_n - n$ показывает, что момент сопротивления при больших n значительно улучшает механическую характеристику; при давлении воздуха, подаваемом

мого на турбину, $p_r = 3,5 \text{ кг/см}^2$, полезная нагрузка мощностью $N_n = 200 \text{ вт}$ снижает скорость со 105 до 97 тыс. об/мин, т. е. всего на 7,6%. Характеристика остается неудовлетворительной при $n = 40 \div 70 \text{ тыс. об/мин}$, когда $p_r = 0,8 \div 1,5 \text{ кг/см}^2$. Этот недостаток устранен введением регулятора давления воздуха, поступающего в турбину, автоматически поддерживающего обороты турбины при изменении нагрузки на валу пневмошпинделя. Этим же регулятором устанавливается требуемая скорость вращения. Схема регулирования показана на рис. 6. Обратная связь турбины с регулятором осуществляется с помощью пневмодатчика (на рисунке не показан).

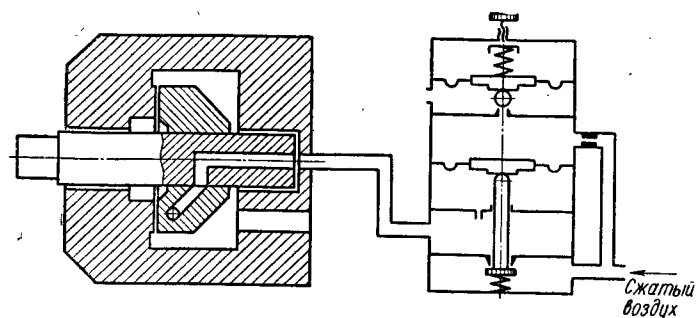


Рис. 6. Схема регулирования скорости вращения пневмошпинделя

Разработка регулятора позволила создать пневмошпиндель с широким диапазоном скоростей и очень жесткой механической характеристикой. Так, например, скорость пневмошпинделя А50/100 плавно регулируется в пределах 40—100 тыс. об/мин. При нагружении до 500 вт номинальная скорость в этом диапазоне уменьшается меньше, чем на 3 тыс. об/мин. Для сравнения отметим, что лучший зарубежный пневмошпиндель (того же назначения) шведской фирмы UVA имеет диапазон регулирования 10—15 тыс. об/мин; падение скорости под нагрузкой 500 вт пневмошпинделя 12—13%.

СКОРОСТНОЙ ПНЕВМОШПИНДЕЛЬ (150—300 ТЫС. ОБ/МИН)

Возникающие при шлифовании очень мелких отверстий (диаметром менее 3 мм), чрезвычайно малы. Они лимитируются жесткостью оправки шлифовального круга (пропорциональной четвертой степени ее диаметра). Жесткость подшипников при этих условиях становится уже незначительной. Поэтому шлифовальные головки, имеющие скорость вращения вала свыше 150 тыс. об/мин, отличаются от пневмошпинделя (см.

стр. 12) как конструкцией опор, так и отсутствием устройства для поддержания скорости вращения.

Вал 1 (рис. 7) с консольно расположенной радиальной центробежной турбиной 2 вращается в подшипниковом блоке 3, состоящем из двух подшипников 4 и 5. Двусторонний подпятник охватывает пяту 6 на левом конце вала. Рабочими поверхностями подпятника служат левый торец подшипникового блока и правый торец кольца 7, запрессованного в щит 8. Смазочный зазор в подпятнике образуется в результате разности толщин пяты и проставочного кольца 9.

Сжатый воздух для смазки опор поступает через штуцер 10 и каналы, выполненные в щите 11, корпусе 12, кольце 9 и щите 8.

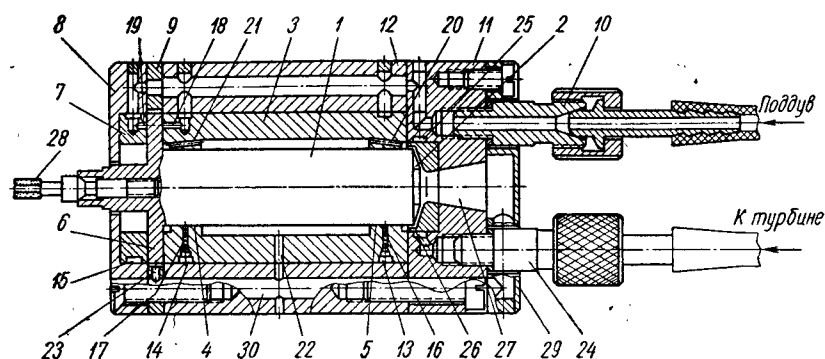


Рис. 7. Сверхскоростной пневмошпиндель

По кольцевым камерам 13—15 и отверстиям 16—19 воздух попадает в смазочные зазоры. Отработавший в подшипниках воздух через отверстия 20—23 выходит в окружающую среду. Сжатый воздух для привода турбины подводится через штуцер 24 в кольцевую камеру 25. Пройдя через сопло 26, воздух через узкий радиальный зазор попадает в каналы, образованные лопатками турбинного колеса, и, воздействуя на лопатки, приводит в движение колесо.

Из турбины воздух выходит через диффузор 27. При применении пневмошпинделя для шлифования на станке воздух из турбины выбрасывается в сторону, противоположную шлифовальному кругу 28. В этом случае крышка 29 снимается. При использовании пневмошпинделя в качестве ручного инструмента воздух из турбины через отверстия в крышке 29 и каналы 30 в корпусе направляется для обдува обрабатываемой детали, защищая рабочего от абразивной пыли.

Сравнительно простая конструкция сверхскоростного пневмошпинделя обусловливается применением в нем подшипников, отличающихся малой длиной и большим диаметральной зазо-

ром (0,04—0,05 мм). Сочетание этих особенностей позволяет получить устойчивую работу при очень высокой скорости вращения (стр. 54) вследствие уменьшения динамической жесткости. Применение таких подшипников упрощает изготовление и устраняет необходимость точной выверки соосности. Отпадает также

же необходимость обеспечения тепловой компенсации подшипников, связанной с использованием зазоров порядка 0,01 мм.

Малая величина момента, необходимого при шлифовании отверстий диаметром менее 3 мм, позволяет пренебречь жесткостью механической характеристики сверхскоростного пневмощпинделя. Поэтому необходимая скорость вращения обеспечивается изменением давления воздуха, поступающего в турбину. Ограничение скорости холостого хода достигается вследствие резкого возрастания вентиляционных потерь при увеличении скорости вращения вала (см. стр. 15).

ФРЕЗЕРНАЯ ГОЛОВКА

Примером конструкции более тяжелого узла на опорах с воздушной смазкой является разработанная в Горьковском политехническом институте фрезерная головка мощностью 7 кВт с синхронной скоростью вращения 12 000 об/мин. Устройство головки представлено на рис. 8. Шпиндель 1 с насаженным на него ротором 2 встроенного электродвигателя 3 вращается в двух под-

Электродвигатель охлаждается самообдувом. Воздух для этой цели всасывается через отверстие крышки 12 и осевой канал шпинделя при помощи радиальных отверстий 13, выполняющих при вращении шпинделя функции центробежного насоса. Пройдя щель между ротором и статором и каналы между статором и корпусом 14, нагретый воздух выбрасывается в окружающую среду через отверстия 15. Соосность опор точно выверяется посредством деформации мембранных частей корпуса, для чего служат винты 16 и 17. Фреза 18 крепится на нижнем конце шпинделя. Испытания головки показали, что мощность холостого хода не превышает 0,65 кВт. Для сравнения одновременно испытывалась головка таких же габаритов и мощности, но на подшипниках с жидкостной смазкой. Мощность холостого хода этой головки превышала 6 кВт.

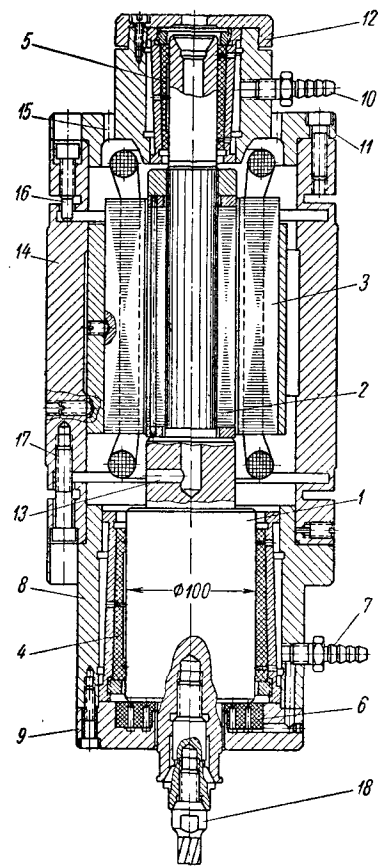


Рис. 8. Фрезерная головка на опорах с воздушной смазкой

шипниками 4 и 5, устройство которых аналогично примененным в электро- и пневмощпинделях. Ось головки при работе расположена вертикально. Вес шпинделя (около 25 кг) воспринимается кольцевым пористым подпятником 6. Сжатый воздух для смазки подводится к нижнему подшипнику и подпятнику через штуцер 7, каналы в щите 8 и крышке 9, а к верхнему подшипнику — через штуцер 10 и отверстие в щите 11.

ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И БАЛАНСИРОВКИ

Для устойчивой и надежной работы высокоскоростных узлов на опорах с воздушной смазкой необходимы точное изготовление и сборка, а также тщательная и устойчивая балансировка вала.

Распространено ошибочное мнение, что высокие требования к точности изготовления обусловлены применением газовой смазки. Сравнение показывает, что точность изготовления узлов на опорах качения (при равных скоростях вращения) примерно в 3 раза выше. Так, например, овальность желоба не должна превышать 1 мк при чистоте поверхности 12-го класса, тогда как допустимы погрешности формы аэродинамического подшипника в 3—4 мк при чистоте поверхности 10-го класса. Колебания диаметра шариков в комплекте не должны быть более 0,5 мк. Эти обстоятельства остаются часто неизвестными только потому, что подшипники качения поставляются специализированными заводами, в отличие от подшипников с газовой смазкой. Только при выполнении указанных выше требований шарикоподшипник может устойчиво работать в условиях, характеризующихся производением $Dn = 600\,000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$, тогда как аналогичный узел на опорах с воздушной смазкой работает при $Dn = 1\,500\,000 \div 2\,000\,000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$, а при пониженных требованиях к жесткости смазочного слоя, позволяющих увеличить зазор (например, в турбодетандерах), $Dn = 4\,000\,000 \div 6\,000\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$.

Различие между подшипниками с газовой и масляной смазками заключается в том, что газы не обладают свойством граничной смазки. Это означает, что окончательная выверка соосности подшипников путем их приработки в процессе обкатки машин, допускаемая для подшипников с масляной смазкой, не может быть использована для подшипников с газовой смазкой. Элементы газового подшипника должны сразу изготавливаться с точностью, необходимой для эксплуатации. Кроме того, материалы, выбранные для вала и подшипника, должны быть такими, чтобы можно было уменьшить истирание при сухом трении и тем самым свести к минимуму износ при пуске и останове,

при ударных перегрузках и в моменты случайного контакта. Работа опор с воздушной смазкой показала, что при достаточно тщательном выполнении вала и подшипника их соприкосновения при вращении нет. Однако, если в результате погрешностей в изготовлении и сборке или из-за перегрузки имеет место прерывистый контакт, то может быть допустима значительная величина трения даже при высоких скоростях, если материал вала и материал подшипника обладают хорошими антифрикционными свойствами. Таким образом, при газовой смазке все же возможна некоторая приработка, устраняющая погрешности изготовления, если эти погрешности не более 0,002 мм.

Отечественный и зарубежный опыт изготовления и эксплуатации машин с газовыми подшипниками позволяет определить допустимые погрешности точности изготовления их элементов (табл. 3).

Таблица 3

Допустимые погрешности изготовления для подшипников
диаметром $D = 12 \div 40 \text{ мм}$ при $Dn = 1\,500\,000 \div 2\,000\,000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$

Элементы опоры	Овальность в мк	Конусность на длине подшипника в мк	Класс чистоты поверхности	Отклонение от соосности (работных поверхностей (при двух опорах) на длине подшипника в мк
Вал	0,5	2	11-й	2
Подшипник	2	3	10-й	3

Перечисленные в табл. 3 требования к точности изготовления вала и подшипника не вызывают существенных затруднений в производстве при рациональном выборе конструкции и технологии. Наиболее трудно обеспечить соосность подшипников.

Теоретически величина смазочного зазора не ограничена, однако при малой вязкости газов удовлетворительная несущая способность и устойчивая работа могут быть достигнуты лишь при малых зазорах. Опыт показал, что при конструировании узлов с высокими требованиями к жесткости рационально исходить из зависимости диаметрального зазора 2С от диаметра подшипника, приведенной в табл. 4.

Таблица 4

Диаметральные зазоры 2С для подшипников
диаметром $D = 12 \div 40 \text{ мм}$ при $Dn = 1\,500\,000 \div 2\,000\,000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$

Диаметр, D подшипника в мм	Диаметральный зазор 2С в мк	
	Рекомендуемый	Допустимый
12—20	10	20
20—40	15	30

Возможна работа и при меньших зазорах, однако возрастающие при этом технологические трудности уже не оправдываются достигаемым эффектом повышения несущей способности подшипника. В сверхвысокоскоростных шлифовальных головках, турбодетандерах и насосах допустимы зазоры большей величины. Оптимальный зазор, обеспечивающий максимум несущей способности, можно рассчитать теоретически (см. стр. 140).

Рассмотрим подшипник электрошпинделя А48 диаметром 32 мм и длиной 55 мм, работающий при скорости 48 000 об/мин (см. рис. 1). Диаметральный зазор равен 0,02 мм. Наибольший относительный эксцентриситет при работе достигает 0,6, т. е. наименьший зазор равен 0,004 мм. Однако в результате неизбежного перекоса зазор по длине подшипника различен. Опыт показал, что при погрешностях геометрической формы вала и подшипника, приведенных в табл. 3, наименьшим допустимым зазором между валом и подшипником следует считать зазор 3 мк; при дальнейшем уменьшении указанной величины появляются уже признаки прерывистого контакта.

Исходя из практики эксплуатации подшипников с масляной смазкой, часто ошибочно полагают, что точность выверки соосности подшипников достаточна, если вставленный в них вал свободно вращается от руки. Это опасное заблуждение привело многих конструкторов к неудаче. Пусть рассматриваемый подшипник имеет перекося в 14 мк. Вал будет при этом свободно поворачиваться, т. к. остается возможность радиального перемещения по 3 мк в каждую сторону, но работать такой подшипник не может, так как даже при отсутствии нагрузки минимальный зазор у его кромок является предельным. В процессе вращения кромки будут постоянно контактировать, что вызовет прижоги и заедания.

Точность изготовления узла подпятника должна быть такой, чтобы допуск на биение пяты вала относительно его оси не превышал 2 мк и неперпендикулярность подпятника к оси подшипника была меньше 3 мк; при использовании графитового подпятника такой перекося может быть устранен приработкой.

При балансировке необходимо, во-первых, обеспечивать допустимый остаточный эксцентриситет и, во-вторых, не нарушать балансировку в процессе эксплуатации.

Опыт показал, что для валов внутришлифовальных шпинделей достаточна динамическая балансировка с точностью 0,5—0,8 мк, что легко достигается на современных балансировочных машинах. Нарушения балансировки в процессе эксплуатации могут возникать по ряду причин (см. стр. 68). Наиболее неблагоприятна разбалансировка, создаваемая биением сменной оправки шлифовального круга и биением круга на оправке. Основная причина биения оправки — неточное выполнение посадочного гнезда в конце вала. Эксцентриситет, создаваемый в результате

биения оправки и круга, не должен превышать половины минимального зазора $h_0 = 3 \div 4$ мк между нагруженным шипом и подшипником, т. е. он должен быть не более 1,5—2 мк.

МОНТАЖНО-РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Высокоскоростные узлы с воздушной смазкой опор отличаются не только принципом действия подшипников и подпятников, которые рассмотрены ниже, но и устройством. Если при сравнительно низких скоростях вращения и малых нагрузках постоянного характера в качестве подшипников можно применять обычные закаленные стальные втулки, то в узлах типа шлифовальных головок при переменном характере нагружения конструкция подшипников становится сложнее. В качестве примера опоры с воздушной смазкой может служить роторная суперцентрифуга непрерывного действия (рис. 9). Ротор, не показанный на рисунке, через который пропускается очищаемая жидкость, при помощи гибкого вала 1 подвешен к шпинделю 2, вращающемуся в подшипниках 3. Привод осуществляется ременной передачей. Для уменьшения износа ремня при запуске машины ведущий шкив соединен с валом электродвигателя не жестко, а посредством центробежной муфты сцепления. Ведомый шкив запрессован на шпиндель. На шкив накинута пята 4, опирающаяся на подпятник 5. Подшипники, установленные в отверстиях основания 6 и крышки 7 центрифуги, имеющих скругленные края, и поджаты шариковыми фиксаторами, могут самоустанавливаться по шпинделю. Подпятник смонтирован на сферическом бортике основания, что обеспечивает его самоустановку [1].

При вращении шпинделя в зазорах между его рабочими поверхностями и опорными поверхностями подшипников и подпятника из воздуха, всасываемого из окружающей среды, возникают воздушные подушки, отделяющие шпиндель от опор.

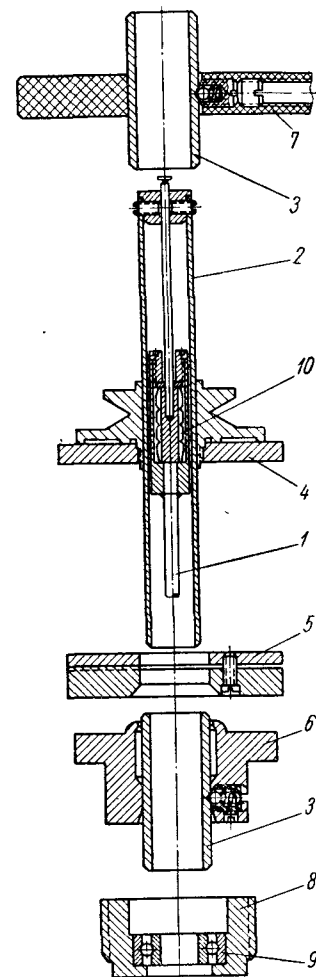


Рис. 9. Аэродинамические опоры роторной суперцентрифуги

момент запуска воздушные подушки отсутствуют. Для уменьшения пускового момента и обеспечения быстрого разбега шпинделя последний перед запуском центрифуги слегка приподнимают, отделяя пяту от подпятника. Это осуществляется поворотом стакана 8, смонтированного в основании на многозаходной резьбе. В стакане закреплен шарикоподшипник 9, упирающийся в нижний торец шпинделя. Когда скорость шпинделя возрастает, стакан и пята возвращаются в первоначальное положение, при этом пята и подпятник разделены уже воздушной подушкой.

Центробежная сцепная муфта 10 позволяет ротору медленно, по сравнению со шпинделем, увеличивать скорость при пуске. При выбеге воздушная подушка между пятой и подпятником сохраняется до скорости 400—500 об/мин, после чего шпиндель почти мгновенно останавливается вследствие начавшегося сухого трения. Ротор же продолжает свободно вращаться. Этим предотвращается износ подпятника при остановке центрифуги.

Подшипники описанного выше устройства обеспечивают нормальную работу со сравнительно невысокой скоростью вращения порядка 20 000 об/мин при благоприятных условиях — постоянном по величине и направлению нагружении. Небольшая величина действующей силы и отсутствие требований к жесткости позволили применить самоустанавливающийся подшипник простейшей конструкции.

Известны конструкции, где самоустановка достигается посредством тонких мембран. Примером может служить насос на 13 000 об/мин для перекачки жидкого висмута при температуре около 400°С [25]. Толщина мембран около 0,5 мм. Мембранная подвеска не обладает достаточной жесткостью и не может воспринимать осевые силы; подпятник в этом случае приходится устанавливать на независимом карданном подвесе.

В шлифовальных электро- и пневмошпинделях ЭНИМСа подшипники укрепляют жестко в щитах, причем предусмотрено устройство для выверки соосности.

Устройство подшипника

В процессе разработки конструкции шлифовальных шпинделей было выяснено, что при изготовлении подшипников из стали, бронзы и железографита сухое трение, возникающее в результате неточного изготовления и сборки (например, перекоса втулок), а также при случайном контакте, вызывает серьезные повреждения рабочих поверхностей вала и втулки. Бронзографит не повреждает вал. Его основной недостаток — увеличение объема из-за межкристаллитной коррозии, что приводит к искажению рабочей поверхности и заклиниванию вала. Устранить эти недостатки удалось, применив для опор с воздушной смазкой углеграфит АГ1500. Пропитка этого материала металлами (баб-

битом, бронзой) почти в 2 раза увеличила его прочность, несколько снизила хрупкость и предотвратила пористость, являющуюся основным препятствием в создании воздушной подушки между валом и втулкой. Этот материал имеет малый износ при трении по сталям всех марок и малый коэффициент сухого трения, который зависит от степени приработки вала и втулки и при скоростях до 10 м/сек находится в пределах 0,05—0,04. Наилучшие результаты показал углеграфит, пропитанный бронзой.

Для опор с воздушной смазкой, кроме малого коэффициента трения, большое значение имеет свойство углеграфита не «схватываться» с металлом при соприкосновении на большой скорости. Пропитка металлами несколько ухудшает это свойство.

Подшипники типа массивных втулок успешно применяют в узлах со значительными смазочными зазорами. Но в электрошпинделях, работающих с диаметральными зазорами $2C = 0,01 \div 0,02$ мм, наблюдалось заклинивание вала в подшипнике в двух характерных случаях — при затянувшемся (вследствие недостаточного напряжения питающего тока) пуске электродвигателя и при аварийных нагрузках (например, при врезании шлифовального круга в обрабатываемую деталь со скоростью подвода).

Изучение явления заклинивания в подшипнике показало, что оно протекает следующим образом. В процессе пуска двигателя ротор быстро нагревается. Если пуск происходит за 5—10 сек, то температура ротора не успевает повыситься значительно. Если же пуск затягивается до 30—60 сек, то температура ротора повышается до 100—200°С, диаметр рабочих шеек вала увеличивается и при значительном отставании температуры подшипника от температуры вала наступает момент, когда зазор становится равным нулю. В кольцевом сечении, где зазор устранен, возникает сухое трение, протекающее в условиях очень больших скоростей и возрастающих давлений. В результате происходит заклинивание вала, которое выражается в форме удара. При этом кинетическая энергия вала мгновенно превращается в тепло, сконцентрированное в узкой зоне кольца заклинивания (шириной 2—3 мм). Скачок температуры в этой зоне настолько велик, что металл, которым пропитан углеграфитовый вкладыш, выплавляется, вызывая кольцевую эрозию поверхности вала, несмотря на то, что последний изготовлен из быстрорежущей стали Р9.

Несколько иначе, но с тем же результатом, возникает заклинивание при аварийных перегрузках, когда минимальный зазор становится меньше допустимого из-за чрезмерной нагрузки на вал. Это приводит к нагреву вала, а затем к возникновению контакта и заклиниванию, протекающему так же, как описано ранее. Причиной заклинивания является большая тепловая инерция подшипника и малый зазор, характерный для опор

электрошпинделей, который уменьшается до нуля при разности температур вала и подшипника в несколько десятков градусов.

Тепловая инерция подшипника может быть понижена путем уменьшения толщины его стенок и теплоизоляции их от массивного щита. Для этого в электрошпинделях, работающих в тяжелых условиях, применяют подшипники с тепловой компенсацией. В таких подшипниках (рис. 3 и 10) углеграфитовый вкладыш запрессован в обойму из латуни, коэффициент расширения которой больше ($\alpha_a = 19 \cdot 10^{-6}$), чем у стали ($\alpha_c = 11 \cdot 10^{-6}$). Углеграфит обладает весьма низким коэффициентом расширения ($\alpha_s = 5 \cdot 10^{-6}$), но в результате того, что вкладыш посажен в обойму

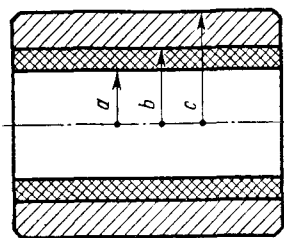


Рис. 10. Схема для расчета подшипника с тепловой компенсацией

с упругим натягом, при тепловом расширении он увеличивается вместе с ней. Приведенный коэффициент α_{np} зависит от отношения $\frac{c-b}{b-a}$; с увеличением этого отношения α_{np} возрастает. Соотношение толщины стенок вкладыша и обоймы выбирается таким, чтобы при одинаковом нагреве вала и вкладыша рабочий зазор в подшипнике оставался практически постоянным ($\alpha_{np} = 12 \times 10^{-6}$), что необходимо для устойчивой работы электрошпинделя.

При расчете задаются радиусом a и толщиной стенки графитового вкладыша b — a . Соответствующая толщина стенки латунной обоймы c — b определяется по формуле

$$c = b \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}, \quad (1)$$

где

$$k = \left(\frac{b}{a} \frac{\alpha_a - \alpha_s}{\alpha_{np} - \alpha_s} - 1 \right) \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \mu_s \right) \frac{E_a}{E_s} - \mu_a. \quad (2)$$

Здесь $E_a = 1,0 \cdot 10^6$ кг/см² и $E_s = 1,7 \cdot 10^6$ кг/см² — модули упругости, $\mu_s = 0,3$ и $\mu_a = 0,35$ — коэффициенты Пуассона.

Если сопряженные поверхности вкладыша и обоймы выполняются коническими, то расчет выполняется для двух концевых сечений подшипника.

Пример. Для подшипника электрошпинделя А48: $a = 16$ мм; $b = 19$ мм. Определить радиус c . По формулам (1) и (2)

$$k = \left(\frac{19}{16} \cdot \frac{19-5}{12-5} - 1 \right) \left(\frac{19^2 + 16^2}{19^2 - 16^2} - 0,3 \right) \frac{1}{1,7} - 0,35 = 4,19;$$

$$c = 19 \sqrt{\frac{5,19}{3,19}} = 24,3 \text{ мм.}$$

Введение в конструкцию электрошпинделя подшипника с тепловой компенсацией увеличило надежность работы электрошпинделя.

Заклинивание не происходит даже при длительном выключении подачи сжатого воздуха (вызывающем полускоростную вибрацию) и при аварийных перегрузках.

Интересны простотой устройства стальные вкладыши, рабочие поверхности которых покрыты коллоидальным графитом. Графит наносится из pulverизатора на освинцованную обезжиренную поверхность. Недостаток графитной пленки — ее малая прочность.

Подшипник в щитах закрепляют различными способами. Втулка из упругого углеграфитового материала с конической наружной поверхностью затягивается в щите гайкой, что позволяет регулировать внутренний диаметр втулки. Подобным образом можно крепить и подшипники с тепловой компенсацией, однако при этом нарушается круглость рабочей поверхности вкладыша, который приходится окончательно обрабатывать после затяжки в щите.

В электро- и пневмошпинделях ЭНИМСа подшипники укрепляют в щите с помощью клея, составленного на основе эпоксидных смол холодного отверждения. Перед установкой подшипника поверхности посадочных поясков щита покрывают пленкой воска (поверхность натирают тряпкой, пропитанной воском). Посадочные пояски подшипника обезжиривают бензином и смазывают тонким слоем клея, после чего подшипник рукой вводят в гнездо щита до упора (без натяга и ударов).

Выступающую часть пояска подшипника и прилегающий к нему торец ступицы щита также обезжиривают бензином и смазывают клеем. Соединение просушивают при комнатной температуре в течение 24 ч. Посадка на клею позволяет использовать готовые взаимозаменяемые подшипники с последующей выверкой соосности.

Использование эпоксидного клея дает возможность соосно закрепить подшипники без последующей выверки. Посадочная поверхность подшипника выполняется при этом цилиндрической с зазором относительно щита порядка 0,05 мм. Щиты собирают с корпусом. В подшипники, посаженные в щиты в помощью клея, вводят скалку, которую оставляют там до отверждения клея. Погрешность соосности устраняется при этом самоустановкой подшипников вследствие большого зазора между подшипником и щитом. Малая усадка эпоксидного клея позволяет достичь удовлетворительную соосность подшипников. Недостаток этого способа в том, что пленка клея должна быть сравнительно толстой, чтобы компенсировать погрешности изготовления деталей, а последующая деформация клеевого слоя может нарушить соосность.

Выверка соосности подшипников

Метод выверки соосности подшипников, используемый в электро- и пневмошпинделях ЭНИМСа, поясняется рис. 11. Выверку производят при помощи точной цилиндрической скалки 1, которая плотно входит в подшипники 2. В результате суммарной погрешности изготовления деталей шпинделя (корпуса 3, щитов 4, подшипников) зазор между торцовыми посадочными поверхностями щитов и корпуса оказывается по окружности неодинаковым. Допустим, что ΔA — наибольший зазор по окружности щита. Продвижением скалки и плотно с ней связанных щитов

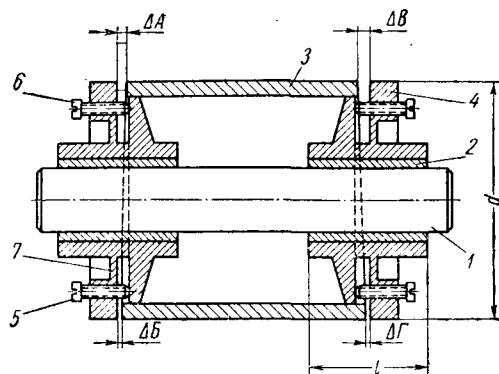


Рис. 11. Схема выверки соосности

относительно корпуса устанавливаем этот зазор равным, например, 0,1 мм; при этом ΔB имеет меньшую величину. Ввертывая затем винт 5 и вывертывая винт 6, увеличиваем зазор ΔB при помощи компенсирующего элемента — мембраны 7 настолько, чтобы $\Delta B = \Delta A$. Торцы щита при этом поворачиваются относительно оси подшипника. Выверка производится с помощью набора щупов,

имеющих толщину от 0,03 до 0,10 мм с интервалом 0,01 мм. Регулированием тремя или более винтами, расположенным по окружности щита, можно вывернуть постоянство зазора с точностью 5 мк. При отношении $\frac{d}{l} = 2,5$ погрешность соосности на

длине подшипника не более 2 мк. Этим же методом выверяют затем второй подшипник. Линии AB и BC могут и не лежать в одной плоскости, как это условно показано на рис. 11. По окончании выверки скалку удаляют, шпиндель собирают и торцовые посадочные поверхности щитов и корпуса стягивают болтами. Выверка соосности подшипников, достигаемая посредством деформации компенсирующего элемента (мембраны), позволяет добиться необходимой точности в 2—3 мк при первоначальном перекосе до 30 мк на длине подшипника. Описанному простейшему способу присущи и два недостатка: необходимость иметь набор скалок с интервалом в 3 мк в диапазоне допуска на диаметр подшипника и субъективность контроля операций выравнивания зазора между щитом и корпусом с помощью щупов. Эти недостатки устраняются следующей модификацией. Не вставляя в подшипники вал, прикрепляют щиты к корпусу. Затем в под-

шипники вводят прибор для выверки соосности (рис. 12). Ось 1 прибора фиксируется в каждом из двух подшипников при помощи трех точек, из которых две точки 2 жесткие, а третья 3 подпружинена. В правом конце прибора расположено сопло 4 пневматического микрометра 5, в которое подают сжатый воздух через штуцер. При измерении испытуемый узел поворачивают вокруг собственной оси. Если ось подшипника 6 повернута относительно общей оси узла, то зазор между рабочей поверхностью подшипника и срезом сопла при вращении узла периодически изменяется и микрометр показывает величину биения,

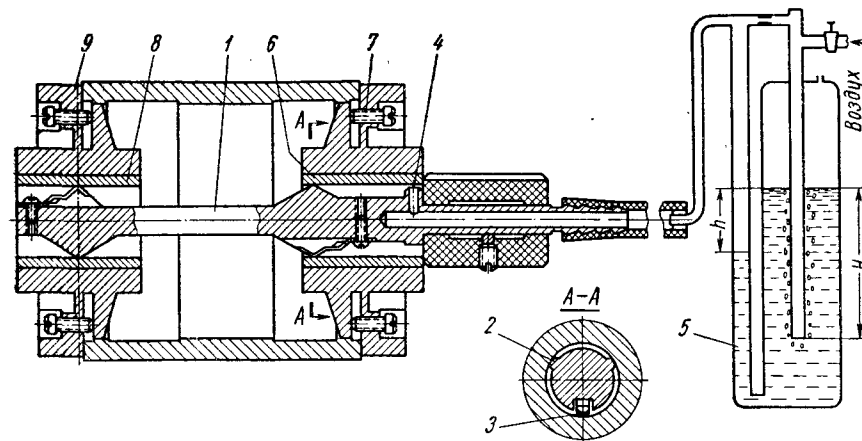


Рис. 12. Прибор для выверки соосности

соответствующую разности уровней H и h . Биение устраняется подтягиванием винтов 7. Затем прибор вынимают и вводят в подшипник 8, который регулируют таким же способом. Регулировка подшипника 6 при этом не нарушается из-за того, что фиксация по трем точкам в подшипнике 8 производилась на первом этапе по окружности, лежащей в плоскости мембраны 9, т. е. в центре поворота подшипника 8. Вместо пневматического микрометра в приборе может быть применен стрелочный микрометр.

Беззазорная посадка щитов в корпусе

Выверку соосности подшипников целесообразно выполнять лишь в том случае, если сопряжение по цилиндрическому пояску щитов с корпусом выполнено с минимальным зазором. Длина корпуса равна примерно утроенной длине подшипника. Следовательно, даже при радиальном зазоре 0,01 мм перекося подшипников при повторной сборке узла может достигать 3 мк, т. е. полностью перекрывать допуск. Зазор поэтому не должен пре-

вышать 5 мк. Сопряжение цилиндров большого диаметра (100 мм для электрошпинделя А48/1) с такой точностью выполнить трудно. Задача облегчена тем, что вместо сплошного цилиндра посадка производится на три точки *а*, *б* и *в* (рис. 13). Две точки — неподвижные, образованы карманом 1 с дугой 90°, а третья, регулируемая, создается торцом винта 2, ввернутого с медной шайбой 3. В результате деформации последней достигается необходимая беззазорная посадка.

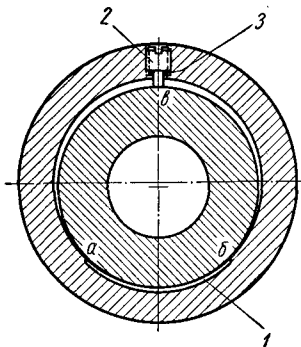


Рис. 13. Сопряжения щита с корпусом

ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Малая величина зазоров в шпиндельных узлах заставляет предъявлять высокие требования к качеству изготовления вала и подшипников. Погрешности формы вала (конусность, несоосность шеек) не должны выходить за пределы 0,002 мм, чистота поверхности должна быть не ниже 11-го класса (см. табл. 3). Для достижения

такой точности необходимо прежде всего обеспечить совместную обработку обеих шеек, для чего вал выполняется гладким, без ступеней. Лишь после окончательной обработки вала на него напрессовывают ротор. При натяге 0,07—0,08 мм (диаметр вала 32 мм) ротор, нагретый до 250—300°С, надевается на вал свободно. Искривления оси вала не наблюдается, если длина посадочного отверстия в роторе меньше его диаметра. Все перечисленные требования могут быть выполнены при шлифовании на современных станках высокой точности без дополнительной доводки. Вал изготавливают из быстрорежущей стали Р9, закаленной до твердости HRC 58—60. Для устранения коробления в процессе эксплуатации заготовку после закалки обрабатывают жидким азотом.

Для обеспечения безвибрационной работы необходимо, чтобы вал в сборе с ротором был тщательно отбалансирован и не терял точности балансировки в процессе эксплуатации. Хорошая балансировка возможна только в случае, если вращающийся узел не имеет разъемных соединений и деталей, деформирующихся в работе. В шпинделях конструкции ЭНИМС этот узел состоит из двух деталей, соединенных с большим натягом.

Как показал опыт, короткозамкнутый ротор, в котором «беличье колесо» выполнено из стержней, уложенных в пазы пакета, и припаянных к ним медных щек, деформируется при вращении под действием центробежных сил и нарушает точность балансировки. Поэтому «беличье колесо» ротора выполняется

центробежной заливкой в стальном кокиле, нагреваемом до 1200°С (рис. 14). Динамическая балансировка вала в сборе с ротором производится на балансировочной машине с точностью 0,5—0,8 мк.

Материалом для вкладышей подшипников служит антифрикционный графит АГ 1500—Б83, пропитанный баббитом для придания ему газонепроницаемости (см. стр. 24)). Вкладыш в сборе с обоймой подшипника (см. рис. 3) шлифуют в специальном стакане с установкой подшипника на посадочные кольцевые пояски обоймы. Вкладыш окончательно доводится (если в этом есть необходимость) по скалке вначале с денатуратом, а затем с водой. На современных высокоточных станках можно получить требуемую точность поверхности без последующей доводки.

Стабильность положения щитов относительно корпуса, необходимая для выверки соосности подшипников и последующей разборки шпинделя в период эксплуатации, обеспечивается только в том случае, если сопряженные торцы щитов и корпуса притерты и зазоры по цилиндрическим пояскам достаточно малы (менее 5 мк). Нужная точность сопряжения по цилиндрическим пояскам достигается посадкой щитов на три точки в корпусе (см. стр. 30).

Притирка торцов щитов и корпуса не представляет трудностей. Однако в процессе притирки может возникнуть перекос при введении щитов в корпус, так как длина цилиндрических поясков мала. Для создания нужного направления щитов используют вал или скалку, диаметр которой равен диаметру вала. Подшипники вставляют в щиты, где они удерживаются силой трения. Оба щита с подшипниками вставляют в корпус, предварительно введя в них скалку. Щиты притирают поочередно.

ОЧИСТКА СЖАТОГО ВОЗДУХА

Обязательным условием нормальной работы шпиндельных узлов является надежная очистка сжатого воздуха от пыли, воды и масла. Загрязнение воздуха пылью приводит к засорению

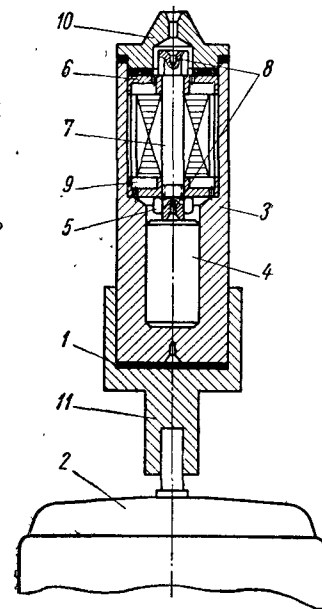


Рис. 14. Кокиль для центробежной заливки меди ротора электродвигателя:

1 — асбестовая прокладка; 2 — двигатель; 3 — обойма; 4 — медная болванка; 5 — гайка; 6 — кольцо; 7 — болт; 8 — центра для механической обработки после заливки; 9 — уровень меди после заливки; 10 — грибок; 11 — переходник

мелких отверстий, питающих смазочный зазор подшипника. Содержащаяся в воздухе вода способствует коррозии деталей шпинделя и арматуры, а масло разрушает графит. Пыль, вода и масло создают на рабочих поверхностях вала пленку, которая препятствует нормальному запуску шпинделя.

После компрессии основная масса механических примесей, воды и масла в воздухе находится в состоянии аэрозоля, т. е. в виде взвешенных в газообразной среде твердых или жидких частиц. Необходимо, чтобы эти частицы осели на какой-нибудь поверхности воздухоочистительного устройства. Осаждение аэрозоля (коагуляция) происходит и в результате соприкосновения частиц друг с другом под действием теплового (броуновского) движения или различных внешних воздействий. Для очистки воздуха используют оба процесса. Водяные пары, содержащиеся в воздухе, в случае их конденсации при понижении температуры воздуха¹ могут попасть внутрь подшипников.

Необходимо предусмотреть защиту шпинделя от заливания его большим количеством воды, внезапно выходящей из пневмосистемы. Причиной образования водяных «пробок» является конденсация воды в воздухопроводе. При постоянной температуре относительная влажность воздуха до наступления точки росы прямо пропорциональна абсолютному давлению. Следовательно, если сжатый в компрессоре воздух охладить до температуры всасывания, то из него выпадет часть конденсата и относительная влажность воздуха составит 100%. Поэтому достаточно какому-либо участку воздухопровода иметь пониженную температуру, как в нем начинает образовываться конденсат. Конденсат, стекая по стенкам труб, собирается в нижнем участке воздухопровода, сначала не препятствуя прохождению воздуха. По мере накопления конденсата образуется водяная «пробка», которая под действием сжатого воздуха прогоняется по трубопроводу и заливает присоединенные к нему аппараты.

Для защиты от заливания водой и предварительной очистки воздуха рекомендуется устанавливать перед шпинделем отстойник, в котором воздух несколько раз меняет направления движения и скорость его движения уменьшается. При этом из воздуха на дно отстойника выпадают пыль, вода и масло. При достаточных размерах отстойник служит надежной преградой водяным «пробкам». Для бесперебойной работы отстойника необходимо периодически спускать накопившийся в нем конденсат. Схема пульты питания шпиндельного узла очищенным сжатым воздухом показана на рис. 15. При применении электродвигателя в качестве привода шпиндельного узла необходимо блокировать его от падения давления сжатого воздуха ниже допустимой ве-

личины. Это осуществляется с помощью реле давления 7, отключающего двигатель при падении давления.

Отстойник (рис. 16) устроен следующим образом. Сжатый воздух через впускной кран 1 попадает в корпус 2 отстойника снизу по трубе.

Скорость уменьшается при выходе воздуха из трубы и под действием отражателя 3 с загнутыми вниз краями воздух меняет направление движения. Пыль, вода и масло отражателем направляются вниз и оседают на дне отстойника.

Для блокировки от водяных «пробок» отстойник снабжен аварийным клапаном. При повышении уровня жидкости в отстойнике поплавок 6 всплывает и прикрепленный к нему скобой 7 клапан 8 перекрывает выходное отверстие. Воздух под давлением прижимает клапан кверху со значительной силой, препятствуя попаданию жидкости в шпиндельный узел. При регулярном спуске конденсата отстойник является эффективным средством очистки воздуха от пыли, воды и масла.

После отстойника воздух проходит через отверстие 9 и попадает в фильтр 10, выполненный из стекловолокна ВСО-6. Фильтрующий элемент насажен на полый винт 11, по которому очищенный воздух возвращается в крышку 4. Прозрачный корпус 12 позволяет заметить изменение цвета стекловолокна (пожелтение), свидетельствующее о его загрязнении. Налет масла и воды на корпусе 12 может служить показателем плохой очистки воздуха в отстойнике вследствие скопления там большого количества конденсата (для спуска жидкости в крышке 4 имеется отверстие, заглушенное винтом 13).

Применяемый иногда центробежный фильтр (рис. 17) обеспечивает хорошую очистку воздуха.

Воздух последовательно проходит в фильтре через несколько воздушных крыльчаток 1 с наклонными лопатками и приводит их во вращение. Крыльчатки, имеющие различное направление лопаток, смонтированы на общей оси 2 на шарикоподшипниках 3, причем четные крыльчатки получают вращение в одном направлении, а нечетные — в обратном. Ударяясь о лопатки, капли

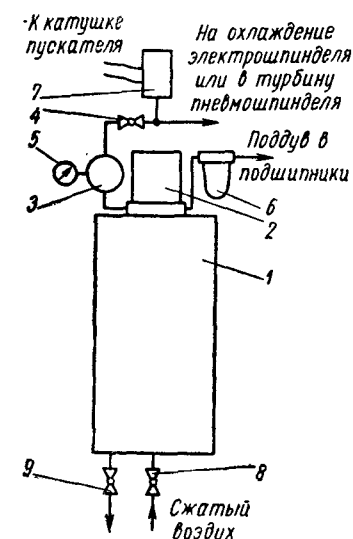


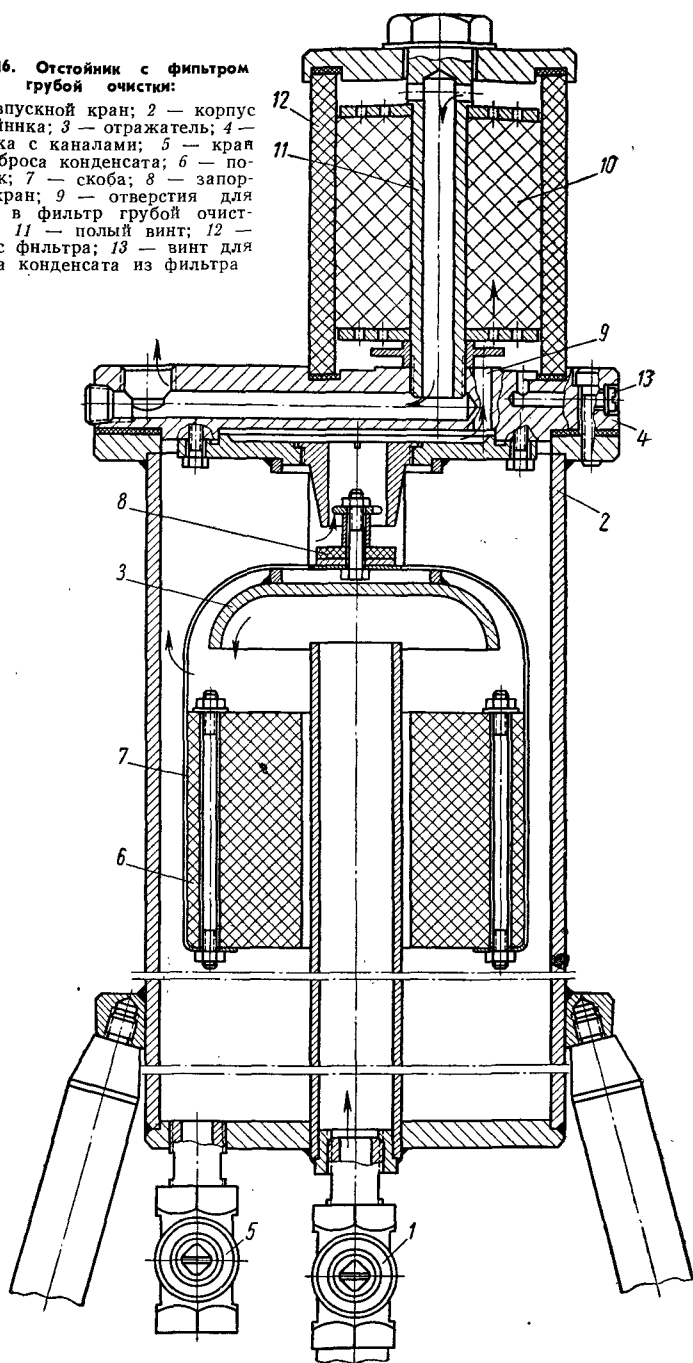
Рис. 15. Схема пульты питания шпиндельного узла очищенным сжатым воздухом:

1 — отстойник; 2 — фильтр грубой очистки; 3 — регулятор; 4 — кран; 5 — манометр; 6 — фильтр тонкой очистки; 7 — реле давления; 8 — впускной кран; 9 — сброс конденсата

¹ Понижение температуры воздуха от 20 до 15° С повышает его относительную влажность с 75 до 100%, когда начинается выпадение конденсата.

Рис. 16. Отстойник с фильтром грубой очистки:

1 — впускной кран; 2 — корпус отстойника; 3 — отражатель; 4 — крышка с каналами; 5 — край для сброса конденсата; 6 — поплавок; 7 — скоба; 8 — запорный кран; 9 — отверстия для ввода в фильтр грубой очистки 10; 11 — полый винт; 12 — корпус фильтра; 13 — винт для сброса конденсата из фильтра



воды, масла и частицы пыли сбрасываются центробежной силой на стенки корпуса 4 фильтра и стекают в сборник. Центробежный фильтр выделяет из воздуха примерно 90% содержащихся в нем загрязнений, но лишь при оптимальном расходе. Наиболее полно удаляется масло. Для безотказной работы фильтра необходимы шарикоподшипники с защитной шайбой серии 800Ю, выполненные из нержавеющей стали.

Окончательная очистка той части воздуха, которая идет на смазку подшипников, выполняется фильтром мод. 304 (нормаль машиностроения МН 2732—61), предназначенным для пневмати-

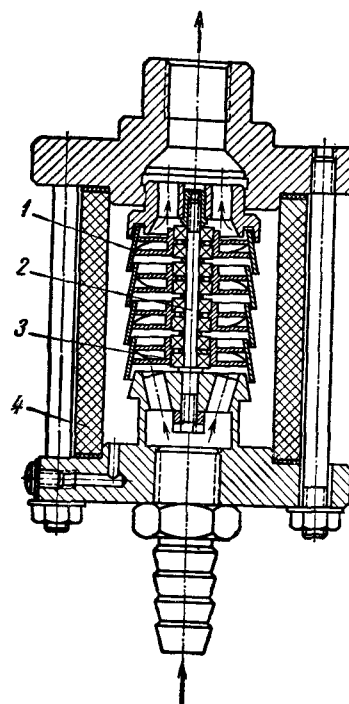


Рис. 17. Центробежный фильтр:

1 — крыльчатка; 2 — ось; 3 — шарикоподшипник; 4 — корпус

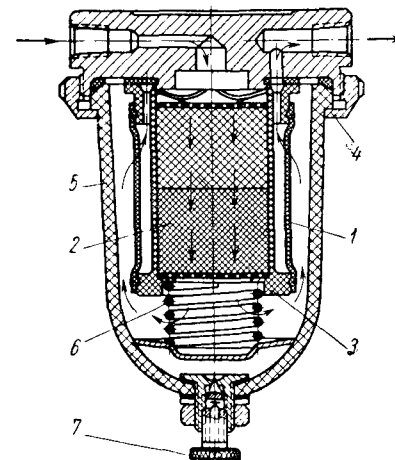


Рис. 18. Фильтр тонкой очистки

ческих измерительных систем (рис. 19). Фильтрующим материалом 1 в нем является ткань ФПП, представляющая собой слой ультратонких волокон перхлорвинила, нанесенных на марлю. Средний диаметр волокон равен 1,5 мк. Ткань ФПП обладает гидрофобными свойствами, устойчива к кислотам и щелочам. Для защиты ткани ФПП имеется ступень 2 предварительной фильтрации из стекловолокна ВСО-6 и УТВ-1.

Для смены фильтрующего патрона 3 достаточно отвернуть накидную гайку 4 и снять колпак 5 и пружину 6. Для спуска конденсата, скапливающегося в нижней части колпака, служит винт 7. Пульт питания сжатым воздухом следует располагать недалеко от шпиндельного узла. Шланги, сообщающие пульт со шпинделем, не должны провисать во избежание скопления в них конденсата.

Следовательно, одна из основных предпосылок теории — линейность G_N по ϵ — справедлива.

Выяснив зависимость величины критического давления циркулярного поддува от скорости для шпинделя с различной массой и соотношением моментов инерции, показанную на рис. 108, строим зависимость критической жесткости (соответствующей критическому давлению воздуха) от скорости вращения и сравниваем ее с жесткостью, рассчитанной по формуле (277). Результаты такого сравнения приведены на рис. 114. Экспериментальные кривые достаточно близки к расчетным, что подтверждает правильность теоретического расчета.

В случае дифференциального поддува кривые перемещений вблизи положения равновесия существенно нелинейны, а жесткость смазочного слоя значительно выше, чем при циркулярном поддуве. Соответственно и стабилизирующая способность дифференциального поддува выше, чем циркулярного.

В настоящее время определилось несколько областей техники, применение в которых аэростатических направляющих является целесообразным, а в некоторых случаях и единственно возможным решением, обеспечивающим нормальную эксплуатацию узла или машины в целом. Так, например, если 10—15 лет назад вопрос применения аэростатических направляющих в прецизионных приборах и металлорежущих станках являлся проблематичным, то сейчас уже ни у кого не вызывает сомнения тот факт, что разумное применение правильно спроектированных аэростатических направляющих приводит, как правило, к упрощению конструкции машин, а также к улучшению их качественных характеристик. Для более полного представления рассмотрим несколько областей техники, в которых уже сейчас широко используются аэростатические направляющие.

СТЕНДЫ И ПРИБОРЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Поворотные столы для испытания гироскопов. Оценка точности исполнения гироскопических приборов заключается в определении вредных прецессий (уходов), возникающих под действием моментов, обусловленных трением, вибрациями, разбалансировкой и т. д. Величина ухода современного гироскопа составляет тысячные доли градуса в час и, естественно, регистрация таких малых величин в основном зависит от точностных характеристик самого испытательного стенда. Американской фирмой [43, 67] Данн в разное время были изготовлены поворотные столы для испытания гироскопов. В столе Т800-Д были использованы обычные роликовые или шариковые подшипники. Колебание момента трения в подшипниках качения ограничивало применение таких столов. Минимальный определяемый уход гироскопа при этом составлял приблизительно 0,1 град/ч. Усовершенствование гироскопов потребовало более точного испытательного оборудования, которое могло бы регистрировать величину ухода порядка 0,001 град/ч. Такой точности можно было достигнуть только применением направляющих, трение в которых очень мало. Поворотный стол Т-900 отвечает этим требованиям. Аэростатические направляющие стола обеспечивают

его регулировку с точностью ± 1 угловая секунда. Температура подводимого воздуха 38°C , давление $8,4 \text{ кг/см}^2$. Максимальная несущая способность при вертикальном положении главной оси составляет 3500 кг . Расход воздуха $22 \text{ нм}^3/\text{ч}$.

Поворотная установка для испытания приборов была спроектирована и изготовлена в ЭНИМСе. Она представляет собой комбинированную радиально-осевую аэростатическую опору (рис. 115). Катушка 3 отделена от оси 6 и подпятника 7 воздушным смазочным слоем, создаваемым подачей сжатого воздуха в зазор. К катушке крепится стол 2, на который устанавливается

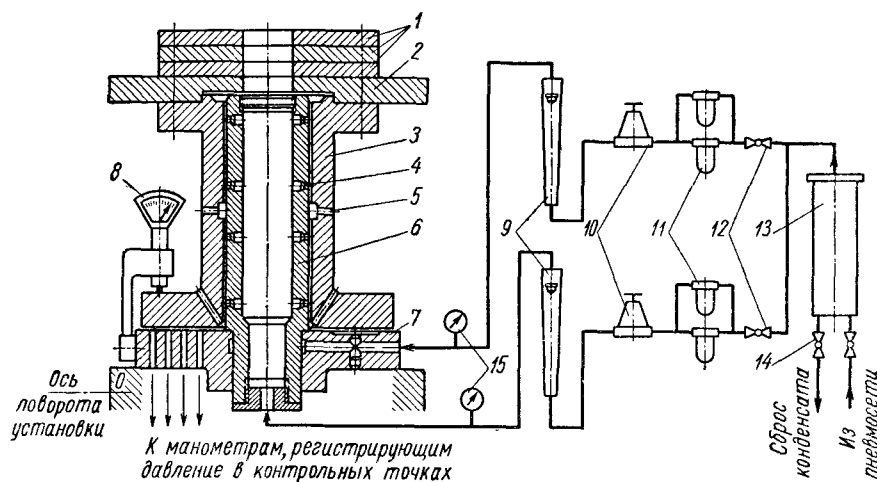


Рис. 115. Схема поворотной установки на аэростатических направляющих:

1 — грузы; 2 — стол; 3 — катушка; 4 — отверстие поддува; 5 — отверстие для отвода воздуха; 6 — ось; 7 — подпятник; 8 — микрометр; 9 — ротамер; 10 — регулятор давления; 11 — фильтр тонкой очистки; 12 — кран; 13 — отстойник; 14 — край; 15 — манометр

испытываемый прибор. Радиальная опора выполнена по схеме — вращающаяся катушка и неподвижная ось. Четыре ряда питающих отверстий 4 (по восемь отверстий в каждом ряду) образуют два радиальных подшипника, разделенных кольцевой выточкой, сообщаемой с окружающей средой через отверстие 5. Длина одного подшипника 150 мм , расстояние от питающих отверстий до торцов каждого подшипника 20 мм . Полая ось изготовлена из стали 12ХНЗА. Рабочая поверхность ее цементирована и закалена до твердости $HRC 56—62$. Высокая геометрическая точность оси (нецилиндричность $0,002 \text{ мм}$) при чистоте обработки 10-го класса достигалась доводкой кольцевыми чугуными притирами. Неплоскостность рабочей поверхности подпятника составляла $0,002 \text{ мм}$ при чистоте поверхности 10-го класса.

Подпятник и катушка изготовлены из чугуна с перлитной структурой. Химический состав этого чугуна приблизительно соответствует химическому составу легированного чугуна марки СЧ 32-52. Отличие состоит в том, что в первом нет молибдена, а содержание серы и фосфора составляет не более $0,05\%$. Вследствие этого он имеет более высокий предел прочности, чем чугун СЧ 32-52 ($35—40 \text{ кг/мм}^2$ — при разрыве и $56—62 \text{ кг/мм}^2$ при изгибе). Примененный чугун имеет высокую износостойкость и это, в сочетании с высокой прочностью и хорошей стабильностью формы, послужило причиной применения его для изготовления базовых деталей поворотной установки. Питание направляющих поворотной установки сжатым воздухом осуществляется от заводской пневмосети через отстойник 13, из которого он разводится по двум линиям — к радиальной и плоской осевой направляющим. В каждую линию встроены кран 12, фильтр тонкой очистки 11, регулятор давления 10, ротамер 9 и манометр 15.

Двухканавочная плоская кольцевая аэростатическая направляющая поворотного стола имеет следующие размеры: наружный радиус 165 мм ; внутренний радиус $77,5 \text{ мм}$; радиус наружной микроканавки 145 мм ; радиус внутренней микроканавки $92,5 \text{ мм}$; глубина микроканалов $0,4 \text{ мм}$; центральный угол несущей секции 60° .

Отличительной особенностью описываемой установки является вакуумное нагружение стола, позволившее отказаться от применения замкнутых осевых аэростатических направляющих. Предварительное нагружение открытых осевых аэростатических направляющих с вакуумным нагружением осуществляется в результате действия отрицательного (ниже атмосферного) давления, искусственно создаваемого в смазочном зазоре на определенной части площади опоры.

Техническая характеристика поворотной установки следующая: давление воздуха, подводимого к осевому подшипнику (в зависимости от угла поворота установки), $0,2—2 \text{ кг/см}^2$; давление воздуха, подводимого к радиальному подшипнику, 6 кг/см^2 ; расход воздуха в осевом подшипнике $0,5—2 \text{ нм}^3/\text{ч}$; расход воздуха в радиальных подшипниках $8 \text{ нм}^3/\text{ч}$; осевой зазор $0,015 \text{ мм}$; радиальный зазор $0,012 \text{ мм}$; осевая жесткость 35 кг/мм ; радиальная жесткость 55 кг/мм ; точность вращения оси катушки $0,1 \text{ мк}$.

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Плоские аэростатические направляющие столов. Сравнительные исследования [35, 77, 82] показали, что аэростатические направляющие эффективно применять в тех группах металло-режущих станков, где они не подвержены значительным динамическим нагрузкам, существенно снижающим их жесткость.

В связи с этим металлорежущие станки: горизонтально-фрезерный [77], вертикальный двухкоординатный фрезерный [82] и тяжелый токарный [35], оснащенные аэростатическими направляющими, при испытаниях не показали более лучших результатов по сравнению с аналогичными испытаниями, проведенными на таких же станках, но оснащенных обычными направляющими.

Наиболее перспективным следует считать применение аэростатических направляющих в координатных, расточных, шлифовальных станках либо в прецизионных станках с автоматическим

управлением положения. К направляющим таких станков предъявляются очень высокие требования в части обеспечения плавности движения на предельно малых скоростях (до сотых долей миллиметра в минуту) и надежной периодической подачи на минимальную величину (до 0,5 мк). Этим требованиям удовлетворяют аэростатические направляющие. При применении аэростатических направляющих полностью отсутствуют скачкообразные движения подвижных узлов, вызванные наличием трения в направляющих.

Плоские круговые аэростатические направляющие поворотного стола горизонтально-расточного станка 2620А показаны на рис. 116. Система распределения воздуха в них выполнена на направляющих

верхних саней, что позволило упростить подвод воздуха, так как верхние сани не имеют кругового перемещения и шланг для подвода воздуха не мешает обслуживанию станка. Для удобства отладки дроссели выведены на наружную цилиндрическую поверхность верхних саней. Площади наружных и внутренних плоских круговых направляющих соответственно равны 2212 и 765 см².

Стол перед окончательной обработкой подвергался искусственному старению в соответствии с рекомендациями ЭНИМСа по изготовлению базовых деталей прецизионных станков, после чего рабочие поверхности направляющих шабрились окончательно. Количество шабровочных пятен на квадрате со стороной 2,5 см достигало 20.

Во время испытаний поворотный стол нагружался грузами общим весом 2500 кг. По расчетным данным, поворотный стол с полезной нагрузкой 2500 кг должен был нормально всплывать

при давлении 4 кг/см². В действительности же при указанном давлении поддува наблюдалось касание стола в нескольких точках из-за недостаточной жесткости сопряженных базовых деталей. Деформация последних искажала плоскостность направляющих и грузоподъемность воздушной подушки снижалась. После отладки дросселей при увеличении давления поддува до 5 кг/см² поворотный стол с полезной нагрузкой 2,5 тс полностью всплывал на воздушной подушке. При этом момент, необходимый для трогания поворотного стола с места, не превышал 0,14 кгм. Такой незначительный момент трогания с места позволил существенно упростить конструкцию механического привода стола путем упразднения некоторых элементов передачи движения, включая и большие зубчатые колеса с внутренним зацеплением.

Эксперименты с аэростатическими направляющими [23] показали, что с прекращением подачи сжатого воздуха посадка подвижного звена происходит за доли секунды. Это время можно еще сократить путем применения вакуумного прижима. Легкость привода и быстрота посадки подвижного элемента позволили применить воздух в качестве смазки направляющих делительных и монтажных поворотных столов. Поворотные столы на аэростатических направляющих американской фирмы «Шефилд» [74] нашли широкое применение для установки обрабатываемых деталей на координатно-расточных, координатно-шлифовальных, фрезерных, сверлильных и плоскошлифовальных станках, а также для точного контроля и монтажа. Столы на таких опорах отличаются быстротой и точностью позиционирования. Незначительное трение в направляющих дает возможность без существенных усилий поворачивать стол на определенный угол и точно устанавливать тяжелые детали. Быстрота посадки и зажима стола обеспечивается вакуумом. Стандартные столы фирмы «Шефилд» имеют диаметр от 300 до 3000 мм и поставляются заказчику с ручным или автоматическим приводом.

АЭРОСТАТИЧЕСКИЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ ШПИНДЕЛЕЙ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

Английские фирмы «Черчилль», «Вествинд Турбинс» и «Джон Ширман» [70, 76] применяют подшипники с воздушной смазкой в шпинделях шлифовальных и сверлильных станков. Круглошлифовальный станок фирмы «Черчилль» со шпинделем круга на аэростатических направляющих показан на рис. 117. Производственные испытания этого станка в течение 160 ч показали, что температура подшипников при вращении шпинделя практически остается постоянной. Это дает возможность использовать станок для точных работ, причем отпадает необходимость в прогревании шпинделя перед работой. Другим достоинством станка

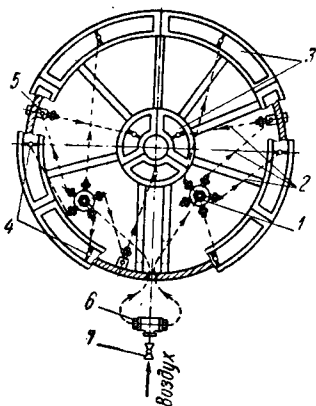


Рис. 116. Аэростатические направляющие поворотного стола горизонтально-расточного станка 2620А:

- 1 — регулятор давления;
- 2 — подвод воздуха; 3 — секция опор; 4 — отверстие поддува; 5 — дроссель;
- 6 — тройник; 7 — кран

является быстрое выхаживание. Например, при врезании шлифовального круга на глубину 0,07 мм при обратном ходе стола искра полностью пропадает. В процессе дальнейших испытаний было установлено, что применение аэростатических опор в шлифовальных шпинделях значительно улучшает качество шлифуемой поверхности и повышает производительность. Без специальных приемов на круглошлифовальном станке фирмы «Черчилль» была достигнута чистота обрабатываемой поверхности 13-го класса, причем производительность станочника также

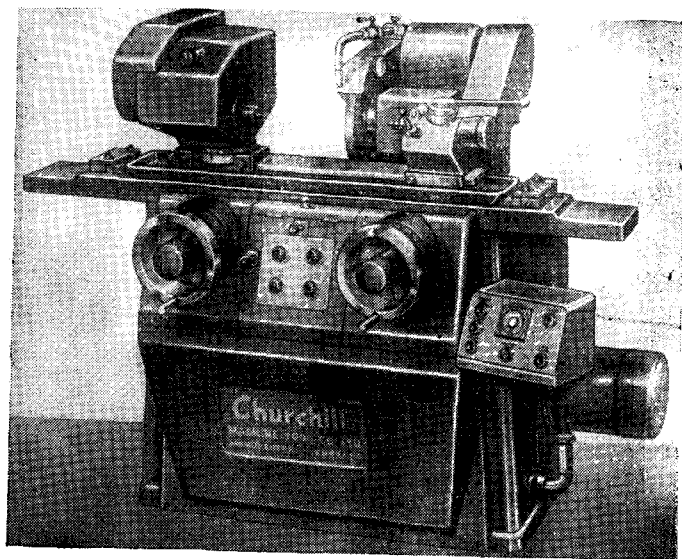


Рис. 117. Круглошлифовальный станок фирмы «Черчилль» со шпинделем шлифовального круга на аэростатических направляющих

повысилась. Высокая производительность станочника объясняется прежде всего: а) исключением затрат времени на предварительный разогрев шпинделя; б) меньшим количеством проходов при снятии припуска; в) сокращением времени (приблизительно на 50%), затрачиваемого на правку круга.

Станки фирмы «Черчилль», оснащенные шпинделями на аэростатических направляющих, успешно прошли и производственные испытания [46]. Фирма «Кларксон», занимающаяся производством режущего инструмента для фрезерных станков, в течение 12 месяцев эксплуатировала пять таких станков. Их использовали для шлифования по наружному диаметру фрез из быстрорежущей стали. За один проход по диаметру снималось от 0,5 до 0,65 мм. Одним из основных преимуществ шлифоваль-

ных шпинделей с аэростатическими направляющими фирма считает их температурную стабильность с самого начала работы станка, в то время как для шпинделей, оснащенных обычными опорами, стабилизация температуры, приблизительно равная 60—65°С, достигается в течение нескольких часов холостой работы шпинделя. Поэтому оператор должен за некоторое время до начала работы включить станок и не выключать его на протяжении всего рабочего времени.

Фирма также отмечает, что шлифовальный круг во время работы значительно меньше засаливается и его можно реже

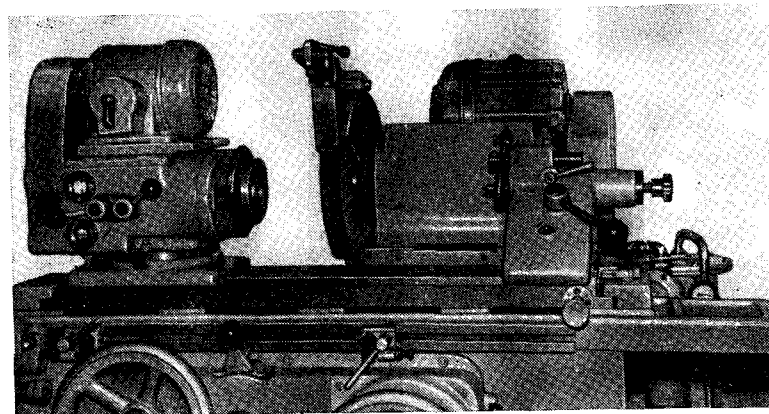


Рис. 118. Круглошлифовальный станок конструкции ЭНИМСа со шпинделем шлифовального круга и кареткой поперечной подачи на аэростатических направляющих

править. Следовательно, срок службы шлифовального круга и алмаза увеличивается.

Балансировка шлифовального круга также выполняется значительно легче на станках с аэростатическими направляющими. Незначительный момент трения аэростатических направляющих дает возможность производить статическую балансировку шлифовального круга непосредственно на шпинделе станка.

Отмеченные преимущества позволили фирме «Кларксон» в производственных условиях уменьшить цикл времени обработки деталей на станках фирмы «Черчилль» на 10%.

В ЭНИМСе на базе универсального круглошлифовального станка нормальной точности спроектирован и изготовлен станок высокой точности, шпиндель шлифовального круга которого и каретка поперечной подачи покоятся на аэростатических направляющих (рис. 118). Гидравлический привод стола размещен в станине. Привод каретки поперечной подачи осуществлен с

помощью винта и полугайки. Зазор в соединении ликвидируется с помощью груза, прикрепленного цепью к гайке.

Аэростатические направляющие каретки поперечной подачи выбраны простой формы (рис. 119). Накладные направляющие станка 1 представляют собой комбинацию плоских открытых 2 и плоских закрытых 3 направляющих. Чугунные накладные направляющие прикреплены к станине винтами 4. Гнезда их залиты эпоксидным клеем, наплывы клея срезаны шабером. Закрытые направляющие образованы вертикальной плоскостью

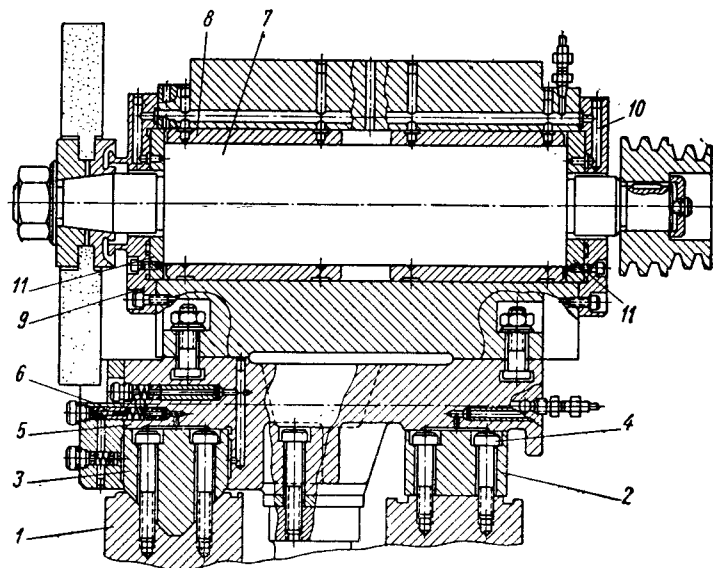


Рис. 119. Бабка шлифовального круга на аэростатических направляющих:

1 — направляющие станка; 2 — накладные открытые аэростатические направляющие; 3 — накладные закрытые аэростатические направляющие; 4 — винты; 5 — каретка поперечной подачи; 6 — накладная планка; 7 — шпиндель шлифовального круга; 8 — радиальные аэростатические подшипники; 9 и 10 — фланцы; 11 — осевой аэростатический подшипник

каретки 5 и накладной планкой 6. При шабрении каретки обращено внимание на выполнение технических условий по расположению горизонтальных направляющих в одной плоскости и перпендикулярности к ним поверхности, образующей прямой угол. Общий рабочий зазор в замкнутых направляющих, равный 0,04 мм, выдержан подшлифовыванием привалочной плоскости накладной планки 6 по контрольным измерениям. Такая конструкция закрытых плоских направляющих позволила легко их выполнить с необходимой точностью.

Открытые аэростатические направляющие разнесены по ширине каретки и имеют размеры 85 × 460 мм. Каждая направляющая разбита на две секции, разделенные дренажными

каналами. Секция имеет одно отверстие поддува диаметром 0,4 мм для подачи воздуха в смазочный зазор и распределительные микроканавки, образующие замкнутый контур для развода воздуха по площади секции. Глубина микроканавок равна 0,5—0,7 мм, угол профиля 60°. Расстояние микроканавок от края направляющей 15 мм. Отверстие поддува смещено вдоль секции ближе к торцу направляющей. Закрытые аэростатические направляющие состоят из двух плоских направляющих размером 47 × 460 мм. Система поддува и распределения воздуха спроектирована аналогичным образом и отличается только глубиной микроканавок. Они сделаны глубиной 0,4—0,65 мм.

Расположение отверстий поддува, микроканавок и их размеры выбраны из соображений достижения возможно большей угловой жесткости каретки путем приближения отверстий поддува к ее краям и создания виброустойчивой системы распределения воздуха при возможно большей жесткости воздушного слоя.

Шпиндель шлифовального круга покоится на двух радиальных аэростатических подшипниках диаметром 95 мм и длиной 140 мм каждый. Шпиндель имеет простую цилиндрическую форму, позволяющую легко его обрабатывать с необходимой точностью. Торцы шпинделя вместе с фланцами образуют два плоских осевых аэростатических подшипника.

К радиальным и осевым аэростатическим подшипникам шлифовального шпинделя воздух подается через внутренние каналы. Каналы соединены с круговыми проточками бронзовых вкладышей 8, откуда воздух, пройдя через отверстия поддува, попадает в круговые микроканавки на внутренней поверхности вкладыша. Затем часть воздуха распространяется по смазочному зазору подшипника между микроканавками и устанавливает в этой зоне определенное давление, а другая часть воздуха направляется к краям подшипника и свободно выходит в окружающую среду. К осевым подшипникам воздух подается через систему каналов в корпусе шпинделя и фланцах 9, 10 и отверстия поддува во вкладышах. Для устранения утечек воздуха в местах стыка введены уплотнительные кольца.

Краткая техническая характеристика радиальных аэростатических подшипников шлифовального шпинделя и аэростатических направляющих каретки поперечной подачи универсального круглошлифовального станка конструкции ЭНИМСа приведена ниже.

Шлифовальный шпиндель

Мощность привода	2,0 квт
Скорость вращения	2500 об/мин
Масса шпинделя со шлифовальным кругом и шкивом	29 кг
Давление поддува	3,5 кг/см ²
Общий расход воздуха	10 л/ч
Диаметр шлифовального круга	300 мм
Ширина шлифовального круга	40 мм

Радиальный подшипник

Расстояние отверстий поддува от торца подшипника	15 мм
Количество отверстий поддува на каждой линии поддува	6 шт.
Диаметр отверстий поддува	0,4 мм
Диаметральный зазор	0,03 мм
Максимальная радиальная нагрузка на шлифовальный круг	15 кг
Радиальная жесткость при приложении нагрузки к шлифовальному кругу	2,6 кг/мк

Осевой подшипник

Площадь	54 см ²
Диаметр расположения отверстий поддува	70 мм
Количество отверстий поддува	3 шт.
Диаметр отверстий поддува	0,4 мм
Суммарный осевой зазор	0,04 мм
Максимальная осевая нагрузка на шлифовальный круг	50 кг
Осевая жесткость при приложении нагрузки к шлифовальному кругу	6,5 кг/мк

Направляющие каретки поперечной подачи

Жесткость открытых направляющих в вертикальной плоскости	30 кг/мк
Жесткость закрытых направляющих в горизонтальной плоскости	17 кг/мк

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Приборы для измерения круглости. Национальная лаборатория машиностроения (Англия) впервые применила в качестве направляющих шпинделя прибора для измерения круглости аэростатические подшипники. Этому предшествовало экспериментальное исследование влияния погрешности геометрической формы рабочих поверхностей аэростатического подшипника на точность вращения вала. Было установлено [84], что в результате усредняющего действия воздушной пленки точность вращения вала в аэростатических направляющих при пренебрежимо малой радиальной нагрузке и малой скорости приблизительно в 10 раз выше точности изготовления рабочих поверхностей направляющих.

Британской компанией оптико-механических приборов (ОМТ) на базе исследований, проведенных в Национальной лаборатории машиностроения, серийно выпускается [75] прибор-аналог фирмы «Телирунд» (рис. 120). Для обеспечения точности вращения и минимального момента трения применены аэростатические направляющие, работающие при давлении воздуха 4,2 кг/см². Вал диаметром 37,6 мм установлен в двух бронзовых

втулках длиной 37,6 мм с диаметральный зазором 0,038 мм. Кольцевой подпятник имеет наружный диаметр 114 мм. Воздух через каналы, просверленные в корпусе, проходит к радиальным подшипникам, каждый из которых имеет ряд отверстий поддува диаметром 0,4 мм, оканчивающихся карманами диаметром 3,2 мм и глубиной 0,13 мм, и к подпятнику, в котором по окружности расположены четыре питающих отверстия. Шпиндель прибора с датчиком вращается со скоростью 1 об/мин. Подпружиненный щуп датчика контактирует с

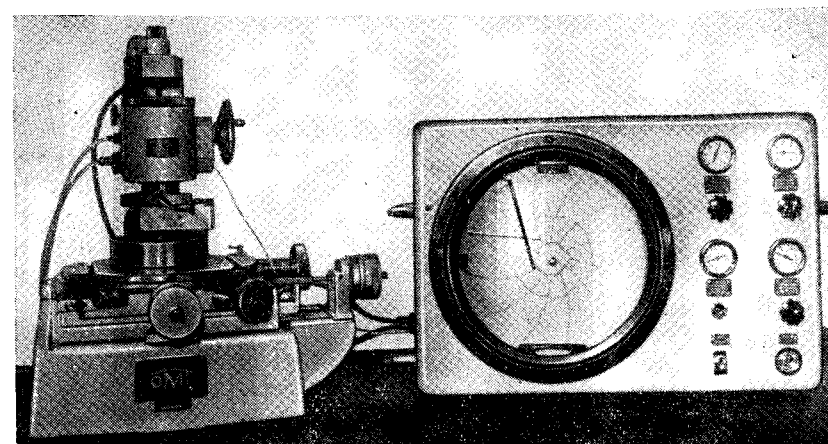


Рис. 120. Прибор для измерения круглости фирмы ОМТ (Англия)

измеряемым изделием так, что при вращающемся шпинделе щуп перемещается по изделию и его смещения регистрируются пневматическим датчиком. Усиленный сигнал подается в самопишущий прибор, записывающий отклонения от круглости на бумаге в полярных координатах. Прибор выпускается с гарантированной точностью измерения 0,25 мк. Такая точность, осуществленная обычными технологическими приемами, а следовательно, и дешевизна изготовления сделали доступным применение их не только в специализированных лабораториях, но и в обычных заводских условиях. Сравнительно невысокая точность описанного выше прибора объясняется в основном несовершенством пневматической измерительной системы, а именно, пневматических датчика и усилителя.

Кругломер фирмы «Федерал» (США), обладая более совершенной измерительной системой, позволяет производить измерения с точностью 0,02 мк [37]. Измерительный шпиндель этого прибора также вращается в аэростатических направляющих, однако в отличие от кругломера фирмы ОМТ в нем использован

контактный индуктивный датчик, работающий с измерительной силой меньше 2,5 Г. Сигнал усиливается электронным усилителем с пятью ступенями, обеспечивающими увеличение от 275 до 275 000. Преимуществом данного прибора является также автоматическое изменение масштаба шкалы, что исключает ошибки отсчета.

Для контроля более крупных деталей этой же фирмой выпускаются поворотные столы на аэростатических направляющих двух типоразмеров (диаметр стола 350 и 450 мм) с точностью измерения 0,02; 0,06 и 0,1 мм (рис. 121) [63]. Несущая способность плоской кольцевой аэростатической направляющей

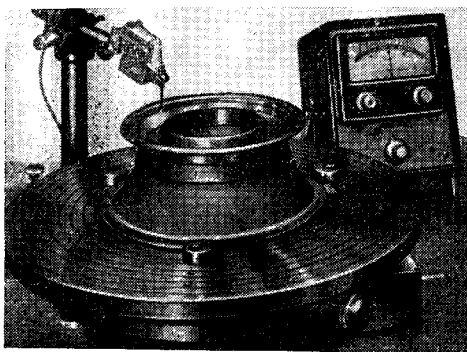


Рис. 121. Поворотный стол для измерения круглости фирмы «Федерал» (США)

стала до 780 мм. Вращение стола в процессе измерения осуществляется от руки либо при помощи электродвигателя с постоянным числом оборотов 1 об/мин. Показания прибора регистрируются на самопишущем приборе в полярных координатах.

Приборы для измерения динамического момента трения в малогабаритных высокоскоростных шарикоподшипниках. В аэростатических направляющих (как и в гидростатических) трение покоя равно нулю. Это свойство аэростатических направляющих используется в приборах для измерения потерь на трение в шарикоподшипниках.

Прибор для измерения потерь на трение в шарикоподшипниках с внутренним диаметром до 15 мм [83] показан на рис. 122. Он позволяет измерять момент трения в шарикоподшипниках при скоростях 60 тыс. об/мин. Вал, приводимый во вращение от ременного привода, вращается в двух радиальных аэростатических подшипниках диаметром 38,1 мм и длиной 50,8 и 38,1 мм. Наружное кольцо шарикоподшипника зажато в обойме, являющейся шипом аэростатического подшипника, что позволяет измерять момент трения при вращении внутреннего кольца.

Описанный выше прибор проработал 15 000 ч без заметного износа какого-либо из аэростатических подшипников. Использование в данном приборе аэростатических подшипников позволило измерять момент трения в интервале от 0 до 20 Гсм с точностью порядка 0,1 Гсм.

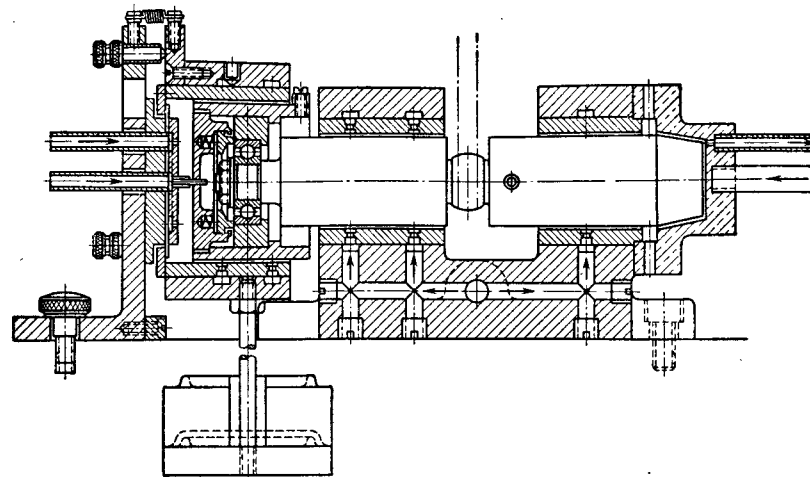


Рис. 122. Прибор для измерения потерь на трение в шарикоподшипниках

На таком же принципе работает прибор (рис. 123), разработанный во ВНИПГе [6]. Его конструкция позволяет измерять потери на трение в двух шарикоподшипниках, работающих непосредственно в узле гиromотора. Система «наружные кольца — крышки — стакан» представляет собой единое целое — подвижную часть аэростатической опоры, фиксация которой в продольном направлении обеспечивается двумя осевыми аэростатическими подшипниками с осевым зазором 0,015 мм. Осевая опора представляет собой плоскую кольцевую поверхность с тремя питающими отверстиями диаметром 0,4 мм, соединенными микроканавкой. Распределение воздуха по микроканавкам позволило отказаться от применения карманов и большого числа питающих отверстий. Радиальный аэростатический подшипник выполнен по схеме обычного циркулярного подшипника с двумя рядами питающих отверстий диаметром 0,4 мм с радиальным зазором 0,016 мм. При вращении ротора гиromотора наружные кольца шарикоподшипников, а вместе с ними и крышки со стаканом увлекаются моментом сил трения в шарикоподшипниках. Через оправку 6 и шпильку 5 сила передается на консольно закрепленную балочку 4 с наклеенными на ней тензодатчиками 3. Балочка крепится в кронштейне 2, а подвижная часть аэростатического подшипника монтируется во втулке 9. Вращение от

пневматической турбинки 13, осуществляемое с помощью четырех сопел, расположенных во втулке 11, передается шарикоподшипникам через оправку 14. Перед началом работы к аэростатическим подшипникам подается сжатый воздух, после чего производится балансировка подвижной части аэростатической

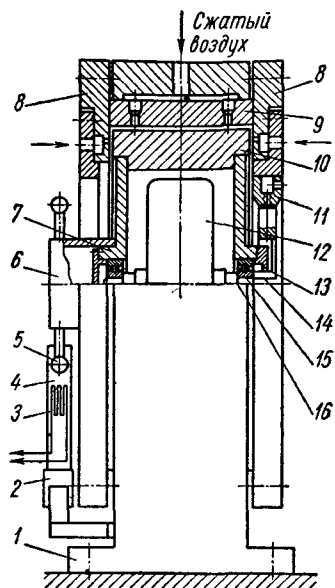


Рис. 123. Прибор для измерения момента трения (с пневматическим приводом):

1 — корпус; 2 — кронштейн; 3 — тензодатчик; 4 — балка; 5 — шпилька; 6 — оправка; 7 — крышка; 8 — осевой аэростатический подшипник; 9 — радиальный аэростатический подшипник; 10 — стакан; 11 — втулка; 12 — ротор; 13 — пневматическая турбинка; 14 — оправа; 15 — испытуемый подшипник; 16 — валик

колебательной системы, рассчитывается момент инерции тела. Второй метод более точен, однако его реализация часто бывает затруднена из-за отсутствия необходимого оборудования.

Существует прибор, позволяющий измерять момент инерции тел весом от 225 Г до 906 кг с точностью 0,05% [64]. Высокая точность прибора объясняется применением в нем аэростатических направляющих, обеспечивающих колебание тела, закрепляемого на столе, практически без трения. Плоская кольцевая аэростатическая направляющая, несущая основную нагрузку,

имеет наружный и внутренний диаметры, соответственно равные 609,6 и 406,4 мм. Опорная поверхность имеет два ряда отверстий поддува, по 60 в каждом ряду, расположенных на расстоянии 25,4 мм от краев опоры. Отверстия поддува имеют диаметр 0,34 мм и расположены на равных расстояниях один от другого. Подвижная и неподвижная плоскости опоры доведены с точностью 5 мк. Давление воздуха, подводимого к плоской опоре, равняется 2,1 кг/см². При этом воздушный зазор поддерживается в пределах 7,6—12,7 мк. Максимальная несущая способность плоской опоры 906 кг.

Радиальные аэростатические подшипники выполнены с диаметральным зазором 10—15 мк и служат для фиксации стола в радиальном направлении. Давление воздуха, подводимого к радиальным подшипникам, также равно 2,1 кг/см². Стальной торсионный стержень длиной 685,8 мм неподвижно закреплен в центре стола и в основании прибора. Аппаратура, установленная на приборе, позволяет автоматически регистрировать период колебания системы, выведенной из состояния равновесия.

Прибор для измерения момента инерции тела. Известны два метода для определения величины момента инерции тела — статический и динамический. Статический метод основан на использовании стандартных формул, по которым определяется момент инерции тела известных размеров и массы. Динамический метод является экспериментальным и заключается в том, что телу сообщают колебательное движение относительно данной точки. Измерив период колебаний, по известной формуле, зависящей от выбранной

имеет наружный и внутренний диаметры, соответственно равные 609,6 и 406,4 мм. Опорная поверхность имеет два ряда отверстий поддува, по 60 в каждом ряду, расположенных на расстоянии 25,4 мм от краев опоры. Отверстия поддува имеют диаметр 0,34 мм и расположены на равных расстояниях один от другого. Подвижная и неподвижная плоскости опоры доведены с точностью 5 мк. Давление воздуха, подводимого к плоской опоре, равняется 2,1 кг/см². При этом воздушный зазор поддерживается в пределах 7,6—12,7 мк. Максимальная несущая способность плоской опоры 906 кг.

Радиальные аэростатические подшипники выполнены с диаметральным зазором 10—15 мк и служат для фиксации стола в радиальном направлении. Давление воздуха, подводимого к радиальным подшипникам, также равно 2,1 кг/см². Стальной торсионный стержень длиной 685,8 мм неподвижно закреплен в центре стола и в основании прибора. Аппаратура, установленная на приборе, позволяет автоматически регистрировать период колебания системы, выведенной из состояния равновесия.

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ АЭРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Плоские аэростатические направляющие. Анализ известных способов поддува и данных экспериментальных работ, проведенных в ЭНИМСе, позволил рекомендовать для плоских аэростатических направляющих секционную систему поддува с микроканавками. Типовая конструкция плоских аэростатических направляющих, разработанная в ЭНИМСе, состоит из нескольких секций (рис. 124), разделенных дренажными каналами 1. Общее число секций должно быть не менее трех, но предпочтительнее четыре секции, обеспечивающие наибольшую угловую устойчивость подвижного звена. Ширина шабренных направляющих должна быть не менее 30 мм, а длина каждой секции — не более 500 мм.

Каждая секция опоры имеет отверстие 2 для подачи воздуха под давлением и распределительные каналы для развода воздуха по площади секции. Последние выполняются на рабочей поверхности каретки в виде микроканавок 3—5, сообщенных с отверстием поддува 2. Микроканавки в совокупности с поверхностью станины образуют капиллярные каналы. Таким образом, воздух из области высокого давления, пройдя последовательно через три сопротивления (отверстие поддува, микроканавки и зазор между неподвижной и подвижной частями опоры), выходит в окружающую фазу. Секции могут быть прямоугольной формы (см. рис. 124) — в прямолинейных направляющих и частью кольца (рис. 125) — в кольцевых направляющих.

Отверстие поддува 2 обычно располагается в середине секции, но по конструктивным соображениям для повышения угловой жесткости подвижного звена оно может быть смещено на край секции.

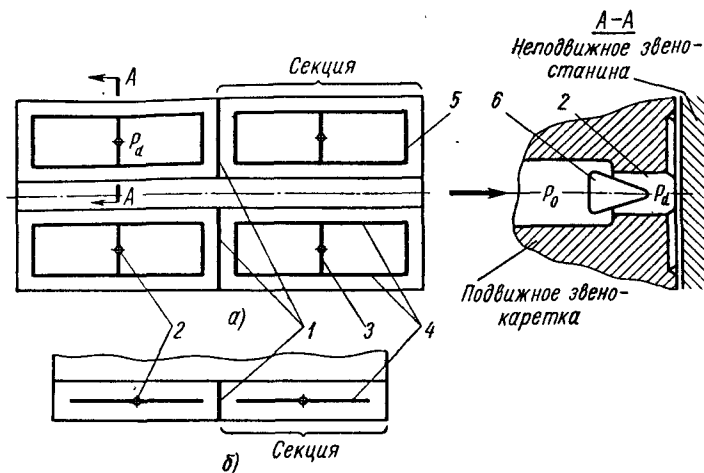


Рис. 124. Плоские аэростатические направляющие:
1 — дренажный канал; 2 — отверстие поддува; 3—5 — микроканавки; 6 — дроссель

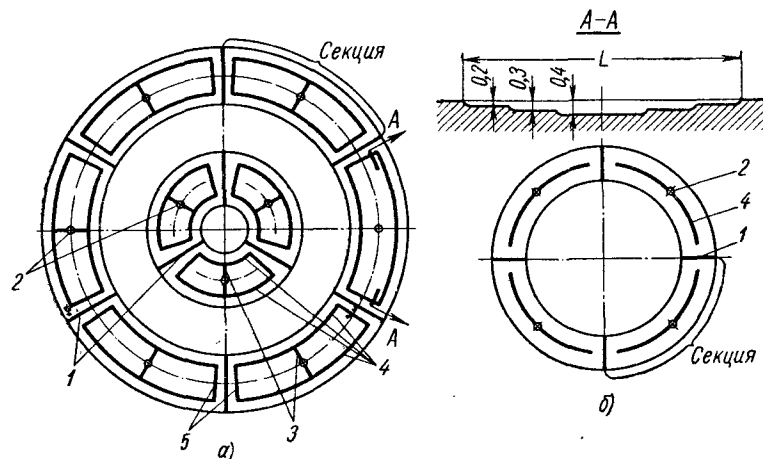


Рис. 125. Плоская кольцевая аэростатическая направляющая:
1 — дренажный канал; 2 — отверстие поддува; 3—5 — микроканавки

На входе каждого отверстия поддува установлен дроссель 6 для регулирования толщины воздушного зазора между рабочими поверхностями каретки и станины. Дренажные каналы 1 предотвращают перетекание воздуха из одной секции в

другую, что обеспечивает угловую жесткость воздушной подушки.

Воздух, подаваемый под давлением в направлении стрелки А, проходит через дроссель и распределяется по канавкам 3—5. При этом образуется воздушный слой, разобшающий сопряженные поверхности каретки и станины. В зоне, ограниченной микроканавками, создается повышенное давление воздушного слоя. За пределами микроканавок давление воздушного слоя плавно снижается до давления окружающей среды.

Опыты показали, что расстояние от микроканавки до края направляющей должно быть не менее 15 мм, так как при меньшем расстоянии расход воздуха резко возрастает. В узких направляющих (шириной до 40 мм) микроканавка 2 проходит через середину отверстия 2 параллельно или концентрично длинной стороне секции. В направляющих шириной более 40 мм микроканавки 4 и 5 образуют замкнутый контур, сообщенный с отверстием поддува 2 поперечной канавкой 3.

Основными параметрами аэростатической опоры являются ее грузоподъемность и жесткость смазочного слоя. Последняя должна быть возможно больше, с тем чтобы изменение зазора при переменной нагрузке было минимальным.

При заданных давлении поддува P_0 , площади опоры и смазочном зазоре грузоподъемность пропорциональна давлению после дросселя P_d (в микроканавке). Уменьшение сопротивления дросселя увеличивает, естественно, давление в микроканавке, а следовательно, повышается и несущая способность; одновременно меняется жесткость. По мере роста давления в зазоре жесткость сначала растет, а затем вновь уменьшается. Оптимальным является отношение $\frac{P_d}{P_0} \approx \frac{2}{3}$, которое достигается подбором сопротивления секционного дросселя.

Дроссели могут быть любой конструкции. Просто в изготовлении и регулировке устройство (рис. 126), где дросселем служит отверстие в диске 4 из латунной фольги толщиной 0,02—0,05 мм. Отверстие прокалывается иглой или калиброванной проволокой с заточенным концом. Оно может быть легко расширено повторным проколом. Для замены диска следует отвернуть пробку 2, извлечь втулку с приклеенным к ней диском, сменить фольгу и вновь все собрать. Подвод воздуха к каретке осуществляется обычно в одном месте, так как большое

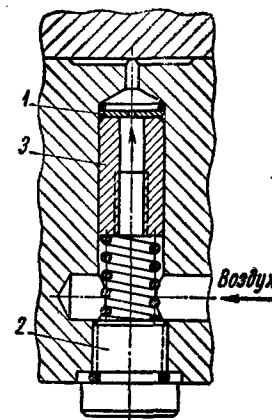


Рис. 126. Дроссель:
1 — диск; 2 — пробка;
3 — втулка

количество наружных подводов мешает обслуживанию и портит внешний вид. Развод воздуха к дросселям удобно осуществлять каналами, просверленными в теле каретки или медными трубками, скрытыми внутри нее. Дроссели надо располагать в местах, легко доступных для обслуживания.

Назначение микроканавок — распределение сжатого воздуха по смазочному зазору. Для этого сечение канавок следовало бы делать возможно большим, с тем чтобы во всех точках их сети давление воздуха мало отличалось от давления P_d за дросселем. Но этого делать не рекомендуется, так как увеличение объема каналов, образуемых микроканавками с опорной поверхностью станины, приведет к неустойчивости типа «пневмомолотка». Удовлетворительное решение достигается в том случае, когда сечение микроканавок выбрано таким образом, чтобы объем микроканавок был в 4—5 раз меньше объема, образованного площадью опоры и высотой зазора. Ниже приводятся сведения о параметрах существующих конструкций опор.

Расположение канавок и их размеры, как было сказано выше, зависят от формы и площади направляющих. Так, при габаритных размерах каретки 400×400 мм и ширине каждой направляющей 100 мм с делением по длине на две секции (см. рис. 124, а) глубина канавок равна: 3—0,8 мм, 4—0,6 мм и 5—0,5 мм. При давлениях поддува 3 кг/см^2 и воздушном зазоре 0,01 мм грузоподъемность каретки составила 800 кг.

Канавки на узких направляющих выполняются по рис. 124, б. Каретка такого типа при ширине каждой направляющей 40 мм и длине 400 мм, разбитой на две секции, при давлении поддува 3 кг/см^2 и воздушном зазоре 0,01 мм имеет грузоподъемность 100 кг. Глубина микроканавки 4 равна 0,5 мм.

Аналогичные варианты кольцевых направляющих большой и малой ширины показаны на рис. 125, а и б соответственно. При наружном диаметре поворотного стола, равном 960 мм, площадь наружных и внутренних кольцевых направляющих составляла соответственно 2212 и 765 см². При давлении поддува 5 кг/см^2 грузоподъемность стола составила 3 тс. Размеры микроканавок кольцевых направляющих подобны приведенным на рис. 124. Некоторое отличие представляет канавка 4. Ввиду сравнительно большой длины она имеет переменное сечение. Вся канавка по длине разбита на несколько участков, в пределах которых ее глубина постоянна. Наибольшее сечение имеет средний участок. Угол профиля канавок 60°. Канавки можно нарезать резцом или фрезой на соответствующих станках, имеющих тонкую подачу. В единичном и мелкосерийном производстве канавки нарезают вручную.

Микроканавки следует располагать на подвижном звене. При этом исключается опасность обнажения распределительной системы, приводящая к резкому падению давления в

воздушном зазоре до давления окружающей среды, мгновенному торможению в результате сухого трения и в некоторых случаях — к аварии.

В кольцевых направляющих распределительную систему можно располагать как на нижней, так и на верхней сопряженных поверхностях, так как ее обнажение при смещении одного звена относительно другого невозможно, однако предпочтение отдается верхнему расположению распределительной системы, которая более надежна и удобна в эксплуатации.

Радиальные аэростатические направляющие. Анализ известных способов поддува и данных экспериментальных работ, проведенных в ЭНИМСе, позволил рекомендовать для радиальных аэростатических подшипников секционную систему подвода и распределения воздуха, аналогичную системе, примененной в плоских аэростатических направляющих.

Типовая конструкция радиального аэростатического подшипника показана на рис. 127. Он устроен следующим образом. В цилиндрическом вкладыше просверлены один-два ряда отверстий поддува. Газ под давлением P_0 из камеры, образованной корпусом и наружным диаметром подшипника, поступает к отверстиям поддува и затем в микроканавку. Из микроканавки газ распространяется с одной стороны в среднюю зону подшипника, а с другой стороны — к торцам подшипника, где он выходит в окружающую среду.

Давление воздуха вдоль микроканавок, начиная от отверстия поддува, падает вследствие истечения воздуха через зазор. Если сечение микроканавок очень мало, то несущая способность опоры мала, так как количество отверстий поддува при распределении воздуха с помощью микроканавок берется меньше примерно на 30% по сравнению с известными конструкциями подшипников. Если же сечение микроканавок очень велико, то несущая способность также резко уменьшается. В этом случае сопротивление микроканавок мало и при изменении зазора

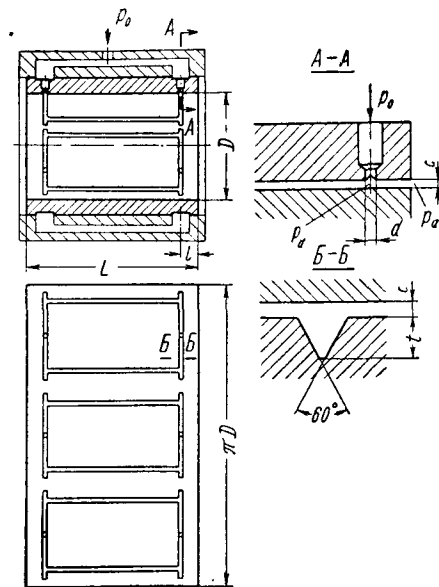


Рис. 127. Радиальный аэростатический подшипник

воздух свободно перетекает по микроканавкам, выравнивая давление.

Следовательно, изменяя глубину микроканавок, можно создавать такой перепад давления от одного отверстия поддува к другому, при котором будет достигнута наибольшая жесткость при наибольшей несущей способности.

При расчете несущей способности аэростатического радиального подшипника учитывается только осевое течение газа, т. е. перетекание газа из зоны высокого давления в зону более низкого давления не принимается во внимание. Однако это явление имеет место в существующих конструкциях подшипников и приводит к выравниванию давлений по всему смазочному зазору, в результате чего снижается несущая способность, пропорциональная, как известно, их разности.

Очевидно, что любая конструкция распределительной системы подшипника, которая уменьшит перетекание воздуха по смазочному зазору, будет увеличивать его несущую способность. Если ограничить перетекание газа по круговой микроканавке, сопротивление которой мало по сравнению с сопротивлением смазочного зазора, то давление в зоне малого зазора будет большим, а следовательно, и подшипник будет обладать большей несущей способностью.

Устранение перетекания газа вдоль микроканавок не предотвращает его перетекания по смазочному зазору в пространстве между ними. Очевидно, что конструкция подшипника с системой распределения воздуха, в которой круговой его поток в смазочном зазоре прерывается продольными микроканавками, расположенными на рабочей поверхности подшипника, должна уменьшить круговое течение воздуха в пространстве между микроканавками и тем самым увеличить несущую способность подшипника.

Сравнительные данные по несущей способности и жесткости радиальных аэростатических подшипников с различными системами поддува приведены в табл. 15. Из таблицы видно, что наилучшие результаты показал подшипник № 5 с секционной системой поддува.

В зависимости от длины подшипника и необходимой несущей способности может быть одна линия поддува, расположенная посередине, или две линии поддува, расположенные от краев подшипника на расстоянии не менее 15 мм.

Габаритные размеры шеек вала и вкладышей подшипника выбирают из конструктивных соображений, но всегда желательно их иметь возможно большими, так как они в первую очередь влияют на несущую способность и жесткость аэростатических подшипников.

На практике отношение длины к диаметру подшипника выбирают, как правило, равным или несколько меньшим 1,5.

Таблица 15

Несущая способность и жесткость радиальных аэростатических подшипников

№ подшипника	Схема поддува (развертка)	Количество отверстий поддува	Несущая способность в кг при зазоре 8 мк		Жесткость в кг/мк	Расход воздуха в л/мин	Диаметр отверстия в сечении в мм			Отклонение от круглост-и в сече-нии в мк				
									I	II	III	I	II	III
1														

При выборе радиального зазора в подшипнике при нулевом эксцентricитете следует руководствоваться отношением $\frac{c}{D} = 0,0001 \div 0,0002$. При этом отношении обеспечивается устойчивая работа аэростатических подшипников и малые потери на трение при вращении вала.

Так как глубина микроканавки всегда больше радиального зазора, то практически количество отверстий поддува зависит только от диаметра подшипника. Из экспериментальных данных, полученных в ЭНИМСе, следует, что число отверстий поддува должно быть равным отношению $\frac{\pi D}{45+55}$ с округлением до целого числа в большую сторону, причем число отверстий поддува не должно быть менее трех (D берется в мм).

Исходя из конструктивных и технологических соображений диаметр отверстий поддува выбирают равным 0,4—0,5 мм. Меньшие диаметры отверстий поддува при меньших смазочных зазорах могут повысить жесткость и несущую способность воздушного слоя, но при этом резко усложняется технология обработки подшипника. Для больших диаметров отверстий поддува необходимы большие смазочные зазоры, что снижает несущую способность и жесткость воздушного слоя. Чтобы сохранить характеристики подшипника, необходимо резко повысить расход воздуха, что не всегда экономически оправдано.

«ПНЕВМОМОЛОТОК» В АЭРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Применение аэростатических направляющих в прецизионных станках и приборах в значительной степени сдерживается малой изученностью вопросов, связанных с неустойчивостью типа «пневмомолотка» и способом ее ликвидации. Многие авторы [66, 68, 79], наблюдая вибрации такого типа, отмечали трудность их устранения. Было замечено, что если газ из отверстия поддува попадает непосредственно в зазор (сопротивление на входе в зазор — кольцевая диафрагма), то опора устойчива, однако несущая способность таких направляющих сравнительно низкая.

Если газ из отверстия поддува малого диаметра попадает в карман (сопротивление на входе в зазор — простая диафрагма), то несущая способность направляющих повышается приблизительно на 30—40%, однако такие направляющие склонны к неустойчивости.

Рассмотрим механизм возникновения колебаний на примере плоской направляющей с карманом сравнительно большого объема (рис. 128). Необходимым условием устойчивой работы такой направляющей является равенство расходов газа через отверстие поддува в карман и через зазор в окружающую среду. Давление в кармане зависит от расхода газа через отверстие поддува и зазор. Однако наличие кармана большого объема приводит к тому, что давление в нем медленно реагирует на изменение зазора. При отклонении подвижной части опоры из состояния равновесия в сторону меньшего зазора давление газа в кармане остается почти неизменным, а расход газа через зазор уменьшается в большей степени, чем через отверстие поддува. Избыток газа, поступающего через отверстие поддува, медленно повышает давление в кармане, которое при постоянной нагрузке увеличивает зазор. Силы инерции отклоняют подвижную часть опоры через положение равновесия в сторону большего зазора. При этом расход через отверстие поддува становится меньшим, чем через зазор, что приводит к медленному снижению давления в кармане. Нагрузка на опору смещает подвижную часть опоры через положение равновесия в сторону уменьшения зазора и с этого момента весь цикл повторяется. Таким образом, из-за сжимаемости газов энергия сма-

зочного слоя периодически добавляется к энергии системы, совпадая по фазе с движением системы.

В 1958 г. Лихт, Фуллер и Штернлихт опубликовали работу [61], в которой впервые была сделана попытка анализа устойчивости аэростатических плоских направляющих. Их метод основывается на использовании сосредоточенных параметров.

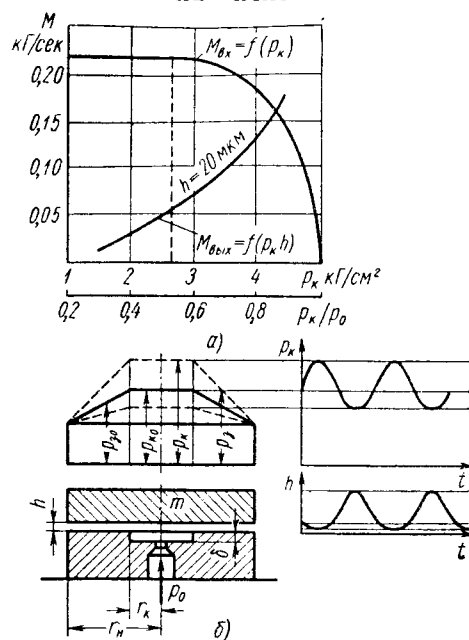


Рис. 128. Плоская аэростатическая опора с карманом: а — типичные кривые массовых расходов газа; б — картина изменения зазора и давления в неустойчивом режиме

небольшое отклонение давления, действующего на площадь, ограниченную кольцевым зазором; $h' = h - h_0$ — небольшое отклонение высоты зазора от равновесного.

Запишем уравнение движения подвижной части опоры с учетом следующих допущений: а) при равновесии и малых отклонениях от положения равновесия давление в кармане постоянное; б) давление газа на участке от кармана до периферии направляющей изменяется по линейному закону; в) затухание, обусловленное вязкостью, отсутствует; г) внешнее демпфирование пренебрежимо мало; д) подвижная часть опоры может перемещаться только в вертикальном направлении.

$$mh'' = A_k p_k' + \int_{(A_3)} p_s' dA = A_3 p_s', \quad (397)$$

Изменением плотности газового слоя во времени при вибрациях опоры они пренебрегают. Критерий устойчивости такой идеализированной модели определяется из уравнения движения подвижной части опоры. Анализ устойчивости осуществляется с помощью метода возмущений. Поэтому, также как и в случае анализа несжимаемой смазки, принимаем, что давление, зазор и массовый расход могут быть представлены в виде вызываемых возмущением отклонений от равновесных условий при $t = 0$.

Примем (см. рис. 128): $p_k = p_k - p_{k0}$ — небольшое отклонение давления, действующего на площадь, ограниченную карманом; $p_s = p_s - p_{s0}$ —

где $A_s = \frac{1}{3} \pi r_k^2 \left[\left(\frac{r_n}{r_k} \right)^2 + \left(\frac{r_n}{r_k} \right) + 1 \right]$ — эквивалентная площадь опоры;

A_k — площадь, ограниченная карманом;

A_3 — площадь, ограниченная кольцевым зазором.

Найдем уравнение, связывающее разность количества газа, поступающего в зазор и вытекающего из него, с изменением массы газа, содержащейся в зазоре. Поток газа должен пройти через отверстие поддува в карман и затем через кольцевой зазор в окружающую среду (см. рис. 128). Пока отношение давлений $\frac{p_k}{p_0}$ больше критического значения — течение дозвуковое и массовый расход увеличивается с уменьшением p_k . При давлении p_k ниже критического массовый расход постоянен (для постоянно-го p_0).

Колебания в смазочном слое происходят в окрестности точки, определяемой пересечением кривой, характеризующей массовый расход на выходе из зазора, с кривой массового расхода на входе в зазор (рис. 128, а).

Таким образом, второе уравнение можно представить в виде

$$m_{ex} - m_{вых} = \frac{dm}{dt}, \quad (398)$$

где m_{ex} — массовый расход газа на входе в зазор;

$m_{вых}$ — массовый расход газа на выходе из зазора;

m — масса газа, находящаяся в зазоре.

Совместное решение уравнений (397) и (398) позволяет получить однородное линейное дифференциальное уравнение 3-го порядка:

$$h''' + C_2 h'' + C_1 h' + C_0 = 0, \quad (399)$$

где C_1 , C_2 и C_0 — коэффициенты, зависящие от конфигурации опоры и условий работы.

Поскольку все коэффициенты положительны, применяя критерий устойчивости Гауса-Гурвица, определяем, что для достижения устойчивости уравнение (399) должно удовлетворять неравенству

$$C_1 C_2 > C_0. \quad (400)$$

В этом неравенстве связаны изменения массы воздуха, находящейся в зазоре, с изменением массовых расходов на входе и выходе. Анализ устойчивости, проведенный с использованием неравенства (400), показывает, что при постоянном значении давления на входе p_0 устойчивость повышается больше всего

при увеличении давления в кармане p_k и уменьшении глубины кармана. Естественно предположить, что глубина кармана должна быть сопоставима с толщиной газового слоя. Размер и тип отверстия поддува также значительно влияют на устойчивую работу опоры. При использовании отверстия поддува в виде капилляра неустойчивость более вероятна, чем при дроссельном отверстии.

Описанный метод дает неполную качественную оценку влияния различных параметров на устойчивость плоских аэростатических направляющих. Так как при этом методе пренебрегают влиянием выдавливания смазочного слоя, то он дает неизменный критерий устойчивости только в небольшом диапазоне толщин газового слоя. Другим существенным недостатком описанного метода является отсутствие в неравенстве (400) массы подвижной части опоры, так как в данном случае рассматривается не вся система, а только газовый слой.

Описанный выше метод, объединенный с теорией газовой смазки сферических опор, разработанной Лаубом и Нортон [49], был применен Гроссманом [72] при выводе формул, позволяющих рассчитывать устойчиво работающие сферические опоры.

Исключение составляет экспериментально определяемый поправочный коэффициент для вычисления площади опоры. В качестве расчетной схемы автором использован тип сферической опоры, примененный в стенде, моделирующем вращение летательного аппарата вокруг центра масс. Были рассчитаны, а затем экспериментально проверены сферические опоры следующих диаметров: 152, 254 и 558 мм. Сравнение теоретических и экспериментальных кривых, определяющих границу устойчивой работы, показало, что с введением поправочного коэффициента можно с достаточной степенью точности рассчитывать критические размеры и условия работы опор.

Более точный анализ устойчивости плоских аэростатических направляющих описан в работе Лихта и Эльрода [58]. Их анализ основывается на использовании распределенных параметров с учетом изменения плотности газа во времени.

Уравнение неразрывности для кармана переменного объема можно записать в виде

$$m_{\text{ex}} - m_{r_k} = \frac{dm_k}{dt}, \quad (401)$$

где $m_k = \pi r_k (\delta + h) \rho_k$ — масса газа в кармане;

ρ_k — плотность газа в кармане;

$m_{r_k} = -\frac{\pi h^3}{6 \mu} \left(r \rho \frac{\partial p_s}{\partial r} \right)$ — массовый расход газа через кольцевой зазор на расстоянии от центра r_k .

Уравнение движения подвижной части опоры, на которую действует произвольная возмущающая функция $f(t)$, равно

$$m \ddot{h}' = \pi r_k^2 p_k' + 2\pi \int_{r_k}^{r_n} p_s' r dr + f(t). \quad (402)$$

С учетом обычных допущений, применяемых в теории газовой смазки, нестационарное уравнение Рейнольдса для радиального течения газа в зазоре будет иметь вид

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r p_s \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) = \frac{12\mu}{h} \cdot \frac{\partial}{\partial t} (p_s h). \quad (403)$$

Линеаризовав уравнение (403), получим дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами, которое совместно с уравнениями (401) и (402)

дает нам три неизвестные величины h' , p_s' и p_k' . Форма уравнения, пригодная для анализа устойчивости, может быть получена с использованием преобразования Лапласа.

Критерии устойчивости, получающиеся при данном анализе, более точные, чем при упрощенном анализе, описанном выше, хотя качественная оценка влияния различных параметров опоры (кроме массы подвижной части) на устойчивость в основном совпадает. Значительное расхождение в предельных величинах параметров, которые влияют на устойчивость, в некоторой степени можно объяснить отсутствием массы подвижной части опоры в неравенстве (400). Данный анализ показал, что для всех значений давлений газа, подводимого в смазочный зазор, увеличение массы понижает величину критической глубины кармана.

Представляют интерес результаты, полученные этими же авторами (60) при экспериментальном исследовании устойчивости опоры, и их сравнение с теоретическими. Размеры экспериментальной опоры были тождественны теоретической модели (рис. 128, б), а сама экспериментальная установка (рис. 129)

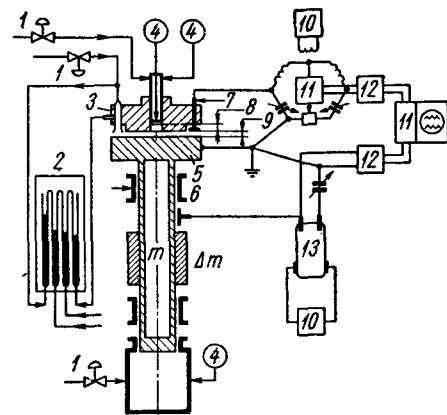


Рис. 129. Схема экспериментальной установки:

1 — регулятор давления; 2 — водяные манометры; 3 — воздушный манометр; 4 — датчики давления; 5 — упорный подшипник; 6 — радиальный подшипник; 7 — емкостной датчик; 8 — регулируемая глубина выточки; 9 — переменный зазор; 10 — осциллятор; 11 — усилитель; 12 — фильтр; 13 — нонизационная трубка; m , Δm — подвижная и дополнительная массы

позволяла измерять параметры опоры и точно определять их критические значения.

Неплоскостность рабочих поверхностей опоры 0,5 мк. В верхнюю часть опоры встроены скользящий поршень, диаметром 25 мм, который обеспечивал различную глубину кармана — от 0 до 20 мм, и три пневматических микрометра для измерения зазора. На торце полого поршня просверлены 12 расширяющихся отверстий поддува диаметром 0,42 мм, расположенных с одинаковым шагом по окружности диаметром 12,7 мм. Через эти отверстия поддува воздух от источника с постоянным давлением подавался в карман. Пневматические манометры тарировались с интервалом 2,5 мк с помощью прецизионных мерных плиток. Высокая чувствительность пневматических манометров (15 мм вод. ст. на смещение 1 мк) обеспечивала надежный метод выравнивания параллельности рабочих поверхностей опоры, а также измерение высоты зазора в условиях равновесия с точностью 1—2%. Подвижная часть опоры массой m состоит из упорного диска, выполненного заодно с валом, и одной из съемных втулок массой Δm , посредством которых можно увеличивать массу подвижной части опоры. Осевая сила создается путем подачи сжатого воздуха в нагрузочное устройство, а фиксация вала в радиальном направлении осуществляется посредством двух радиальных аэростатических подшипников. Осевое и поперечное колебания подвижной части опоры регистрировались емкостными датчиками. Давление газа за регулятором поддерживалось с точностью до 0,007 кг/см², а точность манометров составляла 0,02 верхнего предела измерения. Массовый расход измерялся с помощью ротаметра совместно с сильфонным газометром. Во время эксперимента на опору действовала постоянная нагрузка, равная 214 кг, а давление подводимого газа регулировали до заранее заданной величины. Затем изменениями глубины кармана или давления подводимого газа достигалась неустойчивость опоры.

Для сравнения на рис. 130 приведены расчетные и экспериментально определенные границы устойчивости. Наиболее заметное различие между двумя семействами кривых заключается в том, что экспериментально определенные кривые двузначны. В случае малой глубины кармана и большого давления подводимого газа наблюдается относительно хорошее совпадение экспериментальных и теоретических результатов, однако расхождение верхних ветвей кривых весьма значительно. Близость и параллельность теоретической и экспериментальной кривых и их тенденции к сближению увеличиваются с ростом массы подвижной части опоры, т. е. с уменьшением скорости реакции системы. Несмотря на количественное, а при определенных условиях, и качественное несоответствие экспериментальных и теоретических кривых, результаты анализа по методу, описанному в

работе [58], позволяют сделать некоторое обобщение относительно влияния различных параметров плоских аэростатических направляющих на их устойчивость.

Вероятность возникновения неустойчивости уменьшается с уменьшением отношения объема газа, заключенного в карманах, к объему газа, находящегося в зазоре. Как показали эксперименты [35], это отношение не следует принимать больше 0,3.

Разница давлений газа на входе в отверстия поддува и выходе из них $p_0 - p_k$ должна быть возможно меньшей, что достигается увеличением поперечного сечения отверстий поддува. Отношение давлений $\frac{p_k}{p_0}$ больше критического ведет к неустойчивости.

Значительное изменение массового расхода через отверстие поддува при малых изменениях давления благоприятно сказывается на устойчивости. В этой связи наиболее нежелательным является применение отверстий поддува в виде капилляров. Масса подвижной части опоры должна быть по возможности малой. С повышением температуры газа вероятность возникновения неустойчивости уменьшается.

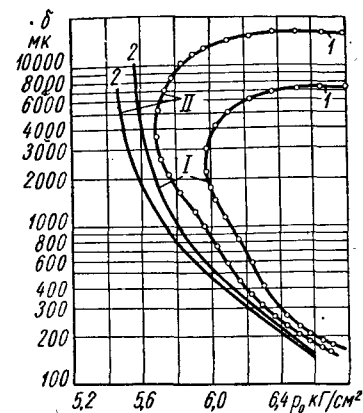


Рис. 130. Зависимость критической глубины кармана от подвижного давления и массы подвижной части опоры:

I и II — кривые, соответствующие массам подвижной части опоры 1,16 и 2,1 кг·сек²·м⁻¹; 1 — экспериментальные кривые; 2 — теоретические кривые

МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЯМИ ТИПА «ПНЕВМОМОЛОТОК»

Соответствующим подбором объема карманов, диаметров отверстий поддува, величины давления подводимого газа и высоты зазора всегда можно обеспечить устойчивую работу плоских аэростатических направляющих. Однако параметры таких направляющих — жесткость, несущая способность и расход — не будут являться оптимальными. Это объясняется тем, что для устойчивой работы направляющих необходимо до минимума уменьшать объем карманов, что, как известно, ведет к потере несущей способности и жесткости, либо чрезмерно увеличивать зазор и давление подводимого газа, что резко снижает экономичность опоры из-за большого расхода воздуха.

В настоящее время известны несколько способов, которые обеспечивают демпфирование вибраций в аэростатических направляющих. Например, в отдельных случаях можно рекомендо-

вать соединение карманов с герметичной упругой камерой, выполненной из резины или специальной пластмассы. Другой способ, заслуживающий особого внимания, заключается в применении акустических резонаторов Гельмгольца, встраиваемых непосредственно в опору [62]. Из теории колебаний известно, что механические колебания системы $m - c$ (рис. 131, а) постороннего возбуждения можно демпфировать в резонансном случае путем установки второй пружины c_1 и дополнительной массой m_1 , если собственная частота системы $m_1 - c_1$ равна собственной частоте главной системы $m - c$. Характерной особенностью акустического резонатора является способность совершать низкочастотные собственные колебания, длина волны которых значи-

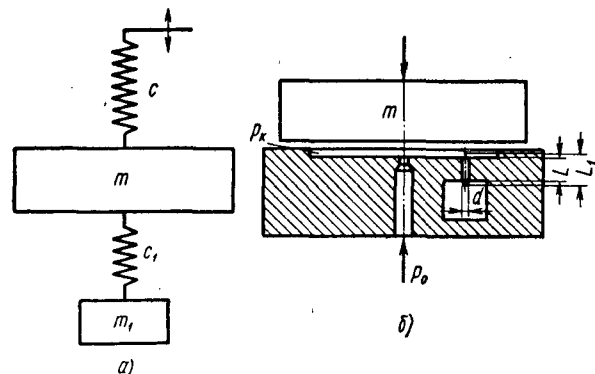


Рис. 131. Модель динамического демпфирования механических и пневматических колебаний:

а — механическая система из двух масс, возбуждаемая извне;
б — аэростатическая опора демпфирования акустическим резонатором

тельно больше размеров резонатора. Согласно теории, развитой Гельмгольцем и Рэлеем, акустический резонатор рассматривается как колебательная система с одной степенью свободы. В первом приближении можно считать, что вся кинетическая энергия сосредоточена в слое воздуха, движущемся в шейке резонатора, подобно жесткому поршню, а потенциальная энергия связана с упругой деформацией воздуха, заключенного в камере резонатора. Таким образом, можно представить, что масса газа в шейке резонатора соответствует массе m_1 , а объем резонаторной камеры соответствует коэффициенту упругости c_1 (рис. 131, б). Для демпфирования колебаний главной системы собственная частота резонатора должна быть равна частоте пневмовозбуждаемых колебаний. Для вспомогательной системы, если не учитывать внутренние демпфирующие силы, можно записать

$$m_1 \ddot{y} + C_p y = S p_k(\omega_p t), \quad (404)$$

где y — величина отклонения массы газа, находящейся в шейке резонатора;

C_p — коэффициент упругости резонатора;

S — площадь поперечного сечения шейки резонатора;

ω_p — собственная частота системы резонатора;

$p_k(t)$ — давление газа в кармане, изменяющееся во времени.

По известной частоте возбуждаемых колебаний ν , которая может быть определена экспериментально или рассчитана по упрощенной схеме, используя уравнение (404), можно определить размеры резонатора:

$$\nu = \frac{a_s}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V L_1}}, \quad (405)$$

где ν — частота пневмовозбуждаемых колебаний в $гц$;

V — объем резонаторной камеры;

a_s — скорость звука в газе;

$L_1 = L + \frac{\pi d}{4}$ — эффективная длина шейки резонатора;

L — длина шейки резонатора;

d и S — диаметр и площадь шейки.

С повышением частоты колебаний размеры резонатора уменьшаются и демпфирование осуществляется гораздо легче, чем при низкочастотных колебаниях. Опыты показали, что применение нескольких резонаторов с различными собственными частотами, которые перекрывали диапазон неустойчивости, удовлетворительных результатов не дало, так как они рассогласовывают систему и вызывают еще более сильные колебания.

Основным недостатком описанного способа является то, что демпфирование можно производить только в узком диапазоне частот. С изменением же частоты, которая зависит от многих факторов, необходимо изменять размер резонатора, что связано с определенными техническими трудностями.

В отдельных случаях эффективным и простым способом демпфирования колебаний является применение пористых аэростатических опор. Одна из конструкций таких опор уже в течение ряда лет с успехом эксплуатируется в высокоскоростных электрошпинделях ЭНИМСа в качестве осевой опоры [24, 28]. Однако использование пористого графита в направляющих станков затруднено из-за малой его твердости и вследствие этого опасности повреждения их стружкой и случайными ударами.

Применение в направляющих станков секционной системы распределения воздуха с микроканавками лишено недостатков указанных выше методов. Такие направляющие состоят из нескольких секций, имеющих на рабочей поверхности замкнутую систему распределительных микроканалов, сообщающихся с центральным отверстием поддува (см. гл. XI). Уменьшение давления воздуха вдоль микроканалов и по ширине рабочего зазора

создает области различной жесткости, вследствие чего существенно повышается виброустойчивость таких направляющих.

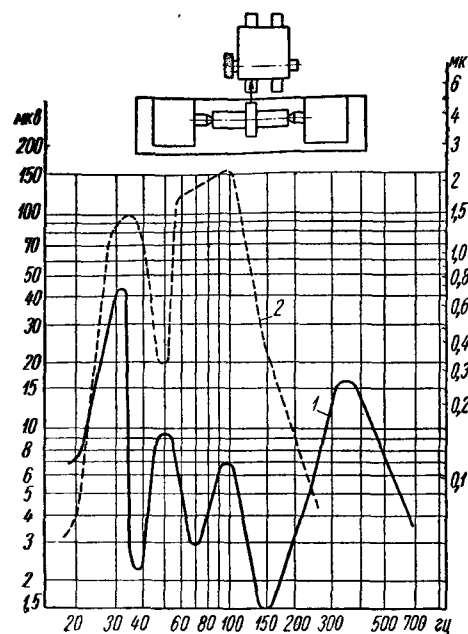


Рис. 132. Колебания круглошлифовального станка на холостом ходу: 1 — на аэростатических направляющих; 2 — на направляющих скольжения

Измерение колебаний круглошлифовального станка ЭНИМСа с бабкой шлифовального круга на аэростатических направляющих показало, что аэростатические направляющие обладают хорошими демпфирующими свойствами. Наличие воздушного слоя в направляющих каретки поперечной подачи уменьшило амплитуду колебаний станка в несколько раз (рис. 132). Уровень колебаний этого станка укладывается в нормы, регламентируемые нормалью Н73-9. Величины колебаний станка составляют не более $\frac{1}{4} - \frac{1}{3}$ допустимых для круглошлифовальных станков повышенной точности.

ОДНОКАНАВЧНАЯ ПЛОСКАЯ АЭРОСТАТИЧЕСКАЯ ОПОРА

Существует несколько методов подвода и распределения газа в смазочном зазоре. Весьма эффективной является разработанная в ЭНИМСе секционная система подвода газа с распределением его в рабочем зазоре по микроканавкам. Расчетная схема одноканавочной прямолинейной аэростатической опоры, применяемой при ширине направляющей меньше 40 мм, показана на рис. 133. Газ подается к опоре под давлением p_0 . Пройдя через отверстие поддува (дроссель) диаметром d , газ с давлением p_d поступает в микроканавку; двигаясь вдоль последней, газ через зазор выходит в окружающую среду. Микроканавка в совокупности с неподвижной частью опоры образует капиллярный питающий канал, имеющий сечение в форме равностороннего треугольника высотой t (глубина канавки). Ввиду малости расхода воздуха, вытекающего через смазочный зазор, число Рейнольдса (60) невелико и поток вдоль капилляра можно считать ламинарным.

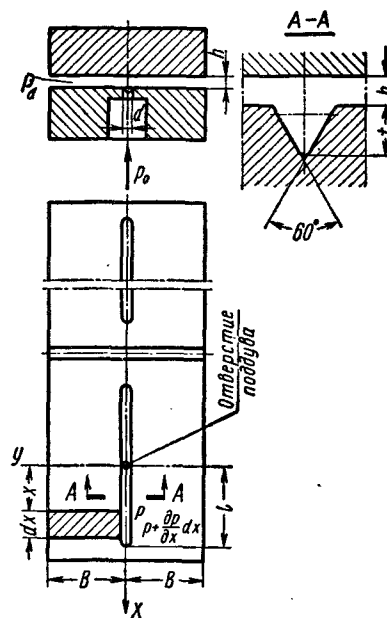


Рис. 133. Расчетная схема одноканавочной прямолинейной аэростатической опоры

Точное решение задачи ламинарной смазки опоры по рис. 133 сопряжено с большими трудностями, так как поток смазки через зазор — пространственный: скорость потока, помимо составляющей $\frac{dy}{dt}$, имеет также составляющую $\frac{dx}{dt}$. Эти составляющие пропорциональны соответственным градиентам давления. Градиент $\frac{dp}{dx}$ вдоль капилляра — величина малая по сравнению с градиен-

том давления $\frac{\partial p}{\partial y}$. Поэтому можно допустить, что поток вдоль оси y плоский и направлен перпендикулярно оси капилляра. Линии тока, полученные экспериментально в ЭНИМСе (15), подтверждают допустимость такого упрощения задачи.

Выделим элемент смазочного слоя шириной dx и высотой h , расположенный на расстоянии x от входного отверстия. Расход газа через сечение капилляра уменьшается с ростом x из-за утечки через зазор, стремясь к нулю при $x = l$. Уменьшение массового расхода dm_x на отрезке капилляра dx должно равняться массовому расходу через зазор (в обе стороны от капилляра) на том же отрезке в направлении y . Это условие неразрывности потока используется для составления дифференциального уравнения смазки опоры.

При ламинарном потоке объемный расход газа через капилляр с поперечным сечением равнобедренного треугольника связан с градиентом давления формулой [27]:

$$q_x = - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{\sqrt{3} t^4}{180\mu}, \quad (406)$$

где t — глубина микроканавки;
 p — переменное давление в канале;
 μ — динамическая вязкость газа.

Колебания температуры газа в процессе его медленного течения по капилляру незначительны; поэтому справедливо изотермическое соотношение (46), откуда

$$\rho = A p, \quad (407)$$

где ρ — плотность газа;
 A — некоторая постоянная.

С учетом выражений (406) и (407) приращение массы потока газа вдоль капилляра на элементе dx составит

$$dm_x = \frac{\partial}{\partial x} q_x A p dx = - A \frac{\sqrt{3} t^4}{360\mu} \frac{\partial^2 p^2}{\partial x^2} dx, \quad (408)$$

так как

$$\frac{\partial p}{\partial x} p = \frac{1}{2} \frac{\partial p^2}{\partial x}.$$

Массовый расход в направлении оси y на том же отрезке dx (51) равен приращению $\frac{1}{2} dm_y$ расхода из капилляра в направлении оси y :

$$\frac{1}{2} dm_y = q_y A p_s dx = - A \frac{h^3}{24\mu} \cdot \frac{\partial p_s^2}{\partial y} dx; \quad (409)$$

здесь p_s — переменное вдоль оси y давление в зазоре в отличие от p — давления в капилляре.

Выражение (409) является линейным дифференциальным уравнением первого порядка

$$\frac{\partial p_s^2}{\partial y} = \text{const},$$

так как dm_y — постоянная величина для рассматриваемого сечения x . Его интегрирование с учетом граничных условий $p_s = p$ при $y = 0$; $p_s = p_a$ при $y = B$ приводит к уравнению распределения давления вдоль оси y :

$$p_s^2 = - \frac{p^2 - p_a^2}{B} y + p^2, \quad (410)$$

откуда

$$\frac{\partial p_s^2}{\partial y} = - \frac{p^2 - p_a^2}{B}. \quad (411)$$

Подставив уравнение (411) в выражение (409), приведем последнее к виду

$$dm_y = A \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{p^2 - p_a^2}{B} dx. \quad (412)$$

Сумма элементарных приращений массовых расходов по направлениям x и y должна быть равна нулю. Это условие приводит к дифференциальному уравнению

$$\frac{h^3}{B} (p^2 - p_a^2) = \frac{\sqrt{3} t^4}{30} \cdot \frac{d^2 p^2}{dx^2}.$$

Подставив полученную в результате решения последнего уравнения функцию $p(x)$ в уравнение (410), найдем $p_s = p_s(y)$.

Обозначим характеристику плоской опоры с микроканавкой

$$K = 17,3 \frac{l^2 h_0^3}{B t^4} \quad (413)$$

и безразмерные параметры:

$$P = \frac{p}{p_a} \text{ — относительное давление в капилляре;}$$

$$X = \frac{x}{l} \text{ — относительная координата;}$$

$$H = \frac{h}{h_0} \text{ — относительный зазор (} h_0 \text{ — расчетный зазор).}$$

Кроме того, обозначим для сокращения записи

$$m^2 = K H^3 = 17,3 \frac{l^2 h_0^3}{B t^4}. \quad (414)$$

Дифференциальное уравнение распределения давления вдоль капилляра примет вид

$$\frac{\partial^2 P^2}{\partial X} - m^2 P^2 + m^2 = 0. \quad (415)$$

Общее решение этого уравнения будет

$$P^2 = C_1 e^{mX} + C_2 e^{-mX} + 1.$$

С учетом граничных условий $P = P_d$ при $X = 0$ (на выходе из дросселя диаметра d) и $\frac{\partial P}{\partial X} = 0$ при $X = 1$ (так как расход газа

в конце капилляра можно принять равным нулю) определим постоянные интегрирования и найдем закон распределения давления по длине капилляра:

$$P^2 = \frac{(P_d^2 - 1) e^{mX}}{1 + e^{2m}} + \frac{(P_d^2 - 1) e^{-mX}}{1 + e^{-2m}}. \quad (416)$$

Результаты расчетов по уравнению (416) показаны на рис. 134. Расчеты выполнены при $H = 1$, следовательно, при $m = \sqrt{K}$. С уменьшением K давление в капилляре повышается. Действительно, как видно из выражения (413), характеристика K пропорциональна зазору h_0 и длине l и обратно пропорциональна ширине зазора B и глубине канавки t . Сопротивление истечению газа в зазор увеличивается с уменьшением h_0 и давление газа в капилляре повышается. Аналогичное явление наблюдается и с другими параметрами, входящими в выражение K .

В уравнении (416) осталось неизвестным давление P_d , которое определится уравнением баланса расхода смазки через отверстие поддува и смазочный зазор.

При малых перепадах давления газа на входе и выходе из дросселирующего отверстия, когда скорость истечения существен-

но меньше звуковой, для определения объемного расхода газа через отверстие поддува можно воспользоваться формулой для несжимаемой жидкости [26]:

$$q_d = \alpha f \sqrt{2g \frac{p_0 - p_d}{\gamma_0}}. \quad (417)$$

Использование этой формулы, внося ошибку, не превышающую 10% [25], позволяет получить аналитическое решение, тогда как использование точной формулы докритического режима истечения газа приводит к сложному и физически малонаглядному решению.

В точке $x = 0$ газ, вытекающий от отверстия поддува, находится под давлением p_d , равным давлению в начале капилляра. Поэтому можно воспользоваться более простым уравнением баланса объемного расхода через отверстие поддува и капилляр. Умножив и разделив выражение (406) на p_d , приведем его к виду

$$q_x \Big|_{x=0} = \frac{\partial p^2}{\partial x} \Big|_{x=0} \cdot \frac{\sqrt{3} t^4}{360 \mu} \cdot \frac{1}{p_d}. \quad (418)$$

Значение производной найдем из уравнения (416):

$$\frac{\partial p^2}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{p_d^2}{l} \cdot \frac{\partial P^2}{\partial X} \Big|_{X=0} = m (P_d^2 - 1) \left[\frac{1 - e^{2m}}{1 + e^{2m}} \right] \frac{p_d^2}{l}. \quad (419)$$

Подставив уравнение (419) в выражение (418), приравняем последнее выражению (417), приведенному к безразмерным давлениям с заменой площади отверстия f половиной площади отверстия (так как отверстие поддува питает два капилляра):

$$\frac{1}{2} f = \frac{\pi d^2}{8}.$$

Уравнение баланса расхода газовой смазки:

$$\alpha \frac{\pi d^2}{8} \sqrt{2g \frac{p_0 - P_d}{p_d \gamma_0}} = \frac{\sqrt{3} t^4}{360 \mu l} \cdot \frac{P_d^2 - 1}{P_d} m \frac{(1 - e^{2m})}{(1 + e^{2m})}.$$

Возведя его в квадрат и обозначив

$$K_1 = \left(102 \frac{\alpha d^2 l \mu}{t^4} \right)^2 \frac{g}{p_d \gamma_0}, \quad (420)$$

получим уравнение для определения давления p_d по заданным параметрам m , K_1 и p_0 :

$$K_1 (P_0 - P_d) = m^2 \left(\frac{P_d^2 - 1}{P_d} \right)^2 \cdot \left(\frac{1 - e^{2m}}{1 + e^{2m}} \right)^2, \quad (421)$$

где K_1 — безразмерный параметр, зависящий от конструктивных размеров опоры и характера смазки.

Для определения подъемной силы опоры уравнение (410) приведем к виду

$$P_s^2 = (1 - P^2) Y + P^2, \quad (422)$$

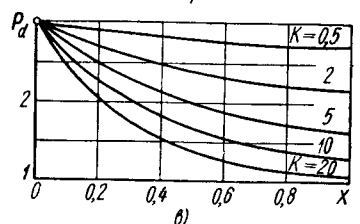
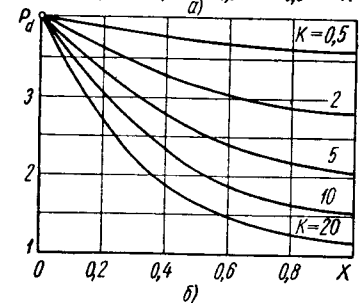
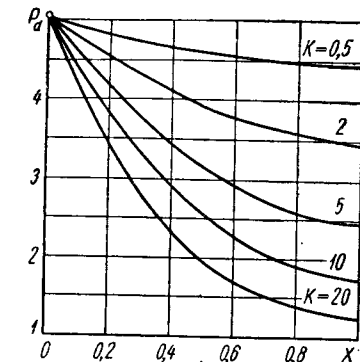


Рис. 134. Зависимость давления в микроканавке P от характеристики опоры K , давления P_d и длины микроканавки X :

а — $p_d = 5$; б — $p_d = 4$; в — $p_d = 3$

где

$$P_s = \frac{p_s}{p_a} \text{ и } Y = \frac{y}{B}. \quad (423)$$

Подставив зависимость (416) в уравнение (422), получим закон распределения давления по ширине опоры:

$$P_s^2 = (P_d^2 - 1)(1 - Y) \left[\frac{e^{mX}}{1 + e^{2m}} + \frac{e^{-mX}}{1 + e^{-2m}} \right] + 1. \quad (424)$$

С учетом влияния атмосферного давления на подвижный элемент опоры и имея в виду, что опора состоит из четырех одинаковых сегментов, найдем подъемную силу W_1 одноканавочной опоры:

$$K_H = \frac{W_1}{4p_a B l} = \int_0^1 dX \int_0^1 (P_s - 1) dy, \quad (425)$$

где P_s — находится по уравнению (424), а K_H — удельная подъемная сила опоры.

Жесткость опоры

$$G = \frac{dW_1}{dh} = \frac{4p_a B l}{h_0} G_1, \quad (426)$$

где

$$G_1 = \frac{dK_H}{dH}. \quad (427)$$

Таблица значений K_H для разных $K = \frac{m^2}{H^3}$ и P_d вычислена на ЭВМ. Результаты расчетов представлены на рис. 135.

При конструировании опоры стремятся обычно получить наибольшую возможную жесткость. Необходимо отыскать такое значение параметра K_1 (и, следовательно, диаметра отверстия поддува d), чтобы при заданных давлениях поддуваемого газа и характеристике опоры K жесткость $G = \frac{dW_1}{dh}$ была максимальной. Задача сводится, таким образом, к отысканию максимума функции $G(K_1)$.

Ввиду чрезмерной сложности получающегося уравнения для отыскания оптимальных значений K_1 была построена (по вычислениям на ЭВМ) серия графиков зависимости $G_1 = \frac{dK_H}{dH}$ от K

и P_0 для ряда значений K_1 (на рис. 136 для $K_1 = 0,02$). На каждом из этих графиков отыскивались максимальные значения G_1 и пара значений K и K_1 , которым соответствует максимальная жесткость $G_{1\max}$; по этим данным построен расчетный график (рис. 137). Задаваясь значениями P_0 и K , найдем из этого графика

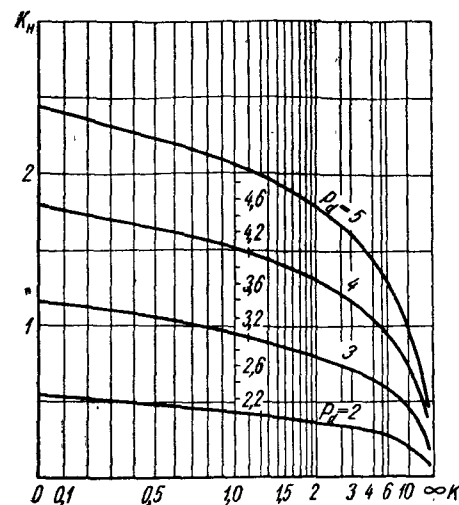


Рис. 135. Зависимость удельной подъемной силы K_H и параметра K от давления P_d

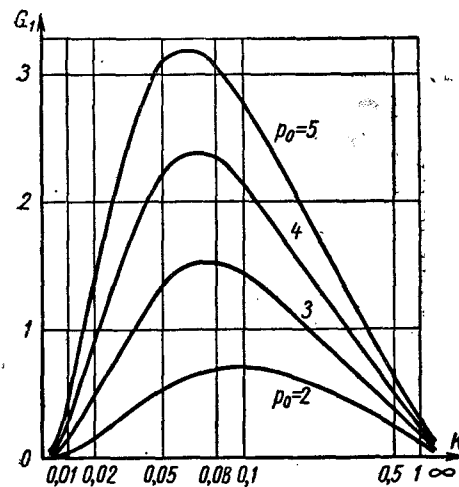


Рис. 136. Зависимость удельной жесткости от параметров K , G_1 и поддуваемого давления P_0

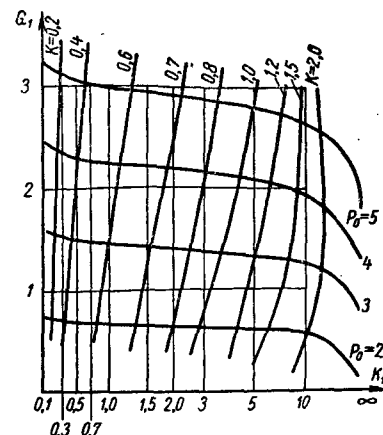


Рис. 137. Зависимость удельной жесткости G_1 от параметров K , K_1 и давления P_0

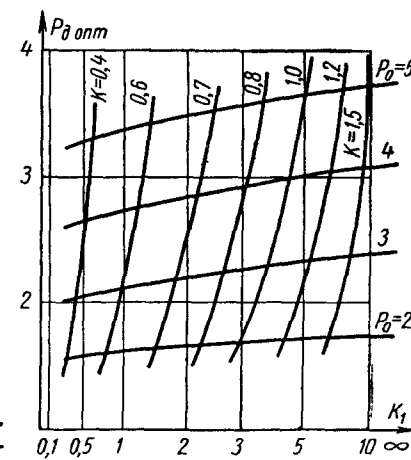


Рис. 138. Зависимость давления в сопле $P_{d\text{опт}}$ от параметров K , K_1 и давления P_0

ка оптимальную величину K_1 , при которой опора будет обладать наибольшей жесткостью. Затем определим давление газа за отверстием поддува P_d , необходимое для отыскания K_H по рис. 135. Оптимальное значение P_d отыскивается по рис. 138.

При расчете в изложенной последовательности кривые значений K на рис. 138 излишни. Они приведены для того, чтобы упростить расчет в том случае, когда нет надобности в определении жесткости G , а нужно лишь вычислить подъемную силу W_1 . В этом случае, задаваясь значениями P_0 и K , по рис. 138 находим

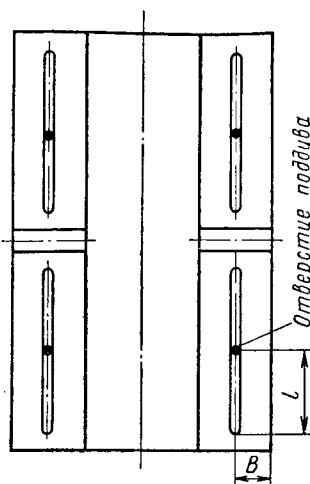


Рис. 139. Схема одноканавочной прямолинейной аэростатической опоры

$P_{d \text{ опт}}$ и K_1 (для вычисления d) и по рис. 135 — удельную подъемную силу K_H .

Задав размеры l , B и h_0 (последняя определяется экономически приемлемой точностью обработки рабочих поверхностей), подбирают глубину микроканавки t . Для обеспечения устойчивой работы опоры объем микроканавки должен быть в 4—5 раз меньше объема зазора между опорой и подвижным звеном. При угле сечения канавки, равном 60° , получаем неравенство

$$5 \cdot 2lt^2 \operatorname{tg} 30^\circ \leq 4Blh_0, \quad \text{откуда} \quad t^2 \leq 0,7Bh_0. \quad (428)$$

С увеличением глубины микроканавки характеристика K уменьшается вместе с градиентом давления газа вдоль микроканавки, а жесткость и подъемная сила увеличиваются. Однако увеличение объема микроканавки чревато появлением неустойчивости типа «пневмомолотка».

Рекомендуется $0,3 < K < 2$. (429)
Расчет одноканавочной опоры поясняется следующим примером.

Пример. Рассчитать опору, состоящую из $n = 4$ одноканавочных секций (рис. 139). Размеры секции: $l = 11,5 \text{ см}$; $B = 2 \text{ см}$; $h_0 = 0,012 \text{ мм} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ см}$; абсолютные давления $p_0 = 4 \text{ кг/см}^2$ и $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$. Из уравнения (428)

$$t \leq \sqrt{0,7 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}} = 0,41 \text{ мм}.$$

Приняв $t = 0,4 \text{ мм}$, получим характеристику

$$K = 17,3 \frac{132 \cdot 1,72 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot 4^4 \cdot 10^{-8}} = 0,765.$$

По рис. 137 для $P_0 = 4$ и $K_1 = 2,5$ находим $G_1 = 2,18$. По формуле (426) вычислим жесткость опоры из четырех секций:

$$G = G_1 n \frac{4p_a B l}{h_0} = 2,18 \cdot 4 \frac{4 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 11,5}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 6,6 \cdot 10^5 \text{ кг/см} = 66 \text{ кг/мм}.$$

По рис. 138 находим, что при $K_1 = 2,5$ и $P_0 = 4 P_{d \text{ опт}} = 2,88$. Подъемную силу определим с помощью рис. 135. При $K = 0,765$ и $P_{d \text{ опт}} = 2,88$ оказыва-
ется $K_H = 0,92$; тогда

$$W_1 = K_H n p_a B l = 0,92 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 11,5 = 338 \text{ кг}.$$

Диаметр отверстия поддува определим по формуле (420). В данном случае $\gamma_0 = 4 \cdot 1,29 \cdot 10^{-6} \text{ кг/см}^3$ (удельный вес воздуха при $p_0 = 4 \text{ кг/см}^2$); $\mu = 1,84 \cdot 10^{-10} \text{ кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{см}^{-2}$; $g = 9,8 \cdot 10^2 \text{ см} \cdot \text{сек}^{-2}$; $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$; $\alpha = 0,75$ (коэффициент истечения).

$$d^2 = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 4 \cdot 1,29 \cdot 10^{-6}}{9,8 \cdot 10^2} \frac{4^4 \cdot 10^{-8}}{102 \cdot 0,75 \cdot 11,5 \cdot 1,84 \cdot 10^{-10}}} = 18 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2; \\ d = 4,24 \cdot 10^{-2} \text{ см} \approx 0,4 \text{ мм}.$$

Объемный расход воздуха

$$q_d = \alpha \frac{\pi d^2}{8} \sqrt{\frac{2g p_a}{\gamma_0} \frac{P_0 - P_d}{\gamma_0}} \text{ м}^3/\text{сек}$$

соответствует давлению p_0 . Для получения расхода во всей опоре из n секций результат умножим на $P_0 \cdot 3600 \cdot n$:

$$q = 0,75 \frac{\pi \cdot 4^2 \cdot 10^{-8}}{8} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 10^4}{4 \cdot 1,29} \frac{4 - 2,88}{4 \cdot 1,29}} \times \\ \times 4 \cdot 3600 \cdot 4 = 0,56 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчет плоской кольцевой одноканавочной опоры (кольцевой подпятник) можно выполнять по изложенной методике, спрямив сегмент в прямоугольник. Уточненное решение этой задачи [15] вряд ли оправдано, учитывая погрешности, вносимые исходным допущением о плоскостности потока. А для инженерных расчетов это решение слишком громоздко.

ДВУХКАНАВОЧНАЯ ПЛОСКАЯ АЭРОСТАТИЧЕСКАЯ ОПОРА

Если ширина направляющей превышает 40 мм (в направляющих тяжелых станков и в кольцевых упорных подпятниках), то используется двухканавочная аэростатическая опора. Типовое устройство двухканавочной плоской опоры показано на рис. 140. Совокупность нескольких таких опор (секций) составляет много-секционную направляющую (две-пять секций).

Питание каждой секции осуществляется через отверстие поддува, расположенное посередине короткой перемычки, соединяющей капилляры. Глубина перемычки на 30—40% больше глубины капилляров. Уменьшением давления газа вдоль перемычки можно поэтому пренебречь, полагая при расчете, что давление в точках I—I равно p_a .

Отношение $\frac{B_n}{l}$, как правило, не превышает $1/3$. Измерения по-

казывают, что в этих условиях давление между капиллярами близко к постоянному. При расчете можно поэтому принимать, что из промежуточного поля, расположенного между капиллярами, движение воздуха пренебрежимо мало. Исходя из этого будем считать, что подъемная сила двух промежуточных полей

$$W_n = 2B_n l p_a \int_0^1 P dX = 2B_n l p_a K_{nn}, \quad (430)$$

где P — находится по уравнению (416). Расчетный график $K_{nn} = f(K, P_d)$ построен по таблице, вычисленной на ЭВМ (рис. 141).

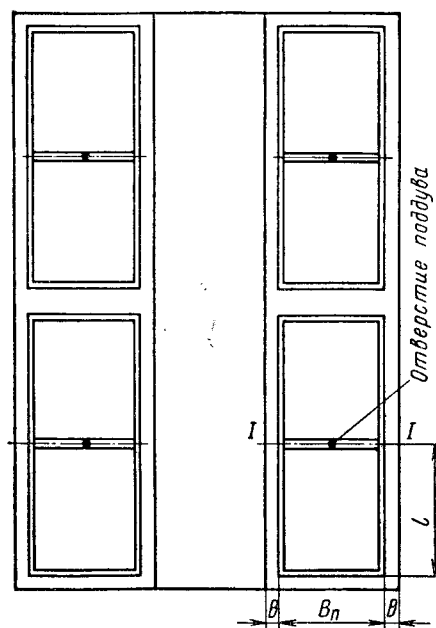


Рис. 140. Схема двухканавочной прямолинейной аэростатической опоры

Воздух, движущийся вдоль каждого из двух капилляров, вытекает только к наружному краю. Расчет подъемной силы боковых полей сводится тогда к расчету одноканавочной опоры по методике, изложенной на стр. 300. Для этого достаточно заменить в расчетных формулах глубину t каждой из двух канавок, питающих опору, глубиной t_{np} приведенной канавки, обладающей тем же сопротивлением. Из формулы (406) следует, что $2t^4 = t_{np}^4$. Отсюда

$$t_{np} = t \sqrt[4]{2} = 1,19t. \quad (431)$$

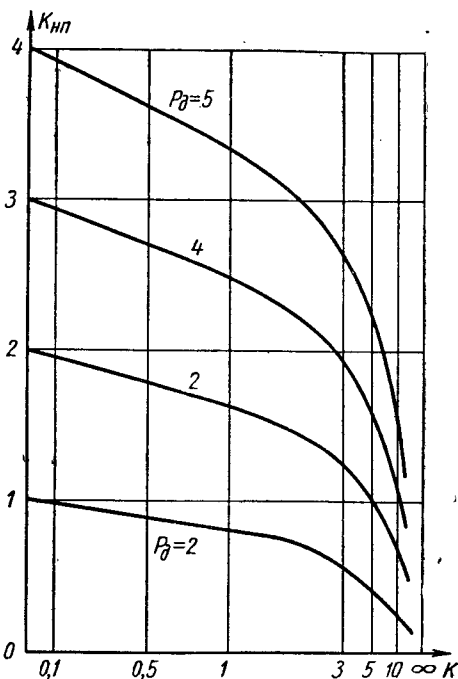


Рис. 141. Зависимость удельной подъемной силы K_{nn} от параметра K и давления P_d

Это выражение нужно ввести в формулу (413):

$$K = 17,3 \frac{l^2 h_0^3}{B t_{np}^4} \quad (432)$$

и в формулу (420):

$$K_1 = \left(102 \frac{\alpha d^2 l \mu}{t_{np}^4} \right)^2 \frac{g}{p_a \gamma_0}, \quad (433)$$

после чего расчет ведется по методике, изложенной на стр. 300 по рис. 135, 137 и 138 и формулам (420), (425), (426).

Суммарная подъемная сила двухканавочной опоры в соответствии с выражениями (425) и (430)

$$W_2 = W_1 + W_n = 4l p_a \left(B K_n + \frac{1}{2} B_n K_{nn} \right). \quad (434)$$

Для оценочного расчета эту формулу можно упростить. Сравнение рис. 135 и 141 показывает, что для равных K и P_d

$$K_{nn} \approx 2K_n. \quad (435)$$

Объясняется это тем, что эпюра давлений в направлении оси y (от канавки к краю) близка к треугольной форме; в этом можно убедиться, сравнив уравнение (410) с линейным уравнением

$$p_s = - \frac{p - p_a}{B} y + p \quad (436)$$

эпюры давлений для жидкостной смазки. С учетом выражения (435) подъемная сила двухканавочной опоры

$$W_2 = 4l p_a K_n (B + B_n) \quad (437)$$

и соответственно ее жесткость

$$G_2 = \frac{4l p_a G_1}{h_0} (B + B_n). \quad (438)$$

Отыскивая значение удельной жесткости G_1 , найдем с превышением, создаваемым заменой выражения (435), наибольшую возможную жесткость двухканавочной опоры (см. рис. 137).

Для обеспечения устойчивой работы двухканавочной опоры суммарный объем микроканавок должен быть в 4—5 раз меньше объема зазора. Отсюда, аналогично уравнению (428) и полагая, что глубина перемычки равна 1,3 и что в среднем $\frac{B_n}{l} = \frac{1}{3}$, найдем

$$t \leq 0,55 \sqrt{\left(B + \frac{B_n}{2} \right) h_0}. \quad (439)$$

Пример. Рассчитаем опору, состоящую из $n = 4$ двухканавочных секций по рис. 140. Размеры секции: $l = 11,5$ см; $B = 2$ см; $B_n = 3$ см; $h_0 = 0,012$ мм; $p_0 = 4$ кг/см²; $p_a = 1$ кг/см².

По формуле (439) определяем

$$t \leq 0,55 \sqrt{\left(2 + \frac{3}{2}\right) 1,2 \cdot 10^{-3}} = 0,036 \text{ см} = 0,36 \text{ мм}.$$

Несмотря на увеличение ширины опоры, при равных прочих параметрах, глубина канавки меньше, чем в предыдущем примере, так как протяженность канавок увеличилась.

По формуле (431) определяем глубину

$$t_{np} \leq 0,36 \cdot 1,19 = 0,43 \text{ мм}.$$

Приняв $t_{np} = 0,4$ мм, видим, что ее величина совпадает с величиной канавки t , найденной в предыдущем примере. Поэтому можно воспользоваться полученными там значениями: $G_1 = 2,15$; $K_n = 0,92$ и $d = 0,4$ мм. Следовательно, расход воздуха будет такой же, но подъемная сила W_2 и жесткость G_2 увеличатся в отношении

$$\frac{B + B_n}{B} = \frac{2 + 3}{2} = 2,5,$$

т. е. в 2,5 раза, тогда как площадь опоры увеличилась лишь в 1,7 раза.

Расчет плоской кольцевой двухканавочной опоры (кольцевой подпятник) можно выполнять по изложенной методике, приняв за $2l$ длину средней дуги сегмента. Уточненное решение этой задачи [15] для практических целей несущественно (см. стр. 301).

РАДИАЛЬНАЯ ОПОРА

Подвод газа к радиальным подшипникам может осуществляться несколькими способами: через простые отверстия поддува, равномерно распределенные по окружности; через отверстия поддува с круговыми карманами; через отверстия поддува, объединенные круговой микроканавкой. Проходящий через каждое отверстие поддува газ испытывает действие двух последовательно соединенных аэродинамических сопротивлений: отверстия поддува и зазора между шипом и подшипником, а в случае применения в подшипнике распределения газа с использованием микроканавок — трех сопротивлений: отверстия поддува, микроканавки и зазора между шипом и подшипником.

Радиальный подшипник с подачей газа через отверстия поддува с микроканавками показан на рис. 142. Если шип под действием приложенной радиальной нагрузки смещается вниз, то давление здесь увеличится, при этом возникает восстанавливающая сила, в результате которой и осуществляется работа радиального подшипника с поддувом [26]. В случае, если радиальная нагрузка отсутствует, все восстанавливающие силы уравновешены, равнодействующая равна нулю и шип занимает центральное положение.

В радиальном аэростатическом подшипнике с поддувом газ,

поступающий в смазочный зазор через отверстие поддува под давлением p_d , может двигаться только к наружному краю подшипника, так как в рабочей зоне подшипника, расположенной между рядами отверстий поддува, давление равно давлению вблизи отверстий поддува (p_d). Давление вдоль микроканавки, соединяющей отверстия поддува, несколько колеблется, но как показывает опыт, незначительно, так как градиент давления вдоль микроканавки существенно меньше градиента давления вдоль оси подшипника на участке от отверстий поддува к краям подшипника. Поэтому можно допустить, что поток газа, прошедший через одно

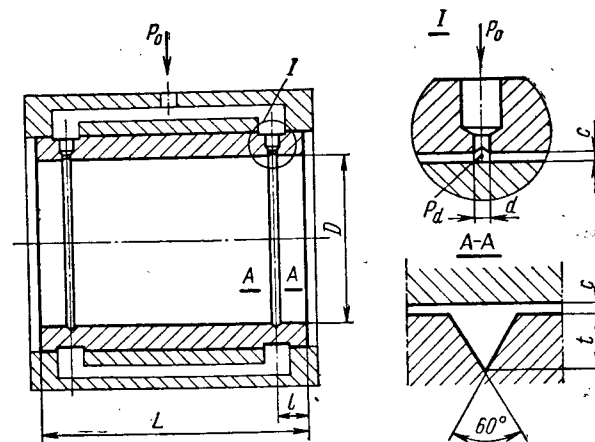


Рис. 142. Радиальный аэростатический подшипник

из отверстий поддува в смазочный зазор, движется к выходу из него параллельным потоком шириной $\frac{\pi D}{n}$ (где n — число отверстий поддува) и высотой h . Длина потока равна l — расстоянию от центра отверстия поддува до края подшипника. При отсутствии радиальной нагрузки давление между двумя любыми отверстиями поддува, расположенными на одной линии, полагается постоянным и равным давлению p_d вблизи отверстий поддува.

Давление на выходе из отверстия поддува p_d должно удовлетворять условию $p_a < p_d < p_0$. Отношение давлений $\frac{p_d}{p_0}$ зависит от диаметра отверстия поддува d : чем больше диаметр d , тем больше отношение $\frac{p_d}{p_0} \rightarrow 1$ и меньше жесткость, так как p_d будет мало изменяться при изменении эксцентриситета, т. е. $\frac{dW}{dh} \rightarrow 0$.

Если же диаметр отверстия поддува слишком мал, то $\frac{p_d}{p_a} \rightarrow 1$ и

жесткость тоже стремится к нулю. Следовательно, радиальный аэростатический подшипник будет обладать максимальной жесткостью в том случае, когда диаметр отверстия поддува d имеет некоторое оптимальное для данного подшипника значение, которому соответствует оптимальное отношение давлений $\left(\frac{p_d}{p_0}\right)_{opt}$ [25].

Для упрощения расчетной схемы приняты следующие допущения:

1) давление по ширине щели в пределах одного сегмента принимается постоянным в любом диаметральноном сечении, т. е. поток смазки направлен по образующей подшипника;

2) давление по длине щели принимается распределенным по трапеции с высотой p_d , нижним основанием L и верхним $L - 2l$.

Нагрузка ΔW на каждый сегмент при этих допущениях равна произведению избыточного давления $p_d - p_a$ на прямоугольник с приведенной длиной $L - l$ и приведенной шириной, равной хорде сегмента $2r \sin \frac{\pi}{n}$:

$$\Delta W = D \sin \frac{\pi}{n} (L - l) (p_d - p_a)^*.$$

Нагрузка на весь подшипник

$$W = \sin \frac{\pi}{n} D (L - l) \sum_{i=1}^{i=n} p_{di} \cos \theta_i. \quad (440)$$

Это выражение приведем к безразмерному виду:

$$K_n = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^{i=n} K_{di} \cos \theta_i, \quad (441)$$

где

$$K_n = \frac{W}{(p_0 - p_a) D (L - l)} \quad (442)$$

удельная подъемная сила на единицу площади проекции подшипника и

$$K_{di} = \frac{p_{di} - p_a}{p_0 - p_a} \quad (443)$$

— коэффициент давления в зазоре. К определению величины последнего для каждого сегмента и сводится теперь задача, которая решается на основе рассмотрения потока смазки через отверстие и через плоскую щель. Приравнявая массовые расходы

* Равнодействующая постоянной составляющей p_a в смазочном зазоре подшипника равна нулю.

смазки через эти сопротивления, определяют зависимость между K_d и коэффициентом зазора

$$K_d = \frac{\frac{p_a}{p_0}}{\left(1 - \frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{p_a}{p_0}\right)} \cdot \frac{24\mu (2gRT)^{\frac{1}{2}}}{p_a g} \cdot \frac{l C_D A}{a c^3} \left(\frac{c}{h}\right)^3, \quad (444)$$

отражающим в обобщенной форме размеры подшипника, давление поддува и свойства газа. Переменный коэффициент зазора на основании выражения (444) может быть представлен в форме

$$K_{zi} = K_{z0} \left(\frac{c}{h_i}\right)^3,$$

где c — средний радиальный зазор в подшипнике;

h_i — переменный зазор;

K_{z0} — коэффициент зазора при центральном положении шипа.

С учетом выражения $h = c(1 - \varepsilon \cos \theta) = cH$ зазор в i -м сегменте

$$K_{zi} = K_{z0} \left(\frac{1}{H_i}\right)^3. \quad (445)$$

Зависимость $K_d = f(K_z)$, полученная Шайрсом [19], представлена на рис. 143. Для расчета по этому рисунку нужно за-

даться значением K_{d0} и определить соответствующее ему K_{z0} ; затем по формуле (445) подсчитывают K_{zi} для нужного значения H_i , после чего определяют соответствующие величины K_{di} . Выбор величины K_{d0} определяется требованием наибольшей подъемной силы W (или, что то же, K_n) или жесткости G подшипника. Теория показывает, что максимум K_n для относительного эксцентриситета $\varepsilon = 0,5$ достигается при $K_{d0} = 0,4$ (которому по графику соответствует $K_{z0} = 0,3$), тогда как максимум жесткости G_0 в центральном положении шипа имеет место при $K_{d0} = 0,56$ ($K_{z0} = 0,7$). Найденное таким образом то или иное значение K_{z0} осуществляется подбором диаметра отверстия d , среднего зазора c и т. д.

Расчет по изложенной методике дает величину удельной подъемной силы K_n , значительно превышающую достижимую на

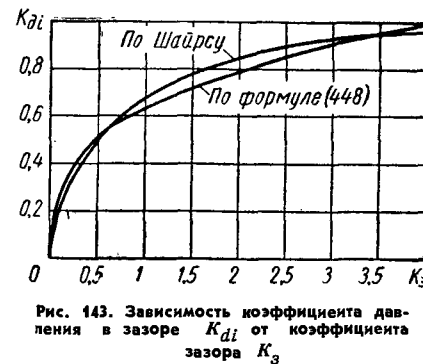


Рис. 143. Зависимость коэффициента давления в зазоре K_{di} от коэффициента зазора K_z

практике. Это объясняется в первую очередь перетеканием газа из зоны повышенного давления в зону пониженного давления. Для получения удовлетворительного результата приходится вводить эмпирический поправочный коэффициент. Используя многочисленные экспериментальные данные, Шайрс [19] предложил для его подсчета формулу

$$K_n = \frac{K_{нд}}{K_{нт}} = 0,315 \frac{\frac{A}{B} + C}{D}, \quad (446)$$

где

$$A = \operatorname{ch} \left(6,36 \frac{l}{D} \right) - 1; \quad B = \operatorname{sh} \left(6,36 \frac{l}{D} \right);$$

$$C = \operatorname{th} \left(6,36 \frac{L-2l}{D} \right);$$

$$D = \frac{L-l}{D};$$

$K_{нд}$ — действительная подъемная сила;

$K_{нт}$ — теоретическая удельная подъемная сила.

Из выражения (446) видно, что поправочный коэффициент колеблется от 0,3 для длинных подшипников до 1,5 для коротких. Для возможности внесения таких больших поправок в теоретический расчет последний можно без ущерба упростить, заменив громоздкие операции по подбору значений K_{di} по кривой на рис. 143 вычислением по формуле для параболы вида $K_s = mK_d^x$, являющейся удовлетворительным приближением к этой кривой. Показатель степени x и коэффициент m определим, потребовав, чтобы парабола проходила через две заданные точки аппроксимируемой кривой: 1) $K_s = 0,5$; $K_d = 0,5$ — промежуточную между оптимальными значениями для подъемной силы и жесткости; 2) $K_s = 2,9$; $K_d = 0,9$ — конечную точку. Получаем систему уравнений $0,5 = m \cdot 0,5^x$; $2,9 = m \cdot 0,9^x$, откуда

$$x = \frac{\lg 2,9 - \lg 0,5}{\lg 0,9 - \lg 0,5} \approx 3; \quad m = 4.$$

Итак, теоретическая кривая заменена кубической параболой

$$K_{di} = 4K_{di}^3. \quad (447)$$

Она изображена на рис. 143. Эту зависимость можно считать применимой в пределах, представленных на рисунке, т. е. примерно до $\varepsilon = 0,5$, так как при $\varepsilon = 1$ величина K_s согласно формуле (444) обращается в бесконечность; при этом по формуле (447) значение $K_d = \infty$, что не имеет физического смысла.

Задавшись по изложенным выше соображениям оптимальной величиной K_{d0} , найдем

$$K_{s0} = 4K_{d0}^3. \quad (448)$$

Подстановка выражений (447) и (448) в уравнение (445) приводит к простой зависимости:

$$K_{di} = \frac{K_{d0}}{H_i}. \quad (449)$$

Введя ее в формулу (441), определим удельную подъемную силу:

$$K_n = K_{d0} \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\cos \theta_i}{H_i}. \quad (450)$$

Подъемная сила по формуле (450) растет с числом отверстий n . Для того чтобы выяснить зависимость этой величины от n , определим ее значение при $n \rightarrow \infty$. В этом случае хорда сегмента

$$\lim_{n \rightarrow \infty} 2 \sin \frac{\pi}{n} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{2\pi}{n} = d\theta$$

и выражение (450) принимает вид

$$K_n = \frac{1}{2} K_{d0} \int_0^{2\pi} \frac{\cos \theta d\theta}{1 - \varepsilon \cos \theta}. \quad (451)$$

Подставив сюда значение интеграла (107), определим удельную подъемную силу при $n \rightarrow \infty$:

$$K_n = K_{d0} \frac{\pi}{\varepsilon} \left[(1 - \varepsilon^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 \right]. \quad (452)$$

Для оценки погрешности от замены выражения (450) предельным выражением (452) вычислим K_n для случая $n = 6$ при $\varepsilon = 0,5$. Если направление нагрузки проходит через одно из отверстий, то, согласно уравнению (450)

$$\frac{K_n}{K_{d0}} = \sin 30^\circ \left(\frac{\cos 0^\circ}{1 - \varepsilon \cos 0^\circ} + \frac{2 \cos 60^\circ}{1 - \varepsilon \cos 60^\circ} + \frac{2 \cos 120^\circ}{1 - \varepsilon \cos 120^\circ} + \right.$$

$$\left. + \frac{\cos 180^\circ}{1 - \varepsilon \cos 180^\circ} \right) = 0,93^*,$$

тогда как по формуле (452) эта величина равна

$$\frac{\pi}{0,5} \left(\frac{1}{0,867} - 1 \right) = 0,972,$$

* Результат практически тот же при нагрузке, проходящей между отверстиями.

т. е. она больше на 4,5%. Таким образом, даже в самом неблагоприятном случае малого числа отверстий и большого эксцентриситета ошибка от замены не превышает 5%. Для расчетов можно поэтому всегда пользоваться формулой (452).

Жесткость G смазочного слоя найдем дифференцированием выражения (452) по эксцентриситету e , разложив предварительно в ряд по степеням e^2 выражение

$$(1 - e^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 = \frac{1}{2} e^2 + \frac{3}{8} e^4 + \frac{5}{16} e^6 + \frac{35}{128} e^8 + \dots$$

Приняв во внимание, что

$$G = \frac{dW}{de} = \frac{dW}{de} \cdot \frac{de}{de} = \frac{dW}{de} \cdot \frac{1}{c},$$

найдем жесткость смазочного слоя подшипника при отсутствии радиальной нагрузки:

$$G = \frac{dW}{de} = \frac{\pi}{c} D(L-l)(p_0 - p_e) K_{d0} \times \left(\frac{1}{2} + \frac{9}{8} e^2 + \frac{25}{16} e^4 + \frac{245}{128} e^6 + \dots \right). \quad (453)$$

Из этой формулы видно, что жесткость минимальна при $e = 0$, тогда, как указывалось выше, оптимальное значение $K_{d0} = 0,56$.

Жесткость при центральном положении шипа

$$G_{от} = 0,88 \frac{1}{c} D(L-l)(p_0 - p_a). \quad (454)$$

Так как формулы (442), (452), (453) и (454) дают завышенные результаты, то эти выражения нужно умножить на поправочный коэффициент выражения (446).

Пример. Размеры подшипника: $D = 3,2$ см; $L = 5$ см; $l = 0,8$ см; $c = 15$ мк = $1,5 \cdot 10^{-3}$ см. Абсолютное давление поддуваемого воздуха $p_0 = 3$ кг/см². Абсолютное давление окружающей среды $p_a = 1$ кг/см².

По формуле (446) найдем поправочный коэффициент, т. е. отношение действительной $G_{д}$ и теоретической жесткости $G_{от}$:

$$K_d = \frac{K_{дд}}{K_{от}} = 0,41.$$

С учетом этого коэффициента действительная жесткость в центральном положении шипа, подсчитанная по выражению (454), равна

$$G_0 = \frac{0,88 \cdot 4,2 \cdot 3,2 \cdot 2 \cdot 0,41}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 6,4 \cdot 10^3 \text{ кг/см} = 0,64 \text{ кг/мк}.$$

Подъемную силу подшипника определим по формулам (442) и (452). При $e = 0,5$, приняв оптимальную величину $K_{d0} = 0,4$ [19], вычислим удельную подъемную силу:

$$K_n = 0,4 \frac{\pi}{0,5} \left[\frac{1}{\sqrt{1 - 0,25}} - 1 \right] = 0,39.$$

С учетом поправочного коэффициента $K_n = 0,41$ подъемная сила

$$W = K_n(p_0 - p_a) D(L-l) K_n = 0,39 \cdot 2 \cdot 3,2 \cdot 4,2 \cdot 0,41 = 4,3 \text{ кг}.$$

Изложенной выше методике расчета подъемной силы и жесткости присущи существенные недостатки. Введение поправочного коэффициента в формуле (446) не может компенсировать влияние перетекания газа в смазочном зазоре подшипника, так как последнее усиливается с ростом эксцентриситета e , что не отражено формулой (446): в ее состав e не входит. Недостаточно обоснован также выбор $K_{d0} = 0,4$. Результаты расчета по этой методике следует поэтому рассматривать как ориентировочные, особенно для длинных подшипников с отношением $\frac{L}{D} > 1$. Ближе

к истине расчет коротких подшипников с однорядным поддувом посередине. Точного решения задачи радиального аэростатического подшипника с полнотой и достоверностью, достигнутыми к настоящему времени в решении задачи замкнутого аэродинамического подшипника, еще не получено.

Пример расчета. Дано: $D = 9$ см; $L = 14$ см; $l = 1,5$ см; $c = 15$ мк = $1,5 \cdot 10^{-3}$ см; $p_0 = 4$ кг/см²; $p_a = 1$ кг/см².

$$K_n = \frac{0,315(0,485 + 0,840)}{1,39} = 0,3.$$

Жесткость с учетом поправочного коэффициента

$$G_0 = 0,3 \cdot 0,88 \frac{1}{1,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 9(14 - 1,5)(4 - 1) = 59,5 \cdot 10^3 \text{ кг/см} = 5,95 \text{ кг/мк}.$$

Удельная подъемная сила при $e = 0,5$ и $K_{d0} = 0,4$

$$K_n = 0,4 \frac{\pi}{0,5} \left[(1 - 0,5^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 \right] = 0,39.$$

Подъемная сила с учетом поправочного коэффициента

$$W = K_n K_n(p_0 - p_a) D(L-l) = 0,3 \cdot 0,39 \cdot 3 \cdot 9 \cdot 12,5 = 38,8 \text{ кг}.$$

ПОРИСТЫЙ ПЛОСКИЙ ПОДПЯТНИК

Пористый плоский подпятник обладает высокой виброустойчивостью: он не имеет вибрации во всем диапазоне возможных нагрузок, т. е. практически при любом зазоре. Высокая виброустойчивость пористого подпятника определяется принципом его устройства: система питания подпятника представляет собой со-

вокупность большого числа мельчайших капилляров, через которые сжатый газ подается на всю рабочую поверхность. Это устраняет необходимость применения карманов, способствующих появлению вибрации, так как с уменьшением величины смазочного зазора давление во всех его точках плавно повышается и «прилипание» полностью исключается. Кроме того, пористая стенка поглощает энергию вынужденных колебаний в случае их возникновения. Предельная величина подъемной силы пористого подпятника также выше. Так, например, подъемная сила пористого подпятника примерно в 2 раза больше, чем у подпятника с центральным отверстием: давление от центра подпятника к его периферии в первом случае изменяется по закону, близкому к

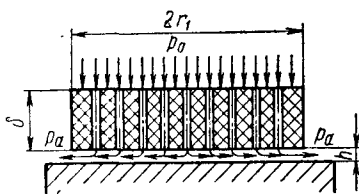


Рис. 144. Расчетная модель пористого подпятника

параболическому, тогда как во втором случае оно изменяется практически линейно.

Простота и хорошие эксплуатационные свойства пористого подпятника открыли широкие возможности для создания на этой основе всевозможных круглых и плоских направляющих станков и приборов.

На основе многочисленных экспериментальных работ по фильтрации установлено, что протекание жидкости через фильтрующую перегородку имеет ламинарный характер и подчиняется поэтому закону движения жидкости в капиллярных каналах (закон Дарси). Согласно этим соображениям излагаемый ниже расчет пористого подпятника основан на упрощающих допущениях, сводящихся к замене действительного подпятника круглой пластиной постоянной толщины δ , пронизанной равномерно распределенной системой капилляров (рис. 144). Реальный подпятник достаточно близок к такой модели, так как глухие отверстия, просверленные в подпятнике со стороны камеры питания, расположены равномерно по его поверхности и число этих отверстий достаточно велико.

Задача настоящего расчета состоит в определении подъемной силы пористого подпятника и расхода газа через подпятник. Решение поставленной задачи следует начать с определения расхода газа через капилляр (рис. 145).

Для объемного расхода газа q_x через сечение x справедлива формула для несжимаемой жидкости [18]:

$$q_x = - \frac{\pi r_k^4}{8\mu} \cdot \frac{dp}{dx}, \quad (455)$$

где μ — абсолютная вязкость газа;

$\frac{dp}{dx}$ — градиент давления газа в сечении x .

Вследствие упругости газа объемный расход, а следовательно, и производная $\frac{dp}{dx}$ переменны по длине капилляра. Для определения этой производной воспользуемся условием постоянства массового расхода:

$$q_x \rho_x = \text{const},$$

где ρ_x — плотность газа в сечении x .

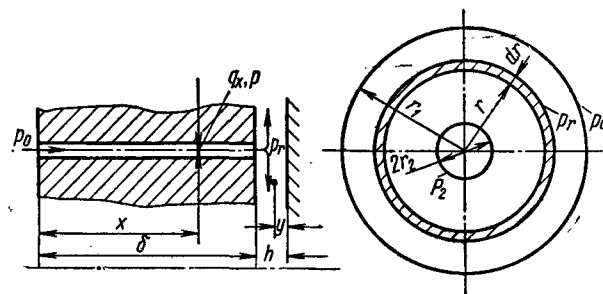


Рис. 145. Расчетная схема пористого подпятника

Колебания температуры газа в процессе его протекания через подпятник незначительны, поэтому справедливо изотермическое соотношение

$$\frac{p}{\rho} = \text{const} = A,$$

где p — абсолютное давление в сечении x .

Следовательно, уравнение неразрывности изотермического газового потока в капилляре имеет вид

$$q_x p = - \frac{\pi r_k^4}{8\mu} \cdot \frac{dp}{dx} p = \text{const},$$

что приводит к дифференциальному уравнению

$$\frac{dp}{dx} p = C.$$

Интегрирование этого уравнения с учетом граничных условий $x = 0, p = p_0; x = l, p = p_r$ дает уравнение распределения давления, по длине капилляра

$$p^2 = \frac{p_r^2 - p_0^2}{l} x + p_0^2,$$

откуда

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_r^2 - p_0^2}{2pl}.$$

Подставив это выражение в формулу расхода q_x , найдем объемный расход газа через сечение x капилляра:

$$q_x = \frac{\pi r^4}{16\mu l} \cdot \frac{p_0^2 - p_r^2}{p} \quad (456)$$

Из последней формулы вытекает, что объемный расход газа dQ_r на выходе из элемента площади dS пористой пластинки пропорционален разности квадратов давлений на входе в пластинку и на выходе из нее:

$$dQ_r = \frac{B}{\delta\mu} \cdot \frac{p_0^2 - p_r^2}{p_r} dS,$$

где δ — толщина пластинки;

B — коэффициент пропорциональности, характеризующий проницаемость материала подпятника, в $см^2$.

Проницаемость B можно определить, измерив объемный расход газа при проходе его через пластинку из испытуемого материала в окружающую среду. Действительно, когда пята отодвинута, то при зазоре $h \rightarrow \infty$, $p_r = p_a$ по всей поверхности подпятника, и объемный расход газа на входе в подпятник

$$Q_1 = \frac{B}{\delta} \cdot \frac{1}{\mu} \int_0^{r_1} \frac{p_0^2 - p_a^2}{p_0} 2\pi r dr = \frac{B}{\delta} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{p_0^2 - p_a^2}{p_0} \pi r_1^2,$$

откуда

$$B = \frac{Q_1 \delta \mu}{\pi r_1^2} \cdot \frac{p_0}{p_0^2 - p_a^2} \quad (457)$$

Смазочный зазор подпятника представляет собой плоскую кольцевую щель. Скорость частицы газа в точке y зазора при граничных условиях $y = 0$, $u = 0$, $y = h$; $u = 0$:

$$u = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp_r}{dr} y(h-y).$$

Объемный расход через сечение кольцевой щели радиуса r

$$Q_s = \int_0^h u 2\pi r dy = -\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp_r}{dr} 2\pi r. \quad (458)$$

Массовый расход через то же сечение получим, умножив Q_s на плотность $\rho_r = A\rho_r$:

$$G_s = -\frac{Ah^3}{12\mu} p_r \frac{dp_r}{dr} 2\pi r = -\frac{A\pi h^3}{12\mu} r \frac{dp_r^2}{dr}. \quad (459)$$

Расход G_s увеличивается вместе с радиусом r вследствие притока газа через пористое тело подпятника. Приращение массового расхода dG_s на элементарном кольце шириной dr , являющееся дифференциалом (459) по r :

$$dG_s = -\frac{A\pi h^3}{12\mu} \left[r \frac{d^2 p_r^2}{dr^2} + \frac{dp_r^2}{dr} \right] dr \quad (460)$$

должно равняться массе газа dG_n , поступающей в зазор через кольцевой элемент поверхности пористой пластинки площадью $2\pi r dr$.

С учетом выражения (456):

$$dG_n = \frac{2BA\pi}{\delta\mu} (p_0^2 - p_r^2) r dr. \quad (461)$$

Приравняв правые части выражений (460) и (461) и выполнив необходимые преобразования, получим дифференциальное уравнение распределения давления в смазочном зазоре

$$(P^2)'' + \frac{1}{R} (P^2)' - \chi^2 (P^2) = -\chi^2 P_0 \quad (462)$$

в безразмерных параметрах,

где $P = \frac{p_r}{p_a}$ — переменное относительное давление в зазоре;

$P_0 = \frac{p_0}{p_a}$ — относительное давление на входе в подпятник;

$R = \frac{r}{r_1}$ — относительный радиус;

$\chi = \sqrt{\frac{6BD_1^2}{\delta h}}$ — характеристика пористого подпятника.

Уравнение (462) представляет собой неоднородное уравнение Бесселя нулевого порядка. Его решение имеет вид

$$P^2 = P^{2*} + C_1 I_0(z) + C_2 K_0(z), \quad (463)$$

где P^{2*} — частное решение уравнения (462):

$$z = R\chi, \quad (464)$$

а $I_0(z)$ и $K_0(z)$ — фундаментальные решения того же уравнения без правой части, представляющие собой бесселевы функции мнимого аргумента.

Частным решением значения P^{2*} может быть

$$P^{2*} = I_0(z) + P^2.$$

Тогда функция распределения давления в смазочном слое пористого подпятника приводится к виду

$$P^2 = P_0^2 + C_1 I_0(z) + C_2 K_0(z). \quad (465)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются граничными значениями P_2 , P_1 и $\frac{dP}{dz}$, которые зависят от конструкции подпятника и условий его работы. Во всех случаях $z_1 = \chi$; $z_2 = \frac{r_2}{r_1}$; $\chi = R_2\chi$; индекс 1 соответствует радиусу r_1 , а индекс 2 — радиусу r_2 .

Практически применяемые модификации пористого подпятника и соответствующие им эпюры распределения давления от

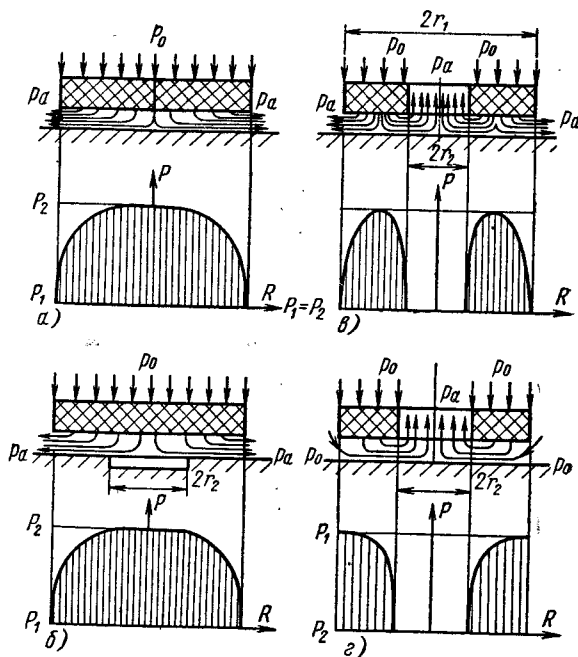


Рис. 146. Модификации пористого подпятника

центра подпятника к его периферии представлены на рис. 146, а — г.

Подъемная сила сплошного подпятника

$$W = \int_0^{r_1} (p_r - p_a) 2\pi r dr = \pi r_1^2 p_a \int_0^1 (P - 1) 2R dR = \pi r_1^2 p_a K_n, \quad (466)$$

где K_n — удельная подъемная сила, вычисляемая по формулам приближенного интегрирования.

Объемный расход газа через подпятник в $\text{см}^3/\text{сек}$ (при атмосферном давлении) можно определить, подставив в выражение

(458) значение $\frac{dP}{dr}$, найденное дифференцированием уравнения

(465) с учетом соотношений

$$I_0'(z) = I_1(z);$$

$$K_0'(z) = -K_1(z).$$

Тогда

$$Q_0 = \frac{\pi h^3 p_a}{12\mu} [-C_1 I_1(\chi) + C_2 K_1(\chi)] \chi. \quad (467)$$

Для сплошного подпятника (рис. 146, а)

$$\frac{dP_2^2}{dz} = 0, \quad P_1 = 1,$$

откуда

$$C_2 = 0, \quad C_1 = -\frac{P_0^2 - 1}{I_0(\chi)}.$$

Подстановка этих величин в уравнения (465) и (467) дает расчетные формулы:

для переменного давления в зазоре

$$P^2 = P_0^2 - \frac{I_0(z)}{I_0(\chi)} (P_0^2 - 1); \quad (468)$$

объемного расхода газа при давлении p_a

$$Q_0 = \frac{\pi h^3 p_a}{12\mu} \cdot \frac{I_1(\chi)}{I_0(\chi)} (P_0^2 - 1) \chi. \quad (469)$$

Модификация подпятника, изображенная на рис. 146, б, является частным случаем сплошного подпятника, соответствующая реальным условиям, так как торец вала часто бывает снабжен центровым отверстием. Граничные условия в этом случае имеют вид

$$P_1 = 1; \quad z = z_2; \quad P = P_2;$$

$$\frac{dP_2^2}{dz} = -\frac{\chi R_2}{2} (P_0^2 - P_2^2).$$

Последнее соотношение вытекает из баланса объемного расхода газа через пористую пластинку площадью πr_2^2 и кольцевую щель радиуса r_2 . Подстановка граничных условий в уравнение (465) дает возможность определить величины C_1 , C_2 и неизвестное P_2 .

Результаты расчета для сплошного подпятника (рис. 146, а) представлены в табл. 16 и расчетном графике зависимости удельной подъемной силы K_n от параметра χ (рис. 147).

Расчет кольцевого подпятника представляет собой более сложную задачу, так как ее решение определяется тремя параметрами: χ , p_0 и $R_2 = \frac{r_2}{r_1}$. Вместо одного расчетного графика типа рис. 147 здесь (как и для модификации на рис. 146, б) необходимо иметь серию графиков для разных R_2 . Графики эти

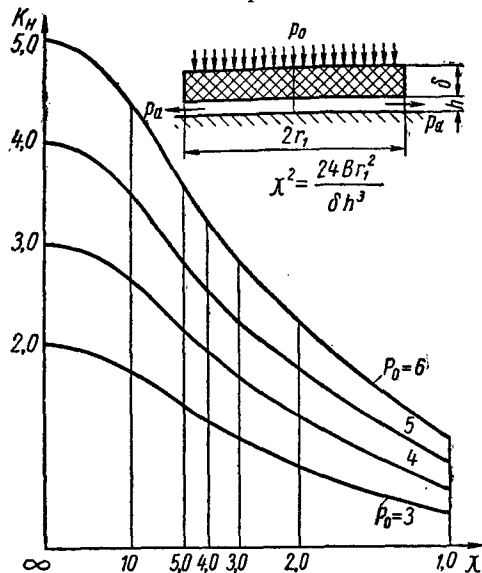


Рис. 147. Зависимость удельной подъемной силы K_n сплошного пористого подпятника от параметра χ

Таблица 16
Значения K_n
удельной подъемной силы

χ	Относительное давление P_0			
	3	4	5	6
1,0	0,350	0,587	0,842	1,11
2,0	0,806	1,27	1,75	2,24
3,0	1,10	1,70	2,31	2,92
5,0	1,40	2,13	2,86	3,60
10,0	1,72	2,60	3,48	4,37
∞	2,00	3,00	4,00	5,00

могут быть построены по общему уравнению (465) с использованием граничных условий, приведенных на рис. 146. Дальнейшие подробности, а также сведения о методике определения проницаемости

пористого материала для подпятника приведены в работе [24].

При $\chi \rightarrow \infty$, т. е. с уменьшением зазора h , $I_0(\chi) \rightarrow \infty$ и $P \rightarrow P_0$ во всех точках подпятника, поэтому предельная подъемная сила пористого подпятника

$$W_{\max} = \pi r_1^2 (p_0 - p_a); \quad K_n = P_0 - 1, \quad (470)$$

что примерно в 2—2,5 раза больше предельной подъемной силы обычного непористого подпятника с центральным подводом газа и карманом.

Порядок расчета пористого подпятника поясняется примером расчета подпятника электрошпинделя на 48 тыс. об/мин.

Пример. Спроектировать сплошной подпятник из углеграфита АГ-1500 с проницаемостью $B = 7 \cdot 10^{-11} \text{ см}^2$ для осевой фиксации вала диаметром $2r_1 = 3 \text{ см}$ так, чтобы он работал в условиях максимальной жесткости при минимальном смазочном зазоре $h = 5 \text{ мк}$. Воздух подается под давлением $p_0 = 6 \text{ кг/см}^2$, атмосферное давление $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$, вязкость газа $\mu = 1,84 \times 10^{-10} \text{ кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{см}^{-2}$.

1. Определяем толщину подпятника δ .

Из условий максимальной жесткости ($\chi = 6 \div 10$) принимаем $\chi^2 = 90$. По формуле (463) находим

$$\delta = \frac{6 \cdot 7 \cdot 10^{-11} \cdot 3^2}{90 \cdot 0,0005^3} = 0,34 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta = 0,35 \text{ см}$, тогда $\chi = 9,4$.

2. По рис. 147 находим характеристику удельной подъемной силы K_n .

При $P_0 = 6$ и $\chi = 9,4$ $K_n = 4,3$.

3. Подъемную силу определяем по формуле (466):

$$W = K_n \pi r_1^2 p_a = 4,3 \cdot \pi \cdot 1,5^2 \cdot 1 = 30,4 \text{ кг.}$$

4. Расход воздуха при давлении p_a определим по формуле (469), предварительно найдя значения бесселевых функций по таблицам.

$$I_0(9,4) = 1595; \quad I_1(9,4) = 1508.$$

Для получения расхода воздуха в нормальных $\text{м}^3/\text{ч}$ необходимо расход Q_0 в $\text{см}^3/\text{сек}$ умножить на переводной коэффициент $3,6 \cdot 10^{-3}$, тогда

$$Q_0 = 3,6 \cdot 10^{-3} \frac{\pi \cdot 5^3 \cdot 10^{-12} \cdot 1}{12 \cdot 1,84 \cdot 10^{-10}} \cdot \frac{1508}{1595} \times \\ \times (6^2 - 1) 9,4 = 0,19 \text{ нм}^3/\text{ч.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Сводная таблица расчетных характеристик замкнутого
аэродинамического подшипника

Таблица 1

Удельная подъемная сила K_H

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
0	0,1	0,0721 χ	0,130 χ	0,226 χ	0,384 χ	0,491 χ	0,630 χ	0,943 χ
	0,2	0,150 χ	0,262 χ	0,465 χ	0,771 χ	0,994 χ	1,26 χ	1,89 χ
	0,3	0,240 χ	0,416 χ	0,728 χ	1,21 χ	1,54 χ	1,91 χ	2,83 χ
	0,4	0,352 χ	0,600 χ	1,04 χ	1,68 χ	2,11 χ	2,59 χ	3,81 χ
	0,5	0,502 χ	0,672 χ	1,43 χ	2,25 χ	2,76 χ	3,37 χ	4,84 χ
	0,6	0,726 χ	1,20 χ	1,93 χ	2,92 χ	3,57 χ	4,40 χ	5,99 χ
	0,7	1,10 χ	1,75 χ	2,70 χ	3,93 χ	4,67 χ	5,52 χ	7,43 χ
	0,8	1,83 χ	2,84 χ	4,02 χ	5,50 χ	6,41 χ	7,50 χ	9,52 χ
	0,9	3,85 χ	5,35 χ	7,10 χ	9,00 χ	10,2 χ	11,4 χ	13,9 χ
0,01	0,1	0,000717	0,00125	0,00225	0,00381	0,00488	0,00615	0,00941
	0,2	0,00149	0,00259	0,00463	0,00765	0,00991	0,0125	0,0188
	0,3	0,00239	0,00415	0,00726	0,0119	0,0152	0,0190	0,0283
	0,4	0,00351	0,00590	0,0103	0,0167	0,0209	0,0258	0,0380
	0,5	0,00501	0,00670	0,0141	0,0223	0,0274	0,0336	0,0483
	0,6	0,00722	0,0117	0,0192	0,0292	0,0356	0,0429	0,0598
	0,7	0,0109	0,0173	0,0268	0,0391	0,0465	0,0550	0,0742
	0,8	0,0183	0,0281	0,0403	0,0547	0,0636	0,0747	0,0959
	0,9	0,0435	0,0650	0,0808	0,106	0,112	0,121	0,153
0,02	0,1	0,00144	0,00259	0,00451	0,00745	0,00976	0,0122	0,0187
	0,2	0,00299	0,00499	0,00926	0,0154	0,0198	0,0251	0,0374
	0,3	0,00478	0,00840	0,0145	0,0239	0,0303	0,0381	0,0563
	0,4	0,00701	0,0131	0,0207	0,0331	0,0418	0,0521	0,0756
	0,5	0,0100	0,0177	0,0282	0,0452	0,0546	0,0653	0,0960
	0,6	0,0144	0,0232	0,0384	0,0586	0,0711	0,0857	0,119
	0,7	0,0218	0,0340	0,0537	0,0778	0,0929	0,109	0,148
	0,8	0,0371	0,0558	0,0802	0,112	0,129	0,149	0,194
	0,9	0,0985	0,139	0,178	0,220	0,242	0,268	0,322
0,04	0,1	0,00288	0,00481	0,00902	0,0152	0,0194	0,0242	0,0366
	0,2	0,00598	0,00918	0,0185	0,0276	0,0393	0,0524	0,0733
	0,3	0,00956	0,0160	0,0289	0,0476	0,0601	0,0724	0,110
	0,4	0,0140	0,0238	0,0412	0,0662	0,0829	0,0102	0,148

Продолжение

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
0,04	0,5	0,0200	0,0345	0,0562	0,0889	0,109	0,133	0,188
	0,6	0,0289	0,0490	0,0768	0,116	0,141	0,170	0,233
	0,7	0,0437	0,0700	0,108	0,155	0,185	0,217	0,292
	0,8	0,0766	0,119	0,170	0,230	0,265	0,305	0,389
	0,9	0,215	0,287	0,375	0,458	0,498	0,542	0,647
0,07	0,1	0,0504	0,0100	0,0157	0,0269	0,0332	0,0408	0,0608
	0,2	0,0105	0,0193	0,0322	0,0532	0,0671	0,0837	0,122
	0,3	0,0167	0,0290	0,0504	0,0822	0,103	0,127	0,183
	0,4	0,0245	0,0439	0,0716	0,113	0,142	0,174	0,246
	0,5	0,0349	0,0585	0,0976	0,149	0,185	0,224	0,314
	0,6	0,0504	0,0806	0,133	0,205	0,240	0,287	0,391
	0,7	0,0769	0,123	0,189	0,271	0,319	0,376	0,493
	0,8	0,138	0,212	0,302	0,400	0,461	0,528	0,662
	0,9	0,378	0,400	0,642	0,778	0,847	0,921	1,09
0,1	0,1	0,00719	0,0124	0,0223	0,0366	0,0459	0,0566	0,0809
	0,2	0,0149	0,0280	0,0456	0,0775	0,0929	0,113	0,162
	0,3	0,0238	0,0408	0,0613	0,115	0,142	0,172	0,245
	0,4	0,0349	0,0589	0,0910	0,159	0,196	0,234	0,331
	0,5	0,0497	0,0800	0,137	0,212	0,256	0,307	0,423
	0,6	0,0719	0,116	0,188	0,277	0,333	0,394	0,530
	0,7	0,110	0,178	0,268	0,375	0,443	0,518	0,673
	0,8	0,200	0,303	0,427	0,564	0,642	0,730	0,909
	0,9	0,523	0,689	0,879	1,06	1,16	1,27	1,48
0,2	0,1	0,0143	0,0270	0,0427	0,0659	0,0791	0,0930	0,121
	0,2	0,0297	0,0500	0,0871	0,134	0,160	0,186	0,246
	0,3	0,0473	0,0780	0,136	0,206	0,246	0,289	0,379
	0,4	0,0691	0,118	0,191	0,285	0,341	0,406	0,524
	0,5	0,0979	0,161	0,259	0,377	0,449	0,534	0,688
	0,6	0,141	0,232	0,353	0,500	0,591	0,687	0,885
	0,7	0,218	0,345	0,504	0,689	0,795	0,923	1,15
	0,8	0,390	0,585	0,789	1,03	1,15	1,29	1,57
	0,9	0,922	1,21	1,53	1,85	2,02	2,22	2,58
0,5	0,1	0,0347	0,0585	0,0858	0,107	0,119	0,131	0,151
	0,2	0,0714	0,119	0,175	0,222	0,246	0,269	0,313
	0,3	0,113	0,191	0,272	0,349	0,389	0,427	0,499
	0,4	0,163	0,271	0,385	0,498	0,557	0,618	0,722
	0,5	0,227	0,365	0,523	0,674	0,761	0,845	1,00
	0,6	0,324	0,500	0,716	0,930	1,04	1,15	1,37
	0,7	0,492	0,732	1,01	1,29	1,44	1,61	1,89
	0,8	0,831	1,19	1,55	1,92	2,12	2,34	0,74
	0,9	1,74	2,29	2,84	3,39	3,70	4,00	4,66
1	0,1	0,0629	0,0870	0,115	0,129	0,135	0,140	0,157
	0,2	0,129	0,181	0,237	0,268	0,281	0,294	0,328

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
1	0,3	0,201	0,297	0,376	0,424	0,450	0,475	0,528
	0,4	0,286	0,431	0,542	0,624	0,659	0,699	0,776
	0,5	0,396	0,581	0,749	0,855	0,922	0,973	1,10
	0,6	0,559	0,905	1,041	1,21	1,29	1,38	1,55
	0,7	0,828	1,15	1,48	1,73	1,85	1,97	2,22
	0,8	1,34	1,80	2,26	2,64	2,81	2,99	3,37
	0,9	2,61	3,30	4,069	4,85	4,52	5,41	6,00
2	0,1	0,0971	0,116	0,130	0,140	0,145	0,149	0,159
	0,2	0,199	0,239	0,271	0,295	0,307	0,317	0,332
	0,3	0,312	0,377	0,436	0,477	0,496	0,513	0,536
	0,4	0,448	0,559	0,639	0,693	0,718	0,745	0,792
	0,5	0,619	0,780	0,899	0,990	1,02	1,06	1,13
	0,6	0,868	1,08	1,27	1,40	1,47	1,53	1,61
	0,7	1,26	1,55	1,83	2,06	2,12	2,21	2,33
	0,8	1,97	2,41	2,82	3,18	3,35	3,52	3,59
	0,9	3,67	4,52	5,27	5,88	6,14	6,35	6,54
4	0,1	0,121	0,138	0,148	0,152	0,154	0,156	0,160
	0,2	0,251	0,279	0,299	0,313	0,319	0,324	0,333
	0,3	0,400	0,441	0,469	0,493	0,505	0,516	0,538
	0,4	0,584	0,638	0,679	0,715	0,734	0,753	0,795
	0,5	0,819	0,943	1,02	1,08	1,11	1,13	1,14
	0,6	1,16	1,35	1,43	1,48	1,50	1,53	1,61
	0,7	1,67	1,93	2,07	2,20	2,26	2,31	2,36
	0,8	2,59	2,93	3,20	3,42	3,50	3,58	3,65
	0,9	3,95	5,01	5,92	6,20	6,30	6,40	6,67
∞	0,1	0,1594	0,1594	0,1594	0,1594	0,1594	0,1594	0,1594
	0,2	0,3335	0,3335	0,3335	0,3335	0,3335	0,3335	0,3335
	0,3	0,5122	0,5122	0,5122	0,5122	0,5122	0,5122	0,5122
	0,4	0,7966	0,7966	0,7966	0,7966	0,7966	0,7966	0,7966
	0,5	1,186	1,186	1,186	1,186	1,186	1,186	1,186
	0,6	1,635	1,635	1,635	1,635	1,635	1,635	1,635
	0,7	2,352	2,352	2,352	2,352	2,352	2,352	2,352
	0,8	3,665	3,665	3,665	3,665	3,665	3,665	3,665
	0,9	6,691	6,691	6,691	6,691	6,691	6,691	6,691

Таблица 2

Коэффициент трения противотока K_T

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
0	0,1	0,001	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010	0,015
	0,2	0,005	0,008	0,015	0,024	0,031	0,039	0,062
	0,3	0,012	0,021	0,034	0,055	0,070	0,087	0,130

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
0	0,4	0,021	0,038	0,061	0,097	0,122	0,151	0,223
	0,5	0,036	0,061	0,098	0,151	0,189	0,230	0,329
	0,6	0,055	0,089	0,147	0,223	0,273	0,337	0,458
	0,7	0,088	0,142	0,215	0,306	0,368	0,440	0,584
	0,8	0,140	0,210	0,317	0,420	0,488	0,564	0,727
	0,9	0,240	0,330	0,440	0,560	0,630	0,710	0,870
0,01	0,1	0,001	0,002	0,004	0,005	0,008	0,009	0,015
	0,2	0,005	0,008	0,015	0,024	0,031	0,039	0,058
	0,3	0,011	0,020	0,033	0,055	0,070	0,086	0,129
	0,4	0,020	0,036	0,060	0,097	0,122	0,151	0,221
	0,5	0,035	0,060	0,097	0,149	0,188	0,229	0,328
	0,6	0,055	0,089	0,147	0,223	0,272	0,332	0,455
	0,7	0,087	0,141	0,213	0,305	0,367	0,425	0,583
	0,8	0,138	0,212	0,301	0,407	0,473	0,545	0,710
	0,9	0,230	0,323	0,414	0,520	0,581	0,644	0,785
0,02	0,1	0,001	0,002	0,004	0,005	0,008	0,009	0,015
	0,2	0,005	0,008	0,014	0,024	0,031	0,039	0,058
	0,3	0,011	0,020	0,033	0,054	0,069	0,085	0,127
	0,4	0,020	0,035	0,060	0,096	0,122	0,150	0,218
	0,5	0,034	0,059	0,097	0,149	0,186	0,228	0,326
	0,6	0,055	0,089	0,150	0,223	0,270	0,326	0,444
	0,7	0,087	0,132	0,210	0,299	0,359	0,424	0,565
	0,8	0,136	0,204	0,296	0,396	0,454	0,520	0,670
	0,9	0,210	0,292	0,380	0,464	0,511	0,567	0,693
0,04	0,1	0,001	0,002	0,004	0,005	0,008	0,009	0,014
	0,2	0,005	0,008	0,014	0,024	0,030	0,037	0,056
	0,3	0,011	0,020	0,033	0,053	0,068	0,085	0,122
	0,4	0,020	0,035	0,059	0,095	0,119	0,147	0,208
	0,5	0,034	0,059	0,096	0,148	0,181	0,225	0,309
	0,6	0,055	0,089	0,143	0,222	0,256	0,326	0,415
	0,7	0,085	0,132	0,201	0,280	0,335	0,390	0,513
	0,8	0,130	0,186	0,264	0,352	0,410	0,476	0,598
	0,9	0,172	0,239	0,289	0,372	0,418	0,466	0,565
0,07	0,1	0,001	0,002	0,004	0,005	0,007	0,008	0,013
	0,2	0,005	0,008	0,014	0,023	0,029	0,035	0,049
	0,3	0,011	0,020	0,032	0,051	0,064	0,078	0,110
	0,4	0,020	0,035	0,059	0,091	0,112	0,134	0,185
	0,5	0,034	0,057	0,093	0,138	0,168	0,199	0,271
	0,6	0,054	0,088	0,136	0,195	0,232	0,271	0,358
	0,7	0,082	0,126	0,184	0,251	0,294	0,337	0,435
	0,8	0,120	0,170	0,230	0,295	0,338	0,379	0,481
	0,9	0,140	0,186	0,240	0,299	0,334	0,374	0,454
0,1	0,1	0,001	0,002	0,003	0,005	0,007	0,008	0,011
	0,2	0,005	0,008	0,014	0,021	0,027	0,032	0,043

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	δ
0,1	0,3	0,011	0,019	0,032	0,049	0,060	0,072	0,094
	0,4	0,020	0,034	0,057	0,085	0,103	0,121	0,159
	0,5	0,034	0,057	0,089	0,133	0,153	0,177	0,233
	0,6	0,053	0,087	0,130	0,178	0,207	0,239	0,308
	0,7	0,078	0,120	0,170	0,224	0,258	0,294	0,372
	0,8	0,110	0,150	0,198	0,257	0,291	0,332	0,407
	0,9	0,120	0,156	0,200	0,252	0,282	0,314	0,383
0,2	0,1	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,005	0,006
	0,2	0,005	0,008	0,013	0,017	0,020	0,021	0,024
	0,3	0,011	0,019	0,028	0,038	0,044	0,049	0,055
	0,4	0,020	0,033	0,049	0,066	0,075	0,082	0,095
	0,5	0,032	0,051	0,074	0,097	0,109	0,122	0,143
	0,6	0,048	0,071	0,100	0,129	0,145	0,163	0,192
	0,7	0,066	0,094	0,130	0,158	0,177	0,198	0,237
	0,8	0,080	0,108	0,140	0,175	0,197	0,221	0,264
	0,9	0,081	0,106	0,134	0,166	0,187	0,209	0,253
0,5	0,1	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
	0,2	0,004	0,005	0,008	0,010	0,011	0,010	0,006
	0,3	0,009	0,014	0,018	0,018	0,017	0,016	0,015
	0,4	0,017	0,023	0,029	0,029	0,029	0,028	0,027
	0,5	0,026	0,034	0,042	0,045	0,046	0,046	0,044
	0,6	0,035	0,045	0,056	0,061	0,062	0,063	0,064
	0,7	0,044	0,055	0,067	0,074	0,078	0,080	0,087
	0,8	0,048	0,061	0,073	0,084	0,089	0,095	0,105
	0,9	0,044	0,055	0,067	0,079	0,086	0,093	0,109
1	0,1	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000
	0,2	0,003	0,004	0,004	0,003	0,003	0,003	0,002
	0,3	0,007	0,008	0,008	0,007	0,006	0,005	0,004
	0,4	0,013	0,014	0,014	0,012	0,011	0,010	0,008
	0,5	0,018	0,019	0,020	0,018	0,016	0,015	0,013
	0,6	0,024	0,026	0,027	0,024	0,023	0,022	0,019
	0,7	0,028	0,030	0,032	0,031	0,029	0,028	0,028
	0,8	0,029	0,034	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
	0,9	0,024	0,029	0,033	0,037	0,038	0,039	0,040
2	0,1	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	0,2	0,002	0,002	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
	0,3	0,004	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001
	0,4	0,007	0,006	0,005	0,005	0,004	0,003	0,002
	0,5	0,010	0,009	0,007	0,006	0,005	0,004	0,003
	0,6	0,013	0,011	0,009	0,007	0,006	0,006	0,005
	0,7	0,015	0,014	0,012	0,011	0,010	0,009	0,007
	0,8	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,011	0,010
	0,9	0,013	0,014	0,015	0,015	0,014	0,013	0,011

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	δ
4	0,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	0,2	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
	0,3	0,002	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,000
	0,4	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001	0,000
	0,5	0,004	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001
	0,6	0,005	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002	0,001
	0,7	0,006	0,005	0,005	0,004	0,004	0,003	0,002
	0,8	0,007	0,006	0,005	0,004	0,004	0,003	0,002
	0,9	0,007	0,006	0,006	0,005	0,005	0,004	0,003
∞	0,1— 0,9	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 3

Угол смещения φ°

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	δ
0,01	0,1	89,7	89,3	89,0	88,4	87,9	87,5	86,5
	0,2	89,6	89,2	88,9	88,3	87,8	87,4	86,4
	0,3	89,5	89,1	88,7	88,0	87,5	87,3	86,2
	0,4	89,4	88,9	88,4	87,5	87,1	86,6	85,8
	0,5	89,0	88,5	87,7	87,0	86,4	85,9	85,1
	0,6	88,4	87,7	86,6	85,8	85,2	84,8	83,9
	0,7	86,8	86,8	84,3	83,2	82,7	82,2	81,5
	0,8	81,5	79,3	77,8	76,9	76,5	76,2	75,6
	0,9	58,2	56,1	55,3	55,7	56,2	56,5	55,9
0,02	0,1	89,4	88,9	88,0	86,7	85,8	84,9	83,1
	0,2	89,3	88,8	87,8	86,5	85,5	84,6	82,8
	0,3	89,0	88,4	87,4	86,0	85,0	84,1	82,4
	0,4	88,7	88,0	86,8	85,3	84,2	83,1	81,6
	0,5	88,0	87,0	85,5	83,8	82,8	82,0	80,3
	0,6	86,7	85,3	83,3	81,3	80,5	79,8	78,1
	0,7	83,6	81,2	78,5	76,6	75,9	75,2	73,8
	0,8	73,8	71,0	68,6	66,4	65,8	65,4	64,6
	0,9	42,8	40,3	41,1	42,2	42,8	43,3	43,7
0,04	0,1	88,7	87,8	86,1	83,5	81,8	80,1	76,4
	0,2	88,5	87,6	85,6	82,9	81,2	79,5	75,9
	0,3	88,2	87,0	84,9	82,1	80,2	78,3	75,1
	0,4	87,5	85,9	83,6	80,6	78,7	76,8	73,8
	0,5	86,1	84,2	81,1	77,8	75,9	74,3	71,6
	0,6	83,5	80,4	76,9	73,6	71,9	70,4	68,1
	0,7	77,6	73,1	69,1	66,3	65,0	63,8	62,0
	0,8	61,5	55,7	54,0	52,8	52,5	52,2	51,6
	0,9	30,9	29,6	30,6	32,0	32,5	33,7	34,0

Продолжение

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
0,07	0,1	87,8	86,3	83,2	78,8	75,7	72,7	67,0
	0,2	87,4	85,6	82,4	77,9	74,8	71,6	66,5
	0,3	86,8	84,8	81,1	76,3	73,3	70,2	65,4
	0,4	85,6	82,9	78,9	73,7	71,0	68,4	63,7
	0,5	83,2	79,7	74,8	69,7	67,2	64,3	61,1
	0,6	78,8	74,3	68,6	62,0	61,8	60,6	57,0
	0,7	69,3	62,0	58,7	55,2	53,9	52,6	50,9
	0,8	50,2	45,6	43,3	42,3	42,2	42,0	41,7
	0,9	24,4	23,6	24,5	25,5	26,2	26,7	27,9
0,1	0,1	86,8	84,4	80,3	74,2	69,9	65,5	58,9
	0,2	86,3	83,6	79,2	72,7	68,9	64,7	58,3
	0,3	85,4	82,2	77,4	71,0	67,1	63,3	57,3
	0,4	83,8	80,2	74,4	67,4	64,4	61,2	55,7
	0,5	80,5	75,9	69,5	63,3	60,1	57,4	53,1
	0,6	74,4	68,5	62,0	56,6	54,5	52,7	49,4
	0,7	62,9	56,6	51,5	48,2	46,8	45,6	43,9
	0,8	43,5	39,6	37,3	36,5	36,4	36,3	35,9
	0,9	21,2	20,3	21,4	22,3	22,8	23,6	24,4
0,2	0,1	83,7	79,3	70,9	59,7	54,3	49,5	39,8
	0,2	82,7	77,6	69,3	58,3	53,2	48,3	39,6
	0,3	80,9	75,2	66,4	56,3	51,3	47,2	39,2
	0,4	77,8	71,5	62,1	53,0	48,6	44,6	38,4
	0,5	72,1	65,1	55,8	48,2	44,6	41,9	36,9
	0,6	63,2	56,2	47,9	42,1	39,9	38,1	34,7
	0,7	49,5	43,3	38,5	35,3	34,0	32,9	31,1
	0,8	32,6	29,0	27,7	27,1	26,6	26,4	25,9
	0,9	16,3	16,1	16,3	16,4	17,2	17,6	18,6
0,5	0,1	74,4	65,0	49,6	35,7	30,2	25,5	18,5
	0,2	72,4	63,2	47,9	34,7	29,8	25,1	18,6
	0,3	68,9	58,7	45,0	33,6	28,8	24,6	18,7
	0,4	63,6	53,3	41,0	31,0	27,4	24,4	18,7
	0,5	55,6	45,8	36,0	28,2	25,3	22,6	18,5
	0,6	45,5	36,6	30,5	25,3	22,8	20,5	17,9
	0,7	33,9	28,3	24,4	21,3	19,8	18,7	16,7
	0,8	22,4	19,7	17,9	16,4	15,8	15,4	14,5
	0,9	11,8	11,2	11,0	10,9	10,8	10,8	10,8
1	0,1	60,9	45,0	31,4	21,8	17,9	14,6	9,5
	0,2	58,6	43,2	30,3	21,2	17,5	14,4	9,5
	0,3	54,5	40,6	28,4	20,1	16,8	14,0	9,6
	0,4	48,8	36,5	25,9	18,7	15,9	13,5	9,7
	0,5	41,4	31,2	22,8	17,1	14,7	12,7	9,6
	0,6	33,3	25,3	19,5	15,3	13,3	11,6	9,4
	0,7	24,8	19,6	15,8	12,6	11,6	10,5	8,9
	0,8	16,6	12,1	11,9	10,4	9,5	8,8	7,9
	0,9	9,0	8,0	7,5	7,2	7,0	6,6	6,1

Продолжение

$\lambda = L/D$								
χ	ε	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	∞
2	0,1	42,7	28,3	18,5	14,3	12,3	9,8	4,8
	0,2	40,7	26,3	17,8	13,8	11,7	9,5	4,8
	0,3	37,5	24,0	16,7	13,3	11,4	9,3	4,8
	0,4	33,3	20,5	15,2	12,0	10,3	8,6	4,8
	0,5	28,1	17,5	13,4	10,5	9,2	7,6	4,8
	0,6	22,7	14,5	11,5	9,3	8,2	7,2	4,7
	0,7	17,1	11,2	9,4	7,6	6,7	6,0	4,5
	0,8	11,8	8,6	7,2	6,1	5,6	5,0	4,0
	0,9	6,6	5,5	4,7	4,2	3,8	3,6	3,1
4	0,1	25,7	16,2	12,0	8,6	7,0	5,5	2,4
	0,2	24,6	15,3	11,4	8,2	6,6	5,2	2,4
	0,3	22,6	14,4	10,6	7,6	6,3	4,8	2,4
	0,4	20,1	13,3	9,8	7,3	6,0	4,6	2,4
	0,5	17,1	11,6	9,0	6,8	5,5	4,3	2,9
	0,6	14,1	9,7	7,9	5,9	4,8	3,7	2,4
	0,7	14,0	7,4	6,3	5,0	4,2	3,3	2,2
	0,8	7,6	5,2	4,7	4,0	3,5	3,0	2,0
	0,9	4,6	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,6
∞	0,1— 0,9	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. При $\chi \rightarrow 0$ и $\varepsilon = 0,1 \div 0,9$ $\varphi = 90^\circ$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И., Шейнберг С. А. Скоростные опоры скольжения с воздушной смазкой. «Вестник машиностроения», 1950, № 8.
2. Березин Н. Е., Жидков Н. П. Методы вычислений. Т. II. М., Физматгиз, 1960.
3. Бургвиц А. Г., Завьялов Г. А. Приближенное интегрирование уравнений Прандтля неустановившегося движения газовой смазки. «Машиноведение», 1966, № 3.
4. Drescher N. Luftgeschnierte Lager. Verein deutschen Ingenieure, 1953, 95, № 35.
5. Зоммерфельд А. К гидродинамической теории смазки. Сб. «Гидродинамическая теория смазки». Под ред. акад. Л. С. Лейбензона. Л., Гостехиздат, 1934.
6. Кальван В. А., Табачников Ю. Б. Новый прибор для измерения динамического момента трения в малогабаритных скоростных радиально-упорных шарикоподшипниках. Труды ВНИИПП, 1967, № 2.
7. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959.
8. Крылов А. Н. и Крутков Ю. А. Общая теория гироскопов. М., Изд. АН СССР, 1932.
9. Ларсон Р. Н. и Ричардсон Н. Н. Предварительное изучение неустойчивости типа блуждания газовых подшипников с внешним поддувом. Т. 84, серия Д, «Техническая механика», 1962, № 4.
10. Лемон Д. Р. Аналитическое и экспериментальное изучение радиальных подшипников скольжения с воздушной смазкой под давлением. Серия Д. «Техническая механика», 1962, № 4.
11. Мичель А. Смазка плоских поверхностей. Сб. «Гидродинамическая теория смазки». Под ред. Л. С. Лейбензона. Гостехиздат, 1934.
12. Осмен Д. С. Теория устойчивости рн-линеаризованного приближения для переносного полустатического блуждания вала в длинных самогенерирующих подшипниках скольжения с газовой смазкой. Т. 85, серия Д. «Техническая механика», 1963, № 4.
13. Осмен Дж. С. Улучшенное аналитическое решение для самоустанавливающихся газовых подшипников скольжения конечной длины. Серия Д. «Техническая механика», 1961, № 2.
14. Подшипники с газовой смазкой. Пер. с английского. М., «Мир», 1966.
15. Табачников Ю. Б. Плоские аэроэстатические опоры металлорежущих станков и приборов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук, М., 1967.
16. Уилкок. Расчет и характеристики сферических газовых подшипников с внешним поддувом для стэнда, моделирующего вращение летательного аппарата вокруг центра масс. «Теоретические основы инженерных расчетов», № 3, 1965. «Мир».
17. Форд Г., Харрис Д. и Пентол Д. Принципы и применения подшипников гидродинамического типа с газовой смазкой. Сайентифик Лубрикейшен, 1956, 8, стр. 32.
18. Френкель Н. З. Гидравлика. М., Госэнергоиздат, 1956.
19. Шайрс Дж. Расчет подшипников с внешним поддувом. Подшипники с газовой смазкой. М., «Мир», 1966.
20. Шейнберг С. А. Основы теории и расчета аэродинамических опор. Автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук. М., 1949.
21. Шейнберг С. А. Экспериментальное исследование аэродинамических опор скольжения. «Трение и износ в машинах». Вып. VI. Изд. АН СССР, 1950.
22. Шейнберг С. А. Виброустойчивость подшипников с газовой смазкой. «Вестник машиностроения», 1961, № 6.
23. Шейнберг С. А. Газовая смазка подшипников скольжения (теория и расчет). «Трение и износ в машинах». Вып. VIII. Изд. АН СССР, 1953.
24. Шейнберг С. А. и Шустер В. Г. Виброустойчивый аэроэстатический подпятник. «Станки и инструмент», 1960, № 11.
25. Шейнберг С. А. Современные высокоскоростные машины с аэродинамическими опорами. Сб. «Передовой научно-технический опыт», № 58—432/18. ВИНТИ, 1958.
26. Шейнберг С. А. Полускоростной вихрь в аэродинамических подшипниках. «Станки и инструмент», 1965, № 2.
27. Шейнберг С. А., Табачников Ю. Б. О расчете плоских аэроэстатических направляющих. «Станки и инструмент», 1967, № 6.
28. Шейнберг С. А. Электрошпиндели на подшипниках с воздушной смазкой и опыт их эксплуатации. «Станки и инструмент», 1967, № 6.
29. Шустер В. Г. Об устойчивости ротора в некруглых аэродинамических подшипниках. Сборник работ аспирантов ЭНИМСа, М., ЭНИМС, 1969.
30. Шустер В. Г. Об устойчивости ненагруженного шипа в некруглом аэродинамическом подшипнике бесконечной длины. Доклады на совещании по газовой смазке подшипников 12—14-го февраля 1968 г. Изд. Института машиноведения. М., 1968.
31. Castelli V., Elrod H. G. Solution of the stability problem for 360° self-acting, gas-lubricated bearings. Trans. ASME series D, March 1965, p. 199.
32. Chung H. S., Pan C. H. T. Stability analysis of gas-lubricated self-acting, plain, cylindrical, Journal bearings of finite length, using Galerkin's method. Trans. ASME series D, March 1965, p. 185.
33. Chung H. S., Trumler P. R. Stability of the high-speed journal bearing under steady load. 2. The compressible film. Trans. ASME, series B, vol. 85.
34. Constantinescu V. N. Lubrificatia cu gaze. Bucuresti, 1963.
35. Dolezalek C. M. Untersuchungen an einer ebenen, luftgelagerten Schlittenführung für hohe Belastung. Technische Hochschule Stuttgart, 1966.
36. Elrod H. G. and Burgdorfer A. Refinements of the theory of the infinitely-long, self-acting, gas-lubricated Journal bearing. I Inter. Symposium on gas bearings, 1959. October 26—28, pp. 93—118. Washington.
37. Fourth biannual gas bearing symposium. University of Southampton. England, 1969.
38. Gobert G. Französische Entwicklungen auf dem Gebiet der Luftschmierung von Lagern. Industrie-Anzeiger, 1965, Bd. 87, à 16, S. 271—277.
39. Gobert G. Contribution experimentale à l'étude des paliers a'gaz. These doct. Fac. sci. University, Paris, 1962, 95 p.
40. Gross W. A. Numerical analysis of gas lubricating films. First International Symposium on Gas Lubrication.
41. Gunter. The effects of speed, load and film thickness on the performance of gas-lubricated, tilting-pad Journal bearings. Trans. ASLE, 7, 353—365, 1964.
42. Harrison W. J. The hydrodynamic theory of lubrication with special reference to air as a lubricant. Trans. Cambr. Phil. Soc. 22, 39, 1913.
43. Harold W. Bredin, «Hydrostatic bearings—design and application» Machinery and Production Engineering, April 13, 1966.

44. Kahlert W. Der Einfluss der Trägheitskräfte bei der hydrodynamischen Schmiermitteltheorie, Ing., Arch., 16, 1948, S. 321.
45. Kao H. C. The theory of self-acting gas-lubricated bearings with heat transfer through surfaces, ASME Paper 62-Lub.
46. Keogh C. J. «Air bearing grinding machines prove their case». Metal-working Production, 11 January 1967.
47. Kingsbury A. Experiments with an air-lubricated bearing. J. Am. Soc. nav. Engrs., 9, 267, 1897.
48. Kochi K. Characteristics of a self-lubricated stepped thrust pad of infinite width with compressible lubricant. Journal of Basic Engineering, June 1959.
49. Laub J. H., Norton R. H. Externally pressurized spherical gas bearings. Jet Propulsion Laboratory TR-32-1, April, 1960.
50. Laub J. H. Elastic orifices for gas bearings. Transactions of the ASME, 1960, Dec., Ser D, vol. 82, p. 980.
51. Laub J. H. Externally pressurized Journal gas bearings. ASLE-Transactions, 1961, III, vol. 4, NO 1, p. 156-171.
52. Laub J. H. Gas lubrication in instruments and control devices. I. S. A.—Transaction, 1962, X, vol. 1, NO 4, p. 305-314.
53. Laub J. H., Gross W. A. Hydrostatic gas bearings. Transactions of the ASME, 1960, vol. 82, ser. D, № 2, p. 276-286.
54. Lehmann R. Experience with air bearings. Feingerätetechnik, 1960, № 4, S. 166.
55. Lehmann R., Wiemer A. Luftlager. Feingerätetechnik, 1962, № 4, S. 151-160.
56. Lehmann R., Pitch R., Wiemer A. Grundlagen für die Berechnung der Strömungsvorgänge in luftgeschmierten Gleitlagern mit geringer Gleitgeschwindigkeit. Feingerätetechnik, 1963, Bd. 12, № 8.
57. Lehmann R., Wiemer A., Ender H. Die Gestaltung von plattenartigen ebenen Luftlagern. Feingerätetechnik 1960, Bd 9, № 11.
58. Licht L., Elrod H. G. A Study of the Stability of Externally Pressurized Gas Bearings. Transactions of the ASME, series E, № 2, 1960.
59. Licht L. Air-hammer instability in pressurized Journal gas bearings. Transactions of the ASME, 1961, ser. D, vol. 83, № 2.
60. Licht L., Elrod H. G. Experimental study of the stability of an externally—pressurized, gas—lubricated thrust bearing. Transactions of the ASME, 1966, III, ser. E, vol. 33.
61. Licht L., Fuller D. D., Sternlicht B. Self-excited vibrations of the air—lubricated thrust bearing. Transactions of the ASME, February 1958.
62. Loch E. Pneumatisch erregte Schwingungen in statischen Gaslagern. Konstruktion, Bd. 15, № 8, 1963.
63. Luftgelagerten Prehtisch für Rundlandmessungen. Technica № 21, 1966.
64. Mabry S. Phillips. Moment of inertia system. Instruments & Control systems, vol. 39, № 11, November, 1966.
65. Macks E. F. Gas lubrication of bearings at very high temperatures and high speeds and low lubricant flow rates. Tribology Labs. Progr. rep. № 1, Feb. 1961. June 1961.
66. Mueller P. M. Air Lubricated bearings. Product Engineering, August 1951.
67. O'Shea J. A. Air bearing enhance gyro testing. Missiles & Rockets, October 16, 1961.
68. Piggot J. D. and Macks E. F. Air bearings studies at normal and elevated temperatures. Lubrication Engineering, February 1954.
69. Raimondy A. A. A numerical solution for the gas—lubricated full Journal bearing of finite length. ASLE Trans., 4, 131-155, 1961.
70. Recent advances by Westwind turbines. Machinery & Production Engineering, July 27, 1966.
71. Richardson H. H. Static and dynamic characteristics of inherently compensated gas bearings. Trans. ASME, vol. 80, 1958, pp. 1503-1509.

72. Robert L. Grossman Application of flow and stability theory to the design of externally pressurized spherical gas bearings. Papers of the ASME, 62, Lub 2.
73. Robinson C. H., Sterry F. The static strength of pressure fed gas Journal bearings, jet bearings, AERE, rept, R/R, 2642, Sept. 1958.
74. Rotair air bearing rotary tables. American Machinist, May 23, 1966.
75. Scoles C. A. Pneumatic roundness measuring instruments. Machinery, vol. 96, № 26, 1960.
76. Scoles C. A., Wunsch H. L. The use of air bearings in grinding machines, NEL Report, № 156, 1964.
77. Scoles C. A. The performance of hydrostatic slideway bearings in a milling machine. NEL Report, March 1962.
78. Whipple R. Theory of spiral grooved thrust bearing with liquid or gas lubricant. AERE, HURWELL, T/R 622, 1951.
79. Wightman L. E. Air driven spinners. Machine Design, May 1948.
80. Wildman M. Gas—lubricated stepped thrust bearing. Journal of Basic Engineering, March 1965, pp. 213-229.
81. Wildman M., Grooved plate, gas lubricated thrust bearings with special reference to the spiral grooved bearing. ASME, Paper 64-LUB-25.
82. Wunsch H. L. The application of pressurized air bearings to measuring instruments and machine tools, NEL Report, № 93, July 1963.
83. Wunsch H. L., Mech E. Frictional Torque in small ball bearings at high speeds. Power Transmission, December, 1962.
84. Wunsch H. L., Nimmo W. M. The rotational accuracy of air Journal bearings. Machine Shop, November, 1964.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Глава I. Конструкция высокоскоростных шпиндельных узлов	7
Электрошпиндели	9
Пневмощпиндели	12
Сверхскоростной пневмощпиндель (150—300 тыс. об/мин)	16
Фрезерная головка	18
Глава II. Техкология изготовления и эксплуатация высокоскоростных узлов	20
Точность изготовления и балансировки	20
Монтажно-регулирующие элементы	23
Устройство подшипника	24
Выверка соосности подшипников	28
Беззазорная посадка щитов в корпусе	29
Особенности изготовления и сборки шпиндельных узлов	30
Очистка сжатого воздуха	31
Глава III. Источники неустойчивости вала в аэродинамических подшипниках и способы стабилизации	36
Полускоростной вихрь	36
Циркулярный подшипник	45
Синхронный вихрь от дисбаланса	51
Короткий циркулярный подшипник	54
Стабилизация нагружением	62
Источники вибрации и их устранение	67
Точность динамической балансировки	68
Разбалансировка сменными насадками	69
Разбалансировка при вращении	70
Ложный дисбаланс	72
Собственная частота вала	72
«Пневмомолоток» подпятников	73
Глава IV. Вывод уравнений газовой смазки	77
Вязкость газов	77
Уравнения газовой смазки для общего и частных случаев	82

Глава V. Теория подшипника бесконечной длины (плоская задача) в стационарном режиме работы 94

Решение уравнения в безразмерных параметрах	94
Предельный случай $\chi \rightarrow \infty$	104
Предельный случай $\chi \rightarrow 0$	113
Вычисление безразмерных характеристик	119

Глава VI. Теория и расчет подшипника конечной длины в стационарном режиме работы 126

Решение уравнения в безразмерных параметрах	126
Предельный случай $\chi \rightarrow \infty$	133
Предельный случай $\chi \rightarrow 0$	135
Подшипник с оптимальным зазором	140
Расчет аэродинамического подшипника	146
Влияние сил инерции на подъемную силу и устойчивость аэродинамического подшипника	152

Глава VII. Теория и расчет устойчивости ненагруженного вала в подшипниках с циркулярным поддувом 169

Цилиндрический вихрь	169
Конический вихрь	172
Расчет устойчивости	175

Глава VIII. Теория и расчет устойчивости нагруженного вала в аэродинамических подшипниках 180

Дифференциальное уравнение плоской задачи нестационарного процесса газовой смазки	180
Уравнения движения	182
Метод малых возмущений	183
Определение порога устойчивости	187
Расчет устойчивости нагруженного ротора	191
Устойчивость ротора в некруглых подшипниках	194

Глава IX. Аэродинамические подпятники 198

Плоская клиновидная опора бесконечной длины	199
Ступенчатая опора бесконечной длины	212
Спиральный подпятник	223

Глава X. Результаты экспериментального исследования неустойчивости 226

Аппаратура и методика экспериментального исследования	226
Испытательный стенд	236
Результаты исследования	238

Глава XI. Конструкции узлов на аэростатических направляющих	261
Стенды и приборы специального назначения	261
Металлорежущие станки	263
Измерительные приборы	270
Типовые конструкции аэростатических направляющих	275
Глава XII. Виброустойчивость аэростатических направляющих	283
«Пневмомолоток» в аэростатических направляющих	283
Методы борьбы с вибрациями типа «пневмомолоток»	289
Глава XIII. Теория и расчет аэростатических опор	293
Одноканавочная плоская аэростатическая опора	293
Двухканавочная плоская аэростатическая опора	301
Радиальная опора	304
Пористый плоский подпятник	311
Литература	328

Соломон Айзикович ШЕЙНБЕРГ
Виктор Петрович ЖЕДЬ
Михаил Дмитриевич ШИШЕЕВ

ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ
С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

Технический редактор А. Ф. Уварова
Переплет художника Ю. И. Соколова
Редактор издательства И. И. Лесниченко
Корректор Ю. Н. Рыбакова

Сдано в производство 10/VI 1969 г.
Подписано к печати 17/X 1969 г. Т-13744
Тираж 4000 экз.
Печ. л. 21. Бум. л. 10,5. Уч.-изд. л. 19,5
Формат 60 × 90^{1/16}. Цена 1 р. 18 к. Заказ 818

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная типография ВНИИ полиграфии
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва, К-51, Цветной бульвар, 30