



БИБЛИОТЕКА ПРИBOROCTPOИTEЛЯ



Ю. М. ХАНДЕЛЬСМАН

КАМНЕВЫЕ ОПОРЫ



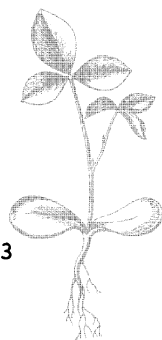
БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ



Ю. М. ХАНДЕЛЬСМАН

КАМНЕВЫЕ ОПОРЫ

Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1973



Scan AAW

Хандельсман Ю. М. Камневые опоры. М., «Машиностроение», 1973, с. 152.

В брошюре содержатся сведения о физико-механических, фрикционных и технологических свойствах камневых материалов; она знакомит читателя с основными и дополнительными формами камней, дает представление о путях снижения и стабилизации трения в камневых опорах. Значительное внимание уделено вопросам смазки, приводятся аналитические зависимости, позволяющие оценить надежность фиксации масла в опорах и рассчитать его оптимальную дозу.

Материал, содержащийся в первых четырех главах, позволяет при проектировании учесть многочисленные факторы, не отраженные в расчетных формулах, но оказывающие определенное влияние на основные характеристики опор (смазка, шероховатость трущихся поверхностей, ориентация оптической оси кристалла и т. д.).

Последние главы посвящены собственно проектированию и расчету различных типов камневых опор. В этих главах рассмотрены способы закрепления камней, даны рекомендации по выбору основных параметров, приведены типовые конструкции камневых опор скольжения и качения.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников конструкторских бюро, лабораторий приборостроительных заводов и научно-исследовательских институтов. Табл. 31. Ил. 71. Список лит. 61 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф. **А. Я. Ростовых**

X $\frac{3133-308}{038(01)-73}$ 308—73

© Издательство «Машиностроение»

ПРЕДИСЛОВИЕ

Миниатюрные опоры являются распространенными и важными узлами многих приборов (часов, гироскопов, акселерометров, электрических счетчиков, расходомеров, тахометров и т. д.). Они часто определяют выходные параметры и надежность функционирования этих устройств. Камневые опоры, составляющие специфическую группу узлов трения, применяются в наиболее ответственных прецизионных приборах. Главные преимущества таких опор состоят в их высокой износостойкости и стабильности фрикционных характеристик. До сих пор количество камней в часах (так называют подшипники и другие элементы опор, изготовленные из минералов) является одним из критериев высокого качества.

Уменьшение габаритных размеров и усложнение условий применения при одновременном повышении требований к точности, надежности и ресурсу современных приборов вызывают необходимость более широкого применения камневых опор. Такие опоры в силу особых свойств материалов, применяемых для их изготовления, позволяют решать широкий круг инженерных задач и обеспечивать работоспособность механизмов в особо трудных условиях применения (космос, радиация, экстремальные температуры и т. д.).

В настоящее время отечественная промышленность освоила производство синтетического рубина и выпускает практически все типы камней. С переходом к массовому высокомеханизированному производству резко снизилась их стоимость — все это способствует еще более широкому использованию камневых опор в механизмах приборов.

Камневые опоры применяются очень давно. Вероятно, одно из первых упоминаний о них имеется в книге Х. Гюйгенса «Часовые колебания», опубликованной в 1673 г. Несмотря на длительность применения, сведения о камневых опорах, содержащиеся в литературе по деталям приборов, весьма ограничены и недостаточны для рационального использования и разработки новых опор, удовлетворяющих современным требованиям. До сих пор не издано монографии, посвященной этим узлам трения. Много полезной информации о таких опорах имеется в многочисленных статьях и специальной литературе по кристаллографии, физической химии, трению и другим вопросам. Однако вследствие раздробленности этого материала инженерно-технические работники в своей повседневной деятельности не могут полностью им воспользоваться.

Автор попытался в какой-то мере восполнить этот пробел, обобщив имеющийся материал по камневым опорам. В брошюре нашли отражение результаты работ, проведенных автором при исследовании и разработке камневых опор в Научно-исследовательском институте часовой промышленности (НИИЧаспром).

Первая попытка создания подобной монографии не может быть свободна от недостатков, поэтому автор с благодарностью примет любые замечания и пожелания читателей, направленные на улучшение содержания брошюры. Просьба присылать их по адресу: Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3, издательство «Машиностроение».

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- \AA — ангстрем;
 A_c — контурная площадь касания;
 a — радиус площадки контакта соприкасающихся поверхностей;
 D_3 — диаметр заплечика цапфы;
 E_1, E_2 — модули упругости материала цапфы и подшипника;
 f — коэффициент трения скольжения;
 $f_{\text{ц}}$ — коэффициент трения в цапфе;
 G — радиальная нагрузка на опору;
 g — ускорение силы тяжести;
 $H_{\text{ц}}$ — высота цапфы;
 HB — твердость по Бринеллю;
 k_{11}, k_{21} — главные кривизны поверхности;
 $M_{\text{ц}}$ — момент трения в цапфе;
 m — расстояние между граничными поверхностями капиллярного зазора опоры у периметра смачивания в масленке;
 N — перегрузка, а также число, показывающее, во сколько раз действующее давление больше гидростатического;
 $[N]$ — допускаемое значение перегрузки;
 n — расстояние между граничными поверхностями капиллярного зазора опоры у периметра смачивания заплечика цапфы;
 P — осевая нагрузка на опору;
 p — давление;
 Q — усилие срабатывания ПУ;
 q_0 — наибольшее давление в контакте;
 $[q_0]$ — допускаемое наибольшее давление в контакте;
 R_z — высота неровностей (ГОСТ 2789—59);
 r — радиус отверстия камня и периметра смачивания;
 r' — радиус сферической поверхности образца;
 r_n — радиус сферической поверхности пяты цапфы;
 $r_{\text{ц}}$ — радиус цапфы;
 S — площадь поверхности подвижного элемента опоры, смоченная маслом;
 T — усилие предварительного натяжения пружины;
 U — объем масла в опоре;
 v — скорость;
 W_x — момент сопротивления опасного сечения цапфы;
 y — смещение оси;

- Z — удельная маслосъемность;
- $[Z]$ — допускаемое значение удельной маслосъемности;
- γ — плотность;
- δ — смещение периметра смачивания;
- Δ — зазор между камнями;
- Δ_0 — осевой зазор;
- Δ_r — радиальный зазор;
- ε — относительная износостойкость;
- η — вязкость;
- η^* — упругая постоянная соприкасающихся тел;
- θ — краевой угол смачивания;
- ν — угол трения;
- μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов цапфы и подшипника;
- ρ — радиус кривизны мениска;
- σ — поверхностное натяжение;
- $\sigma_{\text{н}}$ — максимальное напряжение изгиба;
- $[\sigma_{\text{н}}]$ — предел прочности на изгиб;
- $[\sigma_r]$ — предел прочности на растяжение;
- $[\sigma_c]$ — предел прочности на сжатие;
- ψ — относительный зазор;
- $\Omega_{\text{л}}$ — сопротивление закритическому смещению масла (лапласовская составляющая);
- \perp — знак перпендикулярности;
- \parallel — знак параллельности.

Принятые сокращения терминов

- КО — камневые опоры;
- МУО — маслоудерживающие опоры;
- ПАВ — поверхностноактивные вещества;
- ПУ — противоударное устройство;
- МОС — миниатюрные опоры скольжения.

СВЕДЕНИЯ О МАТЕРИАЛАХ КАМЕННЫХ ОПОР

Подшипники и другие элементы каменных опор изготавливают из минералов, которые имеют преимущественно кристаллическое строение. Кристаллом называется однородное твердое тело, имеющее закономерно-прерывное внутреннее строение и ограниченное плоскими гранями. Особые свойства материалов каменных опор объясняются прежде всего их кристаллическим строением.

1. СВЕДЕНИЯ ИЗ КРИСТАЛЛОГРАФИИ

Плоские грани кристаллов (рис. 1) пересекаются под некоторыми определенными для каждого данного рода кристалла углами [6]. Тот факт, что у данного рода кристаллов эти углы принимают лишь некоторые определенные характерные значения, является несомненным признаком того, что кристаллы анизотропны. Анизотропность кристаллов, т. е. зависимость их свойства от направления, является их характерной чертой, хотя эта анизотропность у разных кристаллов и в отношении различных свойств выражается неодинаково. Она проявляется в первую очередь в некоторых механических свойствах и сказывается на величине деформации под действием силы, прочности на разрыв, тепловом расширении, теплопроводности, диэлектрической проницаемости или показателе преломления. Все эти свойства, замеренные на разных кристаллографических гранях, оказываются неодинаковыми.

Таким образом, существуют особые кристаллографические направления и кристаллографические плоскости, в которых физические свойства кристаллов оказываются определенными.

Отдельный кристалл, в пределах которого кристаллографические направления сохраняются, называется монокристаллом. Монокристалл обладает важным свойством — однородностью, под которой понимается одинаковость физических и химических свойств самого кристалла и любой его части. Части кристалла одинаковой формы и одинаково ориентированные в пространстве, вырезанные в разных местах кристалла, обладают одинаковыми с ним свойствами.

С молекулярной точки зрения описанные выше и другие свойства кристаллов объясняются правильным пространственным расположением частиц, из которых состоит кристалл. Эта правильность представляет собой периодическую структуру или кристаллическую пространственную решетку, в которой центры атомов (ионов или молекул) образуют ее узловые точки или узлы решетки.

ки (рис. 2). Число возможных расположений узлов в решетках, т. е. возможных кристаллических структур, в основном определяет различие в свойствах кристаллов.

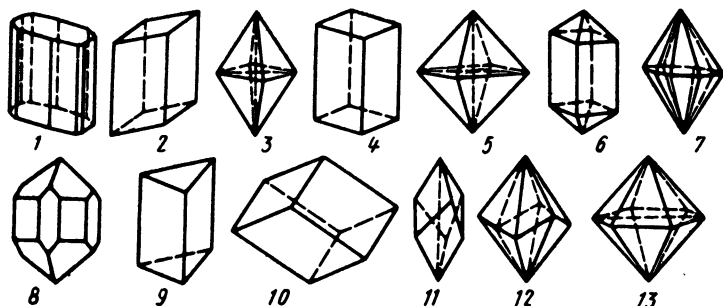


Рис. 1. Формы кристаллов:

1 — кристалл-комбинация шести пинакоидов; 2 — моноклинная призма; 3 — ромбическая дипирамида; 4 — ромбическая призма; 5 — тетрагональная дипирамида; 6 — тетрагональная призма и дипирамида; 7 — дитетрагональная дипирамида; 8 — кристалл-комбинация тетрагональной дипирамиды одного и двух тетрагональных призм; 9 — тригональная призма; 10 — ромбоэдр; 11 — тригональный трапецоэдр; 12 — дитригональный скаленоэдр; 13 — гексагональная дипирамида

Важнейшим геометрическим свойством кристаллов, кристаллических решеток и их элементарных ячеек является симметрия. Плоскостью симметрии называется воображаемая плоскость, рас-

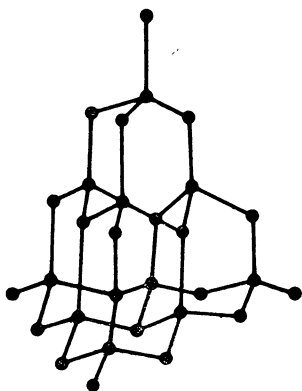


Рис. 2. Пространственная структура, образуемая атомами с тетраэдрическими связями (структура алмаза)

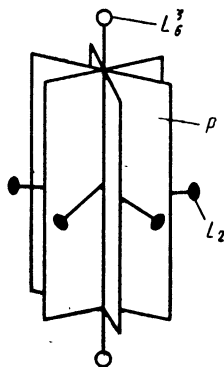


Рис. 3. Элементы симметрии кристаллов корунда

секающая кристалл таким образом, что одна часть кристалла является как бы зеркальным отображением другой. У кристалла мо-

жет быть несколько плоскостей симметрии, каждая из которых обозначается буквой P с соответствующим индексом (рис. 3).

Осью симметрии называется такая прямая, при повороте вокруг которой на 360° кристалл несколько раз совмещается всеми своими точками с первоначальным положением в пространстве.

Е. С. Федоров установил наличие 230 возможных видов симметрии правильных систем фигур путем разделения всего пространства на многогранники [6]. Все эти виды разделяются на 32 класса, объединяемые в семь систем, или «сингоний»: 1 — кубическую; 2 — гексагональную; 3 — тригональную; 4 — тетрагональную; 5 — ромбическую; 6 — моноклинную 7 — триклинную. Некоторые сингонии делятся на подсингонии, а 2 и 3-я сингонии обычно соединяются в одну и рассматриваются как подсингонии. На рис. 1 показаны формы кристаллов. В частности, корунд с его разновидностями — рубином и сапфиром, кристаллизуется в тригональной подсингонии, к которой относятся кристаллы, имеющие форму тригональной призмы, ромбоэдра, тригонального трапецоэдра и др. (рис. 1, поз. 9, 10, 11).

2. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МИНЕРАЛОВ

Минералы представляют собой продукты природных физико-химических процессов, протекающих в различных областях земной коры [6]. Они обладают характерными физическими свойствами и химическим составом либо вполне постоянным, либо колеблющимся в определенных пределах. Для изготовления приборных камней применяют искусственные минералы: корунд и его разновидности — рубин, сапфир и шпинель, а также естественные минералы: агат, шпинель, яшму и в некоторых случаях алмаз. В последнее время ведутся работы по замене минералов специальными сортами стекла — ситаллами.

Требования к каменным материалам диктуются служебными свойствами камней и условиями их изготовления. Такие материалы должны обладать высокой износостойкостью, низким коэффициентом трения в паре с материалом цапфы или другого трущегося элемента опоры, высокой твердостью, достаточной прочностью, химической стойкостью, однородностью, малой хрупкостью, хорошей обрабатываемостью. В отдельных случаях к каменным материалам предъявляются дополнительные требования, такие как стойкость к термоударам, радиационная стойкость и др.








Корунд. Минерал корунд представляет собой химическое соединение алюминия с кислородом [32]. Он обычно содержит примеси окиси железа (1—2%), а иногда окись хрома. Физико-механические свойства корунда указаны в табл. 1.









Кристаллы корунда обладают остро пирамидальной боченковидной и ромбоэдрической формой и имеют зеркальную поворотную ось шестого порядка L_6^3 и три ссы второго порядка L_2 , перпендикулярные к L_6^3 . Оси L_2 составляют между собой углы 60° . Плоскости симметрии P делят углы между осями L_2 пополам (см. рис. 3). Ось L_6^3 является также оптической и называется главной осью кристалла.




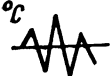
В природе встречаются три разновидности корунда, отличающиеся по цвету, чистоте, структуре и твердости: благородные корунды (рубин, сапфир), обыкновенные корунды и наждаки.

Таблица 1



Физико-механические свойства корунда

Наименование свойств корунда	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Химическая формула		Al_2O_3
Кристаллографическая группа		Ромбоэдрическая сингония
Постоянные решетки		$a - 4,76\text{\AA}$ (при 31°C) $c - 12,99\text{\AA}$ (при 31°C)
Точка плавления		2030°C
Твердость: по шкале Мооса на приборе ПМТ-3		$(1,86 - 2,75) \cdot 10^9 \text{ н/см}^2$ Твердость образца, замеренная \perp оптической оси кристалла, выше, чем твердость, замеренная \parallel оптической оси
Удельный вес		$3,9 \cdot 10^{-3} \text{ н/см}^3$
Водопоглощение		0%

Наименование свойств корунда	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Удельная теплота		0,755 дж/град (25° С)
Химическая стойкость		От кислот и NaOH не разъедается. От плавиковой кислоты (HF) при температуре выше 300° С разъедается
Коэффициент линейного расширения при (50° С)		$6,7 \cdot 10^{-6}$ 1/град — оптической оси кристалла; $5,0 \cdot 10^{-6}$ 1/град — ⊥ оптической оси кристалла
Проницаемость для инфракрасных лучей		83% (при 10 000Å) для толщин от 5 мм
Относительный показатель преломления при длине волны света 5890Å, 20° С		1,768 оптической оси кристалла; 1,760 ⊥ оптической оси кристалла
Диэлектрическая проницаемость		$(6,63-8,85)10^{-11}$ ф/м
Коэффициент теплопроводности		$0,0335 \cdot 10^3$ вт/(м·град) (120° С) $0,0419 \cdot 10^3$ вт/(м·град) (20° С) $58,7520 \cdot 10^3$ вт/(м·град) (-220° С)
Точка размягчения		1800° С; при этой температуре корунд теряет свою жесткую структуру и может деформироваться

Наименование свойств корунда	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Сопротивление в радиоактивном водяном паре		500° С при 1765 н/см ²
Механические свойства		<p>Коэффициент Пуассона 0,3 Модуль упругости в 10⁷ н/см² 3,44—3,83 средние значения при 0°С—3,58; 500°С—3,52; 1000°С—3,19 Предел прочности на сжатие в 10⁶ н/см² 2,06 средние значения при 0°С—2,46 400°С—1,77 800°С—1,08 Предел прочности на растяжение в 10⁴ н/см² 1,875 средние значения при 0°С—1,92 400°С—1,86 800°С—1,83 Предел прочности на изгиб в 10⁴ н/см² значения при 20°С максимальное — 11,78 среднее — 8,93 минимальное — 5,21</p>
Относительная твердость при механической обработке (кварц принят за 100)		2800, обработка происходит при величине зерна кварцевого песка 0,1—0,3 мм; отверстия сопла 6 мм; давлении воздуха 15 н/см ² ; продолжительности 6 мин; расстоянии между соплом и объектом 40 мм; площади испытуемой поверхности объекта 0,5 мм ²
Сопротивление тепловым ударам		1000° С за несколько минут

Продолжение табл. 1

Наименование свойств корунда	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Электрическое сопротивление		2131° С, оптической оси кристалла; 1214° С, ⊥ оптической оси кристалла. При указанных температурах сопротивление составляет 10^6 ом
Удельное сопротивление		При 500° С 10^{11} ом/см ; при 1000° С 10^6 ом/см ; при 2000° С 10^8 ом/см
Проницаемость радиоактивных лучей		Проницаем для длин волн от 0,001 мм и меньше

Наряду с природным корундом существует искусственный корунд, получаемый промышленным путем. Естественный и искусственный корунды имеют одинаковый удельный вес, блеск, прозрачность, цвет и другие свойства. Несмотря на сходство, естественный корунд имеет свои особенности, например часто содержит включения (кристаллы рутила, поясные структуры). Искусственный корунд отличается повышенной хрупкостью, красящее вещество в булах (так называют искусственно выращенные кристаллы корунда) располагается полосами, булы содержат газовые пузырьки.

Экспериментально установлено, что искусственный рубин обладает большей прочностью и имеет более низкий коэффициент трения, чем естественный рубин [28]. Сопоставление твердости и износостойкости различных корундов также выявило преимущества искусственного корунда. Широкое применение камней из искусственного рубина вполне оправдывается теми преимуществами, которыми они обладают по сравнению с камнями из естественного рубина.

В свою очередь, из искусственных корундов лейкосапфир тверже, прочнее и наименее хрупок по сравнению с искусственным рубином. Искусственные кристаллы лейкосапфира по сравнению с рубином получают большей величины, более правильной формы и лучшей чистоты. Качество таких кристаллов легче контролируется.

Агат. Минерал агат представляет собой скрытокристаллическую разновидность кварца [35]. Между слоями этого минерала часто замечают слои кварца или аметиста, образующие полосы, из-за которых он получил название полосатый халцедон. Агат имеет вулканическое происхождение и практически не бывает химически чистым; он, как правило, содержит посторонние примеси, которые и обуславливают большое количество его разновидностей по окраске. Физико-механические свойства агата указаны в табл. 2. Агат применяется в менее ответственных опорах, чем корунд.

Таблица 2

Физико-механические свойства агата














Наименование свойств агата	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Химический состав		SiO_2 (96,3—98,9)% R_2O_8 (0,18—0,97)%
Твердость: по шкале Мооса на приборе ПМТ-3		6,5—7 $(0,9 \div 1,0) 10^8 \text{ н/см}^2$
Удельный вес		$(2,55 \div 2,6) 10^{-5} \text{ н/см}^3$
Водопоглощение		$(0,4—1,38)\%$
Химическая стойкость		От кислот не разъедается, кроме плавиковой (HF). Частично разъедается щелочью (NaOH)
Механические свойства		Коэффициент Пуассона — 0,32 Модуль упругости $(7,82—8,85) 10^8 \text{ н/см}^2$ Предел прочности на сжатие $(8,75 \div 11,91) 10^4 \text{ н/см}^2$ Предел прочности на изгиб $(1,7 \div 4,4) 10^4 \text{ н/см}^2$

Таблица 3

Физико-механические свойства ситалла

Наименование свойств ситалла	Условные обозначения свойств	Характеристики свойств
Химический состав		$\text{SiO}_2 - 46,0 \pm 2,0 (\%)$; $\text{Al}_2\text{O}_3 - 13,0 \pm 2,0$; $\text{Fe}_2\text{O}_3 - 3,0 \pm 1,5$; $\text{FeO} - 9,2 \pm 1,0$; $\text{CaO} - 8,6 \pm 1,0$; $\text{MgO} - 7,0 \pm 1,0$; $\text{Cr}_2\text{O}_3 - 1,0 \pm 1,0$; $\text{R}_2\text{O} - 0,5 \pm 1,0$
Твердость: по шкале Мооса на приборе ПМТ-3		$7,5$ $9,8 \cdot 10^5 \text{ н/см}^2$
Удельный вес		$(2,8 \div 2,85) 10^{-3} \text{ н/см}^3$
Водопоглощение		0,02%
Химическая стойкость		Не разъедается от серной кислоты на 99,8%, от соляной — на 99,0%
Коэффициент линейного расширения		В диапазоне температур $20 - 750^\circ \text{C}$ $(7,0 \div 9,0) 10^{-6} \text{ 1/град}$
Механические свойства		Предел прочности на изгиб $1,766 \cdot 10^4 \text{ н/см}^2$ Предел прочности на сжатие $7,84 \cdot 10^8 \text{ н/см}^2$

Для производства приборных камней агат поставляется в виде миндалины в соответствии с техническими условиями. По техническим условиям качество миндалины определяется зональной окраской, количеством трещин, массой, величиной наименьшего поперечного размера, количеством и величиной включений в теле миндалины, степенью прозрачности, тоном общей окраски и однородностью структур.

С появлением искусственного корунда и ситалла применение агата в камневой промышленности сократилось. Из агата преимущественно изготавливают камни, имеющие относительно большие геометрические размеры.

Заменители минералов. Уже давно, и особенно интенсивно в последнее время, ведутся поиски заменителей природных и искусственных минералов, идущих на изготовление камней.

Минералы пытались заменить более дешевым материалом — стеклом, позволяющим существенно упростить технологию изготовления камней. Несмотря на отдельные положительные результаты такой замены, стеклянные камни из-за низкой прочности и высокой хрупкости не получили распространения. Только дополнительная обработка стекла, переводящая его из аморфного состояния в кристаллическое, позволяет получить материал, не уступающий, например, свойствам агата. Такой принципиально новый материал получил название ситалла.

Ситаллы, или стеклокристаллические материалы, получают путем тонкой кристаллизации стекол из расплавов различных составов, протекающей во всем объеме заранее отформованного изделия. Кристаллизация приводит к получению весьма мелкозернистой и равномерной структуры, обеспечивающей высокие механические и термомеханические свойства изделия [5]. Изменяя химический состав, температуру и время термической обработки, можно регулировать ход процесса кристаллизации и влиять на образование той или другой кристаллической структуры. Последняя же, в свою очередь, обусловит необходимые физико-химические свойства изделия.

В филиале НИИЧаспрома по камневому производству были изготовлены из ситалла БЛ технические камни, которые по многим характеристикам не уступают камням из агата. Причем ситалл марки БЛ, разработанный Государственным институтом стекла, не является по своим свойствам оптимальным материалом (табл. 3).

3. СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ

Виды трения. По наличию относительного движения соприкасающихся тел различают: а) статическое трение, т. е. трение двух тел, находящихся в относительном покое, и б) динамическое трение — трение двух тел, находящихся в относительном движении.

Динамическое трение по характеру относительного движения трущихся тел подразделяют на: а) трение качения, при котором скорости тел в точках касания одинаковы по величине и направлению; б) трение скольжения, при котором скорости соприкасающихся тел в точках касания различны; в) трение верчения (разновидность трения скольжения), при котором точки на поверхности трения описывают в плоскости касания концентрические окружности вокруг центра, лежащего на оси верчения; г) трение качения

с проскальзыванием — трение двух соприкасающихся тел при одновременном качении и скольжении.

В зависимости от наличия смазки и характера ее участия в процессе трения различают следующие его виды: чистое, сухое, полусухое, граничное, полужидкостное и жидкостное.

Чистое трение — это трение ювенильных поверхностей, т. е. поверхностей, свободных от адсорбированных молекул жидкостей и газов, пленок химических соединений и посторонних веществ.

Сухое трение возникает при отсутствии смазки и загрязнений между трущимися поверхностями. Оно сопровождается скачкообразным перемещением поверхностей. Пленки окислов, влага и загрязнения поверхностей оказывают влияние на коэффициент сухого трения. В связи с этим его величина сильно колеблется и иногда становится близкой к значению коэффициента граничного трения.

Когда поверхности трущихся тел разделены очень тонким слоем смазки (порядка $0,1 \text{ мкм}$ и менее), возникает граничное трение. Тонкий слой смазки называется граничным слоем. Свойства граничных смазочных слоев отличаются от объемных свойств жидкости, они почти не зависят от ее вязкости, а определяются природой, поверхности твердого тела и химическим составом смазки. Полярные молекулы жирных кислот и других поверхностно-активных веществ (ПАВ), находясь на расстоянии действия молекулярных сил поверхности раздела фаз, адсорбируются на твердом теле, прочно связываясь с ним. В поле твердой фазы молекулы ориентируются относительно твердой поверхности, образуя гомогенную слоистую структуру [3, 36]. Упорядоченная структура граничных слоев во многом определяет их специфические молекулярно-механические свойства, среди которых самым замечательным является легкость тангенциального скольжения и огромное сопротивление нормальному сжатию.

Жидкостное трение характеризуется тем, что трущиеся поверхности разделены слоем смазочной жидкости, находящейся под давлением. Давление жидкости уравнивает внешнюю нагрузку. При увеличении толщины слоя смазки уменьшается влияние твердой поверхности на далеко отстоящие от нее молекулы масла. Неструктурированные слои смазки приобретают возможность свободно перемещаться один относительно другого, что присуще жидкостному трению. При этом виде трения сопротивление движению определяется вязкостью жидкости. Режиму жидкостного трения свойственен весьма малый коэффициент трения, малая потеря энергии при перемещении и очень большая долговечность узлов трения. Жидкостное трение не зависит от природы трущихся поверхностей.

Полужидкостное трение — это смешанное трение, когда одновременно имеет место жидкостное и граничное, либо жидкостное, граничное и сухое трение.

Полусухое трение — это также смешанное трение. Оно возникает, когда на номинальной поверхности контактирования смазка местами граничная, а местами отсутствует.

В КО могут иметь место все рассмотренные виды трения, однако преобладающим является граничное и сухое трение. Если количество смазки ограничено, но достаточно для образования граничной пленки, то при трении на вершинах шероховатостей, где происходит контактирование тел, первичный слой быстро изнашивается и трение переходит в полусухое. Если же имеется резерв

смазки и изношенный граничный слой может восстанавливаться, то граничное трение будет устойчиво.

С увеличением количества смазки и созданием гидродинамического эффекта в опоре граничное трение переходит сначала в полужидкостное, а при полном разделении поверхностей (при определенной скорости) наступает жидкостной режим

Режим трения в опоре определяется совокупностью величин: динамической вязкостью η , скоростью скольжения v и давлением p , т. е. параметром $\frac{\eta v}{p}$.

Представление об условиях перехода одного режима трения в другой дает диаграмма Герси, в которой коэффициент трения f связан с параметром $\frac{\eta v}{p}$ (рис. 4). Этот параметр называют характеристикой режима опоры для полужидкостного и жидкостного трения. Как уже отмечалось, для других режимов вязкостные свойства смазки не имеют решающего значения.

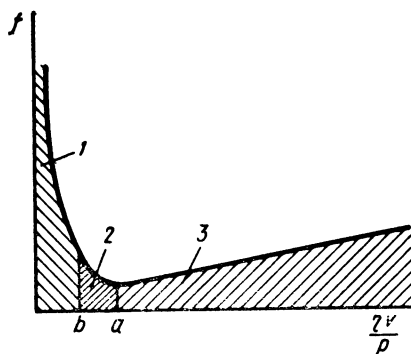


Рис. 4. Диаграмма режимов трения в подшипнике:

1 — трение несмазанных поверхностей; 2 — граничное и полужидкостное трение; 3 — жидкостное трение

Трение скольжения. Процессы, протекающие в зоне контакта при сухом и граничном трении, в значительной мере обусловлены режимом работы трущейся пары (скорость, температура, нагрузка). Для КО, преимущественно работающих при малых скоростях скольжения, можно пренебречь изменениями температуры тела в зоне контакта и реологическими свойствами поверхности.

Расчет сил трения является центральным вопросом науки о трении. До сих пор основой для расчета узлов трения служит закон Амонтона — Кулона, сформулированный под влиянием механической теории трения:

$$F = A + fG,$$

где F — сила трения;

A — постоянная величина.

Из уравнения следует, что сила трения пропорциональна нормальной нагрузке G и независима от величины поверхности контакта и скорости сдвига. Более поздними исследованиями установлено, что закон Амонтона — Кулона является приближенным, а коэффициент трения f должен рассматриваться как функция многих переменных.

В настоящее время точно установлено, что коэффициент трения в равной степени зависит от трех групп факторов: 1) материала трущихся тел и характера смазки, пленок, имеющих на поверхности; 2) конструкции фрикционного сочленения, размера и геометрического очертания поверхности; 3) режима работы: температуры, скорости, нагрузки [19].

Коэффициент трения для одной и той же пары трущихся материалов изменяется в широком диапазоне; так, для пары трения сталь—рубин он изменяется от 0,03 до 0,6. В связи с этим следует заметить, что справочные таблицы по коэффициентам трения, составленные для определенных пар материалов, теряют смысл, если в них не указаны условия, в которых эти коэффициенты трения получены.

Если фрикционные свойства металлов прежде всего зависят от пластической деформации области контакта, то трение каменных материалов определяется преимущественно упругой деформацией этой области [8]. Высокая твердость, хрупкость, анизотропия и малая химическая активность корунда и других минералов обуславливают их особые фрикционные свойства, однако влияние на коэффициент трения остальных факторов не снижается.

Например, обычно невысокое сопротивление алмаза трению на воздухе ($f=0,05$) объясняется не его высокой твердостью, а наличием адсорбированных пленок кислорода и других постоянно присутствующих на его поверхности газов. При трении алмаза в вакууме схватывания не происходит, но коэффициент трения близок к 0,5. Низкий коэффициент трения корунда, граната и других минералов обуславливается также защитным действием адсорбированных поверхностных пленок. После очистки корунда в вакууме коэффициент трения может возрасти свыше 0,6, а на воздухе он имеет величину порядка 0,2.

К особым фрикционным свойствам кристаллических материалов следует отнести анизотропию трения, которая является следствием анизотропии их механических свойств. При исследовании трения алмазного ползуна,двигающегося по кристаллу алмаза в разных направлениях, было выяснено, что при движении ползуна параллельно оптической оси кристалла коэффициент трения ($f=0,25$) в несколько раз превышал коэффициент трения в любом другом направлении ($f=0,05$) [8]. Из многочисленных экспериментальных данных известно, что коэффициент трения подчиняется некоторым общим закономерностям, причем для сухого, граничного и жидкостного трения они различны [18].

При сухом трении в случае упруго-пластического (или упругого) контакта с увеличением нагрузки в определенных пределах коэффициент трения падает. С увеличением скорости коэффициент трения переходит через максимальное значение. С увеличением размера малых поверхностей коэффициент трения возрастает. При высоких классах чистоты со снижением класса чистоты обработки поверхности коэффициент трения уменьшается.

При граничном трении в зоне малых нагрузок с увеличением нагрузки коэффициент трения падает, а затем остается неизменным; при дальнейшем увеличении нагрузки коэффициент трения может возрастать. При повышении скорости скольжения в зоне малых скоростей возможно повышение и падение коэффициента трения. В зоне больших скоростей всегда наблюдается незначительное повышение коэффициента трения. С увеличением шероховатости коэффициент трения переходит через минимальное значение.

При жидкостном трении с увеличением нагрузки и скорости скольжения коэффициент трения возрастает.

Трение качения в общем виде является еще более сложным комплексом явлений, чем трение скольжения. В настоящее время существует несколько гипотез, объясняющих явление трения качения. Их авторы связывают появление момента сопротивления перекатыванию либо с физико-механическими процессами, возникающими в поверхностных слоях соприкасающихся тел, либо с объемным напряженным состоянием материала в местах контакта, либо с одновременным воздействием факторов, которые обусловлены различными процессами, протекающими как в поверхностных слоях, так и во всем объеме напряженного материала контактирующих тел.

Гипотеза о многообразии факторов, объясняющих сопротивление перекатыванию, исходит из того, что различные взгляды на природу трения качения не находятся в непримиримом противоречии друг с другом. Она как бы обобщает их. Основные идеи, на которых развиваются отдельные гипотезы, отражают реальные процессы, имеющие место при трении качения. В зависимости от физических свойств перекатывающихся тел, условий нагружения, смазки и т. п. влияние того или иного фактора может изменяться.

Несмотря на успешное развитие отдельных гипотез и общей теории трения качения, отсутствует возможность достоверной количественной оценки парциального влияния различных факторов на процесс трения и не созданы методы расчета сопротивлений при качении.

Изнашивание — это процесс постепенного отделения с поверхности трения материала и его пластической деформации при трении. Теория изнашивания до самого последнего времени развивалась независимо от теории трения. Это объясняется тем, что факторы, влияющие на процесс трения, не исчерпывают причин, регулирующих процесс изнашивания. Изменение контактной поверхности имеет более важное значение для износа¹, чем для трения. Исследование изменения поверхности трения позволяет различать отдельные виды изнашивания.

По роду взаимодействия трущихся поверхностей изнашивание подразделяется на: а) механическое, происходящее в результате только механических воздействий; б) молекулярно-механическое (адгезионное), происходящее в результате одновременного механического воздействия и воздействия молекулярных или атомарных сил, и в) коррозионно-механическое, происходящее в результате механического разрушения материала, вступившего в химическое взаимодействие со средой.

Различают несколько видов механического изнашивания: а) абразивное — результат режущего, царапающего или иного действия твердых тел или частиц; б) эрозионное — результат действия потока жидкости или газа; в) усталостное — результат поверхностного деформирования микрообъемов материала, приводящего к возникновению трещин и отделению частиц, и г) кавитационное — результат захлопывания парогазовых полостей, образующихся при относительном движении твердого тела в жидкости.

¹ Износ — результат изнашивания, проявляющийся в виде отделения или пластической деформации материала.

Адгезионное изнашивание имеет место в результате схватывания, переноса материала с одной поверхности трения на другую и воздействия возникших неровностей на сопряженную поверхность.

Коррозионно-механическое изнашивание подразделяют на: а) окислительное, при котором происходит химическое взаимодействие материала с кислородом или окислительной средой, и б) фреттинг-коррозию — изнашивание соприкасающихся тел при малых колебательных относительных перемещениях.

Количественно процесс изнашивания оценивают: а) скоростью изнашивания v_i — отношением величины износа ко времени, в течение которого он возник; б) интенсивностью изнашивания I_i — отношением величины износа к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание, или объему выполненной работы. Свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения оценивается величиной, обратной скорости изнашивания или интенсивности изнашивания. Для сравнения износостойкости различных материалов пользуются относительной износостойкостью ϵ , которая представляет собой отношение износостойкостей испытуемого материала и материала, принятого за эталон при их испытаниях в одинаковых условиях.

Начальный период изнашивания получают название приработки. Под приработкой понимается процесс постепенного улучшения прилегания сопряженных поверхностей трения, проявляющийся при постоянных внешних условиях в уменьшении работы трения и характеризующий ее температуру и интенсивность изнашивания.

Особые свойства камневых материалов исключают некоторые явления, имеющие большое значение при фрикционном взаимодействии металлов, в частности образование мостиков сварки и окисление поверхности в процессе трения. Тем не менее обнаруженная Боуденом способность хрупких тел под высоким гидростатическим давлением подвергаться пластическим деформациям сближает фрикционные свойства минералов и металлов [8]. Даже при трении алмаза было обнаружено пластическое течение поверхностных слоев.

Таблица 4

Сравнение износа камневых материалов

Материал	Микротвердость в $\text{H}/\text{мм}^2$	Микрохрупкость ¹	Удельное давление в $\text{H}/\text{мм}^2$	Диаметр пятна износа, в мм	
				Сухое трение	Смазка маслом МБП-12
Стекло ТФ-3	4400	48	850	220	77
Яшма	8840	—	970	150	93
Агат	12 780	182	1080	170	61
Кварц плавный	14 700	26	850	240	89
Рубин	22 200	42	2800	48	Нет пятна
Лейкосапфир	23 600	140	2800	Следы	То же

¹ Микрохрупкость — нагрузка в 0,001 н, при которой 50% отпечатков получаются с трещинами (метод Н. Ю. Икорниковой [12]).

При исследовании изнашивания однородных минералов [24] на четырехшариковом трибометре [37] (время трения $t=50$ мин, $v=0,54$ см/сек, радиус сферической поверхности образцов 1,5 мм) была подтверждена закономерность, согласно которой износ обратно пропорционален твердости¹ (табл. 4).

Как следует из табл. 4, хрупкость и упругость материалов являются не менее существенными факторами износа, чем твердость. Хрупкость, по мнению автора, определяет не только величину износа, но и характер разрушения поверхности. Если хрупкость значительна, то пятно износа имеет раковистую поверхность и неправильное очертание. В отличие от такого износа пятно износа на более пластичных материалах однородно и его края резко очерчены. Первый вид изнашивания назван «глубинным», а второй — «поверхностным». При прочих равных условиях глубинный износ больше, чем поверхностный.

При сухом трении закаленной стали У10А в паре с камневыми материалами увеличение твердости минералов вначале приводит к повышению износа стали, и затем он, достигнув максимального значения, понижается (табл. 5). Увеличение износа на первой стадии связано с возрастанием твердости абразивных частиц, образующихся в процессе изнашивания. Данные, приведенные в табл. 5, также выявляют роль смазки в повышении износостойкости камневых материалов, особенно хрупких.

Нагрузка является другим важным фактором, определяющим процесс изнашивания минералов. Как следует из табл. 5, при по-

Таблица 5

Износ камневых материалов в зависимости от нагрузки

Материалы	Микротвердость в Н/мм ²	Диаметр пятна износа в мкм (время изнашивания 5 мин)					
		Нагрузка 3 н		Нагрузка 12 н		Нагрузка 21 н	
		Сухое трение	Масло МБП-12	Сухое трение	Масло МБП-12	Сухое трение	Масло МБП-12
Стекло ТФ-3	4420	160	Следы	240	42	Разрушено	109
Яшма	8840	190	63	200	73	230	90
Агат	12 780	130	Следы	190	63	240	83
Кварц плавленный	14 700	130	84	260	110	320	117
Рубин	22 200	155	48	185	70	210	96
Лейкосапфир	23 600	120	47	140	65	155	74

вышении нагрузки износ увеличивается. Исследование этого фактора показывает (рис. 5), что при давлении ниже критического, прорывающего граничный слой смазки, логарифм диаметра пятна износа является линейной функцией логарифма нагрузки. Законо-

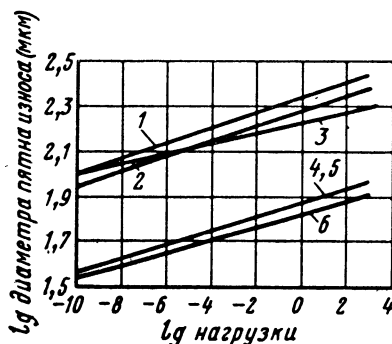
¹ Здесь и далее в этом разделе, если не оговорено особо, использованы работы [24, 25].

мерность сохраняется и при сухом трении. Последнее объясняется тем, что исследованные материалы не могут свариваться друг с другом и не вступают в химическое взаимодействие даже при высокой локальной температуре трения.

Экспериментальные данные о влиянии скорости сдвига на износ очень ограничены. Известно, что вид износа каменных материалов зависит не только от их свойств, но и от режима трения.

Рис. 5. Зависимость износа стали при трении в паре со стеклом и минералами от нагрузки (за 5 мин, $v = 60$ об/мин). По данным работы [32]:

1, 5 — стекло; 2, 4 — агат; 3, 6 — рубин; 1, 2, 3 — сухое трение; 4, 5, 6 — граничное трение (масло МБП-12)



При малых скоростях сдвига агат изнашивается как пластичный материал, в то время как при высоких линейных скоростях скольжения он проявляет отчетливую картину хрупкого изнашивания.

Сравнение изнашивания каменных материалов при граничной смазке и при сухом трении (см. табл. 4 и 5) показывает, что, несмотря на существенные количественные различия, закономерность изнашивания в обоих случаях одинакова. Как при первом, так и при втором режиме трения после непродолжительного периода диаметр пятна износа становится пропорциональным продолжительности изнашивания t и подчиняется следующей эмпирической зависимости:

$$d = k_1 + k_2 t,$$

где d — диаметр пятна износа; k_1 — постоянная; k_2 — тангенс угла наклона прямых к оси времени.

У минералов влияние их механических свойств на антиизносные характеристики масел более значительно, чем у металлов. Это объясняется более широким варьированием твердости и хрупкости минералов. В зависимости от механических свойств исследуемых материалов соотношение износа при сухом и граничном трении (время изнашивания 30 мин, нагрузка 21 н) колеблется от 1 до 5.

Отношение диаметров пятен износа при сухом и граничном трении:

Рубин — рубин ¹	1,07
Агат — агат	2,64
Рубин — сталь	2,70
Стекло — сталь	3,30
Сталь — сталь	3,30
Агат — сталь	3,50
Яшма — яшма	4,80

¹ Цифры относятся к износу второго материала.

Для оценки влияния на износ ориентированности кристаллов по отношению к поверхности их трения определялось изменение веса образцов при шлифовании на плоскошлифовальном станке. При этом площадь образца была $0,52 \text{ см}^2$, удельное давление 5 н/см^2 , число двойных ходов планшайбы в минуту 85, продолжительность трения 10 мин, абразив — карбид бора М-28. Установлено, что весовой износ образца рубина при истирании плоскости, параллельной оптической оси, составил 54 мн, а плоскости, перпендикулярной оси, — 48 мн.

**КЛАССИФИКАЦИЯ
И ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КАМНЯХ**

Опора состоит из охватываемого (цапфа, призма, струна), охватывающего (втулка, подшипник, подпятник, подушка) и ограничивающего (запечико цапфы, накладка) элементов. Если один или несколько элементов изготовлены из минералов или их заменителей, то такие опоры называются каменными. Элементы (детали) опор, изготовленные из минералов (или их заменителей), называются камнями.

1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КАМНЕЙ

За три столетия создана большая номенклатура типоразмеров камней. В последнее время в связи с расширением области и использованием условий применения появилось много новых типов камней. Все многообразие существующих типов камней можно представить в виде комбинации основных и дополнительных форм.

В табл. 6 приведены основные формы камней, их условные эскизы и символы. Символы (напечатанные жирным шрифтом) выбраны из печатных прямых прописных букв русского алфавита и по форме напоминают основные формы камней.

В табл. 7 приведены дополнительные формы, которые обозначены символами в виде прямых строчных букв русского алфавита (также жирный шрифт). В правой части этой таблицы соответствующими символами обозначены основные формы камней, в которых могут быть применены дополнительные формы.










В табл. 8 приведены примеры обозначения размеров камней. Они обозначаются буквами латинского алфавита. Каждая буква соответствует определенному размеру камня, который в большинстве форм камней повторяется.




В табл. 9 приведена терминология, принятая для обозначения различных поверхностей камней. Каждой поверхности в соответствии с формой, видом и назначением присвоен свой номер. Приведенные эскизы выбраны таким образом, что воспроизводят наиболее ходовые формы камней.

В табл. 10 представлены варианты возможных форм камней. С ее помощью воспроизводятся практически все формы камней, которые встречаются при проектировании КО.

Таблица 6

Обозначение основных форм камней

Эскиз	Основные формы камней	Обозначение
	Камень сквозной	Ш
	Камень сквозной с масленкой	У
	Камень сквозной сферический	Д
	Камень сквозной с двумя масленками	Х
	Камень накладной	Н
	Ролик	Л
	Камень с коническим кратером	К
	Камень со сферическим кратером	С
	Подушка цилиндрическая	М

Эскиз	Основные формы камней	Обозначение
	Шар	О
	Подушка прямоугольная	П
	Призма	А

Номенклатура камней, выпуск которых регламентируется Государственными стандартами Союза ССР, представлена в табл. 11. Выпускаемые в Советском Союзе камни условно разделены на две большие группы: часовые и технические. К первой группе относятся камни, которые находят преимущественное применение в производстве часов, ко второй — камни, применяемые в других приборах и устройствах.

Группа часовых камней наиболее многочисленна, она насчитывает 346 типоразмеров шести типов (сюда не входят часовые камни, применяемые не в опорах, а в других узлах трения часов). Группа технических камней состоит из 181 типоразмера 18 типов. Часовые камни отличаются от технических (см. табл. 11) несколько меньшими габаритами, большей точностью изготовления, большей сложностью (имеют больше дополнительных форм) и тем, что изготавливаются только из корунда (в основном из темно-красного рубина).







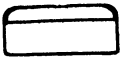
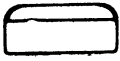


Сравнение табл. 10 и 11 показывает, что, кроме формы О, выпуск всех основных форм камней регламентирован стандартами. В настоящее время отечественной камневой промышленностью может быть освоен выпуск камней практически всех возможных форм. Камни разнообразных форм выпускаются промышленностью по специальным заказам.

2. ВОЗМОЖНЫЕ РАЗМЕРЫ КАМНЕЙ

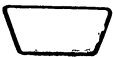




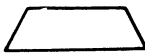
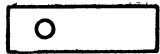
По габаритным размерам камневые опоры относятся к группе миниатюрных узлов трения. Максимально возможные размеры камней таких опор определяются соответствующими размерами исходных материалов и их механическими свойствами.

Таблица 7

Обозначение дополнительных форм камней

Дополнительная форма	Обозначение	Характеристика	Возможное применение для следующих основных форм
	а	Оливированное отверстие	Ш, У, Д, О
	б	Фаска отверстия	Ш, У, Д, О
	в	Скругленный край отверстия	У, Д, Х, О
	г	Двойная масленка	У, Д, С
	д	Коническая масленка	У, Д, Х, О
	е	Частичная коническая масленка	У, Д, Х
	ж	Заходная фаска	Ш, У, Д, Х, Н, Л, К, С, М
	з	Наружная радиусная фаска	Ш, У, Д, Х, Н, Л, К, С, М
	и	Выпуклая поверхность	Ш, Х, Н, Л, К, С, М
	к	Коническая поверхность или игла	Ш, Х, Н, Л, Д

Продолжение табл. 7

Дополнительная форма	Обозначение	Характеристика	Возможное применение для следующих основных форм
	л	Конический рант	Ш, У, К, М, С, Л
	м	Кольцевая выточка	Н, Ш
	н	Цилиндрический паз	М, Н, П
	о	Конический паз	Н, М, П
	п	Скругление	П, А
	р	Наклонная плоскость	П, А
	с	Отверстие	О, П

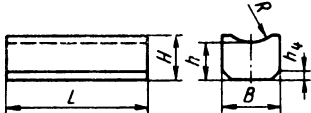
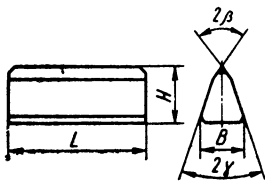
Искусственно полученный (синтезированный) кристалл корунда—буля имеет форму, показанную на рис. 6. С целью снятия внутренних напряжений в кристалле булю раскалывают пополам по месту положения оптической оси, которая, как правило, совпадает с осью були. Полученные при этом половинки були называются полубулями. Они и служат исходным материалом для производства камней.

Були лейкосапфира по величине несколько больше рубиновых. Для лейкосапфира характерны следующие размеры були: диаметр

Обозначения и названия размеров камней

Таблица 8

Обозначения основных размеров камней	Буквенные обозначения размеров	Название размеров
	B D D_1	Ширина Наружный диаметр Диаметр масленки
	d d_1 d_2 H h	Диаметр отверстия Внутренний диаметр кольцевой выточки Наружный диаметр кольцевой выточки Высота камня Высота рабочей части отверстия
	h_1 h_2 h_3 h_4	Высота заходной фаски Высота масленки (зенковки) Глубина выточки Высота фаски
	R r_1 r_2	Радиус сферы (цилиндра) Радиус образующей оливированного отверстия Радиус фаски масленки
	r_3 r_4	Радиус наружной фаски Радиус внутренней фаски

Обозначения основных размеров камней	Буквенные обозначения размеров	Название размеров
 	<p>L</p> <p>α</p> <p>β</p>	<p>Длина</p> <p>Угол конической зенковки (кратера), паза</p> <p>Угол конуса</p>

от 18 до 25 мм, длина от 60 до 100 мм, для темно-красного рубина — диаметр були от 14 до 18 мм и длина от 35 до 50 мм.

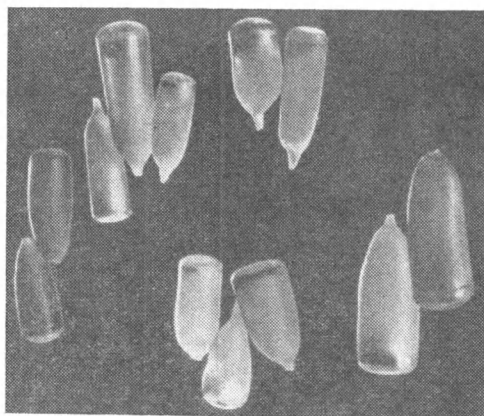
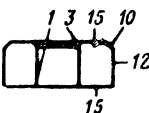
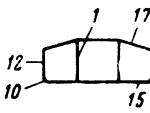
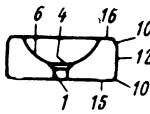
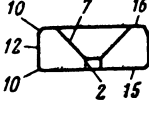
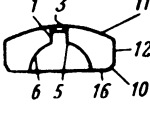
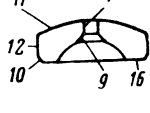
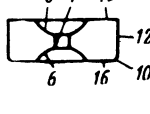
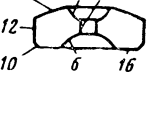
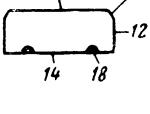
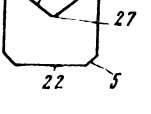
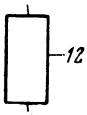
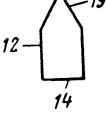


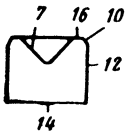
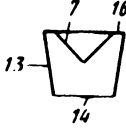
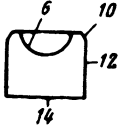
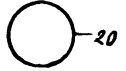
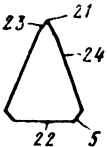
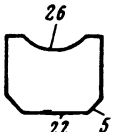
Рис. 6. Кристаллы корунда — були

Размер полубули, наряду с наличием дефектов в кристалле, является качественным признаком, по которому синтетический рубин и лейкосапфир в соответствии с ГОСТ 9618—61 делятся на три сорта (табл. 12).

Таблица 9

Терминология обозначения различных поверхностей камней

Эскизы камней	Условный номер поверхности	Характеристика и название поверхностей
 	1 2	Прямое отверстие Оливированное отверстие
 	3 4	Фаска отверстия на плоской или выпуклой стороне Фаска отверстия на стороне масленки (зенковки)
 	5 6	Закругленный край отверстия на стороне масленки (зенковки) Зенковка или масленка сферической формы
 	7 8	Коническая зенковка Двойная сферическая масленка (зенковка)
 	9 10	Частично коническая зенковка Поверхность заходной фаски
 	11 12	Выпуклая (сферическая) поверхность Цилиндрическая поверхность
	13 14	Наклонная поверхность Торцевая поверхность (нижняя, верхняя)
	15 16 17	Плоская сторона Кольцевая поверхность Коническая поверхность

Эскизы камней	Условный номер поверхности	Характеристика и название поверхностей
	18	Кольцевая выточка Острие (игла) Шар
	19	
	20	
	21	Лезвие призмы Основание призмы
	22	
	23	Грань лезвия Грань призмы Рабочая поверхность подушки Поверхность паза
	24	
	25	
	26	
	27	Ребро паза рабочее

На рис. 7 показаны предельные размеры деталей из синтетических корундов. В зависимости от размеров исходного материала они, естественно, будут претерпевать незначительные изменения.

Специалисты по камневому производству считают, что более технологичны детали, имеющие большой диаметр при малой толщине или малый диаметр при большой толщине (высоте). Причем для большинства деталей с предельными размерами сумма диаметра и толщины является величиной постоянной.

Изготовление призматических изделий (основная форма П, А) из корунда возможно, если их внешние размеры не превосходят упомянутые размеры цилиндра. Например, по ГОСТу 10093—68 изготавливается прямоугольная подушка ПдПК 52×8, т. е. призма

Варианты возможных форм камней

Основные формы (табл. 6)	Дополнительные формы (табл. 7)	Основные размеры (табл. 8)
Ш У Д Х	а б в ж з и к л м а б в г д е ж з л а б в г д е ж з к а д е ж з и к	dDH
Н Л К С М О П А	ж з и к м н о ж з и к л ж з и л г ж з и л ж з и л н о а б в д н о п р с п р	DH DH $Dh_2; DR$ DR DH D LB, LH LB

с основанием 8×7 мм и длиной 52 мм. Из корунда возможно изготовление втулки с отверстием при максимальной высоте 8 мм и со следующим соотношением основных размеров: отношение H/D не более 6, d/D не более 0,75.

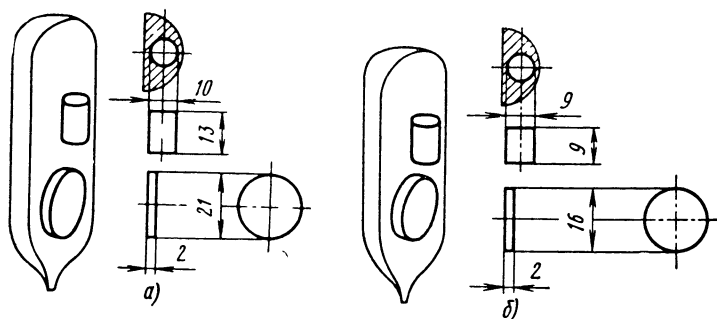


Рис. 7. Предельные размеры готовых камней:

а — из лейкосапфира, б — из рубина

Минимальное оливированное отверстие сквозного камня изготавливается диаметром 0,07 мм при той же высоте отверстия. Минимальное цилиндрическое отверстие сквозного камня изготавливается диаметром 0,08 мм при высоте до трех диаметров отверстия.

Из агата возможно изготовить камни больших габаритных размеров, чем из синтетических минералов. Этой возможностью и

Форма камней		ГОСТ, регламенти- рующий выпуск	Обозначение каменной по ГОСТу	Кол- чест- во тип- ов раз- меров	Диапазон основных размеров в мм	Материалы
основ- ная	дополнительная					
Ш	б, з	8896-68	ВАЦ, ВКЦ	9/9	$D(1,8-5); d(0,8-2,5)$	Агат, корунд
Ш	а, б, з	8896-68	ВКН	4	$D(1,5-2,0); d(0,3-0,8)$	Корунд
Ш	б, з, ж	7137-65	СЦбМ	40	$D(0,5-2,0); d(0,13-0,9)$	
У	б, в, з, ж	7137-65	СЦ	119	$D(0,7-5,2); d(0,08-2,205)$	Агат, корунд
У	а, б, в, з, ж	7137-65	ВМЦ, ВКМЦ	79	$D(0,7-3,2); d(0,07-0,8)$	
У	б, в, з	8896-68	ВКМН	12/11	$D(1,8-5); d(0,5-1,8)$	Корунд
У	а, б, в, з	8896-68	СС	4	$D(1,5-3); d(0,3-1)$	
Х	а, б, в, з, ж	7137-65	ВА2МЦ	79	$D(0,7-3,2); d(0,07-0,8)$	То же
Х	а, в, з	8896-68	ВК2МН	4	$D(5,0-6,0); d(0,5-1,5)$	Агат
Н	а, в, з	8896-68	Н	2	$D(2,2-6,0); d(1,0-2,0)$	Корунд
Н	з, ж, и	7137-65	НВк	22	$D(0,7-3); H(0,16-0,8)$	
Н	з, и, м	7137-65	ПАП, ПКП	7	$D(1,0-1,6); H(0,16-0,4)$	Агат, корунд
Н	з	8898-68	ППК, ППА	10/13	$D(2,5-5,0); H(0,8-5,0)$	
К	з	10093-68	ПАК, ПКК	4/4	$D(2,5-8,0); H(1,0-2,0)$	Агат, корунд
К	з	8898-68	ПАС, ПКС	25/25	$D(2,8-8,0); H(1,0-2,8)$	
С	з	8898-68	ПА2С, ПК2С	15/10	$D(1,0-3,0); R(0,04-0,4)$	Агат, корунд
С	г, з	8898-68	ПдЦПК, ПдУПА	3/3	$D(1,5-4,0); R(0,6-1,8)$	
М	з, о	10093-68	ПдПК, ПдПА	1/3	$D(2,5-3,0); R(0,3-0,4)$	Агат
П	р	10093-68	ПдТК, ПдТА	6/9	$D(2,0-8,0); H(2,0-5,0)$	
П	р	10093-68	ПдПСК, ПдПСА	1/4	$L(14-52); (12-60); B(3-8); (3-17),$	То же
П	с	10093-68	ПАЮА	2/2	$L(12-52); (12-60); B(3-8); (3-17),$	
П	с	10093-68	ПАПА	4	$L(8-14); B(2,5-3,4); L(14; 16, B(2,5-4,0)$	То же
П	о	10093-68	НК, НА	3	$L(10-25); H(1,5-5)$	
Л	з, к	10093-68	ПрК, Пра	1/1	$L(10-20); B(10-12)$	Агат, корунд
А		10093-68		8/6	$L(6-48); (6,24); B(2-10), (3-6)$	

более низкой стоимостью указанных материалов объясняется их относительно широкое применение в камневом производстве. Максимальные габаритные размеры камня из агата составляют: длина 60 мм, ширина 17 мм и высота 12 мм (подушка ПдПА 60×17, ГОСТ 10093—68). Еще большие габаритные размеры могут иметь камни из ситалла. Однако возможные размеры камня определяются не только размерами исходного материала, но и его механическими характеристиками.

3. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЬ КАМНЕЙ

Современный технологический процесс изготовления часовых и технических камней является сложным высокоспециализированным процессом массового производства. Он основан на глубоком знании кристаллографии, применении специфических методов обработки и контроля, создании специального абразивного инструмента, в том числе алмазного.

Сложность изготовления камней заключается в их очень малых габаритных размерах и весе. Дневная продукция цеха, в котором заняты сотни рабочих, легко размещается в коробке для спичек. 1000 часовых камней среднего размера весят около $1 \cdot 10^{-4}$ н. При малых габаритных размерах почти все камни проходят индивидуальную обработку на таких операциях, как сверление отверстий, выборка масленки, канавки и др. Высокая твердость и анизотропия исходного материала требуют не только создания стойкого инструмента, но и специальной ориентации заготовок при обработке.

Исключительно высокие требования, предъявляемые к чистоте обработки и точности геометрических размеров камней, усложняют технологический процесс, так как вводятся дополнительные переходы, выполняемые с различными абразивными порошками, применяются многократные промывки и пооперационный контроль. При обработке отдельных камней количество рабочих, занятых на контрольных операциях, приближается к количеству производственных рабочих.

Технологический процесс производства часовых и технических камней содержит несколько десятков операций механической обработки, блокировки, промывки и контроля. На рис. 8 изображена типовая схема технологического процесса изготовления сквозных камней. Подробное описание процесса можно найти в работе [28].

В чертеже на камень обычно задают: форму, размеры, класс чистоты обработки и материал. Под качеством камней понимают степень их соответствия требованиям чертежа.

При выпуске с завода камень считается годным, когда его качественные признаки совпадают с установленными нормами. Это достигается весьма трудоемким и длительным контролем. Контрольные операции на заводах-изготовителях камней занимают важное место. Контроль камней проводится с помощью механических, электрических и оптических приборов с разрешающей способностью до долей микрометра. Совершенство контрольных приборов во многом определяет возможность достижения точностных параметров камней.

Существует несколько видов технического контроля камней: контроль исходного сырья, пооперационный контроль, групповой контроль нескольких операций и окончательный контроль.

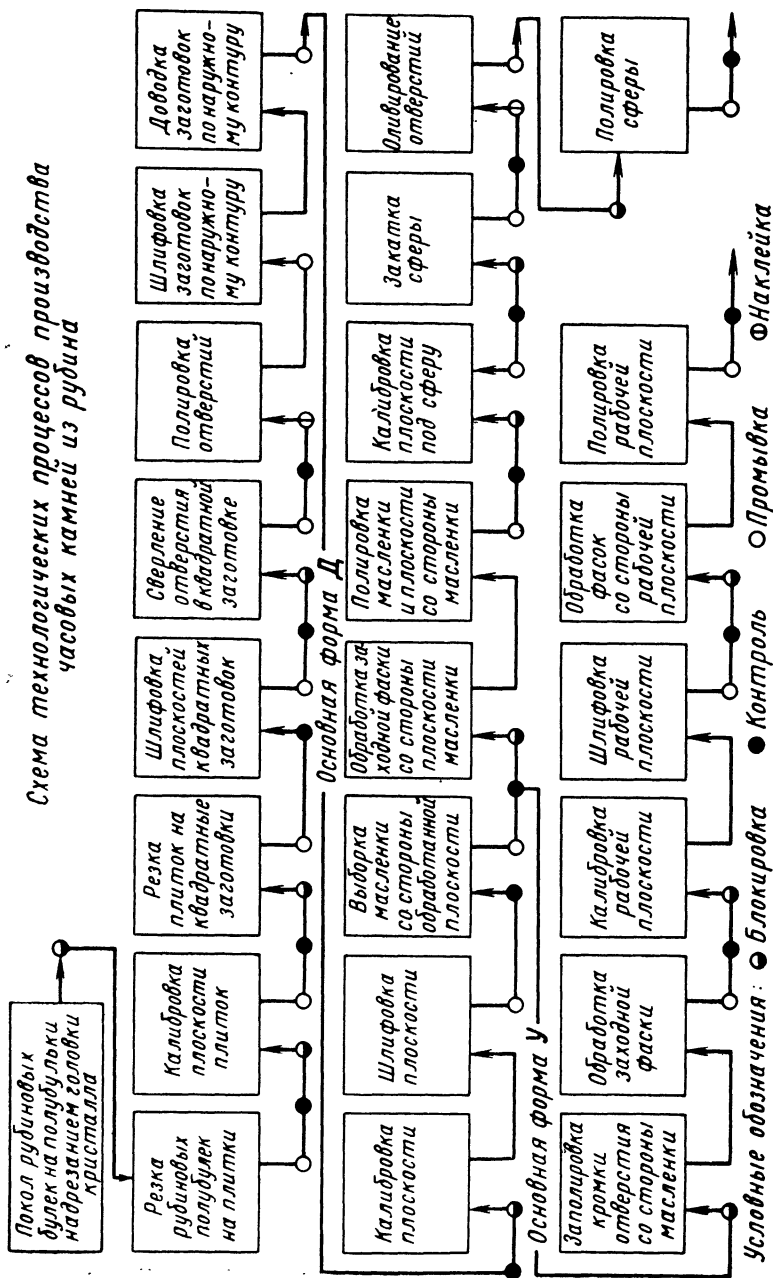


Рис. 8. Схема технологических процессов производства камней основной формы Д и У

Качество исходного сырья — синтетического корунда — должно соответствовать ГОСТу 9618—61, агата — техническим условиям. Согласно стандарту рубин-10, рубин-2 и лейкосапфир по внешнему виду, размерам полубули и некоторым другим признакам делят на сорта (табл. 12). Определение дефектов (трещин, пузырей, наплывов и др.) производят путем просмотра кристаллов невооруженным глазом в проходящем свете от электрической лампочки в 100—150 *вт*. При необходимости может быть применен более совершенный способ определения дефектов с помощью оптического дефектоскопа.

Таблица 12

Сортные признаки корунда

Признаки	Рубин-10			Рубин-2			Лейкосапфир			
	1-й сорт	2-й сорт	3-й сорт	1-й сорт	2-й сорт	3-й сорт	Высший сорт	1-й сорт	2-й сорт	3-й сорт
Внешний вид	Полубули	Полубули и куски		Полубули	Полубули и куски		Полубули		Полубули и куски	
Диаметр середины полубули в <i>мм</i> , не менее . . .	18	16	*15	20	16	14	24	20	17	15
Длина полубули в <i>мм</i> , не менее	35	32	30	—	—	—	40	—	—	—
Сила тяжести куска в <i>мм</i> , не менее	—	98	98	—	137	137	—	—	137	118
Ориентированность главной кристаллографической оси к оси роста, в <i>град</i> . .	50—70			Не нормируется			Не нормируется			

Процент содержания хрома и других добавок или примесей в корунде определяют иммерсионным методом — погружением кристалла в жидкость с известным показателем преломления. Показатель преломления корунда весьма чувствителен ко всяким изменениям химического состава.

Соответствие камня чертежу устанавливают постепенно, после каждой технологической операции. Поэтому операционный контроль является самым распространенным и наиболее трудоемким видом технического контроля камней. Групповой контроль нескольких операций проводят в том случае, когда погрешности предыдущих операций не влияют на качество готового изделия и не вызывают брака при последующей обработке.

После каждой производственной операции камни подвергают основательной чистке перед осуществлением двойного контроля: контроля внешнего вида и качества поверхности, контроля разме-

ров и формы камня. Как правило, попутно с контролем производят счет заготовок и камней.

Контроль качества обработки поверхностей и внешнего вида камней производят с помощью бинокулярного микроскопа. Этот вид визуального контроля требует высокой профессиональной подготовки оператора и производится опытными рабочими.

Контроль внешнего вида камней осуществляется при увеличении $\times 30-35$. При этом отбраковываются камни со сколами, другими дефектами или искаженной формой.

Контроль качества обработки наружных поверхностей ведется при большем увеличении ($\times 50-100$). При достаточном опыте операторы визуально устанавливают соответствие классов чистоты обработки требованиям чертежа. Выборочный контроль производят с помощью оптических приборов — интерференционных микроскопов для классов чистоты $\nabla 10-\nabla 14$ и двойных микроскопов для классов чистоты $\nabla 8-\nabla 9$. При тщательном просмотре отсортировывают камни с рисками, царапинами или воздушными пузырями, если такие дефекты не допускаются требованиями чертежа.

Существует четыре производственных вида обработки наружных поверхностей камней (табл. 13). Их применение зависит от

Таблица 13

Виды обработки камней

Обозначения класса чистоты на чертеже	Вид обработки	Пример поверхности
$\nabla 6-\nabla 8$	Грубая шлифовка	Нерабочие торцовые и цилиндрические поверхности технических камней
$\nabla 9-\nabla 10$	Чистовая шлифовка	Фаски, масленки, цилиндрическая поверхность часовых камней
$\nabla 11$	Тонкая шлифовка	Сферическая поверхность сквозных часовых камней
$\nabla 12-\nabla 13$	Полировка	Прямое и оливированное отверстие, рабочая торцевая поверхность, коническая зенковка

соответствующего назначения поверхностей и способов обработки. В зависимости от зернистости используемого абразива один и тот же способ обработки обеспечивает различную шероховатость поверхностей.

О точности изготовления часовых и технических камней можно судить соответственно по табл. 14 и 15. Заданные форма и точность изготовления определяют арсенал мерительных средств, применяемых в процессе пооперационного и окончательного контроля камней.

Для контроля «внутренней» геометрии камня его погружают в иммерсионную жидкость и контролируют внутренний профиль с помощью микроскопа или проекционного устройства.

Точность изготовления часовых камней

Размеры в мм								
d	Допускаемые отклонения в мм	Класс точно- сти	D	Допускаемые отклонения в мм	Класс точности	H	Допускаемые отклонения	Класс точности
0,07—0,3	+5 0	A	0,6—1,0	+5 0	A_1	0,12—0,2	0 —30	B_{9a} (0,6—1,0)
Св. 0,3—0,6	+6 0	A	Св. 1,0—1,4	+7 0	A (Св. 0,6—1,0)	Св. 0,2—0,4	0 —40	B_4 (0,3—0,6)
» 0,6—1,0	+7 0	A	» 1,4—3,0	+10 0	A	» 0,4—1,0	0 —50	B_6 (0,1—0,3)
» 1,0—2,5	+10 0	A	» 3,0—6,0	+10 0	—	—	—	—

Таблица 15

Точность изготовления технических камней

Основная форма	Размеры в мм						
	D	Допускаемые отклонения в мм	H	Допускаемые отклонения в мм	h_2	Допускаемые отклонения в мм	R
Н	2,5—3,0	0 —40	1,0—3,0	0 —100	—	—	—
	Св. 3,0—5,0	0 —48	Св. 3,0—5,0	0 —160			
К	1,0—3,0	0 —40	До 1,0	0 —50	0,3—0,8	+100 0	0,04—0,1 Св. 0,1—0,3
			Св. 1,0—3,0	0 —60			
С	1,5—3,0	0 —40	1,2—1,6	0 —60	0,3—0,75	+100 0	0,6 0,8 0,9—1,8
							Допуск в град
							в град
							Допускаемые отклонения в мм
							в град
							Допуск в град

На рис. 9, *а* показано поведение пучка параллельных лучей, проходящих из воздуха в изотропную среду с более высоким показателем преломления, а на рис. 9, *б* — с одинаковым показателем преломления. Для получения четкого изображения и правильных размеров необходимо, чтобы показатель преломления жидкости был возможно ближе к показателю преломления камня.

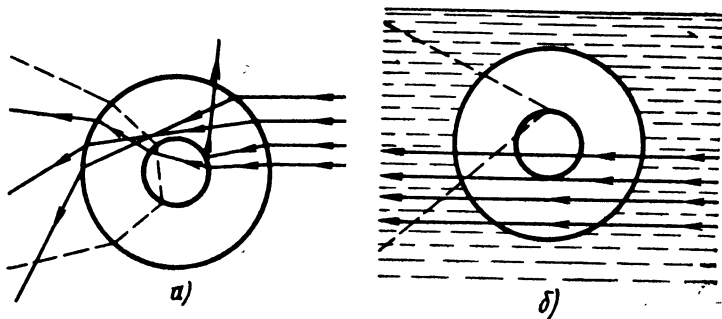


Рис. 9. Ход пучка параллельных лучей при контроле внутренней геометрии рубинового камня:

а — камень на воздухе; *б* — камень в иммерсионной жидкости

Например, для синтетического рубина эти показатели не могут быть абсолютно равны из-за двух причин. Во-первых, рубин имеет гексагональную кристаллическую решетку с двойным преломлением и два показателя преломления (табл. 1). Во-вторых, существует очень немного жидкостей с таким высоким показателем преломления, как у рубина. Для приближения показателя преломления жидкостей к показателю преломления рубина можно приготавливать смеси жидкостей, однако проще использовать одну или две определенные жидкости и изменять их показатели, воздействуя на температуру жидкости и длину волны падающего света.

При температуре 20°C показатели преломления жидкости и рубина приблизительно равны для волн следующей длины:

Иодистый метилен	4200 Å
Иодистый метилен с присадкой иодистой сурьмы	5500 Å
Иодистый метилен с присадкой серы	6600 Å
α-бромонафталин	В ультрафиолетовых лучах

При определенном положении камня по отношению к источнику света можно наблюдать «зоны роста» — полосы, перпендикулярные к оси роста кристалла. Если зоны хорошо видны, то профиль отверстия совершенно не виден. Меняя ориентацию камня, можно добиться исчезновения зон роста.

При контроле внутренней геометрии камней с помощью иммерсионной жидкости следует быть осторожным в толковании наблюдения, особенно при исследовании оливажа сквозных камней. В иммерсионной жидкости с меньшим показателем преломления, чем у корунда, диаметр отверстия кажется бóльшим, чем в действительности. Зоны роста могут исказить профиль отверстия.

Метод контроля внутренней геометрии камней в иммерсионной жидкости обеспечивает надежные результаты при соблюдении двух условий [55]: 1) используемая жидкость должна иметь показатель преломления, который не отличался бы от показателя преломления камня больше, чем на одну сотую при определенной температуре и освещении; 2) камень должен быть ориентирован так, чтобы «зоны роста» синтетического кристалла максимально исчезали.

ВЕЛИЧИНА, СТАБИЛЬНОСТЬ ТРЕНИЯ КАМНЕВЫХ ОПОР И ИХ ЗАВИСИМОСТЬ ОТ МАТЕРИАЛОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Современная теория трения не во всех случаях позволяет количественно оценивать влияние качества поверхности и других факторов на величину и стабильность трения КО. Дополнительную информацию дают результаты экспериментальных исследований, которые позволяют при проектировании учесть влияние конструкционных, смазочных материалов и технологических факторов на фрикционные характеристики опор.

Как правило, для приборов короткого периода действия определяющим параметром опор является малое трение, а для приборов длительного действия обычно более существенно стабильное трение, конечно, если величина последнего не превышает допустимого предела. Пути снижения и стабилизации трения имеют много общего, ибо низкое трение часто означает и более стабильное трение. Однако пути решения этих двух задач не всегда совпадают. Из известных способов снижения трения в миниатюрных опорах наибольший интерес для данной работы представляют два: а) уменьшение плеча действия силы трения (уменьшение радиуса цапфы и б) снижение коэффициента трения [44].

Постоянство трения обуславливается стабильностью механических и физико-химических свойств трущихся поверхностей. Из многочисленных факторов наибольшее влияние на него оказывают износ и состояние пленок, разделяющих трущиеся поверхности. При наиболее распространенном граничном режиме трения в КО основные пути стабилизации трения направлены на снижение износа за счет подбора материалов с оптимальными свойствами, обеспечения наиболее выгодных напряжений в зоне контакта и реализации эффективной смазки.

1. ВЛИЯНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ, КОНСТРУКЦИОННЫХ И СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ВЕЛИЧИНУ И СТАБИЛЬНОСТЬ ТРЕНИЯ

Влияние контактного давления на коэффициент трения f . Как уже отмечалось, трение минералов определяется преимущественно упругой деформацией области контакта [8]. В этом случае можно ожидать отклонения трения таких материалов от закона пропорциональности. Проверка применимости закона Амонтона—Кулона к трению камневых материалов проведена на паре сталь—корунд

[48]. Для этого было предпринято измерение изотермической зависимости коэффициента трения от величины наибольших давлений в контакте в диапазоне 150—1500 н/мм² (наиболее распространенном для КО). Давление изменялось как за счет контурной площади при постоянной нагрузке (рис. 10, кривая 1), так и за счет нагрузки (кривая 2). Опыты проводились на приборе ГТ-1. Верхний полусферический закаленный образец из стали У10А перемещался по контртелу — смазанной маслом МБП-12 полированной рубиновой пластине (V13) со скоростью 1,7 мм/сек.

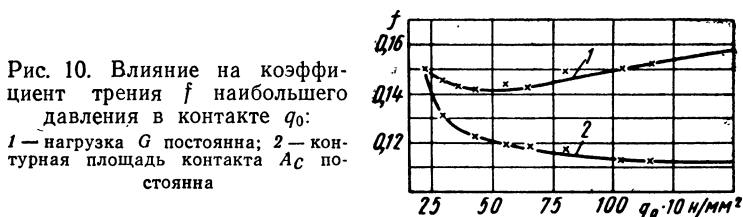


Рис. 10. Влияние на коэффициент трения f наибольшего давления в контакте q_0 :
1 — нагрузка G постоянна; 2 — контурная площадь контакта A_c постоянна

В обоих случаях зафиксировано нарушение закона Амонтона—Кулона. Интересно отметить значительное расхождение хода кривых 1 и 2. С увеличением наибольшего давления в контакте q_0 за счет уменьшения контурной площади контакта коэффициент трения, проходя через минимум (340—540 н/мм²), возрастает. Таким образом, коэффициент трения f имеет нелинейную зависимость от давления для пары трения сталь—корунд в диапазоне от 150 до 1500 н/мм². Величина f может существенно изменяться при одном и том же давлении в зависимости от величины контурной площади контакта.

Влияние твердости металла и качества масла на коэффициент трения f . Величина момента трения КО определяется не только фрикционными свойствами каменных материалов, но и свойствами металла, в паре с которым работает минерал. Из теории трения известно, что с увеличением твердости контактирующих материалов снижается коэффициент трения. Это следует учитывать при подборе металлов для КО. На четырехшариковом трибометре автором проведено сравнение традиционных металлов КО, а также новых металлокерамических сплавов в паре с лейкосапфиром. Условия испытания те же, что и в предыдущем опыте, контртелом служил лейкосапфировый образец.

Как следует из табл. 16, где металлы расположены по возрастающей твердости, отмеченная закономерность соблюдается и для гетерогенных сплавов. Из испытанных материалов только коэффициент трения кобальт-вольфрама оказался ниже, чем можно было ожидать, из-за его относительно малой твердости. Допустимо предположить, что причиной этой аномалии является низкое сопротивление срезу кобальта — одного из компонентов этого сплава.

При граничной смазке даже диоктилсебацатом (синтетическая жидкость с низкой смазочной способностью) закономерность нарушилась. Правда, в этом случае кобальт-вольфрам также показал коэффициент трения f ниже, чем у сталей, но его численное значение для всех материалов стало почти одинаковым. Смазка часовым маслом МЗП-6, содержащим ПАВ, еще больше сни-

Таблица 16

Влияние твердости металлов на коэффициент трения

Наименование материала	Твердость в H/mm^2	Удельное давление в H/mm^2	Коэффициент трения $f \cdot 10^2$		
			без смазки ¹	смазка диоксидом титана	смазка маслом МЭП-6
Монель-металл НМТМц	1570	2040	52	23	13
Кобальт-вольфрам	7300	2080	38	20	12
Сталь У10А	9400	2080	50	22	12
Сталь ШХ15	10 300	2080	40	22	12
Твердый сплав ВК20	11 000	3250	35	23	16
Кобальтитановый твердый сплав	14 800	3250	36	26	15
Твердый сплав ВК10	16 000	3250	32	23	16
Лейкосапфир	22 500	2650	30	20	16

¹ Трехкратная очистка в бензине «Галоша».

зила трение и уменьшила влияние природы материалов и их твердости. При смазке маслом с высокой смазочной способностью у химически более активных металлов трение снизилось больше, что объясняется взаимодействием молекул ПАВ с поверхностью трения.

Влияние ориентации оптической оси корунда на стабильность трения. В работе [60] проверялся срок службы сферических каменных опор в зависимости от ориентации рабочей поверхности камня основной формы С к оптической оси кристалла корунда. Сферические стальные закаленные цапфы имели радиус $0,4 \pm 0,1$ мм, радиус сферической поверхности камня составлял 1,8 мм. Вес подвижной системы соответствовал 0,17 н. При этом среднее давление в контакте равнялось 1120 н/мм^2 , максимальное достигало 1675 н/мм^2 .

Продолжительность срока службы определялась количеством оборотов, которые совершают опоры до того момента, когда первоначальная величина трения возрастет на 2,5%.

В испытаниях участвовали камни, оптическая ось кристалла которых составляла с поверхностью трения 0, 45, 62 и 90°. На рис. 11 изображены кривые, показывающие, что как со смазкой, так и без смазки наибольшей стабильностью обладают опоры, оптическая ось камня которых расположена перпендикулярно к поверхности трения. Даже при сухом трении при такой ориентации камня можно обеспечить стабильное трение в течение продолжительного срока работы опор.

На рис. 12 показано влияние нагрузки на стабильность трения в сферических опорах. Условия эксперимента те же, что и в предыдущем случае. С увеличением нагрузки, как и следовало ожидать, резко снижается ресурс. Интересно отметить, что при опти-

мальной ориентации (90°) опоры без смазки показали одинаковые результаты с опорами (0°), смазанными приборным маслом с хорошей смазочной способностью.

Характер изменения момента трения в сферических опорах (90°), смазанных приборным маслом, определяется при прочих

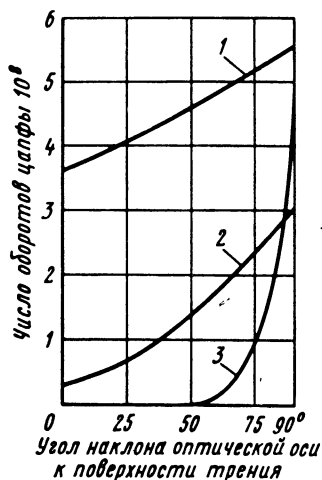


Рис. 11. Зависимость продолжительности работы сферических КО с неизменным моментом трения $M_{\text{ц}}$ от кристаллографической ориентации подпятников:

1 — приборное масло; 2 — парафиновое масло; 3 — сухое трение

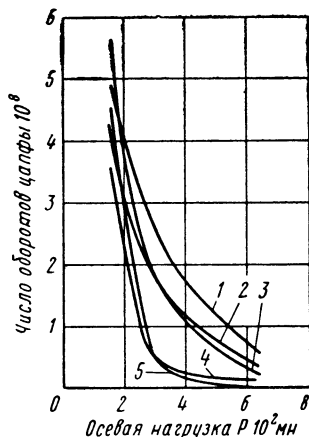


Рис. 12. Зависимость продолжительности работы сферических КО с неизменным моментом трения $M_{\text{ц}}$ от нагрузки P :

1—4 — смазка приборным маслом; 5 — сухое трение. Угол между осью опоры и оптической осью кристалла: 1, 5— 90° ; 2— 45° ; 3— 62° ; 4— 0°

равных условиях нагрузкой. При нагрузке $0,17 \text{ н}$ (рис. 13) момент трения постепенно увеличивается. Через 300 миллионов оборотов он достигает стабильной величины, которая сохраняется длительное время, определяемое постоянством характеристик зоны контакта. При больших нагрузках момент трения относительно быстро возрастает; в этом случае пологий ход кривой не наблюдается.

Микроскопическим исследованием установлено, что в опорах, в которых первоначальная величина трения увеличилась на $2,5\%$, наблюдается износ контактных поверхностей. Характер износа камня различен (рис. 14). Тип 1 износа камня основной формы С чаще всего возникает в опорах с оптической осью, расположенной под углом 90° к поверхности трения. Это наименее опасный вид износа. Износ, условно названный типом 3, сопровождается значительным выкрашиванием поверхности камня (по работе [24] — глубокий вид износа), характерен для опор с оптической осью, расположенной под углами 45 и 62° к поверхности трения. Неравномерный износ поверхности камня (тип 2) чаще всего встре-

чается в опорах с оптической осью, совпадающей с поверхностью трения (0°).

Сопоставление результатов исследований, проведенных при различных нагрузках, со смазкой и без смазки, показывает, что существует определенный предел давлений, при котором в сфери-

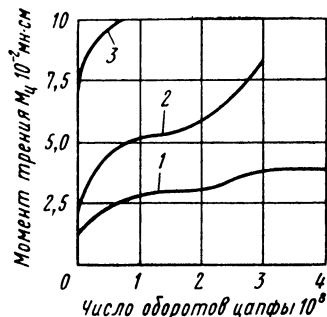


Рис. 13. Зависимость момента трения $M_{\text{ц}}$ сферических КО от продолжительности работы:

1 — нагрузка $P=0,17$ н; 2 — нагрузка $P=0,32$ н; 3 — нагрузка $P=0,62$ н

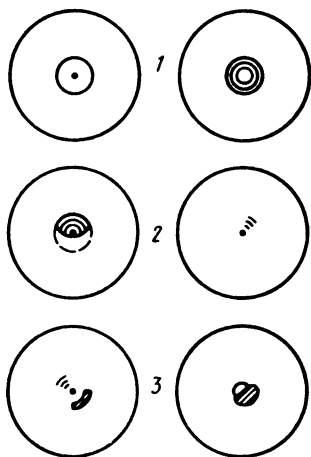


Рис. 14. Характер износа камней основной формы С

ческой опоре может быть достигнут максимальный ресурс (максимальное время работы при заданной скорости вращения). Причем смазка маслом с хорошей смазочной способностью существенно повышает допустимую предельную нагрузку.

Износостойкость пар трения металл—лейкосапфир. Стабильность трения и долговечность МОС с камневыми подшипниками лимитируется износом цапф. Они чаще всего изготавливаются из закаленной стали. Сравнительные исследования износостойкости различных материалов осей позволяют рекомендовать для цапф камневых опор металлокерамический твердый сплав, во много раз повышающий их ресурс [45].

Результаты сравнительных испытаний на износостойкость, проведенные на четырехшариковом трибометре при одинаковой нагрузке на верхний лейкосапфировый образец (11,75 н), приведены в табл. 17. Эталонем в этом случае служил наиболее распространенный материал осей — закаленная сталь У10А. Путь трения составлял 254,4 м. Шероховатость поверхности образцов в начале трения соответствовала $\nabla 12$. Испытания проводились при смазке диоктилсебацнатом, часовым маслом МЗП-6, содержащим ПАВ, и без смазки (трехкратная очистка в бензине марки «Галоша», ГОСТ 443—56).

Таблица 17

Сравнение износостойкости материалов цапф

Наименование материала	Микротвердость в Н/мм ²	Без смазки		Смазка диок- тилсебацина- том		Смазка маслом МЗП-6	
		Линейный из- нос в мкм	Относитель- ная износо- стойкость	Линейный из- нос в мкм	Относитель- ная износо- стойкость	Линейный из- нос в мкм	Относитель- ная износо- стойкость
Монель-металл							
НМТмц	1570	31,4	1,1	20,1	0,5	20,1	0,3
Кобальт-вольфрам	7250	8,7	3,8	9,0	1,1	2,4	2,7
Сталь У10А . . .	9400	33,2	1,0	9,6	1,0	6,4	1,0
Сталь ШХ15 . . .	10 300	45,0	0,8	9,9	1,0	9,4	0,7
Твердый сплав ВК20	11 000	2,3	14,4	1,7	5,6	1,4	4,6
Кобальттитановый							
твердый сплав . . .	14 800	4,3	7,7	3,0	3,2	2,0	3,2
Твердый сплав							
ВК10	16 000	2,4	13,8	2,2	4,4	1,7	3,8
Лейкосапфир . . .	22 420	1,4	23,7	1,4	6,9	0,9	7,1

При изнашивании без смазки закаленные стали У10А и ШХ15 оказались менее износостойкими даже по сравнению с монель-металлом, твердость которого в несколько раз ниже. Исследование изношенного поверхностного слоя этих материалов показало, что он содержит продукты окисления железа. По-видимому, на воздухе абразивный износ этих материалов сопровождается коррозионным, и стали, обладая меньшей коррозионной стойкостью, изнашиваются более интенсивно. По тем же причинам высокую относительную износостойкость ϵ показал менее твердый, чем стали, кобальт-вольфрам.

Как и следовало ожидать, твердые материалы, не подверженные коррозионному износу, обладают высокой износостойкостью. Из твердых сплавов, обладающих примерно одинаковой твердостью, меньшая относительная износостойкость оказалась у более хрупкого кобальттитанового твердого сплава, что подтверждает справедливость выводов, сделанных в работе [24] о значительном влиянии хрупкости на износ материалов.

Смазка химически стабильной синтетической жидкостью, обладающей низкой смазочной способностью, привела к нивелированию износа исследованных материалов. Интересно отметить, что в этом случае продуктов окисления железа не обнаружено, и такое выравнивание относительной износостойкости ϵ , по-видимому, является следствием прекращения коррозионного изнашивания сталей. Линейный износ лейкосапфира, твердых сплавов и кобальт-вольфрама (табл. 17) остался практически прежним, износ монель-металла изменился незначительно, а сталей У10А и ШХ15 — снизился в 3—4 раза.

Повышение смазочной способности масел введением ПАВ приводит к дальнейшему снижению линейного износа, однако величина эффекта зависит от природы материала. Наиболее высок он у кобальтвольфрамового сплава и углеродистой стали.

Влияние контактных давлений на стабильность трения КО. Интересные исследования, связанные с выяснением причин нарушения стабильности хода часов во времени, изложены в работе [59]. Автор связывает нарушение стабильности трения с износом

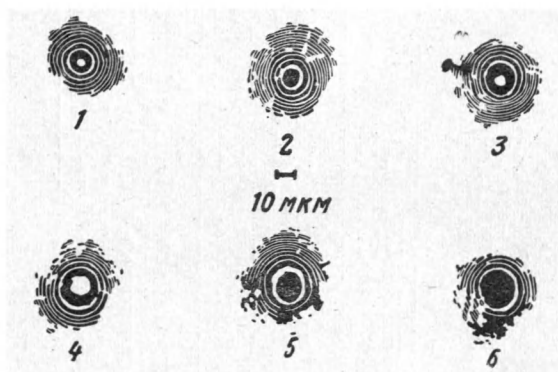
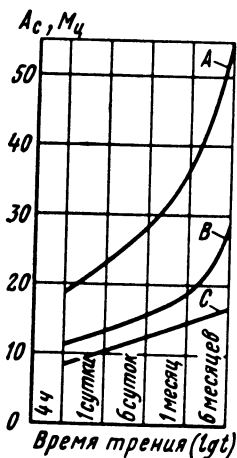


Рис. 15. Кинетика износа пяты цапфы:
1 — начало трения; 2 — через 1 ч; 3 — через 6 ч;
4 — через 1 месяц; 5 — через 2 месяца; 6 — через 6 месяцев

пяты цапфы цилиндрических КО оси баланса. Исследования проводились с помощью интерференционного микроскопа, позволившего оценить изменение контактной поверхности пяты цапфы во времени.



Оси баланса были изготовлены из трех различных сталей, которые были условно обозначены буквами А, В, С. В каждой серии было изготовлено 10 осей для наручных часов одного и того же калибра. Концы цапф были тщательно отполированы окисью алюминия, и им была придана форма сферического сегмента. После полирования цапфы были сфотографированы с помощью интерференционного микроскопа. Затем те же цапфы фотографировались после

Рис. 16. Зависимость диаметра пятна износа e и момента трения M_c от продолжительности работы t , микротвердость в H/mm^2 :

А — 5800; В — 7000; С — 8700

4 ч, 1 дня, 6 дней, 1 месяца, 2 месяцев и 6 месяцев работы. На рис. 15 показана серия таких фотографий, с помощью которых определялось изменение диаметра площадки контакта.

Кривые, изображенные на рис. 16, показывают изменение усредненного по 10 цапфам диаметра площадки контакта в зависимости от логарифма времени работы. На рисунке для каждого случая указана средняя твердость в н/мм^2 , измеренная при нагрузке 0,98 н. Из приведенных результатов следует, что износ цапф обратно пропорционален их твердости. Кривые, приведенные на рис. 16, отображают с точностью до постоянного коэффициента изменение момента трения во времени. Для сталей твердостью C диаметр площадки контакта является линейной функцией логарифма времени. Для сталей твердостью A и B это справедливо в течение первой недели.

2. ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ И СТАБИЛЬНОСТЬ ТРЕНИЯ

К технологическим можно отнести следующие факторы, оказывающие влияние на фрикционные характеристики КО: 1) шероховатость трущихся поверхностей (чистота обработки, риски, царапины); 2) погрешность формы контактирующих деталей (некруглость, асферичность, волнистость); 3) перекося оси и 4) степень оцетки трущихся поверхностей.

Шероховатость. Миниатюрные детали КО составляют специфическую группу узлов трения, толщина поверхностного слоя которых в определенной мере соизмерима с их размерами. Качество поверхности таких деталей (шероховатость ее важнейшая характеристика) во многом определяет их служебные свойства.

При назначении шероховатости следует учитывать ее влияние не только на фрикционные, но и на другие характеристики опор. Точность центрирования опор с цилиндрической цапфой непосредственно зависит от затора. Большая шероховатость ограничивает точность изготовления сопряженных деталей, соответственно снижая точность центрирования. Надежность прессовых посадок также зависит от шероховатости соединяемых деталей.

Снижение шероховатости благоприятно сказывается на прочности и несущей способности опор. Глубокие риски, характерные для низких классов чистоты обработки, служат концентраторами напряжений, снижая объемную прочность как каменных, так и металлических деталей опор [21]. Повышение шероховатости ведет к увеличению допускаемых контактных давлений [30].

Грубая обработка может явиться причиной нарушения смазки. Шероховатая поверхность способствует растеканию и испарению смазочного масла. При прочих равных условиях низкие классы чистоты ускоряют старение смазочного материала в КО [22]. С повышением шероховатости снижается коррозионная стойкость металлических поверхностей [21, 8].

Исходная (обработочная) шероховатость при трении сохраняется недолго. В процессе работы устанавливается так называемая равновесная (прирабочная) шероховатость, характерная для условий трения и мало зависящая от исходной. В связи с этим следует различать понятие оптимальной шероховатости для поверхностей с кратким и длительным ресурсом работы. Для первых

оптимальной будет шероховатость, соответствующая минимальному трению, для вторых — шероховатость, соответствующая стабильной величине трения и минимальному износу.

Минимальное трение — функция исходной шероховатости. Влияние исходной шероховатости рубиновых камней на трение изучено в работе [43]. Исследовалось граничное трение рубиновых поверхностей различной шероховатости ($\nabla 8$, $\nabla 11$, $\nabla 13$ и $\nabla 14$) в паре со стальной закаленной до $HRC60$ цапфой, обработанной до $\nabla 13$. Контактные давления в начале трения имели величину 882 н/мм^2 , скорость относительно сдвига составляла $1,7 \text{ мм/сек}$.

На рубине с классом чистоты обработки поверхности $\nabla 14$ и $\nabla 8$ коэффициент трения в начальный момент приработки изменяется значительно, чем на рубине с шероховатостью поверхности $\nabla 13$ и $\nabla 11$. Минимальное трение на протяжении всего исследования зафиксировано при шероховатости $\nabla 11$.

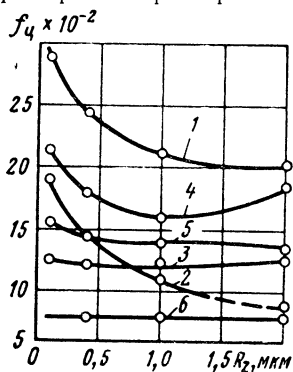


Рис. 17. Зависимость коэффициента трения f от высоты неровностей R_z :

1—3 — без смазки; 4 — смазка УПИ; 5—6 — смазка МБП-12; 3—6 — динамическое трение ($v=1,4 \text{ см/сек}$); 1, 2, 4, 5 — статическое трение; 1, 4, 5 — зазор $\Delta p=2 \div 5 \text{ мкм}$; 2, 3, 6 — зазор $\Delta p=20 \div 30 \text{ мкм}$; наибольшее давление q_0 в н/мм^2 : 1, 5—500; 3, 6—350; 4—200; 2—1300

При шероховатости отверстия камня $\nabla 13$ минимальное трение имеет место при 9—10-м классе чистоты обработки стальной закаленной цапфы [46]. Наличие смазки нивелирует зависимость коэффициента трения f от шероховатости, однако минимальное значение f также соответствует шероховатости $\nabla 11$. Контактные давления в диапазоне $274—1010 \text{ н/мм}^2$ также не смещают значения минимума трения.

Результаты исследования шероховатости прецизионных опор, цапфы которых изготовлены из твердого сплава ВК10, а оливированный камень формы X ($r_1=0,5d$) — из лейкосапфира шероховатостью $\nabla 13$, приведены на рис. 17. Как следует из графика, у цапф шероховатостью выше 8—10-го классов чистоты зависимость неоднозначна.

В случае граничной смазки жидкостью с низкой смазочной способностью кривая 4 имеет ярко выраженный минимум. Масло с высокой смазочной способностью нивелирует влияние шероховатости (кривые 5, 6). Аналогично влияет, по-видимому, увеличение скорости сдвига.

Влияние характера технологической обработки цапф оси баланса часов К-26 на момент трения изучено в работе [13]. Опоры смазывались часовым маслом МБП-12, класс чистоты обработки отверстия сквозного камня соответствовал $\nabla 13$. Сравнивался момент трения цапф, обработанных твердосплавными шайбами до

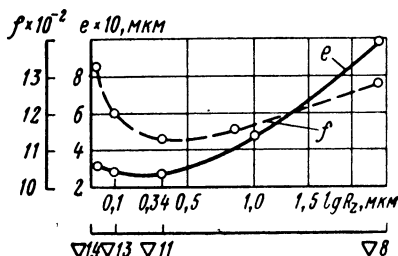
шероховатости $\nabla 12$ и дополнительно глянцевавшихся алмазистыми пастами. Во втором случае наблюдалось некоторое увеличение динамического трения. Момент трения цапф, обработанных методом гидрополировки ($\nabla 13 - \nabla 14$), оказался на 20% выше, чем цапф с шероховатостью поверхности $\nabla 12$.

Из анализа представленных материалов следует, что минимум динамического и статического трения КО при различных смазках (и без них) и давлениях меняется в зависимости от условий работы.

Однако ни в одном случае он не соответствует самой малой шероховатости. Распространенное в приборостроении мнение о необходимости повышения класса чистоты обработки трущихся поверхностей опор для снижения трения не имеет универсального значения.

Стабильное трение — функция равновесной шероховатости. В КО, работающих со смазкой, изменения трения вызываются прежде всего нарушением исходного режима смазки и износом. Продукты износа не только способствуют абразивному изнашиванию, но, что более важно, являются катализаторами окисления смазочного материала. Поэтому в случае КО длительного действия оптимальной следует считать шероховатость, обусловленную минимальным приработочным износом. Такая шероховатость отвечает не наиболее низкому, а наиболее стабильному трению.

Рис. 18. Зависимость коэффициента трения f и диаметра пятна износа e стали У10А ($\nabla 13$) от логарифма высоты неровностей рубина. Путь трения 1000 мм, f — смазка МБП-12; e — без смазки



Модельными, натурными исследованиями и анализом трущихся поверхностей КО после продолжительной эксплуатации установлено [43, 46], что приработка стальных цапф ($\nabla 13$) протекает с минимальным износом при шероховатости рубина, характеризующейся $R_z = 0,1 - 0,3 \text{ мкм}$ (рис. 18). При трении стальных цапф с различной шероховатостью в паре с рубином, обработанным до $\nabla 13$, минимальный приработочный износ соответствует $R_z = 0,2 \text{ мкм}$ (рис. 19).

Оптимальной шероховатостью поверхности стальной закаленной цапфы следует считать шероховатость $\nabla 12 - \nabla 13$, а камня — $\nabla 13$. Хотя повышение скорости сдвига до 2 м/сек не меняет характера износа, для быстровращающихся цапф предпочтительнее шероховатость $\nabla 13$.

Повышение контактных давлений, ускоряя процесс изнашивания по крайней мере в диапазоне $400 - 1000 \text{ н/мм}^2$, не изменяет оптимального значения шероховатостей. Аналогично влияет отсутствие смазки. Если шероховатость больше указанных пределов, то при приработке она уменьшается, в противном случае — наоборот. Приработка цапф с шероховатостью $\nabla 14$ происходит в нес-

олько стадий (рис. 20): вначале приработки шероховатость резко повышается (наблюдается значительное образование продуктов износа), затем постепенно приближается к оптимальной шероховато-

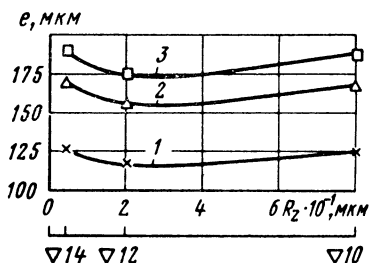


Рис. 19. Зависимость диаметра пятна износа e стали с различной шероховатостью поверхности при трении о рубин с шероховатостью $\nabla 13$. Смазка — диоктилсебагинат. Наибольшее давление в начале трения $q_0 = 420 \text{ н/мм}^2$. Путь трения: 1—1 м; 2—2 м; 3—5 м

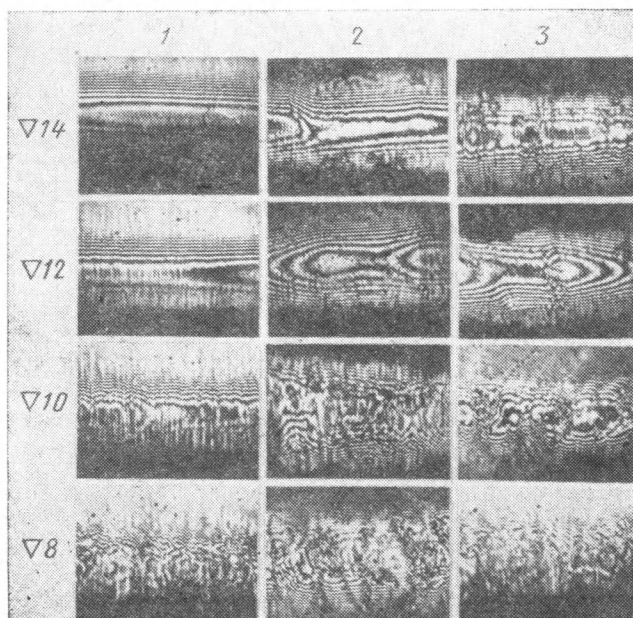
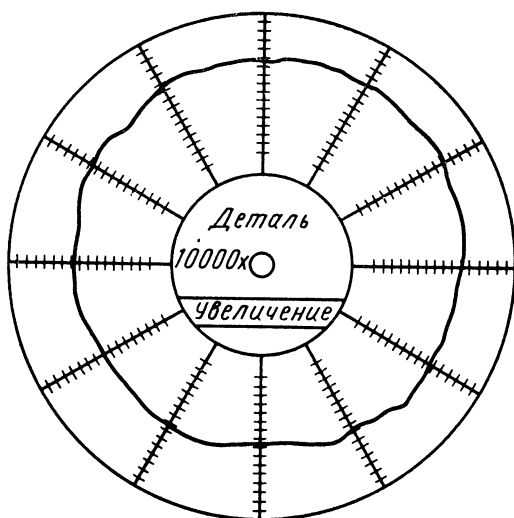


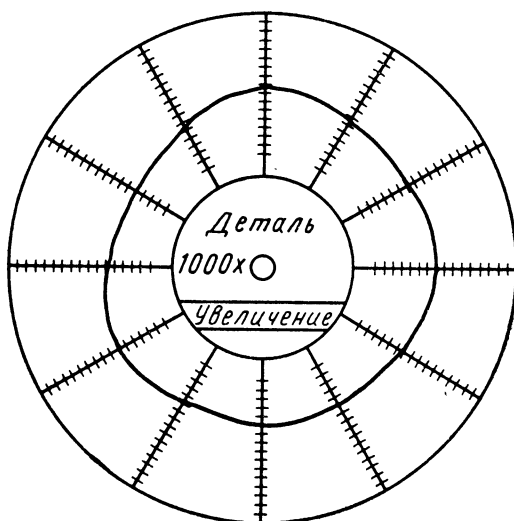
Рис. 20. Кинетика приработки цапф с различной шероховатостью поверхности при трении в паре с рубином шероховатостью $\nabla 13$. Режим колебательный:

1 — начало трения; 2—7 ч; 3—21 ч

сти $\nabla 12$. Как и в случае минимального трения, самый высокий класс чистоты обработки при исследованных условиях трения не является оптимальным.



а)



б)

Рис. 21. Погрешность формы сечения:

а — цапфы (увеличение $\times 10\,000$); б — оливиранного отверстия камня (увеличение $\times 1000$)

Из-за несовершенства технологии и по другим причинам на трущихся поверхностях образуются риски, царапины и другие дефекты обработки, которые не изменяют класс чистоты, но влияют на функционирование КО. Проведенные исследования и длительный опыт применения КО показывают, что такие дефекты мало изменяют величину трения, но, ускоряя износ, нарушают его стабильность. При прочих равных условиях они менее ощутимы на малых скоростях вращения цапфы.

Погрешность формы. В реальных условиях форма соприкасающихся деталей КО отличается от заданной (рис. 21). Чем меньше габаритные размеры деталей, тем большее влияние на их функционирование оказывает погрешность формы. В то же время миниатюрные размеры осложняют контроль формы деталей опор.

Некруглость, асферичность, волнистость снижают площадь контакта трущихся поверхностей, вызывая концентрацию напряжений. Увеличение напряжений изменяет коэффициент трения и ускоряет износ.

Кроме того, указанные погрешности влияют непосредственно на момент трения, изменяя плечо действия сил трения, которое в этом случае не соответствует расчетному.

Особенно чувствительно к нарушениям формы статическое трение. Очевидно, по этой причине наблюдается разброс статического момента трения прецизионных камневых опор до 50% и более. Аналогичное явление имеет место в керновых опорах. По данным А. Г. Бартенева [4], основной причиной возникновения ошибок в электроизмерительных приборах класса 0,2—0,5 является разброс момента трения в опорах, вызванный неправильностью сферической формы пяты керна и кратера подпятника.

Нарушения плавности формы оливированного отверстия сквозного камня часто являются причиной ускоренного износа КО даже при хорошей граничной смазке. Наиболее опасны нарушения формы контактных поверхностей при работе КО в условиях вибрации.

При проектировании следует учитывать, что минимизация погрешности формы резко удорожает стоимость опор. Поэтому только в наиболее ответственных случаях следует задавать жесткие допуски на форму трущихся поверхностей опор. В иных случаях вредное влияние этих погрешностей можно снизить повышением запаса контактной прочности.

Перекося осн. Особенно чувствительны к перекоосу оси КО с цилиндрической цапфой и цилиндрическим отверстием камня. Такие опоры отличаются высокой несущей способностью, которая резко снижается при перекосе оси. Вызываемый погрешностью центрирования и несоосностью камней перекося оси приводит к увеличению напряжений в контакте. Уменьшение контурной площади контакта при возрастании давлений увеличивает коэффициент трения и ускоряет износ.

Исследования показывают, что наличие перекося осей в наручных и технических часах на порядок и больше уменьшает участки действительного контакта и приводит к аналогичному увеличению контактных давлений [46]. На цапфах, работающих с перекосом оси, в период приработки на рабочих участках наблюдаются пояска, площадь которых намного меньше расчетной площади контакта. Повышение напряжений на этих участках за допустимые пределы вызывает износ, быстро распространяющийся на всю цапфу.

При оливированных отверстиях камней перекося горизонтальной оси закрытых опор, не приводящий к заклиниванию цапф, мало влияет на фрикционные характеристики опор (рис. 23). При вертикальном положении оси ее перекося вызывает дополнительное трение цапф (кроме пяты) об оливированную поверхность отверстия камня и тем самым увеличивает интегральное трение.

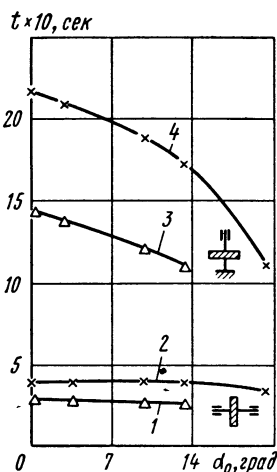


Рис. 22. Зависимость времени затухания колебательной системы от угла перекося оси баланса:

1, 2 — ось горизонтальна; 3, 4 — ось вертикальна; 1, 3 — сухое трение; 2, 4 — смазка МБП-12

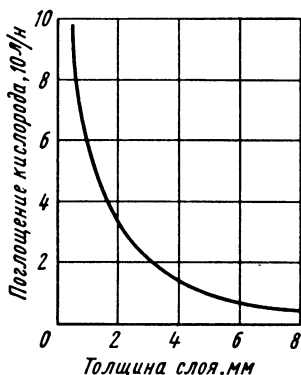


Рис. 23. Влияние толщины слоя глубокоочищенного костяного масла на его окисление (температура 50°C , время — 48 ч)

С точки зрения фрикционных характеристик закрытых опор с оливированными камнями перекося оси приводит к снижению перепада момента трения при изменении ее положения в пространстве. Применительно к опорам баланса этот эффект может быть использован для снижения позиционной ошибки часов. Им же можно объяснить большой разброс перепада амплитуды в часах, имеющих одинаковые опоры оси баланса.

Вредное влияние перекося оси можно устранить применением камней с оливированным отверстием. При невозможности устранения перекося и использовании камней с цилиндрическим отверстием следует на порядок и больше снижать контактные давления в опорах относительно допустимых. Для обеспечения высокой несущей способности рекомендуются КО с самоустанавливающимися камневым подшипником.

Степень очистки трущихся поверхностей оказывает большое влияние на величину и стабильность трения КО. Этот вопрос рассмотрен Г. И. Фуксом с сотрудниками [39]. Ими показано, что коэффициент статического трения деталей опор в зависимости от

степени очистки может изменяться от 0,1 до 1,3. Последнее значение соответствует очистке в тлеющем разряде.

Загрязнения поверхности (окисленное масло, мыла и т. п.), проникающие в масло в процессе смазки, могут резко снизить срок его службы. Низкая степень очистки — одна из распространенных причин нарушения стабильности трения в КО.

В работе [10] ошибочно утверждается, что коэффициент статического трения смазанных и несмазанных опор одинаков. Анализ эксперимента, на основании которого сделано такое утверждение, показывает, что без смазки использовались недостаточно хорошо очищенные опоры.

По данным работы [60], следы масла с поверхности цапфы сферической каменной опоры удается удалить только при повторной шлифовке. После погружения цапфы в трансформаторное масло тщательная очистка трихлорэтиленом не удаляет масла с трущихся поверхностей. После приложения к опоре давления 4170 н/мм^2 на цапфе и на камне были видны следы масла.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОДБОРА И ПРИМЕНЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В КО смазочные материалы применяют для снижения и стабилизации трения, предотвращения или уменьшения износа и защиты металлических деталей опор от коррозии. Наряду с этим они выполняют и дополнительные функции: отводят тепло из зоны трения, способствуют повышению несущей способности опор, удерживают продукты износа во взвешенном состоянии, демпфируют ударные и вибрационные нагрузки.

При подборе исходят из основного назначения смазочного материала для конкретной опоры. В отдельных случаях при подборе смазочного материала дополнительные функции, выполняемые смазочным материалом, могут иметь решающее значение. В КО предпочитают преимущественно жидкие смазочные материалы.

Отличительные признаки смазочных материалов, применяемых в КО. Малые размеры деталей и особые свойства камневых материалов привели к тому, что в КО контактные давления иногда достигают $(2,0—2,5)10^3 \text{ н/мм}^2$. При этом опоры должны быть чувствительны к предельно малым усилиям сдвига. Тонкие слои смазочных материалов, разделяющие сопряженные детали опор, должны отличаться высоким сопротивлением нормальным нагрузкам и возможно меньшим сопротивлением сдвиговым усилиям. Подобными свойствами обладают только масла и смазки с высокой смазочной способностью [36].

Другая отличительная особенность смазочных материалов связана с технологией смазки КО. В них размещается очень малый $(1 \cdot 10^{-7}—4 \cdot 10^{-3} \text{ мл})$ и несменяемый (несколько лет) объем масла [40]. В связи с этим масла и смазки должны иметь высокую стабильность своих свойств во времени.

Третья специфическая особенность смазочного материала (масла) также является следствием технологии смазки и связана с поверхностными свойствами жидких масел. КО, как правило, не снабжаются лубрикатами или другими устройствами, аккумулирующими масло. Масло вводится в зазоры между деталями опор, где фиксируется за счет поверхностных и капиллярных сил. Поэтому масла, используемые в КО, должны обладать высокой адгезией и достаточным поверхностным натяжением.

Перечисленные особенности смазочных материалов характерны для большинства приборных масел и смазок. Приборные масла и смазки относятся к числу наиболее качественных смазочных материалов. Их стоимость в сотни раз превышает стоимость минеральных масел общего назначения [29].

Технические требования к приборным маслам делятся на общие и частные [38].

К общим требованиям относятся: а) высокая смазочная способность; б) высокая стабильность свойств во времени; в) отсутствие коррозионного воздействия на смазываемые материалы; г) оптимальные поверхностные свойства; д) оптимальная вязкость и е) широкий температурный диапазон применения.

Смазочная способность или, как ее иногда называют, маслянистость является одним из основных технических свойств приборных масел. Тем не менее она не нормируется. На практике о смазочной способности судят по величине коэффициента трения f и скорости изнашивания смазываемых материалов I_i . Чем ниже f и I_i , тем выше смазочная способность.

Способность масел снижать коэффициент трения рассматривается как их антифрикционное свойство. Снижение износа и сохранение стабильного коэффициента трения во времени связывается с противозносными характеристиками смазочных материалов. Указанные свойства иногда оцениваются «несущей способностью» граничных слоев [2].

Антифрикционные и антиизносные свойства смазочных материалов, как было показано в гл. III, зависят не только от качества смазок, но и от природы материалов трущихся поверхностей. По этой причине невозможно нормировать показатель смазочной способности. Известно, что масла с хорошей смазочной способностью в 2—8 раз снижают коэффициент граничного трения. Такие масла в 8 раз и более уменьшают интенсивность изнашивания стали У10А в паре с лейкосапфиром.

Стабильность свойств масел и смазок во времени зависит от их химической и физической стабильности. Химическая стабильность характеризуется низкой скоростью поглощения кислорода и нарастания вязкости, кислотности и перекисных чисел. Скорость окисления, как правило, повышается с температурой. Способствует окислению масел и смазок действие света, каталитическое действие металлов и некоторых других веществ. Для многих приборных масел скорость окисления существенно зависит от удельной поверхности (отношения поверхности, соприкасающейся с кислородом, к объему) масла. Гарантийный срок на масла и смазки устанавливаются в зависимости от допустимой степени изменения их свойств при хранении в состоянии поставки с учетом опыта применения. Физико-химические изменения (увеличение кислотности, перекисного числа, вязкости) регламентируются техническими условиями. Срок хранения далеко не всегда совпадает со сроком допустимой эксплуатации масел, так как в зависимости от конкретных условий второй может быть существенно больше или меньше первого [38].

Окисление является главной, но не единственной причиной недопустимых химических превращений смазочных материалов. Высокая влажность в сочетании с повышенной температурой способствует гидролизу некоторых масел с выделением коррозионно-агрессивных веществ. Не допускается применение масел, способных к самопроизвольной полимеризации, конденсации или деструкции в условиях хранения и применения.

Физическая стабильность характеризуется низкой скоростью испарения. Испаряемость масел зависит от их состава и глубины очистки. Высокая испаряемость особенно опасна для масел, применяемых в малых объемах. С увеличением температуры и удель-

ной поверхности контакта с воздухом скорость испарения большинства смазочных материалов быстро возрастает. Испарение приводит к недопустимым изменениям свойств масел. В начале возрастает вязкость, в дальнейшем исчезает жидкая фаза. Последнее может привести к сухому трению. Испаряемость строго регламентируется техническими условиями на смазочные материалы.

Наличие коррозионных агентов (воды, минеральных кислот, органических кислот высокой концентрации) в смазочном материале, применяемом для КО с металлическими элементами, недопустимо. Все масла и смазки подвергаются испытаниям на коррозионную агрессивность по отношению к тем материалам, в контакте с которыми они работают. Смазочный материал под каплей масла не должен проявлять признаков коррозии при температуре применения по крайней мере в течение 30 суток [38].

Поверхностные свойства масел оцениваются коэффициентом поверхностного натяжения, краевым углом смачивания θ и растекаемостью. Последние две характеристики существенно зависят от ПАВ, присутствующих в масле, состава и степени очистки смазываемой поверхности, ее шероховатости. Для приборных масел, размещаемых в зазорах опоры, недопустима капиллярная депрессия ($\theta > 90^\circ$), при которой масла не проникают в зазоры. Большая растекаемость особенно опасна для масел, фиксируемых на открытых поверхностях. Чем меньше зависимость поверхностных свойств масел от температуры и степени очистки смазываемых поверхностей, тем надежнее их фиксация в узлах трения и шире область применения.

Вязкость. КО работают в граничном, смешанном и жидкостном режимах смазки. Для КО жидкостного режима подбирают масла с вязкостью не выше $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$. При смешанном режиме смазки в зависимости от условий работы (скорость, зазор, нагрузка) и доли жидкостного трения вязкость применяемых масел может колебаться от 60 до $300 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ при 20°C [55]. Для КО, работающих в широком диапазоне температур, одним из основных технических требований является малая зависимость вязкости масла от температуры.

Температура применения. Как уже отмечалось, с повышением температуры может резко возрастать скорость окисления и испарения приборных масел. Поэтому окисляемость и испаряемость определяют верхний температурный предел и срок их применения. При низких температурах возрастает вязкость, появляется статическое сопротивление сдвигу. Нижний температурный предел работы масел характеризуется температурой застывания. Она должна быть на $6\text{--}7^\circ$ ниже температуры их применения [38].

Частные технические требования к смазочным материалам вытекают из специфических условий применения КО. В некоторых приборах КО работают при экстремальных температурах (-70 ; $+250^\circ \text{C}$), в вакууме, в среде кислорода, азота и других газов, в условиях радиационного излучения. Приборные масла, применяемые в тропическом климате, должны обладать не только повышенной химической стабильностью и влагостойкостью, но и противостоять поражению микроорганизмами. От некоторых масел, применяемых в электроприборах, требуют или высокой электрической проводимости, или, наоборот, повышенного сопротивления электрическому току. Обычные приборные масла, будучи в объеме ди-

Таблица 18

Характеристика смазочных материалов, применяемых в камневых опорах

Марка смазочного материала	ГОСТ, технические условия	Температур- ный предел работоспособ- ности в °С	Температура засты- вания в °С	Вязкость η_{50}° в 10^{-6} м ² /сек при 50 °С	Отношение вязкостей $\eta_{20}^{\circ}/\eta_{50}^{\circ}$	Нарастание вяз- кости по ГОСТ 7934—56	Испаряемость по ГОСТ 7934—56 в %	Растекаемость по ГОСТ 7934—56 в %	Коэффициент трения*	Диаметр пятна износа* в мм	Длитель- ность сохране- ния свойств в состоянии поставки в годах
МЦ-3 НИИЧП-МБЧ- -30-3	7935—56 ТУ-25-09-17—69	-10 ÷ +50 -20 ÷ +50	-15 -28	27—30 25—30	3,5 3,8	2,0 19,0	0,1 10,5 (70°С, 24 ч)	0,5 1,0	0,11 0,11	120 200	3,0 5,0
МЗП-6 МБП-12 МЧМ-5	7935—56 7935—56 ТУ-18-РСФСР- -278—70	-10 ÷ +50 -10 ÷ +50 -10 ÷ +50	-20 -20 -25	23—26 19—22 15—18	3,4 3,2 2,8	(температу- ра испытан- ия 80 °С, время испытания 100 ч) 4,0 3,0 1,0	0,2 0,2 0,18	0,5 0,5 1,0	0,14 0,12 0,10	128 140 160	3,0 3,0 2,0
С-3	СТУ-36-10-17— 63	-35 ÷ +50	-45	11,4— 12,5	3,5	—	0,50	1,5	0,16	120	—
С-2	То же	-45 ÷ +50	-50	8,3—9,4	3,3	—	1,0	2,0	0,22	160	—
С-1	»	-40 ÷ +50	-55	5,0—6,2	2,8	—	2,0	Полная	0,25	250	—
МН-30	8781—71	-30 ÷ +50	-40	22—23	3,6	1,0	0,2	0,5	0,13	130	5,0
МН-45	8781—71	-45 ÷ +50	-52	15—16	3,3	1,0	0,2	0,65	0,11	150	5,0
МН-60	8781—71	-60 ÷ +50	-67	11—12	3,5	1,0	0,2	0,75	0,12	160	5,0

НИИЧП-МН-60у	ТУ-18-РСФСР-198-69	-60 ÷ +50	-67	11-14	3,6	—	0,4 (80°C, 24 ч)	—	0,12	152	5,5
НИИЧП-НС-6п	ТУ-18-РСФСР-197-69	-60 ÷ +80	-70	11-14	3,5	1,0	0,5 (80°C, 24 ч)	—	0,12	110	5,0
ОКБ-122-4	МХП 4216-55	-60 ÷ +70	-70	11-14	2,6	—	0,65 (80°C, 24 ч)	—	—	—	2,5
ОКБ-122-14	МХП 4216-55	-60 ÷ +70	-70	22-28	2,6	—	0,3	—	—	—	2,5
ОКБ-122-16	МХП 4216-55	-60 ÷ +100	-70	22-28	2,5	—	0,47	Полная	0,12	180	2,5
МП-704	ВТУ-МП-184-65	-50 ÷ +80	Ниже 50	5-7	2,5	—	6,0 (70°C, 24 ч)	»	0,09	94	—
МП-609	ТУ 38-1-01-76-70	-60 ÷ +100	-110	12,0	1,7	—	5,0 (70°C, 24 ч)	»	0,21	240	—
МП-614	ТУ 38-1-134-67	-60 ÷ +100	-65	6	4,1	—	5,0 (80°C, 100 ч)	»	0,23	200	5,0
ВНИИП-1-ЧМО	13374-67	-60 ÷ +170	-60	103	3,0	0,0	3,2 (80°C, 50 ч)	»	0,17	150	2,5
МП-601	ВТУ НП 142-63	-60 ÷ +180	Ниже -70	20	—	—	25 (150°C, 50 ч)	»	0,14	240	—
МП-605	ТУ 38-1-01-78-70	-60 ÷ +200	-90	35	2,0	—	5,0 (200°C, 100 ч)	»	0,13	208	—
МП-610	ТУ 38-1-99-67	-60 ÷ +250	-70	116	1,3	—	5,0 (200°C, 100 ч)	»	0,21	160	3,0
МЧТ-3	ТУ 18-РСФСР-231-70	-10 ÷ +60	-18	22-25	3,3	3,5 (50°C, 48 ч)	0,2	1,0	0,13	120	2,5
МПТ-3	То же	-10 ÷ +60	-15	30-35	4,0	3,5 (50°C, 48 ч)	0,2	1,0	0,1	120	2,5

* Получены при трении в течение 3 ч пары сталь-рубин, смазанных различными маслами, при давлении 2000 н/мм², скорости сдвига 0,54 см/сек.

электриками, в тонких граничных слоях обладают омическим сопротивлением.

Ассортимент смазочных материалов. В СССР выпускается несколько десятков масел и смазок, которые используются в КО. Наличие большого ассортимента объясняется разнообразными требованиями, которые предъявляются к таким материалам. Создать смазочный материал, удовлетворяющий иногда противоречивым требованиям, не представляется возможным. Разработанные масла и смазки в различной степени отвечают важнейшим требованиям, изложенным выше. Общее направление их совершенствования идет по пути повышения стабильности свойств во времени при сохранении или улучшении других характеристик. Создана и быстро расширяется номенклатура смазочных материалов, удовлетворяющих частным техническим требованиям.

Смазочные материалы по области применения делятся на масла и смазки общего и специального назначения. Указанная классификация положена в основу табл. 18, в которой приведены сведения о смазочных материалах. В ней последовательно размещены группа масел общего назначения, далее группы низко- и высокотемпературных смазочных материалов и, наконец, группа масел для применения в условиях тропического климата. Первые 13 масел и последние два разработаны в НИИЧаспроме.

Подбор смазочного материала — один из наиболее ответственных этапов проектирования КО. От правильного подбора смазки зависит надежность работы и срок эксплуатации узлов трения. Современное состояние инженерной теории смазки не позволяет сформулировать универсальные рекомендации для всех случаев применения КО. Соответствие смазочного материала условиям работы КО и его высокое качество необходимые, но не единственные условия обеспечения эффективной смазки. Достаточными условиями являются оптимальная доза смазочного материала и обеспечение его надежной фиксации в узле трения. Поэтому при решении вопроса о смазке КО, особенно для тяжелых условий применения, в ряде случаев приходится изменять конструкцию опоры, приспособляя ее под наиболее выгодные условия работы смазочного материала.

При выборе смазочного материала прежде всего стремятся к наибольшему соответствию между условиями работы узла трения и физико-химическими характеристиками масел и смазок. С этой целью анализируются режим трения, конструкция, условия применения и срок эксплуатации КО.

Как уже упоминалось, КО работают в граничном, смешанном и жидкостном режимах смазки. Если для первого режима вязкость не имеет большого значения, то для последнего величина трения пропорциональна вязкости. В большинстве КО, работающих при малых и средних скоростях, имеет место граничный режим смазки.

При жидкостном режиме смазки вязкость масла определяется расчетом по формулам гидродинамики [52]. При этом следует иметь в виду, что чем меньше нагрузка и больше скорость, тем ниже может быть вязкость масла.

При наличии в опорах граничного трения смазочный материал выбирают с учетом влияния четырех групп факторов, определяющих условия его применения. В первую группу входят факторы, от которых зависит работа масел непосредственно в зоне трения. К ним относятся: контактные давления, скорость относительного

Таблица 19

Соответствие между характеристиками смазочных материалов
и условиями их работы в опоре

Условия работы масел	Вязкость в $10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$ при 50 °C		$\eta_{20^\circ} / \eta_{50^\circ}$		Химическая стабильность		Испаряемость в %		Растекае- мость в %		Смазочная способность		Срок хране- ния в годах	
	до 20	св. 20	до 3	св. 3	боль- шая	малая	до 1	св. 1	до 0,5	св. 0,5	боль- шая	малая	до 2	св. 2
Контактные давле- ния в н/мм^2 до 100 св. 100	+	+									+	+		
Скорость в м/мин до 1 св. 1	+	+			+	+	+	+			+	+		
Усилие сдвига в мм до 10 св. 10	+	+	+	+							+	+		
Диаметр цапфы в мм до 0,3 св. 0,3	+	+			+	+	+	+			+	+		
Относительный ра- диальный зазор до 0,1 св. 0,1	+	+							+	+				
Удельная маслосе- мкость малая большая	+	+		+	+		+	+	+	+			+	+
Средняя температу- ра применения в °C до 22 св. 22	+	+	+		+	+	+	+	+	+			+	
Динамические воз- действия, число единиц g до 5 св. 5	+	+	+	+	+		+	+	+	+	+	+	+	+
Отношение времени работы к време- ни эксплуатации до 0,1 св. 0,1		+			+	+	+	+		+	+	+	+	+

сдвига и характер движения (колебательное, вращение с реверсом, периодические остановки), усилия сдвига, абсолютные размеры КО, относительный зазор и удельная маслосъемкость опоры (расчет оптимальной дозы приведен на стр. 76).

Вторая группа факторов (температурный диапазон применения, влажность, динамические перегрузки и т. д.) характеризует «внешние» условия применения смазочных материалов. Срок эксплуатации с учетом удельного времени хранения и работы, характера чередования этих состояний составляет третью, так называемую «временную» группу факторов. Специфические требования к смазочным материалам отнесены к четвертой «специальной» группе.

Так как связь между названными факторами и физико-химическими характеристиками смазочных материалов сложна, а в ряде случаев не раскрыта, приходится ограничиться лишь общими рекомендациями. В табл. 19 по горизонтали расположены характеристики смазочных материалов, по вертикали — основные факторы, определяющие условия их работы. Соответствие (отмеченное в табл. 19 крестиком) между характеристикой смазочного материала и условием его работы в опоре следует понимать таким образом, что оно имеет место только при идентичности остальных характеристик смазочных материалов, из которых подбирается смазочный материал. Например, при идентичности остальных характеристик смазочных материалов, чем выше контактные давления в КО, тем предпочтительнее более высокая вязкость масла, или другой пример: при одинаковом сроке эксплуатации опор, чем больше время работы по сравнению с временем хранения, тем, при идентичности остальных характеристик смазочных материалов, разумнее брать смазочный материал с более высокой смазочной способностью и т. д.

Во всех случаях при подборе смазочных материалов отдается предпочтение тем из них, у которых выше смазочная способность, стабильность во времени и малая зависимость вязкости от температуры. При отсутствии характеристик смазочной способности масла их можно определить по методике, описанной в работе [23]. Окончательное соответствие смазочных материалов условиям работы КО устанавливается натурными испытаниями.

Ниже рассмотрены вопросы обеспечения наиболее благоприятных условий работы масел в КО, т. е. достаточных условий эффективной смазки.

2. НАДЕЖНОСТЬ ФИКСАЦИИ МАСЛА В КАМНЕВЫХ ОПОРАХ

Как уже упоминалось, поверхностные свойства масел оцениваются растекаемостью. Зависимость растекаемости от состава масла очень сложна, но в общем можно сделать вывод, что чем более активно масло, тем лучше оно взаимодействует со смазываемой поверхностью. Такая активность обычно сочетается с высокой химической активностью, поэтому высокостабильные масла с низкой химической активностью плохо удерживаются в зазорах опоры, для них вопросы надежной фиксации приобретают особое значение. Под надежностью фиксации понимают отсутствие самопроизвольного растекания или смещения масла и его способность противостоять факторам, вызывающим такое смещение.

Очень часто одно и то же масло в одном механизме, в одинаковых опорах ведет себя по-разному. Например, в нижней опоре

оси баланса часов оно окислилось (загустело) или высохло, а в верхней — его состояние визуально не отличается от исходного. Если в такой опоре не обнаружены посторонние загрязнения или иные явные дефекты, могущие вызвать быстрое окисление или высыхание масла, то причину нарушения исходного состояния масла следует искать в неправильном дозировании или невыполнении условий надежной фиксации масла.

С уменьшением толщины слоя (дозы) окисляемых масел при умеренной температуре количество поглощенного кислорода и глубина химического превращения масел в течение фиксированного времени возрастают (см. рис. 23) [9].

При существующих допусках на геометрические размеры элементов опор, образующих, капиллярные зазоры (расстояние между камнями в закрытых опорах, радиус сферической поверхности и т. д.), и технологии дозирования объем размещаемого масла в одинаковых опорах может изменяться в 2—3 раза. Как следует из рис. 23, при этом скорость окисления и испарения масла может изменяться в 6 раз и более. Если объем дозы при заданном сроке эксплуатации меньше критического, то масло преждевременно выходит из строя. Таким образом, увеличение дозы в опоре способствует повышению стабильности масла во времени.

Требования увеличения дозы находятся в противоречии с надежностью ее фиксации. Последняя для капли масла на рубиновой пластине (рис. 24) быстро убывает с увеличением размера капли. Аналогичная зависимость имеет место для капли масла, размещенной в капиллярных зазорах опоры (рис. 25).

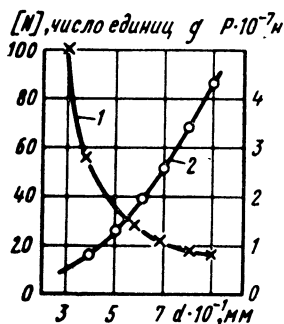


Рис. 24. Зависимость допустимого значения (кривая 1) инерционной перегрузки $[N]$ и массы дозы P (кривая 2) от диаметра капли d масла МБП-12

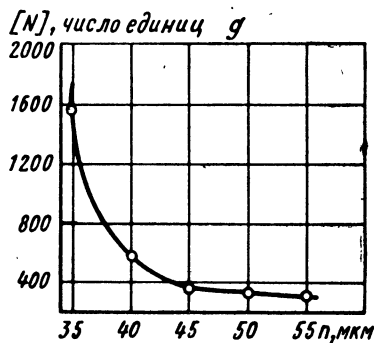


Рис. 25. Зависимость допустимого значения инерционной перегрузки $[N]$ от зазора y периметра смачивания n закрытой опоры для масла МБП-12

Таким образом, оптимальной следует считать дозу, которая надежно фиксируется в опоре, а ее объем достаточен, чтобы выполнять свои функции в течение заданного времени эксплуатации.

Положение масла в опорах. Попадая в масленку камня открытой опоры (см. п. 1, гл. V), капля масла заполняет капиллярный

зазор между цапфой и рабочим отверстием камня (рис. 26). Смазочная стенка капилляра, она образует вогнутый мениск. Под ним создается

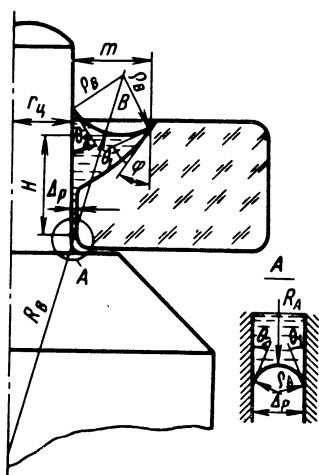


Рис. 26. Открытая опора. Движение масла из масленки

дается дефект давлений Δp . В случае равновесия уравнение Лапласа позволяет вычислить величину этого давления:

$$\Delta p = \sigma (k_{11} + k_{12}). \quad (1)$$

Применим уравнение Лапласа для определения направления и оценки величины сил, действующих на каплю внутри этого капилляра¹.

Здесь и ниже принимаем, что движение жидкости под действием перепада давлений происходит медленно и поэтому описывается как стационарный процесс; ее вязкостью, а также работой адгезии пренебрегаем.

На рис. 26 показано положение, которое занимает масло, когда оно движется по зазору Δp . Воспользуемся приемом остановки движения (принципом Д'Аламбера) и рассмотрим условие равновесия системы.

В зоне A под мениском будет дефект давлений, определяемый уравнением (1)

$$\Delta p_A = \sigma \left(\frac{1}{\rho_A} + \frac{1}{R_A} \right),$$

а под мениском B соответственно

$$\Delta p_B = \sigma \left(\frac{1}{\rho_B} + \frac{1}{R_B} \right),$$

¹ Капилляр, образуемый зазорами между деталями опор, имеет сложную конфигурацию, но к нему применимы общие соображения о действии капиллярных сил, разработанные и исследованные в цилиндрических, конических и плоских капиллярах.

где ρ_A и ρ_B — первые главные радиусы кривизны в сечении менисков, совпадающем с плоскостью чертежа, а R_A и R_B — вторые главные радиусы кривизны. Можно считать, что $\rho_A \ll R_A$, а $\rho_B \ll R_B$. При этих условиях перепад давлений

$$\Delta p = \Delta p_A - \Delta p_B = \sigma \left(\frac{1}{\rho_A} - \frac{1}{\rho_B} \right).$$

Выразим радиусы кривизны через зазоры и углы смачивания (см. рис. 26). Спроектировав ρ_A и ρ_B на соответствующие нормали и приравняв суммы полученных проекций соответственно m и Δp , находим

$$\rho_A = \frac{\Delta p}{\cos \theta_1 + \cos \theta_2}; \quad \rho_B = \frac{m}{\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)}.$$

Подставив найденные значения ρ_A и ρ_B в формулу перепада давлений, получаем выражение для Δp :

$$\Delta p = \sigma \left\{ \frac{1}{\Delta p} (\cos \theta_1 + \cos \theta_2) - \frac{1}{m} [\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)] \right\}.$$

Из этого выражения следует, что $\Delta p > 0$ при $\Delta p \ll m$ и равновесие капли невозможно.

Оценим величину Δp , сравнив ее с гидравлическим давлением p_g , которое пропорционально высоте столба жидкости H_g (в направлении действия силы тяжести).

$$p_g = H_g g \gamma. \quad (2)$$

Величина отношения $N = \frac{\Delta p}{p_g}$ показывает, во сколько раз влияние поверхностных сил на движение капли больше влияния силы тяжести. В рассматриваемом случае имеем

$$N = \frac{\sigma}{H_g g \gamma} \left\{ \frac{1}{\Delta p} (\cos \theta_1 + \cos \theta_2) - \frac{1}{m} [\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)] \right\}. \quad (3)$$

При $\theta_1 = \theta_2 = 30^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, $m = 20 \Delta p$, $H_g = 2m$, $\Delta p = 0,01$ мм, $\gamma = 7,85$ мН/см², $N \approx 1,5 \cdot 10^3$.

Уравнение (3) и проведенный расчет показывают, что сила тяжести капли пренебрежимо мала по сравнению с капиллярными силами. Эти силы вызывают движение масла в сторону меньшего зазора при любом положении опоры в пространстве.

По мере движения масла из масленки к заплечику цапфы (см. рис. 26) разность между m и Δp будет сокращаться. Движение прекратится, когда оба члена в фигурной скобке формулы (3) будут равны между собой, а $N = 0$. Однако формула (3) справедлива только для положения масла в зазоре между цапфой и рабочим отверстием камня. При переходе масла в зазор между торцом камня и заплечиком цапфы радиусы кривизны менисков будут иметь иные значения.

При сделанных допущениях и без учета влияния граничных слоев движение масла от масленки к зазору между заплечиком цапфы и плоскостью камня прекратится, когда давления Δp_A у мениска A и Δp_B у мениска B будут равны между собой

(рис. 27). Равенство этих давлений и есть одно из условий, определяющих положение капли в открытой опоре $\Delta p_A = \Delta p_B$ или $p_A = p_B$. Выразив p_A и p_B через n , m , α , φ (см. рис. 27) и углы смачивания, получаем

$$p_A = p_B = \frac{n}{\cos \theta_1 + \cos (\theta_2 + \alpha)} = \frac{m}{\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)} \quad (4)$$

или

$$[\cos \theta_1 + \cos (\theta_2 + \alpha)] m = n [\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)]. \quad (5)$$

За неизвестные параметры, определяющие положение капли в открытой опоре, могут быть приняты m и n , при этом уравнение (5) является одним из уравнений, определяющих эти параметры. Другим уравнением, в которое входят эти неизвестные параметры, является уравнение постоянства объема масла

$$U_{m,n} = \text{const.} \quad (6)$$

Способы подачи масла в закрытую опору отличаются от описанного выше, так как оно вводится в масленку или впрыски-

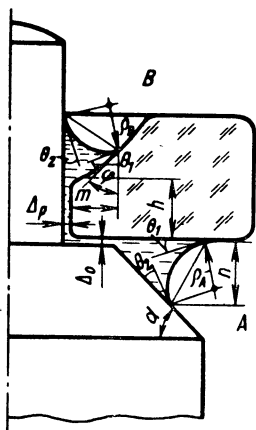


Рис. 27. Открытая опора.
Масло в положении равновесия

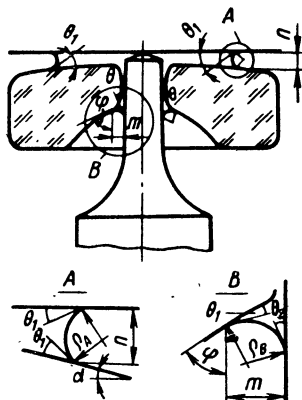


Рис. 28. Закрытая опора.
Масло в положении равновесия

вается в зазор между сквозным и накладным камнями до установки цапфы в отверстие. После установки цапфы происходит перераспределение масла от мениска А к мениску В (рис. 28) до тех пор, пока давления под менисками не уравновесятся. Уравнение равновесия для закрытой опоры записывают в виде

$$p_A = p_B = p = \frac{n}{\cos \theta_1 + \cos (\theta_1 + \alpha)} = \frac{m}{\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)} \quad (7)$$

или

$$[\cos \theta_1 + \cos (\theta_1 + \alpha)] m = n [\cos \theta_2 + \cos (\theta_1 + \varphi)]. \quad (8)$$

Уравнения (5) и (8) определяют положение масла соответственно в открытой и закрытой опорах с цилиндрической цапфой. Вторым уравнением, определяющим положение масла для обеих опор, будет уравнение (6).

Положение масла в опорах с конической цапфой (опора на центрах) определяется аналогично опорам с цилиндрической цапфой (рис. 29). В этом случае уравнение, определяющее положение масла, запишется в виде

$$\rho_1' = \frac{m}{\cos \theta_1 + \sin (\beta - \theta_2)} = \frac{n}{\cos \theta_1 + \sin (\beta + \theta_2)} \quad (9)$$

или

$$[\cos \theta_1 + \sin (\beta + \theta_2)] m = n [\cos \theta_1 + \sin (\beta - \theta_2)]. \quad (10)$$

Если зазор КО, заполняемый маслом, сообщается с атмосферой только с одной стороны (рис. 30), то любое осесимметричное поло-

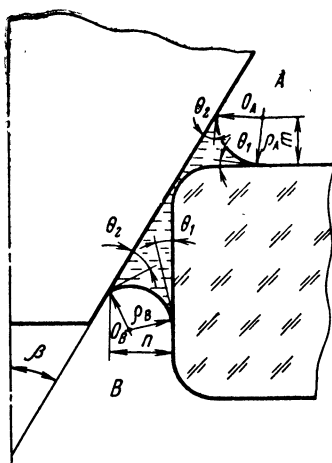


Рис. 29. Опора с конической цапфой. Масло в положении равновесия

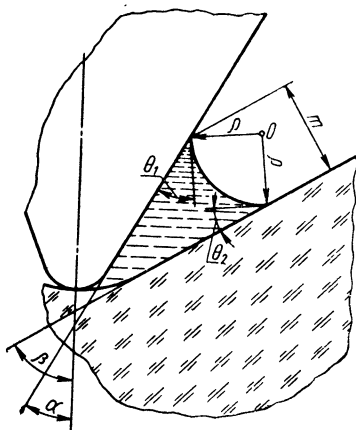


Рис. 30. Положение масла в керновой опоре

жение заданного объема масла в зазорах опоры будет равновесным. При известных краевых углах смачивания θ_1 , θ_2 , углах керна 2β и кратера подпятника 2α , задавшись параметром m , можно написать уравнение для определения радиуса кривизны мениска в керновой опоре:

$$m = \rho [\cos (\theta_2 + \alpha - \beta) + \cos \theta_1]. \quad (11)$$

Как и в предыдущих случаях, вторым уравнением, определяющим положение масла в конических и сферических опорах, будет уравнение (6).

Расчет надежности фиксации масла. Надежно зафиксированная капля масла в зазорах опоры должна сохранять в определенных пределах свое исходное геометрическое положение. Смещение масла

за установленные пределы, приводящее к его растеканию, назовем закритическим смещением. Здесь не рассматриваются процессы формирования граничного слоя и физико-химические превращения масла и поверхностей деталей.

В КО возникают статическое и динамическое сопротивления смещению масла. Первое является функцией поверхностного натяжения и периметра смачивания, второе — вязкости. Вязкостное сопротивление учитывается гидродинамической теорией. Рассматривая смещение масла при монотонно действующих перегрузках, прикладываемых с малой скоростью, пренебрегаем гидродинамическим сопротивлением. Отсутствие вязкостного сопротивления таким перегрузкам делает их особенно опасными для фиксации масла в опоре.

Возможно представить два предельных случая закритического смещения масла из опоры. Первый случай, когда сопротивление граничных слоев движению масла пренебрежимо мало и при перемещении капли кривизны менисков изменяются незначительно — это определяет один из возможных механизмов смещения масла

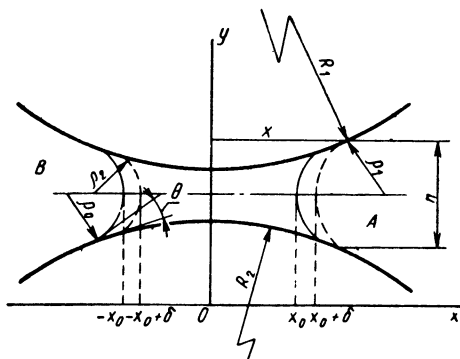


Рис. 31. Схема для расчета сопротивления закритическому смещению масла Ω в закрытой опоре при радиальной перегрузке

и соответственно методику расчета надежности его фиксации. Второй случай, когда при значительном сопротивлении граничных слоев возможно сильное искажение менисков под действием инерционных перегрузок, вызывающее прорыв поверхности мениска и растекание масла. Для КО первый механизм смещения масла наиболее опасен, на нем и основан расчет надежности фиксации масла.

Чем надежнее зафиксировано масло в зазорах опоры, тем большую перегрузку следует приложить для его смещения за допустимые пределы. Сопротивление закритическому смещению Ω , обеспечиваемое конструкцией опоры, свойствами масла и поверхностей деталей, оценивается инерционной перегрузкой N , смещающей его в допускаемых пределах.

Допускаемой величиной смещения δ назовем такое максимальное смещение капли из положения равновесия, при котором после

снятия перегрузки капля возвращается в исходное положение. Величину δ выбирают с таким расчетом, чтобы при заданной перегрузке периметр смачивания капли оставался в капиллярных зазорах опоры.

Расчет надежности фиксации масла разработан применительно к цилиндрическим закрытым и открытым опорам, имеющим наиболее сложные формы сечений капиллярных зазоров. Он распространяется и на другие типы опор. В частности, надежность фиксации масла в опорах на центрах может быть определена по формулам для цилиндрических опор, а в опорах со сферической цапфой — по формулам для опор закрытого типа. Подробно теория сопротивления закритическому смещению масла изложена в других работах автора, здесь ограничимся написанием формул для расчета сопротивления закритическому смещению.

Расчет проводится в предположении, что под действием инерционных перегрузок капля масла в зазорах перемещается как целое, сохраняя свою форму, и что краевые углы смачивания на деталях одинаковы.

Для закрытой опоры (рис. 31) при действии радиальной перегрузки сопротивление Ω^{\rightarrow} равно¹

$$\Omega^{\rightarrow} = \frac{2\sigma\delta}{\gamma gn^2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \cos \theta. \quad (12)$$

Для той же опоры при действии осевой перегрузки

$$\Omega^{\downarrow} = \frac{\sigma \delta k_1^2 k_2}{n^2 \gamma g H}, \quad (13)$$

где

$$k_1 = \cos \theta + \cos (\theta + \alpha);$$

$$k_2 = \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \left(\theta + \frac{\alpha}{2} \right)} + \frac{\sin \frac{\varphi}{2} m \left(r_u + \frac{m}{2} \right)}{\cos \left(\theta + \frac{\varphi}{2} \right) rn}.$$

Для открытой опоры (рис. 32) при действии радиальной перегрузки сопротивление Ω^{\rightarrow} равно

$$\Omega^{\rightarrow} = \frac{\sigma \delta k_1^2 \sin \frac{\alpha}{2}}{n^2 g r \cos \left(\theta + \frac{\alpha}{2} \right)}. \quad (14)$$

Расчет сопротивления закритическому смещению масла из открытой опоры при действии осевой перегрузки проводят по формуле (13).

Из приведенных формул следует, что как при осевой, так и при радиальной перегрузке основными факторами, определяющими надежность фиксации масла, являются геометрические параметры капиллярных зазоров опоры, обусловленные конструкцией и размещаемым объемом масла.

¹ Формула учитывает только основной объем масла в зазоре между камнями.

Дополнительные способы повышения надежности фиксации масла. Как следует из формул (12) — (14), надежность фиксации можно регулировать в широких пределах, изменяя конструктивные элементы опор (фаски, размеры камней, кривизны поверхностей и т. д.) и объем масла. При неизменной конструкции и постоянном объеме дополнительно повысить надежность фиксации масла возможно за счет физико-химических и технологических способов.

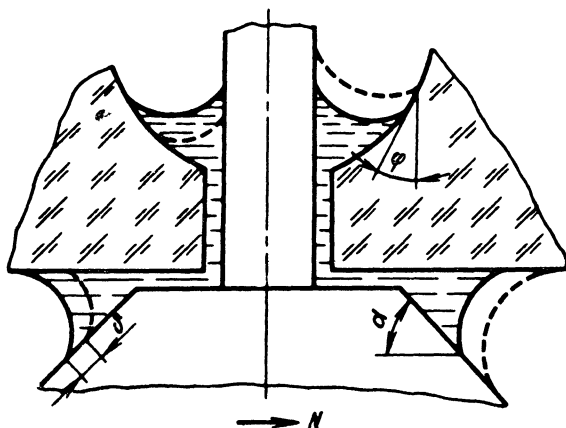


Рис. 32. Схема для расчета сопротивления закритическому смещению масла Ω в открытой опоре при радиальной перегрузке

Полярные вещества за счет структурирования граничных слоев дополнительно повышают сопротивление капли масла закритическому смещению. Препараты, с помощью которых проводится обработка смазываемых деталей ПАВ, называются эпилами. Эффективность эпиламирания можно проиллюстрировать табл. 20. В ней приведены результаты измерения θ и значений допустимых инерционных перегрузок $[N]$, при которых капля масла диаметром 0,5 мм в течение 1,5 ч (время воздействия перегрузки в направлении плоскости рубиновой пластины с шероховатостью $\nabla 13$) не растекалась. Как следует из табл. 20, эпилам существенно повышает надежность фиксации масел на полированном рубине.

Эффективность действия эпилама зависит от природы смазочного материала. Такие смазки, как КС-20 и ПЭС-С-1 без эпилама на открытой поверхности рубина и стали, полностью растекаются.

Значительная шероховатость поверхности является одной из причин снижения надежности фиксации масла. При $\theta < 90^\circ$ масло проникает в углубления, образованные неровностями, и заполняя их, изменяет смачиваемость поверхности. Предположительно плоская поверхность в этом случае будет образована не только твердым телом, но и самим маслом, капля которого на этой поверхности имеет θ , равный нулю, и растекается, что снижает интегральное значение θ . Исходя из описанного механизма, можно предположить, что наибольший угол θ соответствует минимальной шеро-

Таблица 20

Влияние эпилама на краевой угол смачивания и надежность фиксации капли масла

Смазочный материал	Краевой угол в градусах		Допустимое значение перегрузки, число единиц g	
	без эпилама	с эпиламом ЭН-3	без эпилама	с эпиламом ЭН-3
Часовое масло МБП-12	17	28	30	68
Часовое масло МН-60	16	24	30	49
Коллоидная смазка КС-20	—	25	—	58
Смазка ПЭС-С-1	—	30	—	64

ховатости. Измерение θ и $[N]$ (табл. 21) подтвердило, что масло более надежно фиксируется на поверхностях с меньшей шероховатостью. Эти данные получены при таких же условиях опыта, что и приведенные в табл. 20.

Таблица 21

Влияние шероховатости твердой поверхности на краевой угол смачивания θ и надежность фиксации капли масла

Шероховатость поверхности	Краевой угол θ в градусах		Допустимое значение перегрузки, число единиц g	
	Разброс из 10 замеров	Среднее значение	Разброс из 10 замеров	Среднее значение
$\nabla 8 - \nabla 9$	12—15	12,6	10—22	17,5
$\nabla 10 - \nabla 11$	17—19	18,9	21—38	29,8
$\nabla 13 - \nabla 14$	19—27	24	30—40	33,1

Еще один способ «регулирования» краевого угла основан на краевом эффекте. Объясним сущность этого явления. Под действием каких-то сил (их природа безразлична) масло может перемещаться по грани АО (рис. 33). Для того чтобы начать движение по грани ОВ с тем же краевым углом θ , поверхность жидкости должна вернуться на угол $180^\circ - \varphi$ в положение, указанное штриховой линией. В работе [1] было экспериментально обнаружено, что для преодоления жидкостью препятствия в виде ребра твердого тела уровень жидкости должен быть поднят на столько,

чтобы наклон ее поверхности у края изменился на $180^\circ - \varphi$. Таким образом, для преодоления жидкостью преграды в виде ребра твердого тела необходимо затратить дополнительную энергию. Следова-

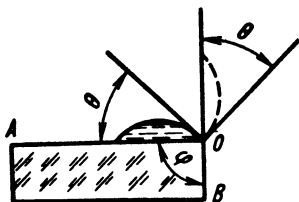


Рис. 33. Схема, поясняющая краевой эффект

тельно, с помощью краевого эффекта можно повысить сопротивление капли смещению.

Экспериментальная проверка краевого эффекта проведена на накладных рубиновых камнях, без фасок на гранях [47]. При этом

$\varphi = \frac{\pi}{2}$. Со всеми испытанными маслами (табл. 22) получена высо-

Таблица 22

Влияние краевого эффекта на надежность фиксации капли масла

Смазочный материал	Краевой угол θ в градусах	Допустимое значение перегрузки, число единиц g	
		Капля на середине	Капля у края
Часовое масло МБП-12	19	30	100
Часовое масло МН-60	20	32	122
Коллоидная смазка КС-20 на эпиламе ЭН-3	25	58	130
Смазка ПЭС-С-1 на эпиламе ЭН-3	30	64	110

кая эффективность таких барьеров. С маслом КС-20 и ПЭС-С-1 исследования проводились на эпиламированной поверхности рубина θ и $[N]$ без краевого эффекта получены на тех же камнях при центральном расположении капли.

3. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ДОЗЫ МАСЛА

Как уже отмечалось, оптимальной можно считать дозу масла, которая надежно фиксируется в капиллярных зазорах опоры, а ее объем достаточен для нормального функционирования узла трения

в течение заданного срока эксплуатации. Если надежность фиксации можно проверить с помощью формул (12) — (14) или аналогичных, то достаточность объема пока приходится определять анализом условий смазки нормально работающих опор.

Удельная маслосъемкость позволяет судить о количественной стороне условий смазки опор разных типов. Назовем удельной маслосъемкостью Z отношение размещаемого объема масла U к площади S смазываемой поверхности подвижного элемента опоры:

$$Z = \frac{U}{S}. \quad (15)$$

На рис. 34 утолщенными линиями показана смазываемая поверхность закрытых и открытых опор. Учитывая, что механическое

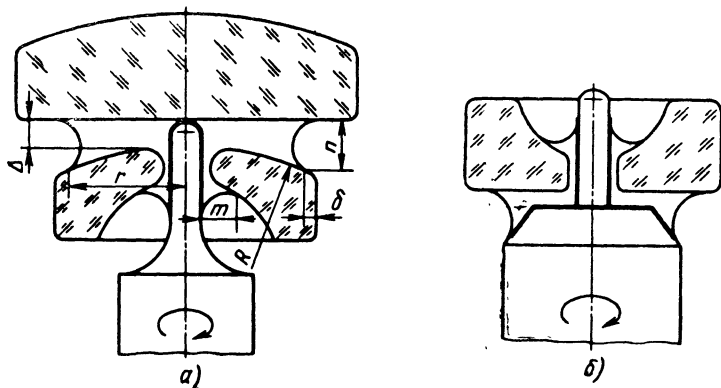


Рис. 34. Смазываемая поверхность подвижного элемента опоры (отмечена утолщенной линией), входящая в расчет удельной маслосъемкости КО:

а — закрытой; *б* — открытой

перемешивание, как и повышение температуры, ускоряет окисление масла, при расчете смазываемой площади учитывается вся поверхность подвижного элемента опоры, контактирующая с маслом, а не только зона трения.

Допустим, из анализа смазки КО механизма наручных часов, работающих требуемое время в заданных условиях, определили удельную маслосъемкость одной опоры колесной системы и опоры оси баланса. Этого достаточно для расчета оптимальной дозы того же сорта масла для КО любых других наручных часов, которые должны работать то же время в аналогичных условиях.

Действительно, в наручных часах в колесной системе применяются КО разных размеров, но условия их работы примерно одинаковы. Чем дальше по кинематической цепи расположена ось от двигателя, тем меньший крутящий момент она передает, но с большей скоростью вращается, и наоборот. При этом произведение крутящего момента на скорость остается величиной постоянной для всех осей. Оси колесной системы около 90% времени неподвижны, их прерывистое движение совершается на очень малых углах по-

ворот. Ось баланса находится в непрерывном колебательном движении со значительной амплитудой. Путь трения в КО оси баланса существенно больше, чем в колесной системе. Следовательно, для всех опор колесной системы может быть принята примерно одна удельная маслосъемность Z_1 , а для опор оси баланса другая удельная маслосъемность Z_2 . Причем во втором случае, учитывая более тяжелые условия работы опор, Z_2 должна быть значительно больше Z_1 . По нашим данным, для КО ручных часов $Z_1 \approx 1,5 \cdot 10^{-3}$ см, а $Z_2 \approx 2,0 \cdot 10^{-2}$ см (масло МБП-12, срок службы 1,5 года).

Определение положения масла в опоре. На практике встречаются с двумя случаями расчета дозы. В первом случае сорт масла подобран и известна минимально допустимая удельная маслосъемность Z . Во втором случае удельная маслосъемность неизвестна (масло применяется впервые). В первом случае можно определить оптимальную дозу, во втором — только максимально возможную из условий надежной фиксации. При применении в механизме нескольких опор, работающих в одних и тех же условиях, стремятся обеспечить примерно одинаковые показатели надежности фиксации и удельной маслосъемности всех опор.

Расчет оптимальной дозы начинается с определения параметров m и n , характеризующих положение масла в опоре. При этом считается заданной величина и направление инерционной перегрузки, определен сорт масла и известно значение σ для максимальной температуры применения масла.

В случае закрытой опоры (см. рис. 34), при действии перегрузки в радиальном направлении, из формулы (12) можно определить n , если Ω приравнять инерционной перегрузке и задаться величиной δ , которая берется равной примерно $1/6$ наружного диаметра сквозного камня. Определив n , находят значение зазора Δ между сквозным и накладным камнями по формуле

$$\Delta = n - [R - \sqrt{R^2 - r^2}]. \quad (16)$$

Далее с помощью построения и расчета определяют положение менисков масла в опоре. Для этого на расстоянии $r = D/3$ от оси опоры на дуге сечения сферы сквозного камня намечают точку A (рис. 35), через которую проходит периметр смачивания масла и которая определяет параметр n . Касательная к этой точке с горизонтально составляет угол α , определение которого связано с расчетом ρ по формуле (7). В точке A от касательной к зазору проводят линию под углом θ_1 . На перпендикуляре к этой линии на расстоянии ρ , определенном по формуле (7), лежит центр кривизны искомого мениска O_1 .

Для построения мениска в масленке камня на образующей цапфы намечают произвольную точку C , от которой под углом $90^\circ + \theta_2$ проводят отрезок линии длиной $CB = \rho$. Через точку B параллельно образующей цилиндрической поверхности цапфы проводят линию, на которой располагается центр кривизны мениска масла. Далее к дуге сечения сферы масленки в произвольной точке E проводят радиус масленки OE , от которого под углом θ_1 откладывают отрезок $ED = \rho$. Через D из центра O проводят дугу окружности, точка пересечения которой с линией, проходящей через точку B параллельно образующей цапфы, и будет искомым центром кривизны O_2 мениска масла в масленке. После построения мениска определяют параметр m . Построение мениска в масленке можно

Способы регулирования удельной маслосъемности Z . В закрытой опоре можно повысить удельную маслосъемность Z , увеличивая зазор между камнями. В отдельных случаях, при сохранении зазора между камнями, Z повышают заменой плоского накладного камня на сферический. Другим способом повышения Z является увеличение диаметра камней. Учитывая положение мениска на плоскости накладного камня, диаметр последнего следует всегда выбирать больше, чем диаметр сквозного.

В открытой опоре пути повышения Z зависят от того, чем ограничивается размещаемый объем масла. Если мал диаметр заплечика, то увеличение Z можно обеспечить изменением угла фаски (имеется в виду, что мениск не должен покидать фаску оси), еще лучше увеличить диаметр оси, не изменяя диаметра заплечика. При ограничении дозы внешним диаметром камня последний заменяют на камень с большим диаметром. Радикальным средством увеличения Z является переход от открытого к закрытому типу опор. К такой замене особенно часто приходят в опорах оси триба анкерного колеса наручных часов. В них диаметры оси и заплечика ограничены диаметром впадин зубьев триба, повысить удельную маслосъемность Z иным способом не удастся.

При определении максимально возможной дозы параметры m или n не рассчитываются, а назначаются исходя из конструкции капиллярных зазоров. Например, в закрытой опоре можно задать Δ и r , тогда n определяется расчетом по формуле (16). Полученное значение n позволяет по формуле (7) определить величину сопротивления закритическому смещению капли из зазоров опоры Ω . Если Ω больше или равно заданной перегрузке, то рассчитанный объем дозы масла является искомым.

В открытой опоре при размещении максимально возможного объема обычно задают n равным высоте фаски заплечика цапфы и далее проводят построение менисков, как описано выше. Если размещаемая доза ограничивается не фаской, а диаметром камня,

то можно задать $m = \frac{1}{6} D_1$ и далее, определив n , проверить на-

дежность фиксации масла.

В миниатюрных КО, применяемых в бытовых приборах, например наручных часах, размещают дозы порядка $1 \cdot 10^{-5}$ — $1 \cdot 10^{-6}$ мл, которые, как показал расчет и эксперименты, выдерживают в наиболее опасном радиальном направлении инерционную перегрузку более $1 \cdot 10^4 g$. Поэтому в таких случаях не обязательно проверять дозу на надежность фиксации.

Следует обратить особое внимание на то, что перекосы граничных поверхностей капиллярных зазоров, малая величина δ и попадание загрязнений в зазор могут явиться причиной растекания или закритического смещения масла.

Из сказанного следует, что сопротивление масла закритическому смещению и его объем (определяющий в большинстве случаев ресурс работы опор) в широких пределах регулируются размерами и конструкцией элементов опор.

При постоянном объеме важнейшими параметрами надежной фиксации масла являются расстояния между граничными поверхностями m и n у периметров смачивания. Дополнительно сопротивление смещению повышается очисткой и эпитимированием деталей, устройством капиллярных барьеров и выбором оптимальной шероховатости.

4. ТЕХНОЛОГИЯ ОЧИСТКИ, СМАЗКИ И СМАЗОЧНЫЙ ИНВЕНТАРЬ

Правильно подобранное масло может обеспечить эффективную смазку только при условии, что его оптимальная доза будет размещена в хорошо подготовленных и тщательно очищенных капиллярных зазорах опор. Недостаточно строгое соблюдение технологических операций очистки и смазки приводит к преждевременному выходу из строя узлов трения.

Очистка и эпиламирование. Как уже упоминалось, качество очистки влияет на надежность фиксации масел и их стабильность. Загрязненные поверхности опор (окисленное масло, пыль, заусенцы и т. п.), вступая в контакт с маслом, могут резко снизить срок его службы. Поэтому очистка является ответственной операцией, от которой зависят эксплуатационные свойства масел.

Очистку опор, как правило, проводят несколькими растворителями, расположенными в последовательности от неполярных (бензин, четыреххлористый углерод) к полярным (спирт, вода). При использовании воды при очистке после завершения операции ее удаляют споласкиванием какой-либо обезживающей жидкостью, например ацетоном, центрифугированием или просушкой подогретым воздухом [38].

В часовой промышленности, например, перед сборкой деталей с камнями их очистку проводят в следующей последовательности: в бензине, в двух ваннах мыльного раствора (ГОСТ 7934—56), подогретого до 60—70°, в трех ваннах дистиллированной воды (60—70°), в двух ваннах ацетона. Перед погружением деталей в сосуд со следующим растворителем предыдущий растворитель с деталей удаляют центрифугированием. Очистку проводят в устройствах, в которых с помощью вибрации или вращения обеспечивается требуемая циркуляция растворителей.

В последнее время широко применяют технологические процессы очистки с использованием ультразвуковых колебаний. Они характеризуются высокой эффективностью и экономичностью. Процесс ультразвуковой очистки является суммарным процессом, результаты которого всегда определяются совместными физическими, физико-химическими и химическими воздействиями. Основное воздействие на продолжительность и качество очистки оказывают состав и свойства среды, применяемой для очистки. Воздействие ультразвуковых колебаний проявляется главным образом в интенсификации взаимодействия очищающей среды с удаляемыми загрязнениями.

В большинстве случаев при очистке применяют ультразвуковые колебания с частотой 20 кГц. Лишь в отдельных случаях, когда кавитационные явления могут повредить поверхность детали, используют более высокие ультразвуковые частоты. Время, необходимое для очистки, с точки зрения затраты мощности излучателя имеет оптимальную величину. Обычно при очистке в водных растворах используют ультразвуковые колебания с удельной интенсивностью, равной 1,5—2 Вт/см², при очистке в органических растворителях — с удельной интенсивностью, равной 1—1,5 Вт/см². Применение более высоких удельных интенсивностей нежелательно ввиду уменьшения эффективности очистки, вследствие образования около поверхности излучателя плотного облака кавитационных пузырьков,

экранирующего излучения ультразвуковых колебаний. Очистку с помощью ультразвука иногда комбинируют с обычными промывками.

Эпиламирование завершает очистку. Эпилам наносят в виде раствора ПАВ (например, стеариновой кислоты в летучем растворителе) или в паровой фазе сублимацией.

Дозирование. Во многих КО для приема масла предусмотрены масленки в виде сферических или конических углублений. Для дозирования масла применяют различные приспособления, получившие общее название маслодозировок. По способу забора и подачи масла последние делят на две группы: лопаточные и игольча-

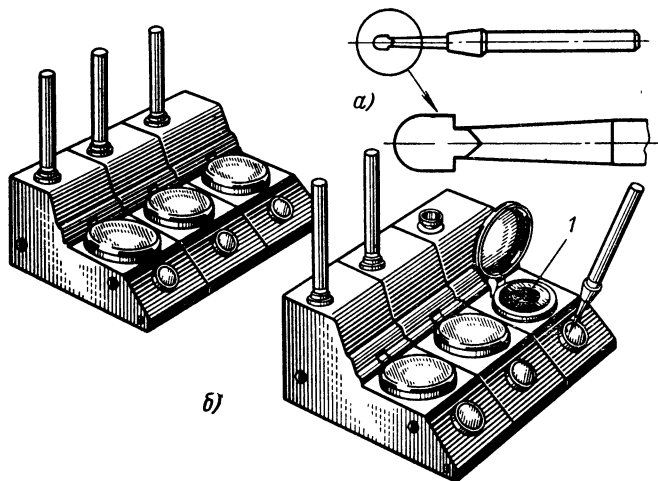


Рис. 36. Инструменты, применяемые для смазки КО
(1 — агатовая масленка)

Лопаточная маслодозировка (рис. 36, а) служит для забора дозы масла из масленки, переноса и внесения ее в зазоры опоры. Наконечники маслодозировок делают из нержавеющей стали. Масленки 1 (рис. 36, б) изготавливают из агата. С целью предохранения масленки от пыли применяют автоматические закрывающиеся приспособления, рычажная система которых открывает масленку при извлечении маслодозировки из гнезда и закрывает при установке ее на место.

Для забора масла маслодозировку погружают в масло под углом 30° к вертикали до сужения лопаточки, затем плавно извлекают из него и касаются смазываемой поверхности. Количество забираемого масла такой дозировкой зависит от ее размера, поверхностных и других свойств масла. Доза масла существенно зависит от его вязкости. Так, при изменении вязкости от 35 до $120 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{сек}$ объем капли изменяется в 16 раз (от $0,005$ до $0,080 \cdot 10^{-4} \text{ мл}$). Изменение угла наклона маслодозировки при погружении, глубина погружения, скорость извлечения из масла так-

же отражаются на объеме дозы. Поэтому с помощью лопаточной маслodoзирoвки точность дозирования не превышает $\pm 25\%$.

Более совершенными являются игольчатые маслodoзирoвки, в которых имеется резервуар для хранения запаса масла. Дозирование масла осуществляется или при нажиме на иглу (рис. 37, б) или подъемом кнопки, управляющей запорным клапаном дозирующего канала (рис. 37, а). В первом случае величина дозы зависит не только от размеров канала, но и от времени контакта иглы со смазываемой поверхностью. Во втором случае размер дозы регулируется высотой подъема кнопки. Точность дозирования игольчатыми маслodoзирoвками зависит от вязкости масла и их технического состояния.

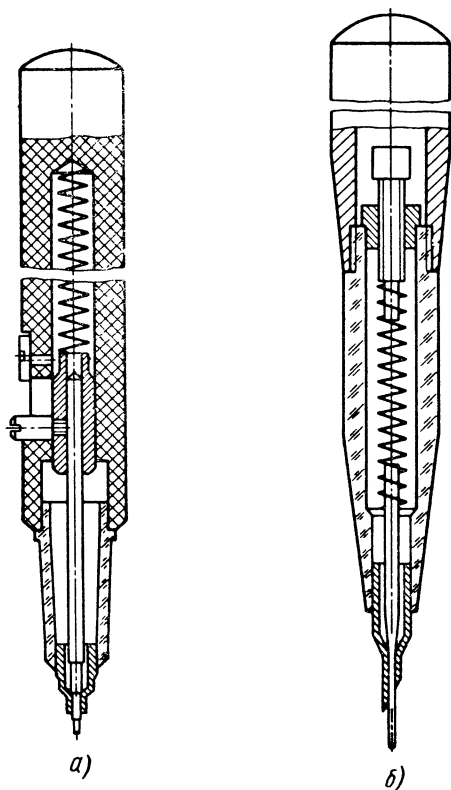


Рис. 37. Игольчатые маслodoзирoвки дозируют:
а — при подъеме кнопки; б — при нажиме на иглу

Для повышения точности дозирования перед началом работы рекомендуется проводить тарировку маслodoзирoвок. Ее проводит непосредственно тот оператор, который в дальнейшем будет работать с маслodoзирoвками. С этой целью он наносит несколько де-

сятков капель на предварительно взвешенную рубиновую пластину. Последующим взвешиванием пластины с нанесенным маслом и подсчетом количества капель определяют искомую дозу. На базе игольчатых маслodosировок созданы автоматические устройства для одновременной смазки нескольких опор приборов.

Правильное положение масла в капиллярных зазорах опоры и объем дозы оцениваются с помощью микроскопа. Учитывая, что равновесное состояние масла в опоре устанавливается не мгновенно, контроль положения масла следует проводить через определенное время, тем большее, чем сложнее конфигурация капиллярных зазоров опоры. Если позволяет технологический процесс, то контролировать положение масла в опоре следует через сутки и более.

Надежность фиксации масла в КО дополнительно проверяют при повышенной температуре (снижают поверхностное натяжение) и на центрифуге, принудительно смещая масло центробежными силами из зазоров опоры.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМНЕВЫХ ОПОР

1. КЛАССИФИКАЦИЯ КАМНЕВЫХ ОПОР

По виду трения КО делят на опоры скольжения и опоры качения (рис. 38). В зависимости от формы рабочей части цапфы КО трения скольжения подразделяют на опоры с цилиндрической, конической и сферической цапфами.

Цилиндрические КО (КО с цилиндрической цапфой) по характеру направляющих поверхностей могут быть: а) кинематического типа с направляющими, выполненными по кинематическому принципу (стр. 96), и б) нормального типа с направляющими в виде цилиндрической или тороидальной поверхности (стр. 97).

Цилиндрические опоры кинематического типа требуют силового замыкания. В цилиндрических опорах нормального типа замыкание происходит за счет формы самого подшипника. Цилиндрические опоры нормального типа, в которых осевое перемещение цапфы ограничивается заплечиком и торцем подшипника (сквозного камня), называются открытыми (стр. 97), а если для этой цели служит накладка (накладной камень) — закрытыми (стр. 104). Открытые опоры отличаются от закрытых не только фрикционными характеристиками, но и условиями смазки, что имеет особое значение для обеспечения длительного времени эксплуатации опор.

Как правило, цилиндрические опоры воспринимают осевое и радиальное усилия, т. е. являются радиально-упорными. В отдельных случаях открытые опоры используются только как радиальные (стр. 99) — это так называемые опоры, на струне. Открытые радиально-упорные опоры могут выполняться с жестким креплением подшипника (стр. 97), с самоустанавливающимся подшипником (стр. 99) или снабжаться противоударным устройством, защищающим цапфу и камни от повреждения при ударе (стр. 136). Как здесь, так и в других случаях противоударное устройство может быть осевого, радиального и комбинированного действия, соответственно защищающее опору от удара в осевом, радиальном или любом другом направлении.

Закрытые радиально-упорные опоры с цилиндрической цапфой по фрикционным и конструктивным признакам подразделяют на: а) опоры с жестким креплением накладки — разборные (стр. 105) и неразборные (стр. 105); б) опоры с противоударным устройством; в) маслоудерживающие — опоры с улучшенной фиксацией масла (стр. 142) и г) опоры с маслоподпиткой — устройством, обеспечивающим дополнительный подвод резерва масла в зону трения (стр. 146).

Конические КО (КО с конической цапфой) по форме рабочей поверхности подшипника делят на: а) опоры с конической формой

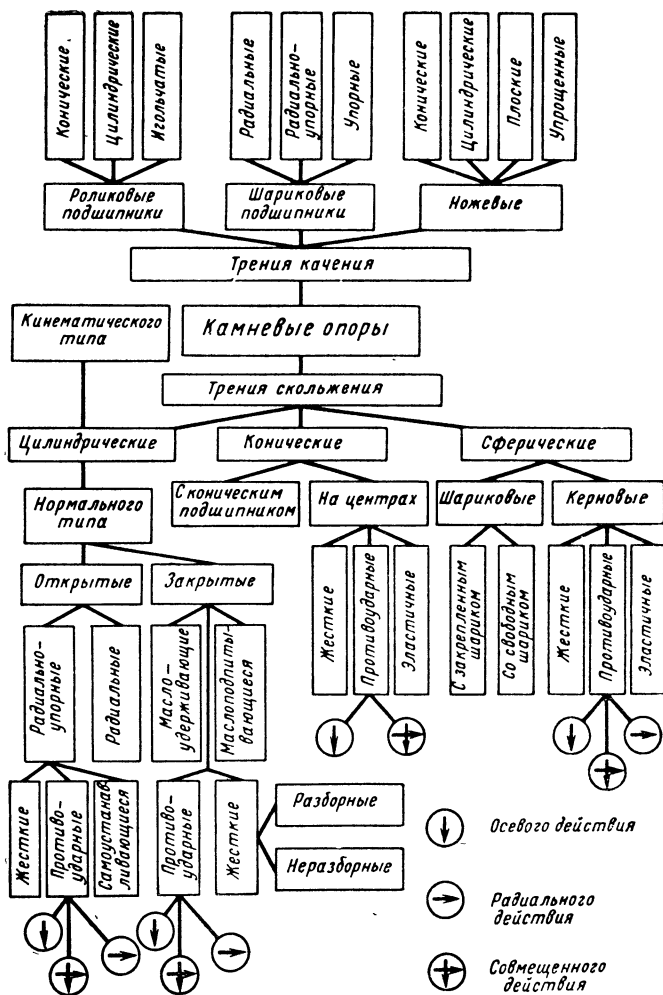


Рис. 38. Классификация камневых опор

рабочей части подшипника и б) опоры на центрах — с тороидальной формой рабочей части подшипника. В опорах на центрах, как правило, отверстие подшипника цилиндрическое, а рабочая кромка (зенковка) тороидальная. Опоры на центрах выполняют: а) с жестким креплением подшипника (стр. 114) для нормальной работы требуется осевой зазор); б) с эластичным креплением подшипника (стр. 114) (возможна работа без осевого зазора) и в) противоударные (стр. 136).

К сферическим относятся опоры, рабочая часть цапфы которых представляет собой выпуклую сферическую поверхность. Из камневых сферических опор наибольшее распространение получили кернавые опоры и шариковые опоры, роль цапфы в которых выполняет шарик, закрепленный на оси или свободно размещенный между подпятниками (стр. 117).

Керновая опора (стр. 120) состоит из конусообразной цапфы, имеющей на конце сферическую поверхность малого радиуса — керна, и подпятника с внутренним конусом (кратером) переходящим в сферическую поверхность большего радиуса, чем радиус сферической поверхности цапфы. У некоторых типов подпятников кратер отсутствует и имеется только вогнутая сфера. Керновые опоры с подпятником, имеющим конический кратер, могут иметь: а) жесткое крепление подпятника (для нормальной работы необходим осевой зазор); б) эластичное крепление керна или подпятника (стр. 119) (возможна работа без осевого зазора). Керновые опоры могут снабжаться противоударным устройством (стр. 135).

КО качения классифицируются по форме тел, из которых состоит охватывающий элемент опор — подшипник. КО, подшипник которых состоит из нескольких (не менее трех) шариков, называются КО с шариковым подшипником, а если охватываемым элементом служит ролик — КО с роликовым подшипником. Для краткости первые назовем камневыми шарикоподшипниками (КШ), а вторые — камневыми роликоподшипниками (КР).

КШ и КР могут быть изготовлены всех известных для металлических подшипников модификаций. Однако в связи с тем, что КШ и КР пока применяются недостаточно широко, а конструкции их не унифицированы, ограничимся их классификацией по направлению воспринимаемой нагрузки и форме роликов. КШ подразделяются на радиальные, упорные и радиально-упорные, а КР — на подшипники с коническими, цилиндрическими и игольчатыми (стр. 126) роликами.

Ножевые опоры (стр. 129) применяются для подвижных систем, совершающих колебательное движение на небольшой угол. Они состоят из цапфы — призмы (ножа), опирающейся на подшипник — подушку. По форме рабочей поверхности подушки опоры делятся на: а) клиновидные (стр. 130); б) цилиндрические; в) плоские и г) упрощенные.

2. ВЫБОР ТИПА ОПОР

Назначением опор является связь между собой двух деталей (сборочных единиц) с возможностью относительного, вращательного или колебательного движения. Для достижения достаточной точности направления оси опоры, как правило, применяются попарно.

В работе опор следует различать три функции: а) центрирование, т. е. сохранение при вращении положения центра какого-либо сечения направляемой детали (сборочной единицы); б) направление оси, т. е. устранение угловых колебаний, и в) ограничение осевого перемещения направляемой детали [51].

Критерии выбора и оценки опор. Основные типы КО могут решать все требуемые движения подвижных систем приборов и воспринимать все виды нагрузок, но с различными рабочими характеристиками и конструктивным выполнением, касающимся не только одного узла опоры, но иногда всего прибора в целом.

Важнейшими критериями для выбора опор являются точность направления и центрирования, момент трения, допустимая нагрузка, износостойкость и стоимость, отражающая сложность изготовления и монтажа. Дополнительными критериями для выбора опор могут служить изменение момента трения при изменении положения оси в пространстве, чувствительность к скорости вращения и габаритные размеры.

Таблица 23

Характеристики основных типов камневых опор
(условная оценка по пятибалльной системе)

Типы опор	Рабочие характеристики								
	Точность направления	Момент трения	Перепад момента трения	Допустимая нагрузка		Скоростной фактор	Износостойкость	Габаритные размеры	Стоимость
				осевая	радиальная				
Цилиндрические, кинематического типа	5	1	—	—	4	1	5	2	2
Цилиндрические, нормального типа, открытые .	2	2	2	4	5	3	5	5	5
Цилиндрические, нормального типа, закрытые .	4	2	3	4	4	5	5	4	4
Конические, на центрах .	2	3	4	4	3	2	3	5	5
Сферические, кернавые .	2	5	3	2	2	2	2	5	5
Сферические, со свободным шариком	1	3	—	5	2	4	5	4	4
Шарикоподшипники	4	5	5	5	5	5	5	1	1
Ножевые	5	5	—	—	4	1	4	2	2

В табл. 23 проведена условная оценка основных типов КО по перечисленным критериям. При этом критерий допускаемой нагрузки разделен на два критерия: на допускаемую радиальную и допускаемую осевую нагрузки. Оценка дана по пятибалльной системе. Наивысший балл соответствует наименьшей погрешности направления, наивысшей износостойкости и т. д. Из табл. 23 следует, что у каждого типа опор есть свои преимущества и недостатки. Они подробно будут рассмотрены при разборе отдельных типов опор.

Следует еще раз обратить внимание на условность проведенных оценок. В зависимости от условий работы, конструктивного решения, точности изготовления, выбранного материала, смазки и некоторых других факторов оценки могут существенно изменяться. Так, при очень малых углах поворота подвижной системы высокую точность направления легче обеспечить в цилиндрических закрытых опорах, чем в шарикоподшипниках при одинаковой точности изготовления элементов опор. При этом цилиндрические опоры будут иметь более стабильный статический момент трения, чем шарикоподшипники. Попытка повысить допустимую нагрузку и точность направления в керновых опорах приводит к ухудшению их фрикционных характеристик. Стоимость изготовления опор в значительной степени зависит от характера производства (индивидуальное, серийное, массовое). Поэтому учет влияния этого критерия также условен.

Основанием к выбору типа опор являются доминирующие требования, предъявляемые в том или ином конкретном случае. Натурные испытания позволяют сделать окончательный выбор оптимального для конкретных условий варианта.

3. МЕТАЛЛЫ КАМНЕВЫХ ОПОР

Металлы, применяемые для изготовления КО, должны обладать определенными механическими свойствами и удовлетворять заданным технологическим требованиям. Эти требования и свойства неодинаковы для различных элементов опор.

Если из металлических материалов изготавливаются рабочие элементы опор (цапфы, призмы, шарики, ролики, подпятники, подушки), то к ним предъявляются требования высокой твердости, износостойкости, коррозионной стойкости, хорошей обрабатываемости (т. е. возможности получения высоких классов чистоты обработки).

Чаще всего рабочие элементы изготавливают из сталей 45, 50, 60, У7АВ, У8А, У10А и У12, которые для повышения твердости и износостойкости подвергают термической обработке — закалке до твердости *HRC* 55—62. В часовом производстве наиболее употребительны прутковые стали У10А и У7АВ. Последняя, благодаря наличию серы и фосфора, хорошо обрабатывается резанием и идет на изготовление осей с трибами и цапфами и осей с мелкими резьбами.

Для КО, работающих в режиме сухого трения, с целью защиты от коррозии и снижения коррозионного износа применяют нержавеющие стали ЭИ699, ЭИ747, Я1, 1Х18Н9Т и немагнитные коррозионностойкие сплавы 40КНХМР и К40НХМ. Для улучшения механической обрабатываемости эти стали подвергают предварительной термообработке.

Высокой коррозионной стойкостью обладают титановая (ВТ4, ВТ1) и кобальтвольфрамовая проволоки. Титановые сплавы для придания им большей твердости подвергают термохимической обработке — азотированию и цементированию. В сферических опорах закрепленные или свободно вращающиеся шарики изготавливают из сталей ШХ10, ШХ15, реже из бронз БрОЦС и БрОФ.

Особенно высокой износостойкостью обладают цапфы и другие рабочие элементы опор, изготовленные из металлокерамического

твердого сплава. Наибольшее распространение получили наименее пористый карбидовольфрамовый сплав двойного спекания ВК6М и горячепрессованный сплав ВК10. Механическая обработка этих сплавов ведется алмазосносным инструментом.

К металлическим материалам, идущим на изготовление нерабочих элементов КО (державки, оправы, корпусы, шайбы и т. д.), прежде всего предъявляются требования технологического порядка. Такие материалы по своим механическим свойствам должны подходить для предполагаемого метода обработки (резание, штамповка, вытяжка, завальцовка). Другие требования обычно связываются с условиями эксплуатации: немагнитность, малый удельный вес, коррозионная стойкость и др.

Нерабочие элементы чаще всего изготавливают из латуни ЛС59-1, Л62, ЛС63-3, дюралюминия Д16Т, ДЗП, В95, реже из нейзильбера НМЦ15-20, мельхиора МН19 и нержавеющей стали. Чтобы улучшить обрабатываемость резанием, в латуни ЛС59-1, ЛС63-3 добавляют свинец. Латунь Л62 применяют для изготовления деталей вытяжкой, так как она имеет хорошую пластичность и способность вытягиваться без разрыва. Самой лучшей обрабатываемостью резанием обладает латунь ЛС63-3, содержащая до 3% свинца.

Эта латунь имеет повышенную твердость и хрупкость, после обработки резанием может иметь малую шероховатость, поверхности и поэтому применяется для ответственных деталей противоударных устройств.

4. ЗАКРЕПЛЕНИЕ КАМНЕЙ

При изготовлении КО камень соединяют с другой (обычно металлической) деталью опоры или непосредственно деталью механизма. Такое соединение может быть разъемным и неразъемным. Особые свойства камневых материалов делают такие соединения специфичными, а саму операцию закрепления камней весьма ответственной. Опыт применения КО показывает, что неправильное или некачественное закрепление камней снижает надежность работы опор или полностью выводит их из строя.

Разъемное соединение выполняют в том случае, когда требуется периодическая разборка опоры (для чистки и пересмазки) или регулировка положения камня при сборке опорного узла. Например, в опорах с противоударным устройством в расточку конической оправы с запрессованным сквозным камнем закладывают накладной камень, который удерживается в ней натягом пружины (стр. 134). Аналогично крепится накладной камень в маслоудерживающих опорах (стр. 142). В ножевых опорах нож крепится винтами, как показано на стр. 129. Это позволяет точно регулировать длину плеча рычажного механизма прибора. При таком креплении винты делают из металла малой твердости.

Неразъемное соединение выполняют двумя основными способами: применением связующего слоя и механическим закреплением. В отдельных случаях оба способа комбинируются. Связующим слоем — цементом могут служить разнообразные органические и неорганические вещества, имеющие хорошую адгезию к поверхности камня и детали. Механическое закрепление создается при горячем или холодном насаживании деталей с различным коэффициентом термического расширения, прессовой посадкой при нормальной

температуре, обжимом, закаткой, пайкой, электролитическим покрытием неэлектропроводных материалов.

Разъемное соединение в КО применяют реже, чем неразъемное. Указанные способы неразъемного соединения имеют неодинаковое значение и применение. Выбор способа определяется конструкцией опор, условиями эксплуатации и производства.

Цементирование (склейка) применяется в тех случаях, когда нежелательно или невозможно механическое закрепление. До наложения цемента скрепляемые детали должны быть тщательно очищены одним из способов, рекомендованных для подготовки опор к смазке. Для получения хорошего соединения необходимо строгое соблюдение инструкций изготовителей цементирующих средств и точное выполнение рекомендованной рецептуры.

Выбор цементирующего средства зависит от материала, в котором должен закрепляться камень; температуры, при которой будет эксплуатироваться опора; возможности термического и силового воздействия в процессе закрепления; напряжения, которое будет испытывать соединение при эксплуатации, и воздействия среды (влаги, масла) в тот же период.

Таблица 24

Свойства цементирующих веществ, применяемых для закрепления камней

Материал	Температура соединения в °С	Прочность на отрыв в Н/см ²	Эксплуата- ционная темпе- ратура в °С	Стойкость
Термореактивные смолы БФ-2, БФ-4	50— 150	500— 6000	+120 —60	К влаге, кис- лоте, бензину, маслу
Бакелитовый лак ГОСТ 901—56	120	300—500	+180 —60	То же
Эпоксидный клей Д-16, Д-23	180	До 4000	+120 —70	К бензину, кислоте, влаге
Эпоксидный клей Д-6, Д-9	20	До 3000	+120 —70	То же
Теплостойкий клей ВС-10Т	20	Сдвиг 200—1500	+200 —50	»
Карбинольный клей АМТУ 319—52	20	До 2000	+60 —60	К бензину, маслу
Термопластичная смола- шеллак	80	До 800	+60 —60	К бензину, маслу, воде

Наиболее распространенными являются цементирующие средства: термопластичные (которые при повторном нагреве становятся снова пластичными и растворяются некоторыми растворителями), терморезистивные (которые не размягчаются повторным нагревом) и отверждающиеся. В табл. 24 приведены некоторые свойства цементирующих веществ, применяемых в КО.

Кроме цемента на органической основе можно пользоваться неорганическими цементами, например серебряной зубопротезной амальгамой — отверждающимся металлическим сплавом или перекисью цинка, получаемой добавлением 60% раствора хлористого цинка к тонко измельченному свободному от углекислых солей порошку окиси цинка (в результате получается густая, быстро затвердевающая паста). Можно пользоваться также пастой из свиного сала и глицерина с добавлением небольшого количества воды.

Достоинством указанных цемента является их способность отверждаться. Однако они не обладают высокой адгезией к корунду и другим камневым материалам. Прочность закрепления зависит от прочности механического соединения между частицами цемента и неровностями шероховатой поверхности камня. Однако указанные цементы целесообразно применять в случаях, когда соединяемая поверхность камня имеет выемку, в которую заходит цемент.

Закрепление пайкой применяют в тех случаях, когда нежелательно соединение с помощью цемента. В связи с тем, что металлические припой (мягкие и твердые) не смачивают поверхность камня, конструкция опоры должна предусматривать возможность механического закрепления отвердевшим припоем.

При соединении камня припоем выемку в металлической детали предварительно лудят, и пока припой не остыл, камень вставляют в выемку и узел охлаждают. До помещения в выемку камень нагревают до температуры пайки. При этом способе закрепления следует остерегаться очень резких изменений температуры камня.

Очень прочное соединение пайкой получают в том случае, когда закрепляемая поверхность камня электролитически покрывается медью или никелем. Электролитически осажденный слой, прочно связанный с поверхностью камня, припаивают к металлической детали обычным способом.

Термическая посадка. Средний коэффициент линейного расширения порядка $6 \cdot 10^{-6}$ 1/град и предел прочности на сжатие $2,06 \cdot 10^5$ н/см² позволяют применять для закрепления камней из корундов обычные методы термической посадки. При этом очень важно тщательно обрабатывать посадочное место детали с тем, чтобы неровности поверхности и отклонения от заданной геометрической формы не вызвали чрезмерных локальных напряжений в камне.

При посадке камней цилиндрической формы диаметром до 3 мм без сквозного отверстия в латунную деталь натяг не должен превышать 8 мкм. Для камней со сквозным отверстием его следует уменьшить на 30%. При посадке камней с диаметром свыше 3 мм натяг может быть увеличен на 30—50%. Чем тверже металл, тем меньший следует предусматривать натяг. С целью снижения напряжений в камне посадку следует ограничить верхним пояском посадочного отверстия.

Термическую посадку применяют для исключения стружки и заусенцев, которые сопровождают обычные прессовые посадки. По-

садку проводят за счет нагревания металлической детали или охлаждения корунда (жидкий азот). Камни, изготовленные из других камневых материалов, также могут закрепляться методом термической посадки.

Прессовая посадка — наиболее распространенная и наиболее дешевая из рассмотренных. Она в наибольшей мере соответствует массовому производству и поэтому широко применяется в часовой промышленности. Правильно выполненная прессовая посадка позволяет проводить передвижку камней при регулировке осевого зазора в спорах.

При расчете прессовой посадки следует стремиться к тому, чтобы все изменения контактирующих поверхностей детали лежали в области упругих деформаций. Камневый материал меньше деформируется, чем материал, в который запрессовывается камень, поэтому при расчете всю деформацию относят к последнему.

Камень запрессовывают непосредственно в плату прибора или в промежуточную деталь (оправку, державку). В первом случае вся деформация локализуется вокруг камня, во втором — возможно изменение формы промежуточной детали.

Непосредственная запрессовка обеспечивает более высокую точность центрирования камня, но затрудняет его замену. Промежуточную деталь применяют в специальных опорах, таких как маслоудерживающие, противоударные, или в тех случаях, когда необходима многократная осевая регулировка и разборка опоры.

Серьезным недостатком этого способа закрепления является то, что при нем не исключено разрушение камней как в процессе запрессовки, так и позже под воздействием остаточных напряжений. Изучение этого явления показало [15], что под воздействием нагрузки в камне может сначала образоваться механический двойник, около которого в дальнейшем возможно появление трещин и сколов. В камнях основной формы Ш, У, Д, Х часть поверхности отверстия (в направлении, перпендикулярном главной оси) может иметь шероховатость несколько большую, чем вся его поверхность. Этим создается предпосылка для образования зародышей разрушения, которые при наличии весьма сложных нагрузжений камня и анизотропии его свойств прорастают в его толщу, причем этот процесс может развиваться во времени.

Разрушение камней усугубляется некруглостью самого камня и посадочного отверстия. Из-за анизотропии свойств некоторая овальность цилиндрической поверхности камня неизбежна [32]. Трудно исключить и некруглость посадочного отверстия детали. По данным В. М. Карпович [15], при запрессовке часовых камней основной формы Д в платину часов (латунь ЛС-63-3Т), отверстия которой дополнительно вручную прочищались гладким калибром (что увеличивало некруглость), наблюдалось разрушение камней до 29%. При посадке камней в те же отверстия без прочистки покол не превышал 11%. В связи с этим автор пришел к выводу, что под оптимальными условиями запрессовки камней следует понимать не только допустимые натяги и вызываемые ими усилия, но и предельные значения некруглостей посадочных диаметров.

Большое влияние на покол камней оказывает заходная фаска, которая делается пулевидной формы. Оптимальные размеры и форма фаски обеспечивают постепенное возрастание усилий при запрессовке. Не менее важно обеспечить при запрессовке правильное направление камня в посадочном отверстии. Это особенно трудно

сделать с камнями основной формы Д, в которых усилие запрессовки прилагается к сферической поверхности. При запрессовке таких камней применяют пуансоны, контактирующие с краем сферической поверхности. Для центрирования камня в центре пуансона имеется подпружиненный конический штифт.

В отечественной часовой промышленности при запрессовке применяют натяги порядка 1,0—1,5% от диаметра камня. Некруглость посадочного отверстия специально не оговаривается, но, как правило, она составляет не более половины поля допуска на посадочный диаметр.

В прецизионных КО, а также в часовых противоударных камневых опорах максимальные натяги не превышают 0,3% от диаметра камня. При таких натягах (запрессовка в латунную оправу) исключается покол камней как в процессе запрессовки, так и при хранении. Натяг определяется по средним истинным размерам камня и посадочного отверстия. С целью повышения прочности закрепления, особенно если опоры работают в условиях вибрации, применяют дополнительную завальцовку. Швейцарская камневая фирма Зайтц рекомендует прессовые посадки, приведенные в табл. 25.

Таблица 25

Рекомендуемые прессовые посадки камней

Основная форма (табл. 9)	Посадочный диаметр в мм	Допускаемое отклонение в мкм		Натяг в мкм	
		камень	отверстия	наибольший	наименьший
Н, К, С	От 1,0 до 5,0	+10 0	—6 —12	22	6
Ш, У, Д, Х	От 1,0 до 2,8	+6 0	—6 —12	16	4
То же	От 2,8 до 5,0	+9 +1	—6 —12	22	7

Завальцовка (закатка) применяется как самостоятельная операция закрепления, так и в сочетании с прессовой. Ее главное преимущество состоит в отсутствии остаточных напряжений в камне после закрепления. Высота посадочного отверстия при завальцовке должна быть равна или несколько больше высоты камня. На расстоянии 0,1—0,2 мм от края посадочного отверстия делается буртик, который при закатке закрепляет камень (стр. 105).

Кромка буртика не должна быть **острой**, иначе она порвется. Очень толстая кромка затрудняет закатку. В зависимости от механических свойств металла, формы и размера наружной фаски камня толщина буртика колеблется от 0,05 до 2,5 мм. Если закатка применяется как самостоятельная операция закрепления, то камень в посадочное отверстие вставляется с гарантированным зазором. Чтобы предотвратить его выпадение перед закаткой под камень в глухое отверстие следует ввести каплю масла, которая за счет

лапласовского дефекта давления будет его надежно удерживать в расточке. Закатку латуни обычно делают конусом, изготовленным из нейзильбера или пластмассы.

Таблица 26

Рекомендуемые посадки при закатке камней

Основная форма (табл. 9)	Посадочный диаметр в мм	Допускаемое отклонение в мкм		Зазор в мкм	
		камня	отверстия	наибольший	наименьший
Н, К, С	От 1,0 и выше	+10 0	+20 +14	20	4
Ш, У, Д, Х	От 1,0 до 2,8	+6 0	+14 +10	16	4
Ш, У, Д, Х	От 2,8 до 5,0	+9 +1	+22 +14	21	5

В отдельных случаях для закрепления камней используют обжим оправы, в расточку которой с зазором вставляют камень. Однако такой способ не гарантирует отсутствия остаточных напряжений в камне.

Швейцарская фирма Зайтц под закатку и аналогичные методы закрепления рекомендует посадки, приведенные в табл. 26.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ТИПОВ КАМНЕВЫХ ОПОР

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМНЕВЫХ ОПОР С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЦАПФОЙ

Цилиндрические опоры по сравнению с другими типами КО получили наиболее широкое распространение. Они превосходят все остальные КО по количеству основных форм и типоразмеров применяемых камней.

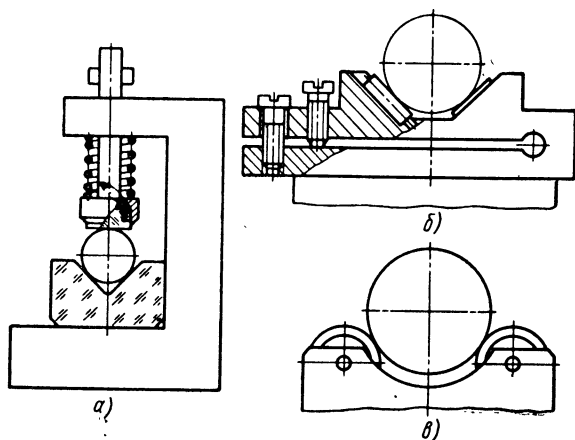


Рис. 39. Цилиндрические опоры кинематического типа

Цилиндрические опоры кинематического типа (рис. 39) имеют наиболее высокую точность центрирования (до десятых долей микрометра), которая определяется достигнутой точностью изготовления цилиндрических цапф. Точность центрирования мало зависит от диаметра цапфы и при износе опор практически не снижается. Смещение оси при износе компенсируется регулировкой (см. рис. 39). Причем регулировка осуществляется перемещением только подшипника, что является достоинством таких опор.

В опорах кинематического типа применяют камни основной формы П и М (рис. 39, а). Натяг замыкающей пружины при горизонтальном расположении оси обычно составляет 0,5—0,8 силы тяжести подвижной системы. При негоризонтальном расположении

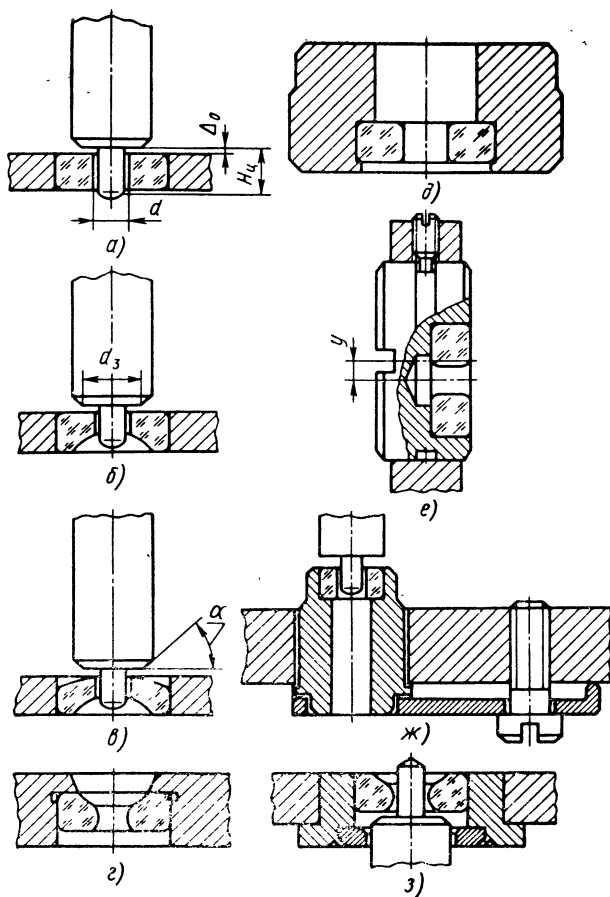


Рис. 40. Цилиндрические опоры нормального типа открытые

оси натяг пружины увеличивается настолько, на сколько уменьшается сила тяжести подвижной системы. Охватывающий элемент опор может выполняться с камнями основной формы Л (рис. 39, б) и Ш (рис. 39, в). Конструкция опоры, изображенная на рис. 39, в, выполняется либо с неподвижными, либо с подвижными роликами — камнями формы Ш. В последнем случае в погрешность центрирования входит некруглость и эксцентricичность отверстий камней формы Ш.

Цилиндрические опоры открытого типа (открытые) применяют при малых скоростях вращения и значительных радиальных нагрузках. Наиболее распространенные конструкции таких опор показаны на рис. 40. Камень основной формы Ш используют в опорах,

которые работают, как правило, без смазки (рис. 40, а). При отсутствии перекаса оси опоры с таким камнем воспринимают очень большие радиальные нагрузки. Камни формы Ш по сравнению с камнями форм У, Д, Х отличаются повышенной прочностью.

Камень основной формы У имеет масленку и применяется в опорах, работающих со смазкой (рис. 40, б). Уменьшение высоты отверстия в таком камне снижает несущую способность опоры к радиальным нагрузкам. При оливированном отверстии камни той и другой основной формы допускают некоторый перекас оси за счет соответствующего снижения несущей способности. При перекасе оси контакт заплечика цапфы с плоской поверхностью торца камня становится неопределенным, что вызывает изменение трения и ограничивает осевую нагрузку. Использование в таких опорах камня основной формы Д устраняет отмеченный недостаток (рис. 40, в).

В открытых опорах высоту цапфы, внешний диаметр камня, осевой зазор и размеры других элементов обычно задают в зависимости от диаметра отверстия камня (табл. 27).

Таблица 27

Размеры основных элементов открытых каменных опор

Диаметр отверстия камня d в мм	Осевой зазор Δ_0 в мм	Минимальный диаметр заплечика D_3 в мм	Высота цапфы $H_{ц}$ в мм для камней формы	
			У, Д	Ш
От 0,08 до 0,40	0,03	$d + 0,15$	$H - \Delta_0$	$H + 0,10$
Св. 0,40 до 0,70	0,04	$d + 0,20$		$H + 0,12$
Св. 0,70 до 1,20	0,05	$d + 0,25$		$H + 0,15$
Св. 1,20 до 2,00	0,07	$d + 0,30$		$H + 0,18$
Св. 2,00 до 2,50	0,08	$d + 0,40$		$H + 0,20$

Угол фаски α может изменяться в пределах 30—60°, окончательно его величина выбирается при расчете маслосъемности опор. Внешний диаметр камня Д по условиям надежной фиксации масла должен в 1,5—2 раза превышать диаметр заплечика цапфы D_3 . Минимальная высота фаски заплечика цапфы не должна быть меньше половины диаметра отверстия камня. Более широкая фаска способствует размещению большей дозы масла.

В тех случаях, когда осевая нагрузка в опоре превосходит или близка к усилию запрессовки, камень устанавливают в расточку с буртиком (рис. 40, г). Если материал платы (или другой детали, в которую устанавливается камень) плохо обрабатывается или по другим причинам невозможна или нежелательна прямая запрессовка камня, последний закрепляют в переходную оправу, обеспечивающую как разъемное, так и неразъемное соединение с платой (рис. 40, д). При необходимости регулировки расстояния между осями камень в оправу устанавливают эксцентрично (рис. 40, е). Применение оправы, показанной на рис. 40, ж, создает возможность монтажа подвижной системы без разборки механизма прибора. Предохранительное устройство, изображенное на рис. 40, з, гаран-

тирует сохранение работоспособности опор (с пониженными характеристиками) при поломке цапф.

Несущая способность открытых опор с цилиндрическим отверстием камня чувствительно снижается при перекосах оси. Высокая твердость каменных материалов исключает ее повышение за счет приработки отверстия подшипника. При невозможности исключения опасных перекосов несущая способность существенно повышается применением самоустанавливающихся опор (рис. 41, а).

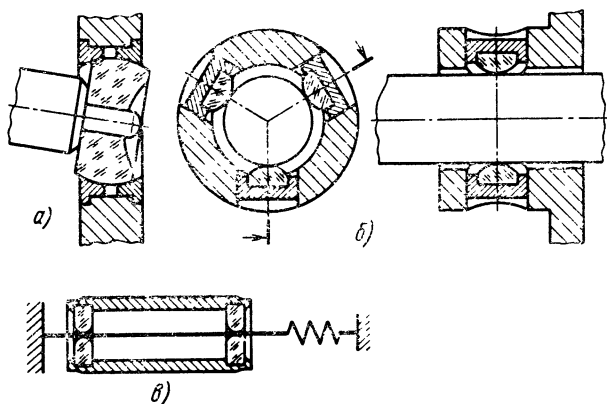


Рис. 41. Особые конструкции цилиндрических открытых опор

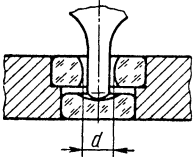
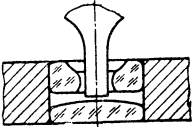
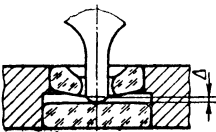
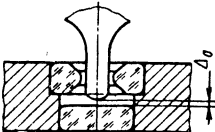
К каменным опорам с цилиндрической цапфой может быть отнесена опора, изображенная на рис. 41, б. Камни формы **Ниж** запрессованы в металлические вкладыши, которые, в свою очередь, посажены на прессовой посадке во втулку. Такие опоры применяют при больших диаметрах цапфы, когда невозможно изготовить соответствующий сквозной камень.

В опорах с разгрузкой магнитными, упругими и другими силами, а также в случаях, когда исключена осевая нагрузка, применяют опоры на струне (рис. 41, в). Неподвижная тонкая проволока, выполняющая роль цапфы, может быть закреплена жестко или упруго. Особенно в последнем случае опора хорошо работает в условиях ударных нагрузок. В микроэлектромашинных опорах, спроектированные по такой схеме, позволяют обеспечить большой ресурс работы за счет резервной подпитки зоны трения маслом, поступающим с фитиля, расположенного в трубке между сквозными камнями.

Цилиндрические опоры закрытого типа (закрытые) применяют преимущественно при средних, больших скоростях вращения (до 10 000 об/мин) и умеренных нагрузках. Основное отличие таких опор от открытых состоит в том, что осевая нагрузка в них воспринимается пятой цапфы, а не заплечиком, что исключает неопределенность контакта и неустойчивость трения при вертикальном положении оси. Момент трения в закрытых опорах при действии только силы тяжести подвижной системы изменяется с изменением

Таблица 28

Характеристики закрытых опор в зависимости от применяемых камней
(условная оценка по пятибалльной системе)

Эскиз закрытой опоры	Сочетание сквозных и накладных камней	Нагрузка на цапфы		Скорость вращения цапфы	Удельная емкость	Допустимый перекося цапфы
		осевая	радиальная			
	Ш + Н	5	3	1	1	1
	Ш + С	5	5	1	1	1
	Ша + Н	4	3	2	2	2
	Ша + С	4	5	2	2	3
	У + Н	4	3	2	1	2
	У + Ни, О	4	2	3	4	2
	Уа + Н	3	3	4	1	4
	Уа + Ни, О	3	2	4	5	4
	Д + Н	4	3	2	4	2
	Да + Ни, О	3	2	4	5	4
	Да + Н	3	3	4	5	4
	Да + С	3	5	4	5	4
	Х + Н	3	3	3	3	3
	Ха + Н	2	3	5	3	5
	Ха + С	2	5	5	3	5
	Ха + Ни, О	2	2	5	3	5

положения оси, причем при вертикальном положении он в несколько раз меньше, чем при горизонтальном. При одинаковом объеме масла, размещаемом в зазорах открытых и закрытых опор, удельная масляемкость последних в несколько раз больше за счет резкого снижения смачиваемой поверхности подвижного элемента. По этой же причине в таких опорах снижается механическая деструкция масла, а резкое повышение вязкости (при минусовых температурах) оказывает меньшее влияние на фрикционные характеристики опор. Плавный переход цилиндрической рабочей части цапфы к утолщенной, по сравнению с резким изменением сечения цапфы у заплечика, обеспечивает повышенную прочность закрытых опор к изгибающим нагрузкам.

Характеристики и область применения закрытых опор зависят от сочетания основных и дополнительных форм применяемых камней (табл. 28). В табл. 28 с помощью пятибалльных оценок сделана попытка выразить эту зависимость. Как и в табл. 23, большей нагрузке, большей скорости, наименьшей чувствительности к перекоосу соответствует наибольший балл. Заметим, что и здесь сделанные оценки весьма условны. Несущая способность, допустимый перекоос оси, удельная масляемкость и другие характеристики зависят не только от основной и дополнительной форм камней, но и от конкретных значений радиуса оливажа, радиуса пяты цапфы, радиального зазора и других параметров опор. Поэтому таблица может служить только для предварительного выбора камней на первой стадии проектирования.

Как и в открытых опорах, высота рабочей части цапфы, зазор между камнями, осевой зазор и размеры других элементов изменяются с диаметром отверстия сквозного камня. В табл. 29 даны примерные значения указанных величин для камней Д, Х и У; при проектировании они могут претерпевать изменения в соответствии с конкретными условиями работы опор. Например, расстояние между сквозным и накладным камнями оказывает значительное влияние

Таблица 29

Размеры основных элементов закрытых каменных опор

Диаметр отверстия камня d в мм	Осевой зазор Δ_0 в мм	Зазор между камнями Δ в мм	Высота рабочей части цапфы $H_{ц}$ в мм	
			У + Ни, О Д + Н	Х + Н
От 0,08 до 0,18	0,02	0,02—0,03	От $d+0,08$ до $d+0,12$	$\Delta+h+h_2+$ $+0,05$
« 0,18 « 0,60	0,03	0,03—0,05	От $d+0,12$ до $d+0,26$	$\Delta+h+h_2+$ $+0,10$
« 0,60 « 1,20	0,05	0,05—0,10	От $d+0,26$ до $d+0,50$	$\Delta+h+h_2+$ $+0,15$
« 1,20 « 2,50	0,06	0,10—0,30	От $d+0,50$ до $d+0,80$	$\Delta+h+h_2+$ $+0,20$

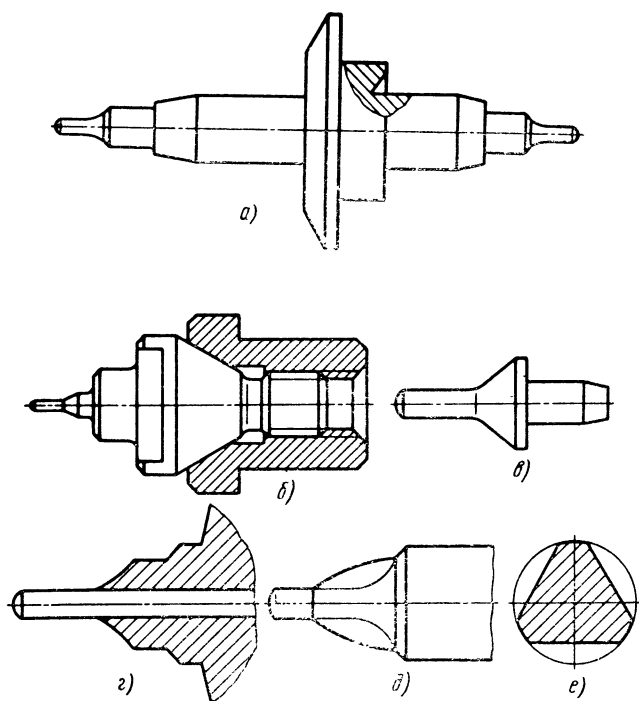


Рис. 42. Конструкции цапф цилиндрических закрытых опор

на удельную маслосъемность и надежность фиксации масла, поэтому его окончательное значение устанавливается расчетом смазки опор.

При выборе внешних диаметров камней обычно руководствуются конструктивными соображениями (габаритные размеры узла, удобство и возможность монтажа и пр.), но при этом следует помнить, что если опора работает со смазкой, то при прочих равных условиях всегда предпочтительны камни с большими внешними диаметрами. Кроме того, для размещения большей дозы смазки в капиллярных зазорах между сквозными и накладными камнями камень, размещаемый плоской поверхностью к зазору, следует выбирать несколько большего диаметра, чем камень со сферической поверхностью (примерное соотношение диаметров 1:1,2). Если капиллярный зазор образован двумя выпуклыми поверхностями одного радиуса, то внешние диаметры камней могут быть одинаковыми. При разных радиусах внешний диаметр камня с меньшей кривизной должен быть несколько больше, чем с большей кривизной.

В закрытых опорах конструкции цапф более разнообразны, чем в открытых (рис. 42). На рис. 42, а изображена цапфа оси баланса часов. Она изготовлена за одно целое с осью. При изготовлении цапфы отдельно от оси она снабжается заходной фаской, уменьшающей ее перекос при запрессовке. Удобен монтаж цапфы с конической державкой [49]. Резьбу державки делают свободной, что

обеспечивает базировку по конической поверхности. Державку используют и при изготовлении цапфы. Она позволяет многократно снимать цапфу для измерения при обработке и вести обработку на разных станках с минимальной погрешностью базировки. При такой конструкции державки удобно изготавливать цапфы из твердого сплава, корунда и других особо твердых материалов.

Если необходим демонтаж цапф при сборке прибора без потери точности центрирования, коническую державку снабжают резбовой оправкой, наружную поверхность которой под запрессовку обрабатывают при базировании всего устройства на утолщенную часть цапфы (рис. 42, б). Для устранения биения подвижной системы относительно цапфы ее обрабатывают при базировании на конические поверхности опор, которые, в свою очередь, обрабатывают за одну установку с цилиндрическими поверхностями цапф (рис. 42, в).

Цапфа, изготовленная из материала повышенной упругости и имеющая длину цилиндрической части больше нормальной (см. табл. 29), хорошо амортизирует удары (рис. 42, г), и на ее базе может быть спроектировано противоударное устройство. Переходную часть цапфы от рабочего участка до оси иногда выполняют по параболе, однако такая равнопрочная цапфа сложна в изготовлении (рис. 42, д). При необходимости обеспечения циркуляции жидкости через отверстие камня при сохранении высокой точности центрирования сечение цапфы делают некруглым (рис. 42, е).

Для уменьшения позиционного перепада момента трения в закрытых опорах стремятся снизить трение при горизонтальном положении оси (оптимальный радиус оливажа) и повысить при вертикальном. Однако, как показали исследования, изменение радиуса оливажа в широких пределах $[r_1 = (1-8) d]$ незначительно (4—20%) сказывается на величине момента трения горизонтальной оси [48]. Увеличение момента трения вертикальной оси за счет увеличения радиуса притупления пяты цапфы (вплоть до плоской пяты) также не устраняет полностью позиционного перепада трения. Плоская пята при малейшем перекосе оси нарушает устойчивость трения.

Одинаковый момент трения при любом положении оси в пространстве обеспечивает применение накладного камня с наклонной выточкой [13]. При вертикальном положении оси, за счет наклонной выточки камня (рис. 43, а), часть осевой нагрузки прижимает цапфу к оливированному отверстию камня, повышая момент трения. Формула для определения оптимального угла наклона выточки приводится ниже. Камень с наклонной плоской выточкой, устраняя позиционный перепад момента трения, позволяет также регулировать осевой зазор в опоре перемещением накладки вдоль выточки.

Для тех же целей может быть применен накладной камень со сферической выточкой (рис. 43, б). Касание поверхности пяты цапфы со сферической выточкой по сравнению с плоской позволяет снизить контактные напряжения, а с изменением положения точки касания пяты цапфы на выточке меняется угол наклона касательной, что создает возможность регулировки момента трения.

В работе [57] описан способ снижения позиционного перепада трения за счет образования на пяте цапфы кольцевого выступа (рис. 43, в). Такой способ при $r_1/r_d = 0,9$ и $r_2/r_d = 0,7$ существенно снижает перепад трения. Он опробован на опорах оси баланса на-

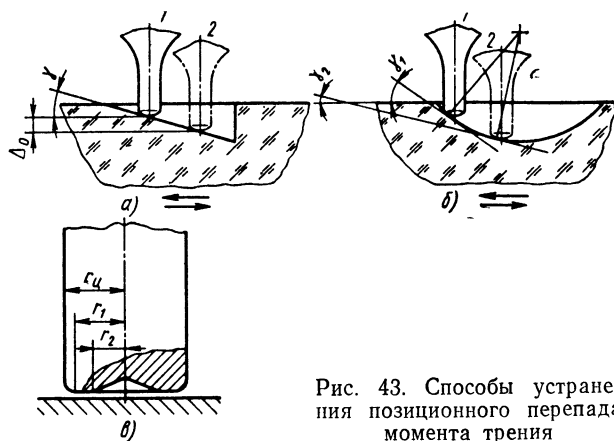


Рис. 43. Способы устранения позиционного перепада момента трения

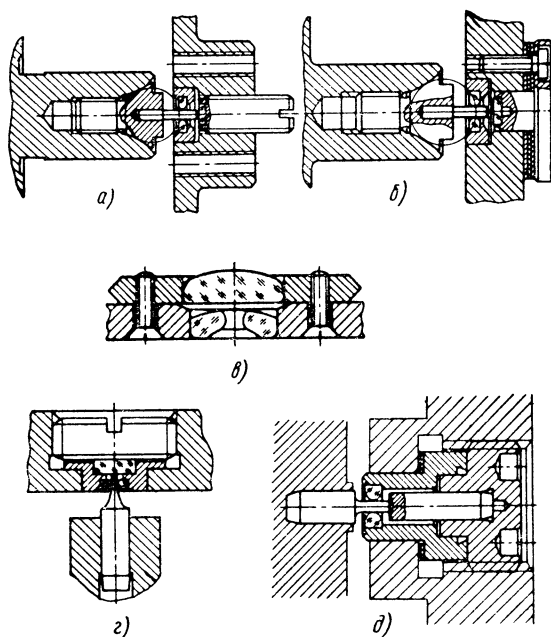


Рис. 44. Разборные конструкции цилиндрических закрытых опор

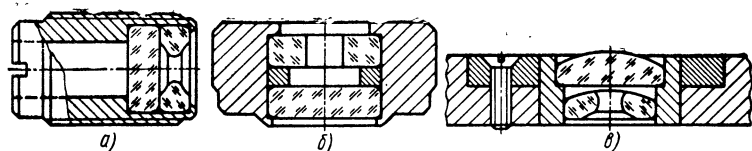


Рис. 45. Неразборные конструкции цилиндрических закрытых опор

ручных часов и показал хорошие результаты. Коническое углубление в цапфе (рис. 43, в) сделано с помощью луча лазера.

В ответственных случаях при достаточных габаритных размерах прибора предпочтительнее применять разборные конструкции закрытых опор. Они хорошо вымываемы, более удобны для замены смазки и контроля состояния рабочих поверхностей. Если прибор имеет свободные размеры в осевом направлении, применяют конструкцию опоры, показанную на рис. 44, а или аналогичную. Меньшую протяженность в осевом направлении имеет подпятник, закрепленный винтами (рис. 44, б). Широкое распространение в приборах времени имела конструкция закрытых опор с накладкой, закрепляемой винтами в плате прибора (рис. 44, в). Однако из-за трудности устранения перекоса накладного камня к сферической поверхности сквозного, приводящего к нарушению фиксации масла, закрытая опора с накладкой заменяется противоударными и маслоудерживающими опорами. Очень малые габаритные размеры имеет разборная опора, изображенная на рис. 44, г. Запорный винт опоры может быть заменен плоской пружиной, дополнительно уменьшающей габаритные размеры опор.

В разборных опорах возможна осевая регулировка с изменением (рис. 44, а, б, г) и без изменения вылета цапфы — расстояния от заделки цапфы до точки контакта со сквозным камнем (рис. 44, д). Такую регулировку осуществляют перемещением подпятника (рис. 44, а) или шайбами (рис. 44, б, г, д). В первом случае предусматривается дополнительное крепление (законтривание) винта.

Основное преимущество неразборных конструкций заключается в их компактности и меньшей сложности. При осевой регулировке с помощью винта применяют конструкцию, показанную на рис. 45, а. Меньшие габаритные размеры имеют опоры для осевой регулировки перепрессовкой (рис. 45, б). Очень малые осевые размеры и удобное крепление имеет конструкция, изображенная на рис. 45, в, но ее недостаток состоит в невозможности осевой регулировки.

Момент трения цилиндрических опор при радиальной нагрузке рассчитывают по формуле (рис. 46, а)

$$M_{\mu} = f_{\mu} G r_{\mu}. \quad (17)$$

Коэффициент трения в цапфе f_{μ} определяется трением материалов опоры (f), а также зависит от распределения нормальных реакций по площади контактной поверхности отверстия камня [17]

$$f_{\mu} = \kappa f,$$

где κ — величина, зависящая от закона распределения нормальных реакций в отверстии камня.

При относительно большом радиальном зазоре цапфа под влиянием силы трения F_{μ} смещается в подшипнике, как показано на

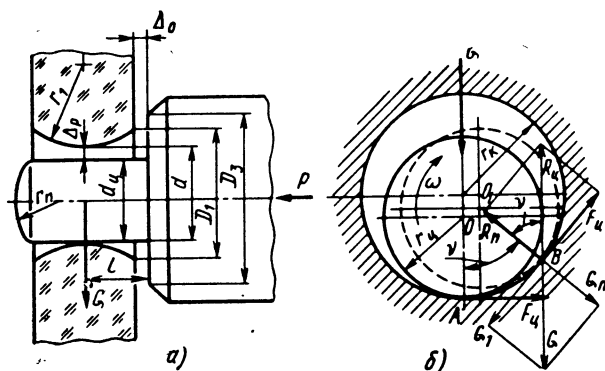


Рис. 46. Схемы к расчету цилиндрических опор

рис. 46, б, отчего полная реакция в цапфе $R_{\text{ц}}$ отклоняется на угол трения γ от нормальной реакции R_n . Поэтому

$$R_n = R_{\text{ц}} \cos \gamma;$$

$$f_{\text{ц}} = f \cos \gamma.$$

Сравнивая предыдущее значение $f_{\text{ц}}$ с последним, находим, что $\kappa = \cos \gamma$, но учитывая, что $f = \tan \gamma$, получаем

$$f_{\text{ц}} = \kappa f = f \cos \gamma = \sin \gamma,$$

т. е. коэффициент трения в цапфе $f_{\text{ц}}$ при относительно большом зазоре почти равен коэффициенту трения материалов f .

При очень малом радиальном зазоре полагают, что удельное давление равномерно распределяется по поверхности соприкоснове-

ния цапфы. При этом $\kappa = \frac{\pi}{2}$ и $f_{\text{ц}} = 1,57 f$, т. е. благодаря заклинивающему действию боковых сторон отверстия камня $f_{\text{ц}}$ будет на 57% больше, чем f . Таким образом, на $f_{\text{ц}}$ оказывает значительное влияние относительный зазор. Его влияние экспериментально подтверждено на двух типоразмерах опор с камнями основной формы X (диаметр цапф 0,4 и 0,7 мм). При $r_1 = d/2$ относительный зазор ψ из-

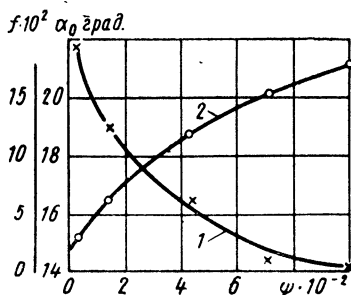


Рис. 47. Зависимость коэффициента трения в цапфе $f_{\text{ц}}$ и допустимого угла перекоса цапфы α_0 от относительного зазора $\psi = \frac{d - d_{\text{ц}}}{d}$:

1 — коэффициент трения в цапфе $f_{\text{ц}}$;
2 — допустимый угол перекоса α_0

меняет f_{π} особенно заметно в области малых значений зазора (рис. 47). При $f=0,15$, $\psi=0,01$ f_{π} оказался почти на 50% больше, а при $\psi>0,07$ было отмечено его сближение с f . С увеличением ψ возрастает допустимый угол перекося цапфы α_0 .

Аналогичное увеличение трения с уменьшением зазора наблюдалось на опорах баланса часов, камни которых имели цилиндрическое отверстие [57]. Указанная зависимость сохраняется при изменении положения оси в пространстве (рис. 48). Если при расчете M_{π} неизвестен f_{π} при заданном относительном зазоре, а $\psi \leq 0,7$, то в формулу (17) следует вводить поправку (см. рис. 47).

При малых углах поворота в опоре имеет место трение качения за счет вскапывания цапфы по отверстию камня (см. рис. 46, б). Угол вскапывания тем больше, чем больше относительный зазор и угол трения ν . Вскатывание прекратится при равенстве сил F_{π} и G

$$G \sin \nu = R_n f.$$

Учитывая, что $\operatorname{tg} \nu = f$, можно определить угол, на котором начнется проскальзывание. Цапфа при этом повернется на угол

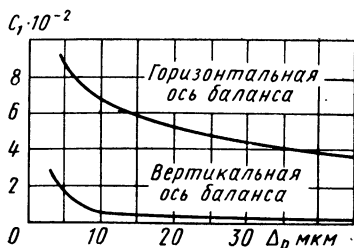
$$\varphi = \frac{r}{r_u} \operatorname{arctg} f.$$

Момент трения при вскапывании существенно меньше, чем при скольжении, но его величина изменяется при повороте цапфы, и при достижении угла φ он становится равным моменту трения при проскальзывании.

Как уже отмечалось выше, изменение радиуса оливажа r_1 оказывает влияние на момент трения цилиндрических опор с горизонтальной осью. Это объясняется тем, что изменение r_1 при постоянном радиальном зазоре Δ_r и нагрузке G вызывает изменение контурной площади и соответственно наибольших давлений в контакте, а последние влияют на коэффициент трения f (см. рис. 10). Из рис. 10 следует, что кривая I , отражающая зависимость f от q_0 при постоянной нагрузке, имеет минимум ($q_0 = 340 \div 540$ н/мм²). Характер зависимости $f = f(q_0)$ исключает одинаковое оптимальное значение r_1 , отвечающее минимальному трению для всех типоразмеров опор и условий их работы.

Исследованиями установлено, что минимальное трение наблюдается при r_1 , при котором контактные давления находятся в диапазоне 340—540 н/мм² [48]. Меньшему значению q_0 соответствуют меньшие диаметры цапф и нагрузки. Найденная закономерность по-

Рис. 48. Зависимость коэффициента затухания баланса C_1 от радиального зазора Δ_r



зволяет рассчитать оптимальное значение r_1 . Для этого можно воспользоваться формулой (33).

Момент трения в опорах открытого типа при осевой нагрузке (опорными поверхностями являются торцевая поверхность камня и заплешико цапфы) рассчитывают по формуле (рис. 46, а)

$$M_{\text{ц}} = \frac{1}{3} f P \frac{D_3^3 - D_1^3}{D_3^2 - D_1^2}. \quad (18)$$

Формула (18) дает точное значение $M_{\text{ц}}$ при отсутствии перекоса оси, который, как упоминалось, вызывает изменение плеча действия силы трения и коэффициента трения.

При осевой нагрузке в опорах закрытого типа момент трения $M_{\text{ц}}$ рассчитывают по формуле

$$M_{\text{ц}} = \frac{3}{16} \pi f P a. \quad (19)$$

При сферических поверхностях пяты радиуса r_n и подпятника радиуса R

$$a^3 = \frac{3}{4} P \frac{R r_n}{R \pm r_n} \eta^*, \quad (20)$$

где

$$\eta^* = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}. \quad (21)$$

Знак «—» в формуле (20) соответствует вогнутой поверхности подпятника, а «+» — выпуклой.

При плоской рабочей поверхности подпятника формула (20) упрощается:

$$a^3 = \frac{3}{4} P r_n \eta^* \quad (22)$$

Если плоская пята опирается на плоскую рабочую поверхность подпятника, момент трения $M_{\text{ц}}$ определяют по формуле [54]

$$M_{\text{ц}} = \frac{2}{3} P r_{\text{ц}} f. \quad (23)$$

Следует заметить, что в этом случае, как и при расчете по формуле (18), момент трения в цапфе $M_{\text{ц}}$ близок к истинному только при отсутствии перекоса оси. Из-за большой чувствительности трения плоской пяты к перекосу ее применяют редко.

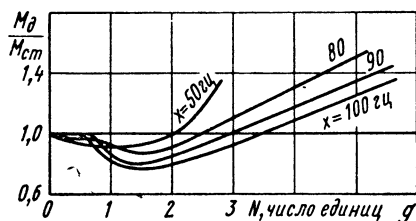
Если на ось одновременно действует радиальная и осевая силы, то момент трения в цапфе $M_{\text{ц}}$ складывается из момента, рассчитанного по формуле (17), и соответствующего момента трения на пяте [формулы (18, 19, 23)]. При действии только силы тяжести интегральный момент трения закрытых опор при произвольном положении оси в пространстве не превосходит момента трения в цапфе $M_{\text{ц}}$, рассчитанного по формуле (17). В зависимости от размеров заплешико цапфы момент трения в цапфе $M_{\text{ц}}$ вертикальной оси открытых опор может быть существенно больше момента трения, рассчитанного по формуле (17).

Для получения одинакового момента трения в цапфе M_d как при горизонтальном, так и при вертикальном положении оси закрытых опор угол α наклона скошенной поверхности или угол касательной в точке контакта пяты цапфы и сферической выборки камня (рис. 43, а, б) равен [13]

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{r_y}{r_n + r_y} . \quad (24)$$

Вибрация существенно влияет на трение цилиндрических опор. Как показали исследования А. П. Исаева [14], проведенные на КО оси баланса часов, характер влияния вибрации на момент трения в цапфе M_d зависит от направления вибрации, частоты и амплитуды. Он изменяется от положения оси в пространстве, скорости вращения оси и зазора. При сравнительно больших скоростях вращения (от 25 до 5 об/сек) вибрация увеличивает момент трения в цапфе M_d . При малых скоростях (ниже 5 об/сек) вибрация уменьшает

Рис. 49. Зависимость отношения $\frac{M_d}{M_{ст}}$ от степени перегрузки при вибрации с различной частотой x



момент трения в цапфе M_d . На рис. 49 показана зависимость отношения момента сил трения при вибрации M_d к моменту сил трения при отсутствии вибрации $M_{ст}$ от величины перегрузки N при разных частотах. При направлении вибрации перпендикулярно к оси момент трения в цапфе M_d меньше, чем при направлении вибрации вдоль оси. При радиальном зазоре до 5 $\mu\text{м}$ резкого скачка изменения момента трения в цапфе M_d при перегрузке 1g не наблюдается. Увеличение зазора на 5 $\mu\text{м}$ приводит к значительному скачку изменения момента трения в цапфе M_d при перегрузке 1g ($M_d/M_{ст} \approx 0,5$ при скорости вращения 300 об/мин). Дальнейшее увеличение зазора до 20 $\mu\text{м}$ и более оказывает меньшее влияние.

Расчет цилиндрических опор на прочность. При монтаже и динамических воздействиях опоры могут воспринимать значительные нагрузки. В общем случае при определении объемной прочности цилиндрических опор проводят расчет максимальных напряжений изгиба, среза и сжатия, которые сравниваются с допустимыми для применяемых материалов.

Расчет на изгиб проводят по формуле

$$\sigma_u = \frac{Gl}{2W_x} , \quad (25)$$

где $W_x = 0,1 d_n$; l — расстояние от линии действия силы до опасного сечения (см. рис. 46, а).

При определении опасного сечения цапфы диаметром менее 1 мм следует учитывать не номинальный, а минимальный размер и влияние шероховатости поверхности. При малых диаметрах цапф эти факторы могут заметно снижать прочность. Расчет цилиндриче-

ских опор на срез и сжатие проводят по формулам общего машиностроения.

Расчет на контактную прочность проводят по наибольшей величине эквивалентного напряжения, которое изменяется с глубиной залегания рассматриваемой точки. Однако установлено, что максимальные значения эквивалентных напряжений зависят главным образом от величины наибольшего давления в контакте q_0 [27]. Это позволяет вести расчет по величине наибольшего давления, сравнивая его фактическое значение с допускаемым.

При действии силы в радиальном направлении (см. рис. 46, а) для цилиндрических опор с оливированным отверстием камня q_0 определяют по формуле

$$q_0 = n_p \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2} G \left(\frac{\Sigma k}{\eta^*} \right)^2}, \quad (26)$$

где Σk — сумма главных кривизн соприкасающихся поверхностей,

$$\Sigma k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22},$$

причем k_{11} и k_{22} принадлежат первому телу, а k_{21} и k_{12} — второму; главные кривизны положительны, если соответствующий центр кривизны расположен внутри рассматриваемого тела; n_p — коэффициент; его значения в зависимости от аргумента

$$\omega = \frac{1}{\Sigma k} \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + (k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22}) \cos 2\xi}$$

приведены в табл. 30; ξ — угол между плоскостями кривизн k_{11} и k_{21} .

Таблица 30

Значения коэффициента n_p в зависимости от ω

ω	n_p	ω	n_p	ω	n_p
0,01923	0,9999	0,5560	0,9219	0,9077	0,6909
0,06087	0,9992	0,5848	0,9121	0,9150	0,6799
0,1075	0,9974	0,6155	0,9008	0,9225	0,6678
0,1602	0,9942	0,6486	0,8873	0,9303	0,6542
0,2207	0,9890	0,6845	0,8710	0,9383	0,6387
0,2913	0,9805	0,7238	0,8507	0,9467	0,6206
0,3755	0,9669	0,7673	0,8246	0,9556	0,5990
0,4795	0,9440	0,8166	0,7887	0,9649	0,5721
0,5036	0,9376	0,8441	0,7647	0,9749	0,5358
0,5291	0,9302	0,8741	0,7338	0,9861	0,4783

В случае контакта цилиндрической цапфы с оливированным отверстием камня главные кривизны отверстия камня в месте соприкосновения с цапфой

$$k_{11} = \frac{1}{r_1} \quad \text{и} \quad k_{12} = -\frac{1}{r}$$

Главные кривизны поверхности цапфы

$$k_{21} = 0 \text{ и } k_{22} = \frac{1}{r_u}.$$

Так как плоскости главных кривизн k_{11} и k_{21} совпадают, то угол $\xi=0$ и $\cos 2\xi=1$.

При той же схеме нагружения, но цилиндрическом отверстии камня q_0 рассчитывают по формуле

$$q_0 = 0,5642 \sqrt{\frac{G(r-r_u)}{l \eta^* r r_u}}. \quad (27)$$

При действии осевой нагрузки максимальные контактные напряжения в закрытой опоре (пятя цапфы контактирует с подпятником) определяются уравнением

$$q_0 = \frac{1,5 P}{\pi a^2}. \quad (28)$$

Радиус площадки контакта a в зависимости от формы соприкасающихся поверхностей рассчитывают по одной из формул (20) или (22).

Установление величины допускаемого наибольшего давления в контакте требует проведения поверочных расчетов опор, нормально работающих в заданных режимах. Ориентировочно $[q_0]$ для пластичных материалов могут быть приняты равными $(3 \div 4) \sigma_T$ — предела текучести. Для хрупких материалов, у которых

$$\frac{\sigma_p}{\sigma_c} < 0,33,$$

наибольшее допускаемое давление в контакте

$$[q_0] \approx 4 \text{ HB н/мм}^2$$

или, используя установленную в работе [7] связь между контактной прочностью при одноосном растяжении σ_p и сжатии σ_c , наибольшее допускаемое давление определяют по формуле

$$[q_0] \approx \frac{\pi \sigma_p}{2 + \mu \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_c} \right)^2}. \quad (29)$$

При динамических нагрузках $[q_0]$ снижается до 2 раз. При работе опоры в условиях вибрации приближенное значение максимального усилия (без учета поглощения энергии при ударе) находят из выражения

$$G_{\max} = 0,382 a_u^2 v_{\max} \sqrt{\frac{G E_1}{g l^2}}, \quad (30)$$

$$v_{\max} = \frac{8,8 \Phi x + \sqrt{2 \Delta_p g}}{1 - a_g} \quad (31)$$

относительная максимальная скорость соударения цапфы и камня;
 x — частота вибрации в $гц$; Φ — амплитуда вибрации в $мм$; a_g —

коэффициент восстановления (для каменных опор со стальной цапфой $a_v \approx 0,6$).

При работе опор в условиях линейных ускорений и тряски расчетную нагрузку, действующую на опору, увеличивают пропорционально перегрузке.

Расчет цилиндрических опор на износ проводят также по наибольшим контактным давлениям. В этом случае допускаемые давления q_0 определяют анализом напряженного состояния нормально работающих опор в течение заданного времени.

Использовать для этих целей данные, которые приводятся в литературе, следует с большой осторожностью. Как было показано выше, на изнашивание влияют различные факторы, учет которых необходим при определении $[q_0]$. Например, известно, что при прочих равных условиях износ цапфы зависит от ориентации контактной поверхности камня к оптической оси кристалла, из которого он изготовлен. Если пренебречь этим фактором, то $[q_0]$, определенные

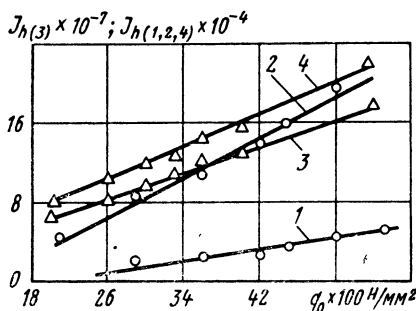


Рис. 50. Зависимость интенсивности линейного износа I_h от наибольшего давления в контакте q_0 (точки — экспериментальные, линии — теоретические):

1, 2 — твердый сплав ВК10; 3, 4 — сталь У10А; 1 — смазка УПИ; 2, 3 — сухое трение; 4 — смазка МЗП-6

анализом, могут оказаться завышенными или заниженными. Кроме того, в одних случаях под нормально работающими КО понимают опоры, которые в течение заданного времени работы сохраняют момент трения, не превышающий исходный более чем на 10 или 20%; в других случаях под нормально работающими опорами понимают такие, которые в течение определенного времени работают без регистрируемого износа или износа, снижающего исходную шероховатость контактных поверхностей цапфы и камня более чем на один или два класса чистоты. Неполный учет факторов изнашивания и различные требования, предъявляемые к КО, объясняют столь широкий диапазон встречающихся в литературе $[q_0]$. Они колеблются от 250 до 4000 Н/мм^2 .

Была сделана попытка связать допустимые контактные напряжения с интенсивностью линейного изнашивания I_h [47]. Из теории известно, что интенсивность изнашивания пропорциональна контактным давлениям [50]. Проведенные исследования подтвердили, что эта закономерность распространяется на материалы, применяемые для КО. Исследования проводились на четырехшариковом трибометре со сталью У10А и твердым сплавом ВК10. Контртелом служил лейкосапфир, изнашивающая способность которого не менялась во время опыта.

Установлено, что зависимость I_h от q_0 носит линейный характер (рис. 50). В исследованных пределах зависимость I_h от q_0 выраже-

на эмпирической формулой, вид которой и значение коэффициентов приведены в табл. 31. Проверка показала, что найденные зависимости сохраняются и при малых контактных давлениях (до 200 н/мм²).

Таблица 31

Зависимость интенсивности линейного износа I_h от наибольших контактных давлений q_0

Материал	Смазка	Эмпирическая формула	Значение коэффициентов	
			k	b
Твердый сплав ВК10	Фторуглеродная жидкость	$I_h = kq_0 + b$	$1,28 \cdot 10^{-10}$	$-2,04 \cdot 10^{-8}$
То же	Без смазки		$5,0 \cdot 10^{-10}$	$-6,0 \cdot 10^{-8}$
Сталь У10А	То же		$3,13 \cdot 10^{-9}$	$0,4 \cdot 10^{-7}$
То же	Масло МЗП-6		$3,96 \cdot 10^{-10}$	$0,3 \cdot 10^{-8}$

При проектировании КО контактные напряжения можно варьировать в относительно широких пределах. Если задаться, исходя из требований точности центрирования, интенсивностью изнашивания, то по формуле, приведенной в табл. 31, или аналогичной вычисляют допустимую величину q_0 . В спроектированных опорах, зная контактные давления, можно определить срок надежной службы опор.

Анализ работы часовых КО, в которых $q_0 \approx 340$ н/мм², показал, что при этих давлениях в условиях совершенной граничной смазки не происходит регистрируемого износа; они обеспечивают стабильное трение и могут быть приняты за допустимые.

Для обеспечения стабильного трения на пяте цапфы радиус ее сферической поверхности целесообразно определять, исходя из допускаемых контактных напряжений:

$$r_n = \frac{1}{\eta^*} \sqrt{\frac{0,194 P}{[q_0]^3}}. \quad (32)$$

Формула (32), при известном значении $[q_0]$, позволяет определить радиус пяты r_n , соответствующий заданной продолжительности работы опоры.

Оптимальный радиус оливажа, соответствующий минимальному и стабильному трению, можно определить, преобразуя формулу (26):

$$\frac{1}{r_1} = \frac{2 \eta^*}{G} \left(\frac{\pi [q_0]}{n_p} \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{1}{r} - \frac{1}{r_u}. \quad (33)$$

Коэффициент n_p , в свою очередь, зависит от r_1 . При его определении задается величиной r_1 , а после нахождения величины r_1 , n_p уточняем и расчет повторяем.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМНЕВЫХ ОПОР С КОНИЧЕСКОЙ ЦАПФОЙ

КО с конической рабочей поверхностью подшипника встречаются крайне редко. Они требуют индивидуальной подгонки и применяются только в уникальных приборах. Более широкое распространение получили опоры с конической цапфой (центр) и камневым подшипником с цилиндрическим отверстием, имеющим выполненную по радиусу фаску — опоры на центрах (рис. 51). В таких опорах

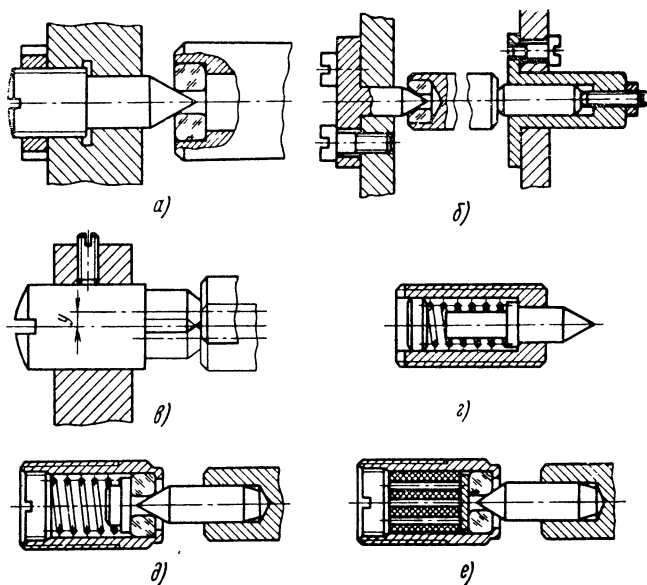


Рис. 51. Опоры на центрах

применяют камни основной формы Ш, У и реже Д. Цилиндрические, отверстия камней снабжаются дополнительной формой б, д, е, которая образует контактную поверхность камня. Для изготовления цапфы-центра можно применить камень формы Лк, но, как правило, цапфа-центр изготавливается из металла.

Опоры на центрах при использовании одного камня воспринимают осевые и радиальные нагрузки, причем при изменении положения оси в пространстве момент трения изменяется в меньшей мере, чем в цилиндрических опорах. Благодаря малым поверхностям трения они допускают без заклинивания значительный перекося оси, но по этой же причине имеют малую несущую способность.

Коническая цапфа опор на центрах при одинаковом моменте трения в цапфах $M_{\text{ц}}$ с цилиндрическими опорами обладает большей прочностью, чем цилиндрическая цапфа, что является важным преимуществом опор на центрах. Такие опоры во избежание возможного заклинивания при изменении температуры снабжаются относительно большими осевыми зазорами, что приводит к увеличению радиальных зазоров и снижению точности центрирования. Они применяются для небольших нагрузок и малых скоростей вращения как со смазкой, так и без смазки. Удельная масляеёмкость опор на центрах меньше, чем у закрытых опор с цилиндрической цапфой.

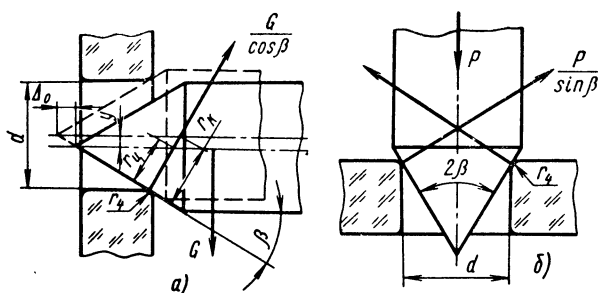


Рис. 52. Схемы к расчету опор на центрах

Конструктивно опоры выполняются либо с неподвижным (рис. 51, а, б, в), либо с подвижным центром (рис. 51, г). С целью повышения точности центрирования и направления одна из опор оси снабжается упругим элементом в виде цилиндрической пружины (рис. 51, г, д) или прокладки из резины (рис. 51, е). Осевой зазор регулируется или перемещением втулки с подшипником (рис. 51, д, е), или перемещением центра (рис. 51, а, б, в, г). Регулировка положения оси достигается поворотом втулки, в которую эксцентрично запрессован центр (рис. 51, в).

Момент трения конических опор. При действии радиального усилия (рис. 52, а) момент трения $M_{\text{ц}}$ определяют по формуле

$$M_{\text{ц}} = f \frac{G}{2 \cos \beta} (d' - \Delta_0 \operatorname{tg} \beta). \quad (34)$$

При расчете считают, что осевой зазор Δ_0 распределен равномерно между опорами оси. В этой формуле d' является диаметром отверстия камня по линии контакта с цапфой при отсутствии зазора. При действии осевого усилия момент трения в цапфе (рис. 52, б)

$$M_{\text{ц}} = f \frac{P}{2 \sin \beta} d' \quad (35)$$

При одновременном действии радиальных и осевых усилий общий момент сил трения равен сумме моментов трения, определенных по формулам (34) и (35).

Как следует из расчетных формул, момент трения в цапфе $M_{\text{ц}}$ зависит от угла конуса цапфы и зазора. Если на ось, установленную в опорах без зазора, действует только сила тяжести подвижной

системы, то позиционный перепад $M_{\text{ц}}$, равный отношению $M_{\text{ц}}^r$ к $M_{\text{ц}}^B$ при изменении положения оси в пространстве определяется формулой

$$\frac{M_{\text{ц}}^e}{M_{\text{ц}}^o} = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \beta, \quad (36)$$

где $M_{\text{ц}}^e$ и $M_{\text{ц}}^o$ — соответственно моменты трения в цапфе при горизонтальном и вертикальном положениях оси. Как следует из формулы (36), в конических опорах возможно обеспечить равенство $M_{\text{ц}}^r = M_{\text{ц}}^o$ при изменении положения оси в пространстве. При угле $\beta = 63^\circ 30'$ отношение (36) приблизительно равно 1.

Точность центрирования конических опор определяется смещением y оси цапфы относительно оси отверстия камня:

$$y = \Delta_0 \operatorname{tg} \beta,$$

т. е. точность центрирования зависит от осевого зазора и быстро убывает с увеличением угла конуса центра. Поэтому опоры с углом конуса центра $\beta = 63^\circ 30'$ на практике не применяются. Обычно делают $\beta = 30^\circ$. Однако при необходимости снизить позиционный перепад момента трения возможно увеличить угол β до 45° .

Расчет контактной прочности конических опор. Из-за малой поверхности контакта в конических опорах возникают высокие контактные напряжения, поэтому расчет таких опор ведется, как правило, не на объемную, а на контактную прочность. При необходимости объемную прочность рассчитывают по тем же формулам, что и прочность цилиндрических опор.

При действии на коническую цапфу силы в радиальном направлении (см. рис. 52, а) наибольшие давления в точке контакта определяют по формуле (26). В этом случае главные кривизны конической цапфы равны $\frac{1}{r_4}$ и 0, а камня — $\frac{1}{r}$ и $\frac{1}{r_4}$. Как и в цилиндрических опорах, плоскости кривизн k_{11} и k_{21} совпадают, угол $\xi = 0$. В формулу (26) вместо G подставляют сжимающую силу $\frac{G}{\cos \beta}$.

При действии силы в осевом направлении (рис. 52, б) контакт конической цапфы с тороидальной поверхностью отверстия камня равномерный. Место контакта можно рассматривать как соприкосновение плоскости с цилиндром радиуса r_4 . На единицу линии соприкосновения будет действовать сжимающая сила

$$P' = \frac{P}{\pi d' \sin \beta}.$$

Наибольшие давления на единичной площадке контакта определяются формулой

$$q_0 = 1,08 \sqrt{\frac{P'}{r_4 \eta^*}}. \quad (37)$$

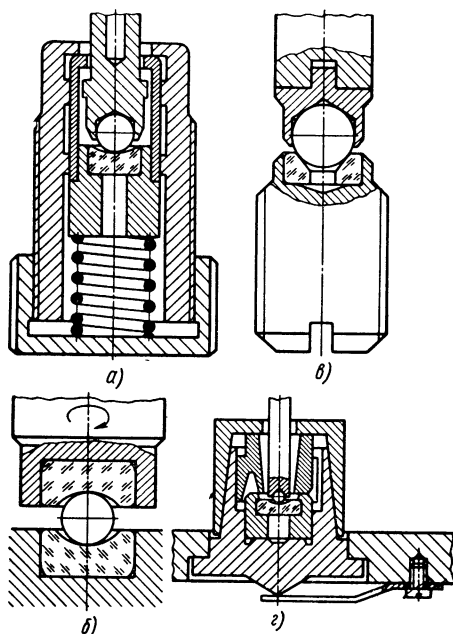
При работе конических опор в условиях тряски и линейных ускорений расчетную нагрузку, действующую на опору, увеличивают пропорционально перегрузке.

Конические опоры на износ рассчитывают так же, как и цилиндрические, по наибольшему контактным давлениям. Допустимые наибольшие давления для аналогичных условий работы могут быть приняты те же, что и для опор с цилиндрической цапфой.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМНЕВЫХ ОПОР СО СФЕРИЧЕСКОЙ ЦАПФОЙ

В отличие от керовых опоры со сферической цапфой в виде сферы или полусферы для удобства названы шариковыми. Конструкции и область применения тех и других опор неодинаковы, поэтому рассмотрим их отдельно.

Рис. 53. Конструкция шариковых опор



Шариковые опоры (рис. 53) конструируют с камнями формы С, О, Л и реже Уд. Обычно из камневого материала изготавливают подшипники, а сферическую цапфу — из металла. В последнее время изготавливают шариковые опоры, все рабочие элементы которых камневые.

К достоинствам шариковых опор (рис. 53, а) следует отнести их высокую несущую способность к осевым нагрузкам, высокую износостойкость, особенно опор с подвижным шариком (рис. 53, б) и малую чувствительность к перекосам оси. Низкая точность центрирования, зависящая от осевого зазора и разности между радиусами сферической поверхности подпятника и радиусом шарика $R - r_{ш}$, ограничивает их применение в приборах с вертикальной осью подвижной системы (электросчетчики, расходомеры). При воздей-

ствии на вертикальную ось нагрузки в радиальном направлении сферическая цапфа совершает движение по сложной траектории, которое сопровождается изменением момента трения. Шариковые опоры допускают значительные скорости вращения.

При проектировании шариковых опор рекомендуются следующие соотношения между радиусами контактных поверхностей:

R в мм	0,80	1,0	1,20	1,60
$r_{\text{ш}}$ в мм	0,60—0,70	0,75—0,85	0,90—1,05	1,20—1,40

Чем ближе значения обоих радиусов, тем выше несущая способность опоры и точность центрирования, но при этом возрастает момент трения.

Незакрепленный шарик (рис. 53, б, з) обеспечивает при прочих равных условиях больший ресурс работы опоры и меньший на 20—30% момент трения, чем закрепленный (рис. 53, а, в). Незакрепленный шарик изнашивается более равномерно. Если момент трения с обеих сторон шарика одинаковый (рис. 53, б), то он вращается со скоростью в 2 раза меньшей, чем скорость подвижной системы, что также повышает износостойкость. С этой точки зрения предпочтительнее опора с двумя камнями формы С (рис. 53, б), чем опора, изображенная на рис. 53, г.

В известных конструкциях можно проследить стремление защитить рабочие элементы опор от повреждения при монтаже и транспортных перегрузках. С этой целью подпятник (подшипник) подпружинивается (рис. 53, а). Иногда упруго закрепляется корпус опоры (рис. 53, з).

Для предохранения от случайных радиальных нагрузок, которые могут нарушить функционирование опор, рабочие элементы снабжаются ограничителями (рис. 53, а, з). В конструкциях с незакрепленным шариком или в тех случаях, когда вторая опора оси не имеет ограничения в осевом направлении, такое ограничение предусматривается нерабочими элементами опор (рис. 53, а). Корпусы шариковых опор обычно делают разборными, что облегчает пересмазку и при необходимости замену изношенных элементов.

Керновые опоры используются в устройствах с вертикальной и горизонтальной осью подвижной системы. Очень малая контактная поверхность опор обуславливает их применение при малых нагрузках и небольших скоростях вращения. Момент трения керновых опор незначителен, однако он чувствительно зависит от угла поворота, положения оси в пространстве и осевого зазора. Удельная расходимость керновых опор несколько выше, чем шариковых. При мягких режимах они могут работать без смазки. Последнее, а также простота и компактность конструкции позволили их использовать в системах управления космических кораблей [58]. Наиболее широкое применение они получили в электроизмерительных приборах.

Керновые опоры конструируются с камнями основных и дополнительных форм К, С, Сг, Лк. Как правило, подпятники изготавливают из камня, а керн — из металла. Известны конструкции, в которых каменный керн работает с металлическим подпятником. Момент трения такой пары менее чувствителен к износу. Угол конуса керна делают на 20—25° меньше угла кратера подпятника, чаще всего он равен 60°. Радиус скругления керна должен быть на 0,03—0,05 мм меньше радиуса сферической поверхности кратера.

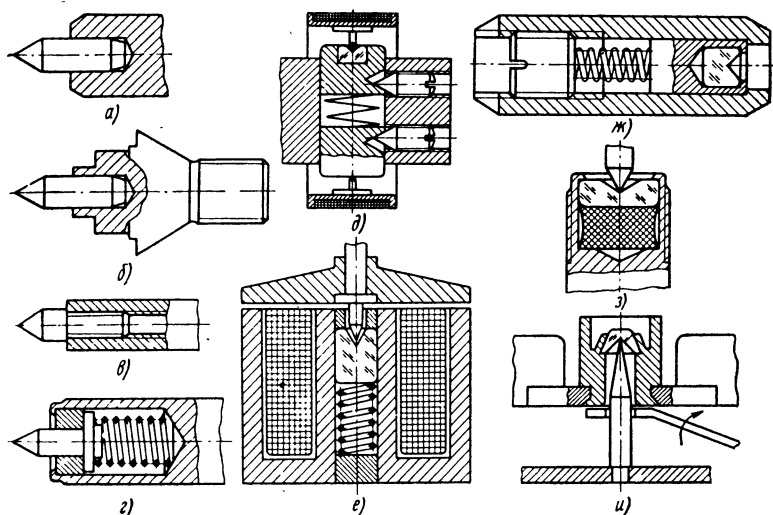


Рис. 54. Керновые опоры

Конструкции керновых опор с жестким креплением подшипника и цапфы мало чем отличаются от конструкций опор с цилиндрической и конической цапфой. В ответственных случаях применяют упругое крепление керна (рис. 54, з) или подпятника (рис. 54, е, ж, з), что предохраняет контактные поверхности от повреждения при монтаже и транспортировке. Упругое крепление применяют и тогда, когда хотят повысить точность центрирования и направления (беззазорные опоры). Керны из особо твердых материалов (твердый сплав, сапфир) после изготовления закрепляют в приборе (рис. 54, а) или изготавливают непосредственно на конической оправке, которая монтируется в приборе (рис. 54, б).

Для повышения точности центрирования опоры применяют парно. В отдельных случаях (гироскоп, микровыключатель) используют одиночную опору (рис. 54, и, е). В керновых опорах очень трудно устанавливать осевой зазор, от величины которого зависят фрикционные характеристики. Устройство, показанное на рис. 54, д, обеспечивает тонкую регулировку зазора.

Расчет каменных опор со сферической цапфой. Принципиально расчет шариковых опор не отличается от расчета керновых. Как в тех, так и в других всегда стремятся обеспечить минимальное трение при достаточном ресурсе. В связи с этим их расчет сводится к определению наименьшего радиуса кривизны сферической поверхности цапфы, при котором материалы пяты и подпятника во всех рабочих условиях испытывали бы только упругие деформации. Возникающие напряжения также не должны превосходить допустимые с точки зрения износа.

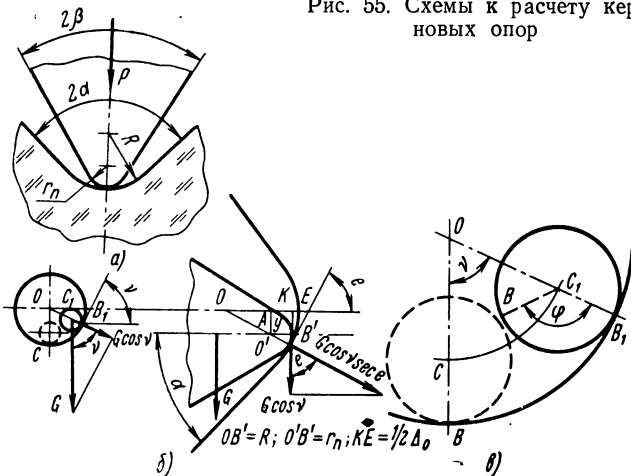
Сферические опоры работают при горизонтальном и вертикальном положении оси. Так как расчетные формулы для этих поло-

жений различны, то опоры, работающие при произвольном положении оси, рассчитывают по тем и другим формулам. Если на опоры вертикальной оси действуют постоянные радиальные усилия, большие, чем осевые, расчет следует производить по формулам горизонтальной оси.

В сферических опорах, как отмечалось, затруднена установка осевого зазора. Практически его устанавливают по радиальному, который связан с осевым соотношением (49). В криволинейных опорах в зависимости от величины осевого зазора пятя цапфы может контактировать либо со сферической, либо с конической поверхностью кратера. От места контакта, в свою очередь, зависят M_d и q_0 . Поэтому, если не обеспечена точная установка осевого зазора или он меняется во время эксплуатации (тепловые изменения линейных размеров), то расчет следует проводить для двух крайних точек контактирования.

Расчет криволинейных опор с вертикальной осью. На пятю цапфы с радиусом r_n действует осевое усилие P (рис. 55,

Рис. 55. Схемы к расчету криволинейных опор



а, в). Для этого случая наибольшее давление определяют по формуле (28). Радиус пятна контакта подсчитывают по формуле (20). Если известно $[q_0]$ для выбранной пары материалов, то, задаваясь отношением $R/r_n = K$, можно рассчитать минимальное значение r_n . Для этого в равенство (28) подставим значение a из формулы (20) и решим его относительно r_n :

$$r_n = 0,4399 \frac{K-1}{K} \frac{1}{\eta^*} \sqrt{\frac{P}{[q_0]^3}}. \quad (38)$$

Значение величины K берется в пределах от 3 до 10. Чем больше K , тем меньше несущая способность опор к осевому усилию. С другой стороны, уменьшение K ведет к увеличению момента трения. Приведенный модуль упругости η^* рассчитывают по формуле (21).

При известном значении R , исходя из допустимых наибольших давлений, r_n рассчитывают по формуле

$$r_n = 0,4399 \frac{R}{R \eta^* \sqrt{\frac{[q_0]^3}{P} + 1}}. \quad (39)$$

Момент трения верчения в керновой опоре с вертикальной осью определяют по формуле Штотта (19). Однако она дает заниженное значение момента трения в цапфе M_d . При ее выводе предполагалось, что коэффициент трения f по всей площадке контакта постоянен и не зависит от скорости и давления, что не соответствует действительности (гл. III).

Анализ характера движения керна в сферическом подпятнике показал, что наличие даже незначительных сил, действующих в радиальном направлении (давление спирали, магнитов, неуравновешенность подвижной системы, толчки), заставляет цапфу вкатываться по сферической поверхности [56]. При этом трение верчения переходит в трение качения и далее в трение скольжения. Момент этих сил непостоянен и зависит от угла поворота. Смещающая сила при движении цапфы намного меньше, чем сила, которая может сместить керн в состоянии покоя. Это также одна из причин заниженного значения момента трения в цапфе M_d , получаемого расчетом по формуле (19).

Сказанное о несовершенстве формулы (19) относится к опорам, ось которых при работе не вращается, а только поворачивается на часть оборота от нулевого положения. При постоянном вращении оси момент трения в цапфе M_d близок к расчетному при условии, что значение коэффициента трения определено из опыта. В этом случае в числовое значение коэффициента трения f входит поправка на несовершенство расчетной формулы.

Минимальный момент трения в опоре связан с допускаемыми контактными давлениями. Если в формулу (19) подставить значение a из формулы (28), то после преобразования получим

$$M_d = 0,407 f \frac{P^{3/2}}{q_0^{1/2}}. \quad (40)$$

Из уравнения (40) следует, что момент трения в цапфе M_d при вертикальном положении оси повышается в степени $3/2$ при увеличении нагрузки и снижается в степени $1/2$ при увеличении допускаемых контактных давлений.

Наибольшие контактные давления в статических условиях определяют по формуле

$$q_0 = 0,5784 \sqrt[3]{\frac{P}{\eta^{*2}} \left(\frac{R - r_n}{R r_n} \right)^2}. \quad (41)$$

При работе опор в условиях вибрации происходит соударение керна и подпятника. Считая, что вся кинетическая энергия удара превращается в энергию упругих деформаций, определяем максимальную силу сжатия P_d по формуле

$$P_d = \frac{A^{3/5}}{0,31^{3/5} \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{R} \right)^{1/5} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^{2/5}}, \quad (42)$$

где $A = \frac{P_{v_{\max}}^2}{2g}$ — живая сила удара; v_{\max}^2 определяют по формуле (31).

Подставляя значение P_d , найденное из уравнения (42), в формулу (41), определяем значение наибольшего давления на площадке контакта, которое сравниваем с допускаемым.

Как и в случае цилиндрических опор, при работе крновых опор в условиях линейных ускорений и тряски нагрузку P в формуле (41) следует увеличить пропорционально перегрузке. Расчет на износ проводят аналогично расчету цилиндрических опор.

Расчет крновых опор с горизонтальной осью. В этом случае (ось цапфы и подпятника параллельны) стабильное положение цапфы при покое находится в направлении полной внешней нагрузки, которая включает гравитационные, центробежные, электромагнитные и другие силы. Внешний крутящий момент, приложенный к цапфе, заставляет ее перемещаться вверх по боковой поверхности подпятника (вскатываться) до тех пор, пока трение уже не сможет не допускать проскальзывания. Угол ν (рис. 55, б) зависит от коэффициента трения f в точке контакта, где происходит проскальзывание.

После преобразования выражений, уравнивающих соответствующие компоненты внешней силы и силы трения непосредственно перед скольжением, получаем [58]

$$\nu = \frac{f}{\cos e}.$$

Суммирование сил по вертикали (рис. 55, б) дает

$$G' = G \cos \left(\frac{f}{\cos e} \right) \sec e. \quad (43)$$

Графическое изображение уравнения (43) на рис. 56 показывает, что давление на опору значительно увеличивается, если кон-

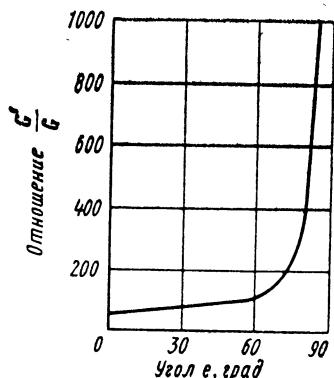


Рис. 56. Зависимость отношения $\frac{G'}{G}$ от угла контакта крновой опоры e

такт цапфы и подпятника приближается к вершине. Когда контакт переходит на конический участок кратера, где $e=\alpha$, давление имеет постоянную величину

$$G' = G \cos \left(\frac{f}{\cos \alpha} \right) \sec \alpha. \quad (44)$$

Угол e может быть определен из треугольника $OO'A$ (см. рис. 55, б)

$$\cos e = \frac{y}{R - r_n}, \quad (45)$$

но $O'O^2 = y^2 + OA^2$. Выразив отрезки OO' и AO через известные величины, после преобразований находим

$$y = \sqrt{\Delta_0 (R - r_n) - \frac{\Delta_0^2}{4}}, \quad (46)$$

тогда

$$e = \arccos \frac{\sqrt{\Delta_0 (R - r_n) - \frac{\Delta_0^2}{4}}}{R - r_n} \quad (47)$$

или, выразив $\frac{R}{r_n} = K$, получаем

$$e = \arccos \frac{\sqrt{\Delta_0 r_n (K - 1) - \frac{\Delta_0^2}{4}}}{r_n (K - 1)} \quad (48)$$

Радиальный зазор в опоре равен удвоенному смещению оси y [формула (45)]

$$\Delta p = 2 (R - r_n) \cos e. \quad (49)$$

Найдем связь между углом вскатывания ν и углом поворота оси φ . Из рис. 55, б, в следует

$$\left. \begin{aligned} OB &= R \sin e; \\ CB &= r_n \sin e. \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

С другой стороны, из рис. 55, в

$$\sphericalangle BB_1 = CB \varphi = OB \nu. \quad (51)$$

Тогда из уравнений (50) и (51) получаем

$$\frac{OB}{CB} = \frac{\varphi}{\nu} = \frac{R}{r_n} = K,$$

т. е., что отношение между углом вскатывания и углом поворота оси остается постоянным, не зависит от зазора и численно равно величине K .

При проскальзывании в опоре возникает момент трения, который численно равен крутящему моменту, необходимому для поддержания вращения горизонтальной оси:

$$M_{\text{ц}} = G' f r'. \quad (52)$$

Когда контакт происходит на сферической поверхности кратера подпятника, керн прижимается силой G' , определяемой уравнением (43). Подставим величину G' в формулу (52) и, приняв, что $r' = r_n \cos e$, получим

$$M_{\text{ц}} = G f r_n \cos \left(\frac{f}{\cos e} \right). \quad (53)$$

При контакте пята цапфы с конической поверхностью $e = \alpha$ и

$$M_{\text{ц}} = G f r_n \cos \left(\frac{f}{\cos \alpha} \right). \quad (54)$$

Момент трения в цапфе возрастает, когда контакт приближается к вершине кратера, так как возрастает действующее давление (рис. 56); аналогично влияет уменьшение K [46] (рис. 57).

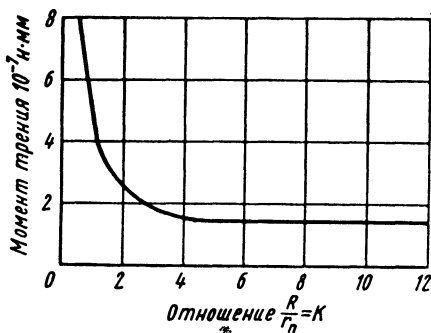


Рис. 57. Зависимость момента трения $M_{\text{ц}}$ от отношения $\frac{R}{r_n}$

Анализ показывает, что при горизонтальной оси области чистого трения вращения не существует, так как действует сила тяжести системы перпендикулярно оси вращения [56]. При вскалывании цапфы момент трения $M_{\text{ц}}$ изменяется с изменением угла поворота. Область трения качения заканчивается на предельном угле вскалывания ν . Далее идет область трения скольжения [формулы (53) и (54)], в которой момент трения также изменяется. В опорах с горизонтальной осью действуют силы постоянного направления и вращающиеся силы. Если эти силы обобщают как результирующую, то на пята имеют место нагрузки различной формы. Если доминируют постоянные силы, то результирующая, несмотря на равномерное движение пята, меняет свою величину. Линия ее действия постоянно изменяет направление. Если доминирует синхронно вращающаяся сила, то результирующая также постоянно меняет свою величину, так как отношение между угловыми скоростями результирующей и подвижной системы непостоянно.

При контакте на сфере кратера наибольшие давления определяются уравнением (41), в которое подставляется значение прижимающей силы, найденное по формуле (43).

При контакте керна с конической поверхностью q_0 рассчитывают по формуле (26). Действующее усилие определяется уравнением (44), а главные кривизны и угол ξ (рис. 55) будут иметь значения:

для керна

$$k_{11} = k_{12} = \frac{1}{r_n};$$

для подпятника

$$k_{21} = -\frac{\cos \alpha}{y}, \quad k_{22} = 0.$$

угол $\xi = 0$.

При работе опоры в условиях вибрации контактные давления определяются с учетом соударений керна и подпятника аналогично опоре с вертикальной осью. В этом случае считаем, что энергия удара превращается не только в энергию упругих деформаций, но и в энергию сил трения. Максимальная сила сжатия G_d определяется формулой [30]

$$G_d = \frac{A^{3/5}}{0,31^{3/5} \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{R} \right)^{1/5} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^{2/5} (1 + f \operatorname{tg} e)^{3/5}}, \quad (55)$$

где A — живая сила удара определяется так же, как в формуле (42). Формула (55) справедлива для случая контакта на сфере кратера: q_0 определяют по формуле (41) с учетом равенства (43).

При работе опоры в условиях линейных ускорений и тряски расчет ведется так же, как в случае опоры с вертикальной осью.

Сведения о $[q_0]$ для шариковых опор могут быть использованы из гл. III. Для незакрепленного стального шарика $[q_0] \approx 2500 \text{ н/мм}^2$. Допускаемые наибольшие давления для керновых опор электроизмерительных приборов: для керна из стали У10А $[q_0] \approx 6000 \text{ н/мм}^2$, из кобальт-вольфрама $[q_0] \approx 4500 \text{ н/мм}^2$, из твердого сплава ВК10 $[q_0] \approx 12000 \text{ н/мм}^2$; для агата $[q_0] \approx 7500 \text{ н/мм}^2$; для корунда $[q_0] \approx 14000 \text{ н/мм}^2$.

При динамических условиях работы $[q_0]$ снижаются до 2 раз.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМНЕВЫХ ОПОР КАЧЕНИЯ

Каменные шариковые и роликовые подшипники конструируются с камнями следующих форм: Ш, У, Н, Л. Лк, Ли, Лл, О. Чаще из камневого материала изготавливаются шарики и ролики, реже остальные элементы опор. Известны конструкции, в которых все рабочие элементы камневые (рис. 58, а).

Каменные подшипники качения сохраняют все преимущества металлических подшипников. По сравнению с опорами скольжения они имеют меньший и мало зависящий от положения оси в пространстве момент трения, малую чувствительность к температуре. При совершенной конструкции и высокой точности изготовления камневые шариковые и роликовые подшипники обеспечивают высокую точность центрирования, высокую несущую способность, большую долговечность и могут работать при очень высоких скоростях вращения. Исключительные свойства камневых материалов обеспечивают дополнительные преимущества таким подшипникам по сравне-

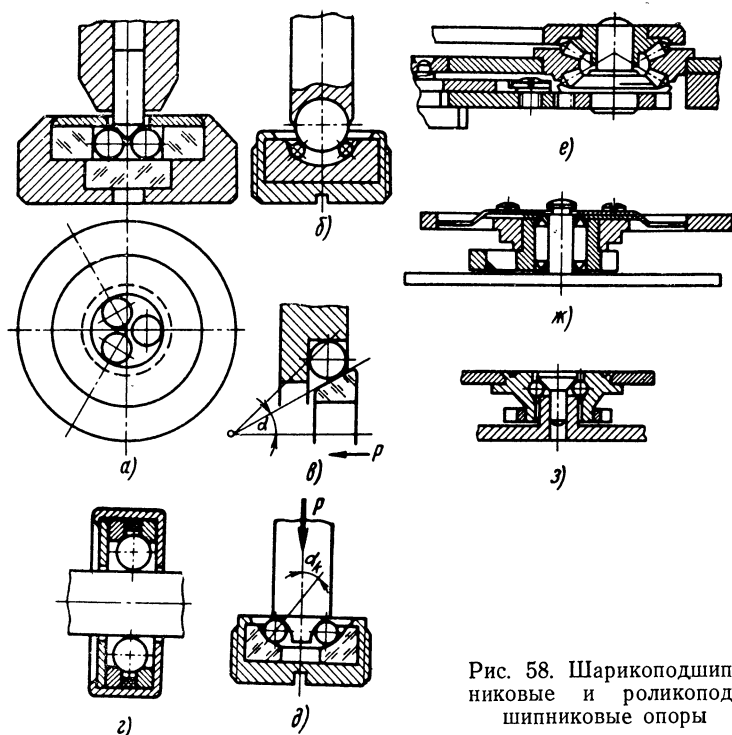


Рис. 58. Шарикоподшипниковые и роликоподшипниковые опоры

нию с металлическими. Они немагнитны, обладают большей жесткостью, выдерживают резкие термоудары, хорошо работают в вакууме, агрессивных средах, имеют еще меньшие потери на трение и большую контактную выносливость.

Как и металлические, камневые подшипники качения сложнее по конструкции и больше по габаритам, чем другие типы опор. Они требуют более высокой точности изготовления, сложнее в монтаже.

Стойкость камневых подшипников качения к динамическим нагрузкам ниже, чем металлических; она в значительной степени зависит от величины зазоров и разноразмерности шариков и роликов.

Часы являются первым серийным изделием, в котором были применены камневые шариковые и роликовые подшипники. На них монтируют грузовой сектор механизма автоматического завода и диск календарного устройства. Постепенно область применения опор расширялась (расходомеры, микроэлектромашин, затворы съемочной аппаратуры и др.). Особенно эффективно их применение в агрессивных средах и магнитных полях большой напряженности.

Подшипники из камневых материалов делают не классической конструкции, а упрощенной, преимущественно насыпными, т. е. без сепаратора, внутренних и внешних обойм. Такие подшипники меньше по габаритным размерам, более экономичны и технологичны. Уп-

рошение подшипников также идет за счет формы беговой дорожки. Сложную в изготовлении и контроле желобчатую дорожку заменяют конической или цилиндрической поверхностью, что повышает контактные давления и, как следствие, ограничивает допускаемые нагрузки и скорости.

На рис. 58, б показан упорный шариковый подшипник со сферической цапфой. Цапфа и шарики сделаны из корунда. В упорном подшипнике, показанном на рис. 58, в, из камневого материала изготовлены шарики и внутреннее кольцо. Радиальные подшипники с цилиндрической цапфой (рис. 58, г) устанавливают в приборах, работающих при больших перепадах температуры. Цапфа с галтелью и сферическая поверхность чаши (рис. 58, д) обеспечивают повышенный ресурс работы опоры. Подшипники, изображенные на рис. 58, е, ж, з, применяют для грузового сектора автоматического завода часов. Цилиндрические, конические ролики и шарики в этих опорах изготовлены из рубина и ситалла.

При проектировании шариковых подшипников с целью уменьшения потерь на трение из-за проскальзывания шариков следует добиваться, чтобы касательные и секущие (рис. 58, в), проведенные через точки касания шарика и кольца, пересекались в точке, лежащей на оси вращения.

При проектировании КО Н. А. Спицын рекомендует с целью повышения работоспособности в первую очередь стремиться к использованию возможно больших размеров тел качения, а затем большего количества их в комплекте. Увеличение диаметра шариков в подшипнике снижает момент трения, но не строго пропорционально. Увеличение количества шариков оказывает обратное влияние. При числе шариков менее 5 арифметическая сумма нагрузок на шарики за счет неблагоприятного их расположения значительно возрастает, что влечет за собой существенное увеличение момента трения и его неравномерности, связанного с расположением шариков. Поэтому подшипники, к которым предъявляются жесткие требования в отношении величины момента трения, рекомендуется выполнять с числом шариков не менее 5. Чем больше количество шариков, тем равномернее момент трения в подшипнике.

При проектировании радиально-упорных подшипников, особенно высокоскоростных, он же рекомендует выбирать диаметр шарика $d_{ш}$, диаметр окружности центров шариков D_0 и угол контакта α_k таким образом, чтобы наряду с требуемой грузоподъемностью также обеспечивалось максимальное значение кинематической константы λ :

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{d_{ш}}{D_0} \sin \alpha_k}.$$

λ показывает степень «чистоты» качения шарика. Чистое качение характеризуется значением $\lambda=1$, а чистое верчение $\lambda=0$. При сложном движении шарика, которое обычно имеет место в миниатюрных КО, λ будет находиться в пределах от 0 до 1.

Расчет шариковых подшипников. В таких подшипниках нагрузка, приложенная к одному из колец (или цапфе), передается другому кольцу через шарики. Величина усилий, воспринимаемых шариками, будет зависеть от вида нагрузки. При осевой нагрузке (рис. 58, д) усилие P выбирает радиаль-

ный зазор, соприкосновение шариков с чашкой происходит по линии контакта под углом α_k .

Угол контакта α_k для горизонтальных осей (радиальные, радиально-упорные подшипники) делают порядка $50-70^\circ$, для вертикальных (упорные, упорно-радиальные подшипники) — $30-45^\circ$. Считая усилие P равномерно распределенным между всеми шариками, получают, что на каждый из k шариков действует усилие

$$P_0 = \frac{P}{k \sin \alpha}.$$

Из-за неточности изготовления нагрузки воспринимаются шариками неодинаково, поэтому в последнее соотношение вводят поправочный коэффициент 0,8. Тогда

$$P_0 = \frac{P}{0,8 k \sin \alpha}.$$

При радиальной нагрузке (рис. 59) шарики воспринимают различную нагрузку. Наибольшая нагрузка воспринимается шариком,

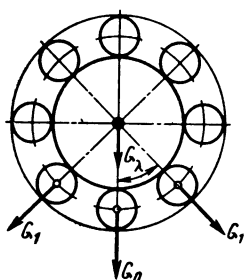


Рис. 59. Схема к расчету распределения давления на шарике

лежащим на линии действия нагрузки G , а остальные шарики будут нагружены тем меньше, чем дальше от этого шарика они находятся. Если угол между соседними шариками λ , то

$$G = G_0 + 2 G_1 \cos \lambda + \dots + 2 G_n \cos n \lambda.$$

Усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным шариком в радиальном подшипнике (рис. 58, г), определяют по формуле

$$G_0 = \frac{5 G}{k}.$$

Для радиально-упорных подшипников, в которых линия контакта проходит под углом $90^\circ - \alpha$ к направлению радиальной нагрузки, усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным шариком, равно

$$G_0 = \frac{5 G}{k \sin \alpha}.$$

Зная усилия P_0 и G_0 , которые воспринимают шарики или наиболее нагруженный шарик, можно определить наибольшие давления в контакте. Для упорного шарикового подшипника (рис. 58, а) q_0 определяют по формуле (28), а радиус площадки контакта a — по формуле (20). При контактировании галтельной или конической цапфы с шариками q_0 определяют по формуле (26).

Полученная величина наибольших давлений не должна превышать допускаемых $[q_0]$, которые для стали принимают равными $[q_0] \approx 5500 \text{ н/мм}^2$, для рубина $[q_0] \approx 7500 \text{ н/мм}^2$, для ситалла $[q_0] \approx 2000 \text{ н/мм}^2$.

Момент трения в шарикоподшипнике складывается из трения качения, трения скольжения шариков о сепаратор и друг о друга, трения скольжения (проскальзывания) в местах соприкосновения шарика с кольцом и сопротивления смазки. Кроме того, величина момента трения чувствительно зависит от качества и точности изготовления шариков и цапф. Формулы, строго учитывающие влияние перечисленных факторов на момент трения, отсутствуют. На практике для определения момента трения пользуются эмпирическими формулами, которые дают приблизительно осредненное значение момента трения при трогании [20]:

$$M_T = M_0 + (1,5 P + 1,25 G) f' \frac{D_0}{d_{ш}},$$

где M_0 — момент трения при нулевой нагрузке;
 D_0 — диаметр окружности центров шариков;
 f' — коэффициент трения качения (в см);
 $d_{ш}$ — диаметр шарика.

Момент трения M_0 зависит от качества изготовления и размера подшипников. Для миниатюрных опор с диаметром оси менее 2 мм он может быть принят равным 1—4 мн·см. Чем меньше и точнее изготовлена опора, тем меньше M_0 . Коэффициент трения качения f' также зависит от качества изготовления и колеблется в пределах от 0,0003 до 0,001 см.

Долговечность камневых шарикоподшипников определенной конструкции, размеров и качества изготовления зависит от характера и величины нагрузки, скорости вращения, смазки и других факторов. При вибрациях и перегрузках долговечность снижается пропорционально перегрузкам, т. е. при трехкратных перегрузках в 3 раза и т. д.

Опоры на ножах. В таких опорах (рис. 60, а) роль цапфы выполняет призма 1 (нож), опирающаяся на подшипник — подушку 2. Лезвие призмы, соприкасающееся с подушкой, имеет цилиндрическую поверхность малого радиуса (до 0,5 мкм). Опоры на ножках применяют в приборах, подвижная система которых совершает колебательное движение с малым углом отклонения (8—10°). При таких отклонениях призма перекачивается по подушке. Чем меньше радиус закругления лезвия призмы r_n и больше радиус закругления ребра паза подушки R , тем ближе подходит его движение к чистому качению, без проскальзывания. Поэтому трение в таких опорах при одинаковых нагрузках меньше, чем в шарикоподшипниках и опорах скольжения.

Металлический нож в опоре часто делают за одно целое с осью (рис. 60, а). Крепление на винтах позволяет регулировать длину плеча коромысла (рис. 60, б). Наиболее распространено крепление подушки в пазу приклежкой или пайкой (рис. 60, в). На рис. 60, з показана упрощенная конструкция опор, в которых роль подушки выполняет камень основной формы X с оливированным отверстием; накладной камень предохраняет нож от осевого смещения.

Ножевая опора требует силового замыкания. Она нормально работает при условии, что нагрузка, обеспечивающая соприкоснове-

ние призмы и подушки, будет постоянно направлена в одну сторону. Если нагрузка изменяет направление, то в конструкции опоры должно быть предусмотрено силовое замыкание. Для обеспечения устойчивой работы угол отклонения призмы от вертикали φ должен быть меньше угла трения выбранных материалов ν , т. е. $\nu \geq \varphi$.

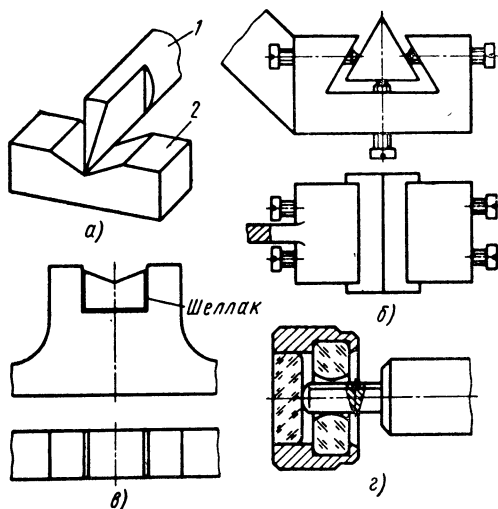


Рис. 60. Конструкции опор на ножках

В опорах на ножках из камневого материала чаще всего выполняется только подушка, но иногда и призма и подушка. Металлические призмы (ГОСТ 9509—64) могут иметь треугольный, пятиугольный, грушевидный и другие формы профилей (рис. 61). Из агата и корунда (ГОСТ 10093—68) изготавливают призмы только с профилем пятиугольной формы.

Выбор формы профиля призмы определяется величиной действующих изгибающих усилий. Призму обычно заделывают в коромысле или рычаге прибора таким образом, что срезающие напряжения действуют по плоскости, перпендикулярной оси, и изгибающие напряжения — в заделке. Первыми из-за малости пренебрегают. Изгибающие напряжения возрастают при отсутствии контакта на всей длине рабочей кромки призмы с подушкой. Расчет показывает, что грушевидная форма сечения обеспечивает призме момент сопротивления, больший в 4 раза, чем треугольная. Так как камневые призмы плохо работают на изгиб, для них принята пятиугольная форма сечения, обладающая наибольшей подъемной силой.

Подушки могут иметь трапециевидальную и прямоугольную форму сечения. Рабочая поверхность выполняется цилиндрической или плоской с клиновидным пазом. Чаще всего применяют подушку с клиновидным пазом, так как она хорошо фиксирует положение призмы. Минимальный момент трения обеспечивает плоская подуш-

ка. В упрощенных конструкциях призмных опор роль подушки выполняет камень с оливированным отверстием.

В опорах на призмах применяют камни основных форм П, М, А, Х, Н с дополнительными формами а, к, л, н, о, п, р, с.

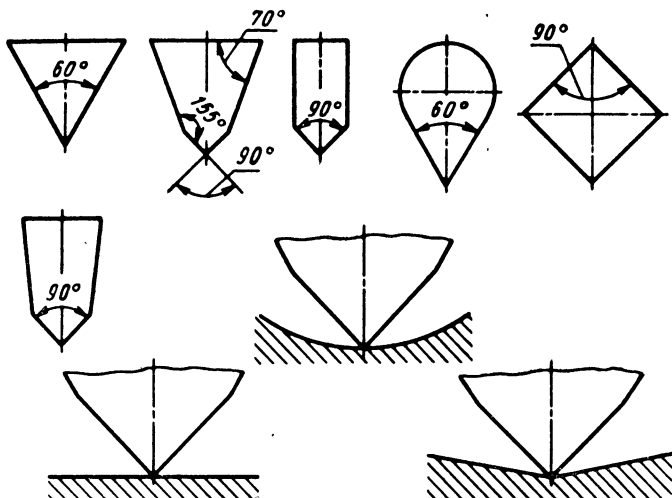


Рис. 61. Формы призм и подушек

Расчет ножевых опор. Исследованиями установлено, что распространенное представление о том, что при любых нагрузках деформируется только острые призмы, а подушка остается недеформированной, для реальных призм не соответствует действительности [11]. Фактически деформируется и то и другое, но большая часть деформации (порядка 95%) падает на подушку. Форма подушки, смазка, степень шероховатости и соотношение твердости подушки и призм оказывают второстепенное влияние на характер упругих явлений в зоне контакта ножевой опоры. Автор работы [11] считает, что в контактной зоне ножевой опоры недопустимы остаточные деформации, независимо от их величины, и величина сближения, превышающая радиус острия призм. Отсюда понятна важность расчета ножевых опор на контактную прочность.

Наибольшее давление в контакте рассчитывают по формуле [16]

$$q_0 = 0,5642 \sqrt{\frac{G}{l \eta^*} \frac{R - r_n}{R r_n}}, \quad (56)$$

где l — длина контактирования призмы с подушкой. Сближение соприкасающихся тел i определяется уравнением [27]

$$i = \frac{2G}{l\pi} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2r_n}{b} + 0,407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R}{b} + 0,407 \right) \right],$$

где b — полуширина полоски контакта призмы с подушкой,

$$b = 1,128 \sqrt{\frac{\eta^* G}{l} \frac{r_n R}{R - r_n}}.$$

Допустимые давления в контакте для подушки можно рассчитывать по формуле

$$[q_0] \approx \frac{3}{2} \sigma_e,$$

а для призмы

$$q_0 \approx \frac{5}{6} \sigma_e,$$

где σ_e — предел упругости материала.

Расчет сближения проводится по неравенству $i \leq r_n$.

Объемную прочность призмы определяют в зависимости от способа крепления. При консольном креплении напряжения от изгиба определяют по формуле

$$\sigma_u = \frac{Pl}{W_x},$$

где l — расстояние от заделки до конца призмы;

W_x — момент сопротивления изгибу профиля призмы.

При креплении призмы с обоих концов изгибающие напряжения рассчитывают по формуле для балки, нагруженной посредине:

$$\sigma_u = \frac{Pl}{4 W_x}.$$

Момент сил трения в опоре рассчитывают по формуле [16]

$$M_t = 0,153 K_v G \sqrt{\frac{GE'}{lr'}} \ln \left(\frac{67 l}{E' r' G} \right),$$

где

$$E' = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}; \quad r' = \frac{1}{r_n} - \frac{1}{R};$$

l — длина площадки соприкосновения призмы с подушкой;
 $K_v = 0,1$ — коэффициент скорости.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМНЕВЫХ ОПОР ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

Чаще всего нарушения нормальной работы КО (отказы) связаны с их повреждением при ударах (транспортировка, монтаж, динамические перегрузки) или прекращением исходного режима смазки (закритическое смещение масла или его недостаточная доза при длительном ресурсе работы). Поэтому к КО повышенной надежности можно отнести противоударные опоры, опоры с устройствами, защищающими рабочие элементы от повреждения при монтаже и аварийных перегрузках, и опоры с улучшенными условиями смазки (маслоудерживающие опоры и опоры с дополнительной подпиткой маслом).

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОТИВОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ

Снижение момента трения в КО за счет уменьшения плеча действия силы трения (радиуса цапфы) ограничивается объемной или контактной прочностью элементов опор. Как правило, опоры на прочность рассчитывают не по рабочим нагрузкам, а по перегрузкам, которые они могут испытывать при монтаже подвижной системы, транспортировке прибора или в аварийных ситуациях.

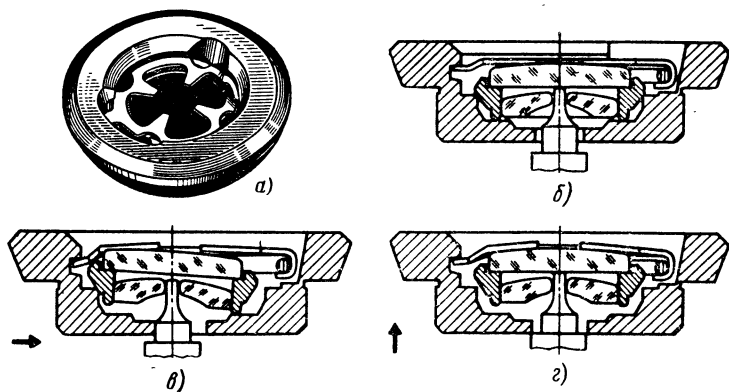


Рис. 62. Общий вид и положение элементов противоударного устройства во время срабатывания:

а — общий вид; *б* — исходное положение; *в* — радиальный удар; *г* — осевой удар

Защитить опоры от этих перегрузок и одновременно улучшить их фрикционные характеристики удастся с помощью противоударных устройств (ПУ).

ПУ (рис. 62) при воздействии опасных перегрузок автоматически переносит удар с рабочего на более прочный нерабочий участок цапфы и тем самым защищает опору от повреждения. После прекращения действия перегрузки ПУ автоматически возвращает цапфу в исходное положение.

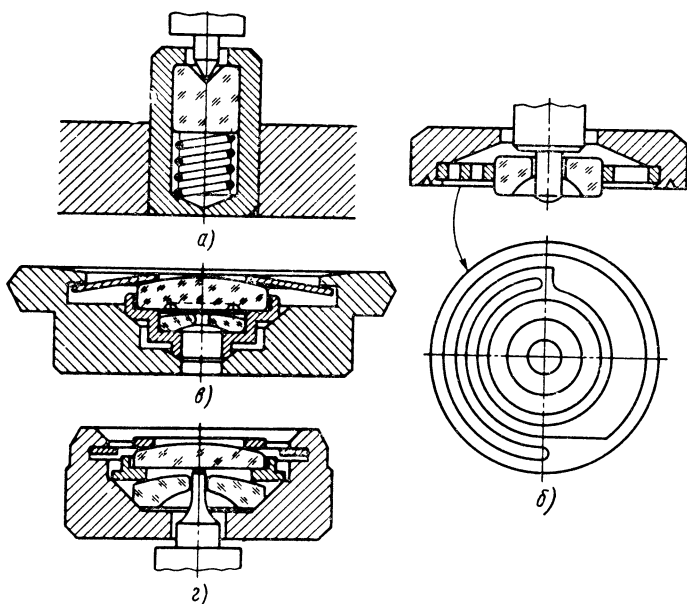


Рис. 63. Противоударные устройства осевого (а), радиального (б) и совмещенного (в, г) действия

ПУ опоры оси баланса защищают цапфы и камни от разрушения при воздействии на часы ударных перегрузок порядка 3—5 тыс. *g* (падение часов на пол с метровой высоты), что позволяет проектировать цапфы оси баланса в несколько сот раз менее прочными, чем незащищенные цапфы других осей часового механизма, а это, в свою очередь, обеспечивает существенное повышение добротности регулятора за счет снижения трения в его опорах.

В последнее время КО с ПУ начали применяться в электронизмерительных, гироскопических и других приборах. Они могут быть использованы при любых ударных перегрузках, ими снабжаются все типы КО скольжения. На ПУ опоры оси баланса часовых механизмов разработаны отраслевые нормы и ГОСТ 17010—71 [26].

В ПУ различают центрирующие, упругие элементы и элементы, воспринимающие ударные перегрузки (рис. 62, б). По направлению

воспринимаемых нагрузок ПУ подразделяются на осевые (рис. 63, а), радиальные (рис. 63, б) и совмещенные (рис. 63, в, г) [31]. Осевые ПУ предохраняют опору от перегрузок в осевом направлении, радиальные — от радиальных перегрузок, а совмещенные — от перегрузок в любом направлении. По характеру работы упругого элемента ПУ классифицируются на «упругие» и «жесткие». В первых цапфа начинает смещаться из исходного положения при наличии любой смещающей силы. В этом заключается их основной недостаток. При прекращении действия смещающей силы упругие ПУ возвращают цапфу в строго исходное положение. Жесткие ПУ сохраняют исходное положение цапфы до тех пор, пока смещающая сила не превзойдет усилия предварительного натяжения пружины. Однако только при определенных условиях (о них будет сказано ниже) такие ПУ могут обеспечить возвращение цапфы в строго исходное положение.

В упругих ПУ упругий элемент выполняет одновременно функции центрирующих элементов. В жестких ими являются сочетания поверхностей: конической—сферической, плоской, цилиндрической—цилиндрической и др.

Конструкции противоударных устройств осевого действия (рис. 63, а) отличаются от опор с подпружиненным подшипником наличием на цапфе ограничивающего уступа, который, упираясь в корпус, защищает керн и камень от повреждения. ПУ радиального действия (рис. 63, б) обычно совмещаются с ПУ осевого, а если цапфа от ПУ совмещенного действия не имеет ограничивающего (противоударного) уступа, то такие ПУ работают, как радиальные.

Наибольшее распространение в отечественных часах получили жесткие ПУ совмещенного действия с центрирующими элементами в виде двух конических поверхностей (рис. 63, в). Они достаточно технологичны и обеспечивают высокую точность срабатывания (возвращения в исходное положение цапфы). Жесткие ПУ с центрирующими элементами конус—плоскость, выпускаемые швейцарской фирмой Киф под названием «Флехтор» (см. рис. 62), состоят из простых технологичных деталей, но для реализации высокой точности срабатывания необходимо обеспечить базирование оправы сквозного камня одновременно по конусу и плоскости. Устранение металлической оправы и изготовление центрирующей конической поверхности непосредственно на камне (рис. 63, г) обеспечивает меньшие осевые габариты ПУ (фирма Зайтц, Швейцария) и лучшее срабатывание за счет малого коэффициента трения металл—рубин.

Распространенная конструкция керновой опоры с ПУ (фирма Зайтц) изображена на рис. 64, а. Центрирующие поверхности этого ПУ сфера—конус. Причем сферический пояс изготовлен непосредственно на камне, что обеспечивает те же преимущества, что и в предыдущем случае. Предварительный натяг пружины (усилие срабатывания) может регулироваться в широких пределах, что дает возможность использовать устройство для керновых опор различных характеристик.

Более простое устройство и меньшие габаритные размеры имеет ПУ той же фирмы (рис. 64, б), оно выпускается с корпусом под запрессовку или с резьбовым креплением. Усилие пружины регулируется перепрессовкой металлического упора на камне основной формы М. Коническая пружина при малых габаритных размерах позволяет обеспечить значительное осевое перемещение камня. Для приборов, в которых ограничены осевые размеры, более подходит

конструкция ПУ с плоской пружиной (рис. 64, в). Своеобразное конструктивное решение ПУ для керновых опор предложено фир-

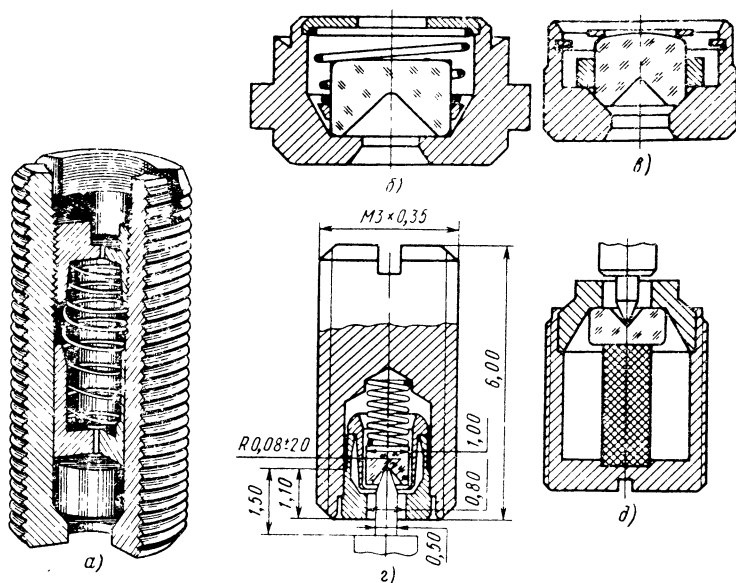


Рис. 64. Противоударные устройства керновых опор

мой Киф (рис. 64, г). ПУ с резьбовым креплением изготавливают с наружным диаметром 2,3 мм и высотой 3,2 мм, а с креплением

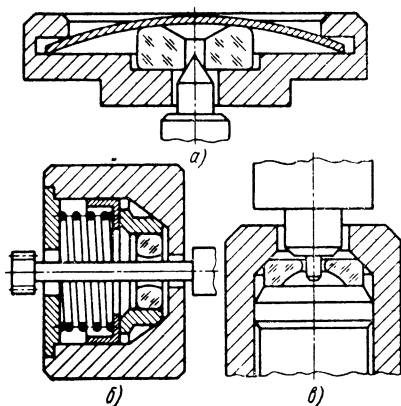


Рис. 65. Противоударные устройства конических и цилиндрических открытых опор

запрессовкой — соответственно 2,1 и 2,9 мм. Упругим элементом в ПУ может служить кремнеорганическая резина (рис. 64, д).

Интересно решен вопрос с центрированием в ПУ для опор с конической цапфой (рис. 65, а). При возвращении после срабатывания камень с цилиндрическим отверстием центрируется непосредственно по конической поверхности цапфы, а затем устанавливается в выточку корпуса. При необходимости защитить от удара КО с цилиндрической цапфой, которая несет на своем конце триб, можно применить ПУ, запатентованное в Швейцарии (рис. 65, б). Если цапфа не выходит за пределы камня, для защиты таких опор используют обычные конструкции ПУ (рис. 65, в).

Расчет противоударного устройства сводится к определению: а) усилия срабатывания Q ; б) усилия предварительного натяжения упругого элемента T ; в) точности срабатывания Δy — зоны центрирования (области возможных положений подшипника после срабатывания); г) оптимального угла конических поверхностей α_k и угловых зазоров.

Рассмотрим расчет наиболее сложных жестких ПУ совмещенного действия с центрирующими элементами в виде двух конических поверхностей. Он разработан С. Г. Усковой (НИИЧаспром) применительно к ПУ КО оси баланса часов [34].

Усилием срабатывания ПУ Q назовем то усилие, которое вызывает смещение подвижного элемента ПУ, прижатого упругим элементом силой предварительного натяжения T , выбирает противоударные осевые или радиальные зазоры и вводит в контакт элементы, воспринимающие удар (прижимает утолщенную часть цапфы к корпусу ПУ). Исследованиями установлено, что в ПУ такого типа осевые усилия срабатывания Q_o приблизительно равны радиальным усилиям срабатывания Q_p , т. е. $Q_p \approx Q_o \approx Q$.

Для надежной защиты элементов опор от разрушения Q должно быть меньше критического усилия T_k , вызывающего разрушение цапф или подшипников:

$$Q \leq \frac{1}{c} T_k, \quad (57)$$

где $c = (3 \div 8)$ — запас прочности.

Если прочность, например, цилиндрических цапф лимитируется изгибающими напряжениями, то Q может быть определено по формуле (25) при учете ударных перегрузок и соотношения (57):

$$Q = \frac{0,2 [\sigma_u] d_u}{c l N}. \quad (58)$$

Если наиболее опасны контактные напряжения при осевой нагрузке, например в керовых опорах, то Q определяют по формуле (41) при учете ударных перегрузок и соотношения (57):

$$Q = \frac{\eta^{*2} [q_0]^3}{0,193 N \left(\frac{R - r_n}{R r_n} \right) c}. \quad (59)$$

При расчете предварительного натяжения пружины и определении оптимального угла центрирующей конической поверхности сделаем допущение, что на подвижную систему прибора на середине оси действует статическая радиальная нагрузка $2Q$. Тогда на оправу с камнем (см. рис. 62, в) через цапфу воздействует сила Q . При

радиальном ударе под действием силы Q оправы с камнем начнет смещаться по центрирующему конусу вверх, преодолевая силу T . Схема действия сил при смещении оправы вверх приведена на рис. 66, а. Составив систему уравнений равновесия оправы и решив ее, находим соотношения между Q , T и α_k :

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{T + f'_u + fQ}{Q - Tf - Qf'_u f}, \quad (60)$$

где f — коэффициент трения конуса оправы при движении по конической поверхности корпуса ПУ;

f'_u — коэффициент трения при поступательном движении цапфы в отверстии камня.

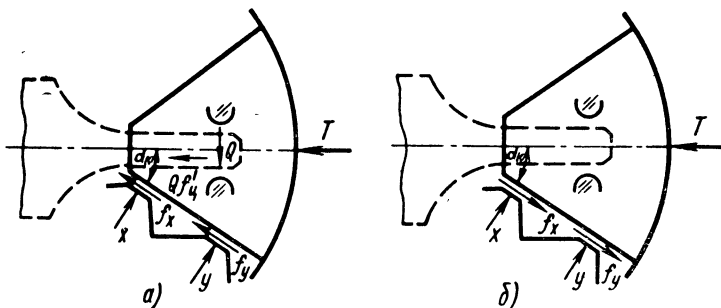


Рис. 66. Схемы к расчету предварительного натяжения пружины и определения оптимального угла центрирующей конической поверхности α_k :

а — коническая оправы движется под действием радиального усилия Q ;
б — коническая оправы возвращается в исходное положение под действием усилия пружины T .

При выбранном угле α_k уравнение (60) позволяет определить усилие предварительного натяжения пружины T :

$$T = \frac{Q[(\operatorname{tg} \alpha_k - f) - f'_u(f \operatorname{tg} \alpha_k + 1)]}{1 + f \operatorname{tg} \alpha_k} \quad (61)$$

Рассмотрим условия возврата оправы с камнем в исходное положение под действием силы T (рис. 66, б). Возникающей движущей силе F_d будут противодействовать силы трения

$$F_d = m_0 a_0 = T \cos \alpha_k - Tf \sin \alpha_k, \quad (62)$$

где m_0 — масса оправы с камнем;

a_0 — ускорение движения оправы.

Для определения оптимального значения угла α_k исследуем уравнения (60) и (62). Предельное значение угла α_k , при котором произойдет заклинивание подвижной оправы ПУ, находится из уравнения (60) при $Q = \infty$:

$$\operatorname{tg} \alpha'_k = \frac{f'_u + f}{1 - f'_u f}. \quad (63)$$

Как следует из этого уравнения, предельное значение угла α'_k не зависит от T , а определяется только коэффициентами трения. Найдем из того же выражения значение угла α_k , при котором Q стремится к 0, т. е. при $Q > 0$ начнется смещение оправы:

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{1}{f}. \quad (64)$$

Теперь найдем значение угла α_k , при котором может произойти невозвращение оправы под действием силы T . Для этого, приравняв нулю F_d в уравнении (62), получаем

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{1}{f},$$

т. е. опять выражение (64). Таким образом, с одной стороны, при $\alpha_k = \arctg \frac{1}{f}$ обеспечиваются наилучшие условия срабатывания ПУ, а с другой стороны, при этом значении угла α_k подвижная оправа ПУ не возвратится в исходное положение. Очевидно, оптимальное значение угла α_k находится где-то между этими предельными значениями.

На рис. 67 построены уравнения (60) и (62) при двух крайних наиболее вероятных значениях $f=0,1$ и $f=0,3$. На графиках заштри-

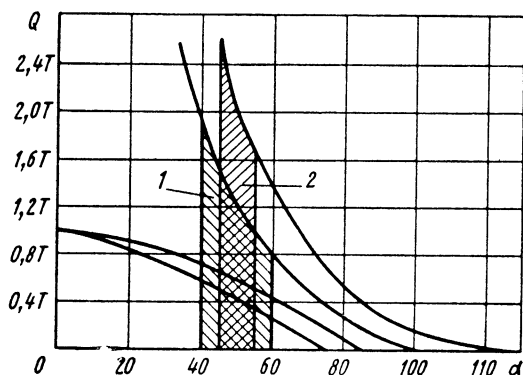


Рис. 67. Зависимость усилия срабатывания противоударного устройства от угла конической поверхности α_c

1 — рабочая зона углов α при $f=0,1$; 2 — рабочая зона углов α при $f=0,3$

хованы зоны рабочих углов α_k для $f=0,1$ и $f=0,3$. В отмеченных пределах обеспечиваются оптимальные условия срабатывания и возврата ПУ. При выходе угла α_k за эти пределы происходит или резкое возрастание силы Q или снижение силы F_d , что нежелательно, так как ухудшаются условия работы ПУ.

Схема для расчета зоны центрирования ПУ изображена на рис. 68. Между оправой и корпусом ПУ всегда будет какой-то укло-

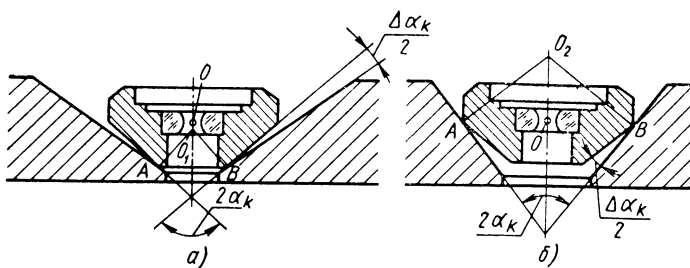


Рис. 68. Схемы к расчету зоны центрирования противоударного устройства

вой зазор $\Delta\alpha_k$. При угловом зазоре возможна посадка оправы как на нижний, так и на верхний диаметр конической поверхности. При наличии углового зазора $\Delta\alpha_k$ поворот оправы относительно корпуса на любой промежуточный угол $j \leq \Delta\alpha_k$ можно описать с точностью до $\Delta\alpha_k^2$, представив его как поворот вокруг мгновенного центра вращения. Положение мгновенного центра вращения будет зависеть от посадки оправы.

При посадке оправы на нижний диаметр конической поверхности мгновенный центр вращения будет в точке O_1 (рис. 68, а). Его положение определяется как точка пересечения перпендикуляров к направлению движения, восстановленных в точках, где это направление движения известно. В данном случае движение точек A и B будет происходить вдоль соответствующих образующих конической поверхности корпуса.

При посадке на верхний диаметр конуса оправы мгновенный центр вращения будет в точке O_2 (рис. 68, б). Перекос оправы на величину угла j вызывает смещение центра отверстия сквозного камня (или центра сферической поверхности кратера подпятника), а следовательно, и оси подвижной системы прибора на величину jOO_1 или jOO_2 . Если обозначить OO_1 через l_1 , а OO_2 через l_2 , то максимальное смещение центра сквозного камня или диаметр зоны центрирования определяется формулами

$$\Delta y_1 = l_2 \Delta \alpha_k; \quad (65)$$

$$\Delta y_2 = l_1 \Delta \alpha_k. \quad (66)$$

Как следует из рис. 68 и формул (65) и (66), при посадке на нижний диаметр конической поверхности оправы зона центрирования существенно меньше, чем при посадке на верхний диаметр, при той же точности изготовления этих деталей. Нулевая зона центрирования реализуется при $l_1=0$. При $\Delta\alpha_k=0$ происходит залипание оправы в корпусе ПУ и зона центрирования становится нестабильной. Практически $\Delta\alpha_k$ назначается в пределах 30—60'.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМНЕВЫХ ОПОР, УСТОЙЧИВЫХ К БОЛЬШИМ МОНТАЖНЫМ НАГРУЗКАМ

В поплавокных гироскопах, акселерометрах и аналогичных приборах монтажные нагрузки на опоры чувствительного подвеса резко

отличаются от рабочих. После заполнения прибора поддерживающей жидкостью рабочие нагрузки при самых неблагоприятных условиях эксплуатации пренебрежимо малы по сравнению с монтажными. Тем не менее, при проектировании КО приходится ориентироваться на большие монтажные нагрузки, что неизбежно приводит к ухудшению фрикционных характеристик опор и загромождению чувствительности подвеса.

Снабжать КО чувствительного подвеса противоударными устройствами ПУ не всегда целесообразно. Во-первых, опоры ПУ работают только при монтаже прибора, а во-вторых, в чувствительных подвесах необходимо устанавливать ПУ с нулевой зоной центрирования, изготовление опор с такими ПУ чрезвычайно сложно и дорого. Во многих случаях КО чувствительных подвесов более рационально снабжать устройствами, воспринимающими монтажные нагрузки и отключающимися при функционировании опор в рабочем режиме.

В КО, изображенной на рис. 69, а, в качестве арретирующего приспособления использовано ПУ, детали которого изготовлены с обычной точностью, но за счет жесткого закрепления конической оправы после снятия монтажных нагрузок реализуется нулевая зона центрирования [42].

В КО, изображенной на рис. 69, б, монтажные нагрузки вос-

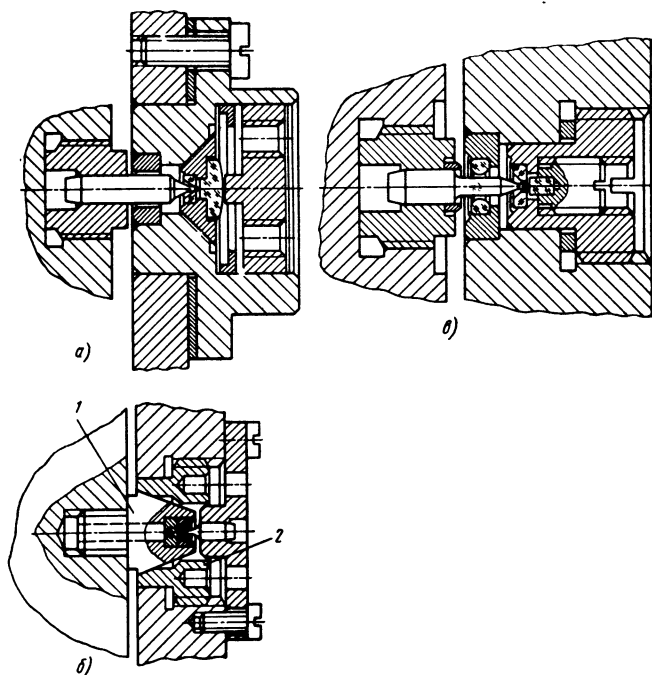


Рис. 69. Цилиндрические опоры, устойчивые к большим монтажным нагрузкам

принимаются конической поверхностью державки 1 и тороидаальной поверхностью упорной гайки 2 [42]. После разгрузки подвижной системы упорная гайка через отверстие во фланге специальным ключом выводится из взаимодействия с державкой и остаточное влияние силы тяжести разгруженной подвижной системы передается через сквозной камень на рабочую часть цапфы. Таким образом, устройство обеспечивает сохранность тонких цапф при монтаже и малый момент трения в рабочих условиях.

Устройство, изображенное на рис. 69, в, не только предохраняет опору от повреждения при монтаже, но и сохраняет работоспособность прибора после аварийных перегрузок, разрушающих тонкую рабочую часть цапфы [42].

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАСЛОУДЕРЖИВАЮЩИХ КАМНЕВЫХ ОПОР

Маслоудерживающими опорами (МУО) в часовой промышленности называют цилиндрические КО закрытого типа, в которых сквозной и накладной камни, размещенные в одной оправе, образуют строго зафиксированный суживающийся к центру капиллярный зазор (рис. 70). В таких опорах визуальнo контролируемая доза масла защищена от закритического смещения, загрязнения и испарения и подается в зону трения действием молекулярно-поверхностных сил.

В приборах времени МУО стали заменять опоры открытого типа, в которых не удается разместить требуемую дозу масла, а также опоры закрытого типа с накладками (см. рис. 44, в). При одинаковых размерах сквозного камня МУО по сравнению с опорами открытого типа имеют на порядок большую удельную маслосебность.

В МУО степень надежности фиксации масла не зависит от осевого зазора цапфы и положения оси в пространстве. В опорах открытого типа зазор между заплечиком цапфы и торцем камня (в нем размещается основная часть дозы масла) не остается постоянным. Он изменяет свою величину при изменении положения оси в пространстве и изменении температуры, что, в свою очередь, изменяет надежность фиксации масла.

Отметим еще одно преимущество МУО по сравнению с опорами открытого типа, связанное с контролем смазки. В МУО величина и положение дозы легко контролируются через накладной камень с помощью микроскопа. В опорах открытого типа капиллярные зазоры как между цапфой и отверстием камня, так и между заплечиком и торцем камня практически не просматриваются.

Сказанное относительно МУО в значительной мере относится и к опорам закрытого типа с накладками. Однако в них из-за перекоса накладного камня часто наблюдается закритическое смещение масла, а исключить его в опоре с накладкой сложно. Но самое существенное отличие состоит в том, что в опорах с накладками невозможно регулировать осевую зазор, не нарушая капиллярного зазора между сквозными и накладными камнями.

К недостаткам МУО следует отнести их большую сложность по сравнению с опорами открытого типа и появление дополнительной погрешности центрирования, связанной с оправой.

Надежность фиксации масла в МУО оценивается формулами (12) и (13). Как следует из формулы (12), Ω возрастает за счет увеличения внешнего диаметра камней, кривизны их поверхности

и уменьшения зазора между камнями. Надежность фиксации падает с увеличением дозы масла n . Для размещения большей дозы, без снижения надежности выгоднее увеличивать диаметр камней, сохраняя малый зазор. Если капиллярный зазор в опоре создать плоскими поверхностями камней, то, как следует из формулы (12), $\Omega=0$ и масло покидает зазор. Кроме того, применение двух плоских камней не обеспечит подвод масла к зоне трения, и малейший их перекош вызовет смещение масла в сторону меньшего зазора. Таким образом, капиллярный зазор определяет основную функцию МУО.

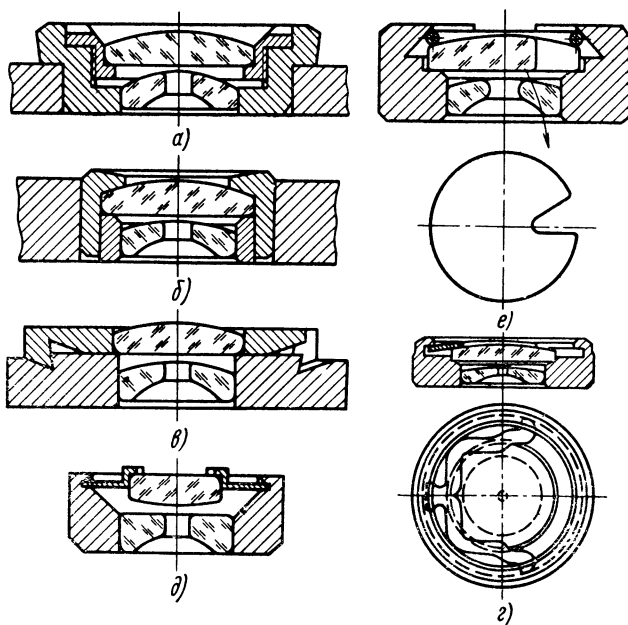


Рис. 70. Маслоудерживающие опоры

Способ образования капиллярного зазора между сквозными и накладными камнями может служить основным признаком классификации существующих конструкций МУО. По этому признаку МУО можно разделить на три группы (см. рис. 70). К первой группе относятся МУО с наиболее распространенным способом образования капиллярного зазора за счет сферической поверхности сквозного камня и плоской поверхности накладного (рис. 70, б, в, з). Преимущества этой группы позволяют применять накладной камень с капиллярной канавкой, дополнительно повышающей надежность фиксации масла [41].

В опорах второй группы капиллярный зазор образован плоской поверхностью сквозного камня и сферической накладного (рис. 70, д). Камни основной формы У дешевле камней основной

формы Д, и в этом преимущество этой группы опор. Если осевые нагрузки на цапфу соизмеримы с радиальными (например, в опорах оси баланса), то цапфы следует делать с плоской пяткой, в противном случае контактные давления могут превзойти допустимые.

В МУО третьей группы капиллярный зазор образован двумя сферическими поверхностями. Как и в опорах второй группы, здесь предусматривается применение плоской пяты цапфы.

Другим признаком классификации МУО является способ фиксации капиллярного зазора, т. е. способ крепления накладного камня. По этому признаку МУО делятся на опоры с жесткой и упругой фиксацией капиллярного зазора. Жесткая фиксация может быть осуществлена за счет резьбового соединения (см. рис. 70, а), посадки с натягом (рис. 70, б) и заклинивания (рис. 70, в). Упругая фиксация осуществляется с предварительным натягом упругого элемента (рис. 70, г, е) или без предварительного натяга (рис. 70, д). Кроме указанных основных классификационных признаков, МУО различают по способу регулировки осевого зазора, крепления к базовым деталям прибора, разборки и др.

Конструкция МУО должна отвечать следующим требованиям: обеспечивать необходимую надежность фиксации заданной дозы масла при действии возможных динамических перегрузок и осуществлять его подачу к зоне трения. Она должна обеспечивать регулировку вертикального зазора оси без нарушения величины и формы капиллярных зазоров, защищать масло от попадания грязи и от испарения, обеспечивать возможность контроля величины и положения дозы масла в момент его подачи в опору и в период эксплуатации; маслоудерживающие опоры должны легко разбираться и вымываться; разборка и сборка опоры должны производиться без затруднений одним из простейших универсальных инструментов (пинцет, отвертка), причем количество отделяемых узлов или деталей должно быть минимальным, форма и величина их удобными для захвата пинцетом, а прочность достаточной. МУО, отвечающая перечисленным требованиям, должна быть технологичной.

МУО с жесткой фиксацией капиллярного зазора более подходят для относительно больших камней. В часовой промышленности наибольшее распространение получили МУО с предварительным натягом упругого элемента. Среди них весьма совершенной является МУО «Дуофикс» фирмы Киф (рис. 70, г). Она отличается простотой, надежностью и удобством, состоит из камней и двух деталей простой конфигурации: плоской пружины и изготовленной на автомате оправы. При промывке из нее вынимают только накладной камень, пружина остается в пазу. Минимальные габаритные размеры такой оправы: диаметр оправы 1,6 мм, высота 0,35 мм.

В последнее время патентуются конструкции МУО, в которых осевой зазор регулируется без перепрессовки оправы¹. Интересная опора пока очень сложна в конструктивном исполнении и нетехнологична.

Накладной камень МУО, снабженный немного не доходящим до центра вырезом, позволяет чистить и смазывать опоры без разборки (рис. 70, е). Это предложение швейцарской фирмы Портескап открывает возможность вести чистку часов без разборки механизма. МУО с предварительным натягом упругого элемента легко превращаются в ПУ осевого действия (рис. 70, г). В свою очередь,

¹ Патент Швейцарии, 356090, 1961, кл. 83a31/00.

все конструкции КО с ПУ, в которых строго зафиксирован капиллярный зазор, по существу выполняют функции маслоудерживающих опор.

Проектирование МУО начинают с выбора внешнего диаметра сквозного камня. При этом исходят из того, что внешний диаметр оправы должен быть по крайней мере в 2 раза больше диаметра сквозного камня. Накладной камень с плоской рабочей поверхностью должен быть несколько больше сквозного. Далее по формуле (12), зная заданную перегрузку, которая приравнивается Ω , и задавая значением δ , определяют параметр n , а затем по формуле (16) рассчитывают зазор между камнями Δ .

На следующем этапе проектирования определяют удельную маслосмочность опоры и сравнивают ее с допустимой. Для этого вычерчивают схему опоры и способом, описанным в гл. IV, определяют положение масла в капиллярных зазорах, его объем и смазываемую поверхность подвижного элемента. Если $Z \geq [Z]$, то следует переходить к следующему этапу проектирования. При $Z \gg [Z]$ следует уменьшить Δ или увеличить δ , что повысит надежность фиксации масла. При $Z < [Z]$ следует увеличить диаметры камней.

В случае упругой фиксации капиллярного зазора жесткость упругого элемента должна быть больше силы тяжести подвижной системы с учетом действующих рабочих перегрузок. Из аналогичных соображений выбирают усилие предварительного натяга в случае крепления накладного камня пружиной с предварительным натягом. Форма пружины и ее крепление не должны затруднять визуальный контроль дозы масла.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМНЕВЫХ ОПОР С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПОДПИТКОЙ МАСЛОМ

КО с дополнительной подпиткой — аккумулятором масла, позволяют без снижения надежности его фиксации разместить в несколько раз большую дозу, чем это удастся сделать в МУО. К устройству дополнительной подпитки прибегают в тех случаях, когда другими способами в опорах не размещается объем масла, требуемый для очень длительного ресурса, или когда опоры работают в особо жестких внешних условиях, например при очень высоких температурах.

Малые габаритные размеры и жесткие требования к стабильности момента трения не позволяют использовать в КО такой распространенный способ подпитки, как фитильный. Постоянный контакт фитиля с подвижным элементом опоры вызывает изменение трения, что во многих случаях недопустимо. В связи с этим в КО применимы только такие способы подпитки, которые не оказывают отрицательного влияния на их фрикционные характеристики. К ним относятся способы «дробления капилляра» и «камерный».

Идея первого способа понятна из рис. 71, а. Если капиллярную полость, образованную сквозным и накладным камнями, разделить тонкой перегородкой из материала, смачиваемого маслом, то в таком «раздробленном» капилляре равновесное положение масла установится тогда, когда $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho$, т. е. радиусы кривизны главных сечений менисков будут равны между собой. Надежность фиксации масла в таком капилляре будет определяться теми же факторами, что и в случае капиллярных зазоров закрытой опоры без перегородки и, в первую очередь, параметрами n_1 , n_2 , m . Если $n_1 = n_2$,

то при прочих равных условиях в опоре с перегородкой в зазоре можно разместить почти в 2 раза больший объем масла, чем в обычной опоре с камнями того же диаметра, при сохранении исходной надежности фиксации. Принципиально перегородок в капиллярном зазоре опоры может быть две, три и больше. Независимо от их количества сохраняется исходная надежность фиксации и одновременно в несколько раз увеличивается объем размещаемого масла.

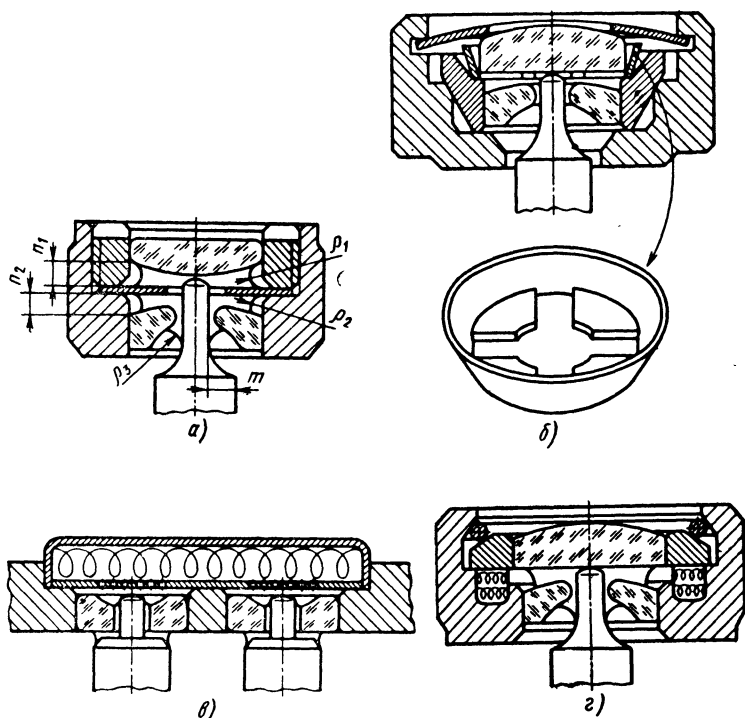


Рис. 71. Опоры с дополнительной подпиткой маслом

Способ дробления капилляра использован в КО с противоударным устройством¹, изображенной на рис. 71, б. Кольцевой капилляр, предназначенный для фиксации резервного количества смазки, расположен между накладным камнем и его держателем. Кольцевой капилляр сообщается с атмосферой, что, с одной стороны, является положительным фактором, поскольку позволяет пополнить резерв масла без разборки опоры, а с другой стороны, контакт масла с атмосферой ускоряет окисление и испарение смазочного материала и является нежелательным.

¹ Патент США, 2886943, кл. 58, гр. 140.

Камерный способ подпитки использует насыщенные пары масла (или его компонентов) для замедления испарения первоначального объема масла, расположенного непосредственно в капиллярных зазорах опоры. Резерв масла располагается вблизи основного объема и изолируется вместе с исходным камерой от атмосферы. Если количество резервного масла значительно больше, чем исходного, то оно постепенно пополняет убыль испарения последнего.

Камерный способ применим как для открытых (рис. 71, а), так и для закрытых опор (рис. 71, б). Для хранения резерва масла размеры пор или капилляров полостей аккумулятора должны быть несколько больше, чем самый малый капиллярный зазор опоры. В этом случае можно ожидать направленной конденсации паров масла в сторону более тонких капилляров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адам Н. К. Физика и химия поверхностей. М.—Л., Гостехиздат, 1947.
2. Арчбют В., Дилей Р. Трение, смазка и смазочные материалы. Изд. 2-е. ОНТИ, 1940.
3. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения. М., Физматгиз, 1963.
4. Бартенев А. Г. Прибор для проверки качества формы поверхности и измерения радиуса кривизны кернов и подпятников точных приборов. «Вестник электропромышленности», 1952, № 4.
5. Бережной А. И. Ситаллы и фотоситаллы. М., «Машиностроение», 1966.
6. Болдырев А. К. Кристаллография. Гостехиздат, 1934.
7. Богомолов Ю. С., Седоков М. М. Контактная статическая прочность хрупких материалов. Сб. «Контактные задачи и их инженерные приложения». М., НИИМаш, 1969.
8. Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. М., «Машиностроение», 1968.
9. Гальцова Н. Е., Фукс Г. И. Окисление смазочных масел при низких и умеренных температурах. «Химия и технология топлив и масел», № 3, 28, 1957.
10. Дроздов Ф. В. Детали приборов. М., Оборонгиз, 1948.
11. Жалковский В. Г. Контактные давления и деформации в ножевой опоре. Труды Грузинского политехнического института, № 5(66). Тбилиси, 1959.
12. Икорникова Н. Ю. Методика исследования микрохрупкости корунда. Труды совещания по микротвердости. М., Изд-во АН СССР, 1951.
13. Исаев А. П. Исследование трения в направляющих оси баланса часов. «Известия вузов. Приборостроение», 1959, № 3.
14. Исаев А. П. Экспериментальное исследование влияния вибрации на трение цилиндрических направляющих оси баланса. «Известия вузов. Приборостроение», 1961, № 4.
15. Карпович В. М. Некоторые исследования посадок часовых камней. Труды ЛИТМО, вып. 32, Л., 1958.
16. Ковалев М. П., Сивоконенко И. М., Явленский К. Н. Опоры приборов. П., «Машиностроение», 1967.
17. Колчин Н. И. Механика машин. Т. 2, М.—Л., Машгиз, 1963.
18. Крагельский И. В. Трение и износ. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1968.

19. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения, М., Машгиз, 1962.
20. Левин И. Я. Справочник конструктора точных приборов. М., Оборонгиз, 1962.
21. Маталин А. А. Шероховатость поверхности деталей в приборостроении. М.—Л., Машгиз, 1949.
22. Меренлендер П. С. Трение и смазка в точной механике. «Точная индустрия», 1937, № 2, 9.
23. Методы оценки противозадирных и противозносных свойств смазочных материалов. Сб., М., «Наука», 1969.
24. Михайлюк А. С., Фукс И. И. Об износе материалов опор и осей прецизионных приборов. «Приборостроение», 1957, № 9.
25. Михайлюк А. С., Фукс Г. И. Влияние смазочных материалов на трение и износ камневых материалов. Сб. «Часы и часовые механизмы». Вып. 3. М., Машгиз, 1962.
26. «Устройства противоударные оси баланса» ГОСТ 17010—71.
27. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др. Расчет на прочность в машиностроении. Т. 2. М., Машгиз, 1958.
28. Реков А. И. Приборные камни. М., Машгиз, 1959.
29. Рихтер О. и др. Детали точных приборов. М., Машгиз, 1963.
30. Сивоконенко И. М. Опоры подвижных систем приборов. Судпромгиз, 1952.
31. Тринчер В. К., Ускова С. Г., Хандельсман Ю. М. Основные типы противоударных устройств. «Часы и часовые механизмы», 1963, № 3.
32. Труды Института кристаллографии АН СССР, вып. 8. Физические свойства синтетического корунда. Изд-во АН СССР, 1953.
33. Ультразвуковая очистка деталей. Минприбор СССР. Типовые технологические процессы. РТМ 25 ЗЯ 18—68.
34. Ускова С. Г. К расчету противоударных устройств оси баланса. «Часы и часовые механизмы», 1964, № 4.
35. Ферсман А. Е. Драгоценные цветные камни СССР. Т. 1, 2. Изд-во АН СССР, 1922.
36. Фукс Г. И. Смазочная способность приборных масел. Сб. «Часовые механизмы», М., Машгиз, 1955.
37. Фукс Г. И. Четырехшариковый прибор для исследования антифрикционных и антиизносных свойств смазочных масел. «Заводская лаборатория», 1956, № 5.
38. Фукс Г. И., Тимофеева Л. В. Качество и применение приборных масел и смазок. М., ЦБТИ Мосгорсовнархоза, 1959.
39. Фукс Г. И., Тимофеева Л. В. Очистка деталей часового механизма перед смазкой. «Часы и часовые механизмы», 1961, № 5, 57.
40. Фукс Г. И., Хандельсман Ю. М. Повышение надежности приборов времени улучшением узлов трения и применением новых смазочных материалов. «Часы и часовые механизмы», 1964, № 6.
41. Хандельсман Ю. М. Конструктивная защита опор от растекания масла. «Часы и часовые механизмы», 1964, № 1, 2.
42. Хандельсман Ю. М., Ускова С. Г. Подшипниковая опора скольжения подвеса чувствительного элемента прецизионного прибора. Авторские свидетельства 160987, 162783 и 162784, «Бюллетень изобретений», 1964, № 5 и 10.

43. Хандельсман Ю. М., Докучалова В. В. Оптимальная шероховатость трущихся поверхностей часовых камней. «Часы и часовые механизмы», 1964, № 6.
44. Хандельсман Ю. М., Фукс Г. И. Пути снижения момента трения миниатюрных опор скольжения. Сб. «Теория трения и износа», М., «Наука», 1965, 228.
45. Хандельсман Ю. М., Михайлюк А. С. Об износе материалов осей прецизионных приборов. «Часы и часовые механизмы», 1965, № 6.
46. Хандельсман Ю. М., Докучалова В. В. Об оптимальной шероховатости трущихся поверхностей осей. «Часы и часовые механизмы», 1966, № 3.
47. Хандельсман Ю. М., Коровкина Л. Ф. Поверхностные явления и способы защиты от растекания масла. «Часы и часовые механизмы», 1966, № 6, 7.
48. Хандельсман Ю. М., Докучалова В. В. Об оптимальном радиусе оливажа. «Часы и часовые механизмы», 1966, № 2.
49. Хандельсман Ю. М. Конструкция и технология изготовления точных камневых опор для микрореле машин. Сб. «Технология производства электрических машин». М., МДНТП. 1969.
50. Хрущов М. М., Бабищев М. А. Исследование изнашивания металлов. М., Изд-во АН СССР, 1960.
51. Цуккерман С. Т. Точные механизмы. М., Оборонгиз, 1941.
52. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
53. Ямамура К. Некоторые замечания о растекаемости масел, применяемых для смазки часов. «Ниппон токей Гаккайси», 1964, № 9 (япон.).
54. Châleat R. Calcul du couple de frottement constant exercé sur un balancier de montre. "Annales Francaises de chronometrie", N 3, 1953, 199—210.
55. Controle de la forme des pierres par immersion. "Bulletin annue de la Société suisse de chronométrie", vol. 3. 1956.
56. Fisher E. Die Bewegungsvorgänge und Reibverhältnisse in Spitzenlagern mit Vertikaler und Horizontaler Achsanordnung. "Feinwerktechnik", N 12, 412—426, 1957.
57. Glaser G. Lagerluft und Lagerreibung. "Neue Uhrmacher—Zeitung", N 20, 1966.
58. Herzl G. G. How to design for minimum torque in conical pivot bearings. "Machine Design", Dec., 1965, p. 146—152.
59. Langue P. A. Propos de l'insure des extrêmes de pivot. "Annales francaises de chronoétrie", 3 trem., p. 171—177, 1958.
60. Shotton G. F. Meter and instrument jewels and pivots. British Electrical and Applied Industries Research Association. Technical Report T/T48. Lnd. 1953.
61. Vineall G. Horological Lubricants. "Industrial Lubrications" July, p. 269—273, 1967.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Условные обозначения	5
Глава I. Сведения о материалах каменных опор . . .	7
1. Сведения из кристаллографии	7
2. Физико-механические свойства минералов	9
3. Сведения из теории трения и изнашивания	16
Глава II. Классификация и общие сведения о камнях .	25
1. Основные типы камней	25
2. Возможные размеры камней	27
3. Технология изготовления и контроль камней	36
Глава III. Величина, стабильность трения каменных опор и их зависимость от материалов и технологических факторов	44
1. Влияние контактных давлений, конструктивных и смазочных материалов на величину и стабильность трения	44
2. Влияние технологических факторов на величину и стабильность трения	51
Глава IV. Научно-технические основы подбора и применения смазочных материалов	59
1. Назначение и выбор смазочных материалов	59
2. Надежность фиксации масла в каменных опорах	66
3. Расчет оптимальной дозы масла	76
4. Технология очистки, смазки и смазочный инвентарь	81
Глава V. Общие вопросы проектирования каменных опор .	85
1. Классификация каменных опор	85
2. Выбор типа опор	87
3. Металлы каменных опор	89
4. Закрепление камней	90
Глава VI. Проектирование и расчет основных типов каменных опор	96
1. Проектирование и расчет каменных опор с цилиндрической цапфой	96
2. Проектирование и расчет каменных опор с конической цапфой	114
3. Проектирование и расчет каменных опор со сферической цапфой	117
4. Проектирование и расчет каменных опор качения	125
	151

Глава VII. Проектирование и расчет каменных опор повышенной надежности	133
1. Проектирование и расчет противоударных устройств	133
2. Проектирование каменных опор, устойчивых к большим монтажным нагрузкам	140
3. Проектирование маслоудерживающих каменных опор .	142
4. Проектирование каменных опор с дополнительной подпиткой маслом	145
Литература	148

Юрий Михайлович Хандельсман
КАМЕННЫЕ ОПОРЫ

Редактор издательства Л. К. Тучкова
Технический редактор А. М. Калтыгина Корректор А. А. Снастина
Обложка художника В. Б. Торгашова

Сдано в набор 17/I 1973 г.	Подписано к печати 8/VIII 1973 г.	Т-08295.
Формат 84×108 ¹ / ₃₂	Бумага № 2 Усл. печ. л. 7,98.	Уч.-изд. л. 10,2.
Тираж 3 000 экз.	Заказ № 866	Цена 51 коп.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.
Московская типография № 32 «Союзполиграфпрома» при Государственном
комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли.
Москва, К-51, Цветной бульвар, д. 26.

51 коп.



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»