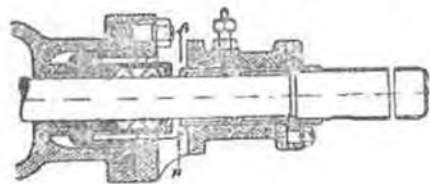


Фиг. 216: Сальник сквозного поршневого штока локомотивов с перегретым паром (конструкция В. Шмидта, Кассель) с внутреннею пружиной, а потому и легко устанавливаемой, пружиной и со штулкой, которая может влиять и поперечное и угловое перемещение.

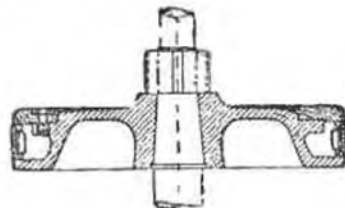


Фиг. 216.

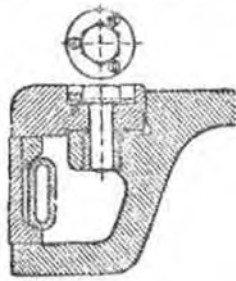
2. Упругое нажатие благодаря радиальному упругому давлению и пружинящих колец. Кольца с прорезом из одной или нескольких частей с узким стыковым зазором давят радиально внаружу или во внутрь помощью особых пружинок, или благодаря собственной упругости, и этим уменьшают зазор  $\frac{1}{2}$ , который необходимо уплотнить, чтобы не было протуска. Необходимое для этого условие: в высшей степени точная обработка, чтобы при нажатии зазор был везде одинаково узок и особые меры надо принимать для уплотнения стыковых зазоров.

Материал для этих колец вязкий, не слишком мягкий, но очень крепкий чугун, реже бронза (при опасении повреждения ржавчиной); сальники бабитом или облицовка углем только при малых диаметрах.

Полезно для конструкции оставить незначительный радиальный зазор между кольцом и канавкой (так как последняя легко забивается грязью или затвердевшим маслом) и весьма малый зазор в осевом направлении, также полезно упругое нажатие колец по направлению оси (и деталях уплотнения). Быстро движущиеся кольца должны иметь небольшую высоту, чтобы уменьшить давление масс (при переменах направления движения) и изнашивание канавок.



Фиг. 217.



Фиг. 218.

кольцам, ограниченным плоскими и шаровыми поверхностями. Направляющая сквозного штока совершенно отделена от сальника.

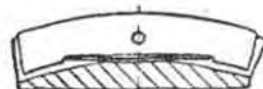
Эти металлические набитки часто имеют еще снаружи особые мягкие, плотно прилегающие тонкие кольца, препятствующие проникновению грязи снаружи и просачиванию масла изнутри.

подлежащих уплотнению, поэтому деление кольца более чем на 4 части допустимо только при очень больших диаметрах цилиндра. Внаружу уплотняющие приспособления почти всегда находятся на движущейся части (например, на поршне) и должны поэтому иметь как можно меньше подвижных деталей для уменьшения инерции масс.

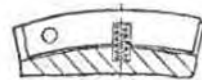
Примеры уплотнения внаружу: фиг. 217 и 218 изображают кольцо из нескольких частей с винтовой пружиной системы Буклея, нажимающей внаружу в осевом и радиальном направлениях (часто применяется при прршних цилиндрах низкого давления больших судовых двигателей); чем



Фиг. 219



Фиг. 220.



Фиг. 221.

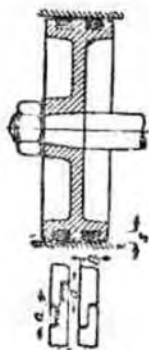
меньше длина уплотнения, тем слабее могут быть пружины; в настоящее время применяются преимущественно узкие уплотняющие кольца; фиг. 219 показывает поршневые кольца с кольцевыми пружинками для той же цели (внутренние кольца из стали, наружные — из чугуна); фиг. 220 и 221 — разные пружины, употребляемые для нажатия в радиальном или осевом направлениях; фиг. 222 — особо узкие поршневые кольца из четырех и более кусков с замком (конструкция бр. Шмек в Эйзерфельде на Зиге).

Наипростейшее решение: кольцевая пружина из одного куска с зрезом, которая одновременно сама уплотняет поршневые кольца (введенные Работомом) по фиг. 223 (см. также о поршнях, стр. 104 и сл.) всюду применима, благодаря их простоте, однако, для них требуется хорошо пружинящий материал, самая точная цилиндрическая форма для кольца и направляющей и неизменяемость этой формы, а поэтому изготовление колец и направляющих должно быть очень тщательное, и должно строго следить, чтобы не было искривления цилиндров во время работы (расчет см. ниже).

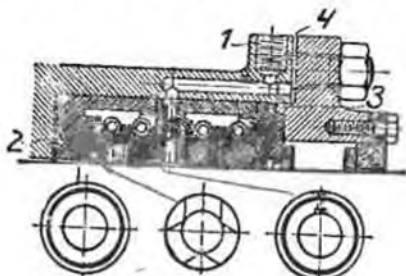
Примеры для внутреннего уплотнения: фиг. 224. Сальник изжовверного бюро д-ра Р. Прёлля в Дрейдоне: 3 чугунные сегмента с прокладками в стыках обвязываются гибкой трубкой и образуют кольцо, и каждая пара таких колец кладется в камеры так, чтобы стыки их чередовались. В зависимости от высоты давления пара для уплотнения бывает достаточно от одной до четырех пар таких колец. Чтобы избежать поды-

маши самого внутреннего кольца и шума в набивке, самое внутреннее уплотняющее кольцо снабжено разгрузочными канальцами.

Фиг. 225 показывает сальник с кольцами на угли В. К. Э. (Всеобщей Компании Электричества) для стороны высокого давления паровых турбин. Кольца составлены из трех

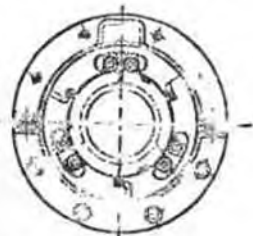
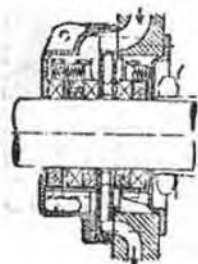


Фиг. 223.



Фиг. 224. 1) Нагнетаемое масло, 2) прокладка, 3) асбестовая прокладка, 4) без прокладки.

сегментов ретортного угля, стигиваемых или упругими скобами, или гибкими трубками. Для осевого нажатия и уплотнения служат особые



Фиг. 225.

радиальные пружины, кроме того, имеются выступы, препятствующие кручению. Проникающий пар отводится вовнутрь.

Фиг. 226: уплотняющие поршневые кольца не разделены на части; кольца с перемежающимися прорезами поочередно уплотняют с внутренней и наружной сторон, делаются из чугуна и употребля-



Фиг. 226.

Расчет пружинящих колец. В зависимости от разницы в давлении, скорости движения поршня и материала, в основу расчета берется радиальное давление нажатия  $p$  от 0,2 до 0,4 ат (для компрессоров высокого давления 0,5 ат и более). Для отдельных, равномерно распределенных, радиально действующих пружин (например, фиг. 221) сумма радиальных упругих сил  $\Sigma(P_f) = p d \pi b$ , где  $d \pi b$  — соприкасающаяся поверхность кольца.

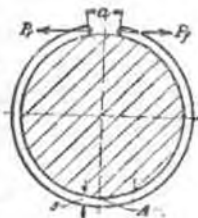
При равномерном натяжении от огибающих пружин гибких трубок, согласно фиг. 224, касательное упругое натяжение  $P_f = \frac{p b d}{2}$ ; на основании этого можно определить длину ненапнутой пружины, длина же напнутой пружины дается конструкцией (то же относится и к пружинам, работающим наружной стороной, фиг. 218 и 219).

В кольцевой пружине с прорезом, состоящей из одной части, фиг. 227 и 228, т. е. у нормального поршневого кольца, а также в работающей внаутрь или вовнутрь стальной листовой рессоры, натяжение пружины в прорезе  $P_f = \frac{p b d}{2}$  должно быть заменено пружинящей силой самого кольца. Поэтому для показанных на фиг. 227 и 228 сечений имеем в точке  $A$  изгибающий момент  $M_b = P_f \cdot d = \frac{p b d^2}{2}$ , откуда следует, что при толщине кольца  $s$  в точке  $A$  и выпрявлении от изгиба  $k_b$

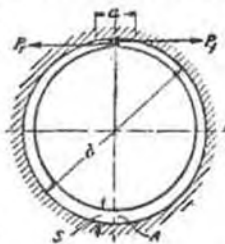
$$\left(\frac{s}{d}\right)^2 = \frac{3p}{k_b} \cdot 1).$$

Длина дуги  $a$ , на которую концы кольца должны раздвинуться, или при внутреннем уплотнении сдвинуться, чтобы произвести натяжение  $k_b$  в точке  $A$  и через это давление  $p$  на поверхность касания получается по Рейнгарду из уравнения:

$$\frac{a}{d} = \frac{2,4}{E} \cdot \frac{k_b}{s} \cdot \frac{d}{d}$$



Фиг. 227.



Фиг. 228.

Эта величина  $k_b$  действительна и достаточна для прочности всех колец, которые вставляются в свои гнезда без раздвигания перекрывающих друг друга концов, в особенности для колец с большим нажатием  $p$  или изгибом  $k_b$ , а также для колец, уплотняющих внаутри, например, по фиг. 226 и 232, которые целесообразно помещать в особые обоймы.

Поскольку, в поршневых кольцах по фиг. 223, для посадки которых в гнезда необходимо сильно развить перекрывающие друг друга концы,

) Более точную теорию расчета поршневых колец см. Reinhardt, Z. d. V. d. L., 1901, стр. 237.

ются для перегретого пара. Другая форма представлена на фиг. 215, сальник для газовых машин МАН'а в Нюрнберге. Сперва уплотнение производится поршневыми кольцами, нажимающими вовнутрь, затем набивкой Говальда, а между ними подводится под давлением масло. Все части могут выниматься каждая порознь (в новейших конструкциях сразу вынимается весь сальник, так как внутренние части легко склеиваются друг с другом и ржавеют).

при некоторых условиях возникают значительно большие, хотя и одновременно напряжения перекрытия  $k_{ba}$ , которые, однако, ни в коем случае не должны переходить за предел текучести, так как кольцо от этого теряет свою круглую форму. Наименьшее значение  $k_{ba}$  при тщательном раскрытии концов получается по Рейнгардту для неизменяемой толщины кольца:

$$k_{ba} = 1,6 E \left( \frac{s}{d} \right)^2;$$

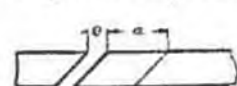
принимая  $E = 800000$  и  $k_b = 1000$  кг/см<sup>2</sup> для чугуна (постоянная нагрузка, лучший материал), получим тогда для колец, уплотняющих наружу:

$\frac{s}{d} = 2\%$	3%	3,5%	4%	5%
$p = 0,133$	0,3	0,4	0,53	0,83
$\frac{a}{d} = 15\%$	10%	8,6%	7,5%	6%
$k_{ba} = 510$	1150	1570	2050	3200

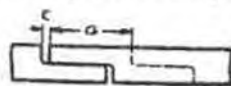
Поэтому при кольцах с разводными концами целесообразно выбрать  $p = 0,3$ ,  $\frac{s}{d} = 3\%$  и  $\frac{a}{d} = 10\%$ . Для  $p = 0,5$  требуется уже чугун высшего качества, при больших значениях  $p$  кольца с разводными концами недопустимы. Сталь, в виду опасности заедания, как материал для поршневых колец нельзя рекомендовать.

**Изготовление пружинящих колец.** Вычисленная величина расхождения концов  $a$  для безопасности еще должна быть увеличена на некоторую величину  $e$  (в мм), которая по меньшей мере равна  $e = 1 + \frac{d}{300}$ , имея

в виду, что поршневые кольца во время работы обыкновенно сильнее нагреваются, чем лучше охлаждаемые цилиндры; этот разрыв получается или разрезанием цельного кольца, или наклеивкой внутренней поверхности кольца с противоположной стороны перекрывающих друг друга концов вальцем или молотом (при наружном уплотнении). Сами кольца должны быть обработаны таким образом, чтобы они в втянутом состоянии были точно цилиндрическими на уплотняющей стороне и таковыми оставались бы во время работы. Поэтому целесообразно удерживать концы поршневых колец в стыке во время обточки или шлифовки в окончательном положении помощью свободно вставленного штпфта. Форма кольца, толщина которого по направлению к стыку постепенно уменьшается до  $\frac{2}{3}$  или  $\frac{3}{4}$  своей величины, лучше



Фиг. 220.



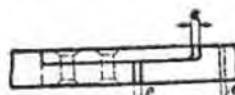
Фиг. 230.

в смысле уменьшения собственного веса и лавного перекрытия, но зато дороже, чем кольца одинаковой по всей длине толщины.

Стыковые зазоры  $e$  при наружном уплотнении малы (фиг. 220) и легко могут еще уменьшиться, например, помощью особого замка (фиг. 222,

или согласно фиг. 230 или 231), так что сечение прохода становится весьма малым. Кроме того, при нескольких последовательных кольцах стыки их располагаются попеременно, а при неравноразмерных от нормальных давлений поршнях (горизонтальных) они располагаются навстречу. Наоборот, при внутренних уплотнениях стык наименьший  $= a$  (фиг. 227).

Способ Зондермана 1): кольца с перекрывающимися внахлестку концами, согласно фиг. 232, сначала изготавливаются в виде спирали, а затем при нажиме становятся плоскими.

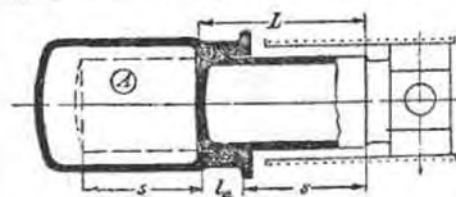


Фиг. 231.



Фиг. 232.

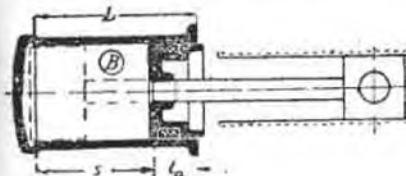
**2. Цилиндры, поршни и поршневые штоки.** Придаваемая им форма будет, смотря по тому, где помещено уплотнение, в выемке для рабочей камеры (фиг. 233) или внутри в самом теле (поршня или штока) при почти всегда цилиндрической форме направляющей (фиг. 234); соответствующая часть должна иметь наименьшую длину направления  $L = \pi d_{us} +$



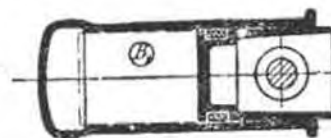
Фиг. 233.

$+ \text{длина уплотнения } l_a$ . Соответственно этому получают основные формы

A и B цилиндров одинарного действия открытых и соответственно открытых поршней. Для поглощения работы всех нормальных сла-



Фиг. 234.



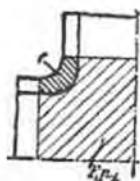
Фиг. 235.

гающих, включая и вес, предусматривается особая направляющая втулка цилиндра. Если эти силы воспринимает на себя сам цилиндр, то тогда

он принимает форму  $B_1$  (фиг. 235). Наконец, смотря по надобности, дальнейшая передача давления  $P_1$  может осуществляться посредством пустотелого цилиндра (трубы) (формы  $A$  и  $B_1$ ), или же посредством стержня (форма  $B$ ), ось которого совпадает с осью цилиндра и площадь сечения которого должна соответствовать напряжению, могущему в нем возникнуть.

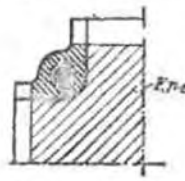
Формы  $A$  поршня и цилиндра главным образом применяются для жидкостей, для которых величина вредного пространства и его поверхность не имеют значения; формы  $B$  — для воздуха, газа и пара, так как они могут при самом малом вредном пространстве и незначительной поверхности оказывать сильное противодействие. Для поршней одинарного действия при большом внутреннем давлении особенно выгодна форма  $B_1$ , так как уплотнение улучшается благодаря большой длине направляющей.

Обыкновенно делают внутреннюю часть подвижной, а наружную (цилиндр) неподвижной, вследствие большей простоты конструкции; обратное устройство или же подвижность обеих частей составляют очень редкое исключение.



Фиг. 236.

Особые формы получают различными сочетаниями основных форм для цилиндров двойного действия или многоступенчатых с поршнями в поршневых штоках соответственной конструкции.



Фиг. 237.

Цилиндры. Основная форма  $A$ . Минимальная толщина стенки  $s$

рабочих камер получается, когда таковая зависит только от внутреннего давления  $p_1$ , при шаровой форме, которая поэтому применяется особенно для водяных насосов с высоким внутренним давлением и коротким ходом поршня (по сравнению с цилиндрической формой).

При этом  $s = \frac{p_1 D_1}{4 k_2}$ . Шаровая форма очень удобна для сочетания

в переходах к направляющим и расположения всасывающих и выхлопных клапанов и затворов. Более часто, однако, употребляется цилиндрическая форма, ось которой совпадает с осью направляющей или перпендикулярна к ней (см. отд.: Поршневые насосы).

Расчет толщины стенок  $s$ , как и для труб (см. выше, стр. 40),  $s = \frac{p_1 D_1}{2 k_2}$ , где  $p_1$  не должно быть  $> \frac{k_2}{5}$ . При более высоком внутреннем

давлении  $k_2$  наибольшее превышает более чем на 10% среднее напряжение  $k_2$ , вследствие чего необходимо применить более точный расчет по уравнению (1), том I, стр. 744. Особенно важны все места, через которые происходит проникание и переходы в углах (фиг. 236). Для последних действительно  $k_2 f = p_1 F$  в указанном разрезе. Сечение  $f$  может быть усилено утолщением или сильным закруглением, в случае необходимости (при чугунах, алюминиях) помощью крепко затянутого внешнего болта (фиг. 237), который воспринимает растягивающие усилия.

При отливках даже с незначительным внутренним давлением самый способ изготовления часто не позволяет удовлетворять толщину стенок,

которая теоретически вполне достаточна. Поэтому у чугунных цилиндров, но поддежащих расточке, минимальная толщина стенок

$$\text{в см: } s = \frac{D_1}{50} + 1,0 \text{ см, если цилиндр отлит вертикально, и}$$

$$s = \frac{D_1}{40} + 1,2 \text{ см, если цилиндр отлит горизонтально.}$$

Помимо этой эмпирической формулы для минимальной толщины стенок, вообще, необходима прибавка от 0,3 до 0,6 см к полученной вычисленной величине  $s$ , имея в виду возможность смещения шпика во время литья, не считая припуска на обработку. Обработанные стенки, которые после литья должны еще раз или два растачиваться, получают еще для этой последней цели припуск от 0,3 до 0,5 см.

Насосные цилиндры. Вследствие пульсирующего давления (способ нагрузки II) здесь для чугуна  $k_2 \approx 200 \text{ kg/cm}^2$ , для стального литья  $\approx 500 \text{ kg/cm}^2$ , при этом  $s \geq 1,5 \text{ см}$ , так как тонкостенное стальное литье бывает пористо с трещинами.

Цилиндр гидравлического пресса<sup>1)</sup>. Постоянное давление (способ нагрузки I). При высоком давлении для легкости конструкции часто  $k_2$  принимается неизмерно большим:

для чугуна в бронзы: $k_2$ . . . . .	= 300 до 750 $\text{kg/cm}^2$ .
» фосфористого бронзы . . . . .	= 500 " 1000 "
» стального литья и желез . . . . .	= 1000 " 2000 "

Доводить допускаемое напряжение до вышеуказанных пределов следует только в крайних случаях; в отношении сталного литья рекомендуется вопрос о пределах допускаемого  $k_2$  составлять с поставщиком, и в зависимости от этого придавать конструкции ту или иную форму.

Если дана сила давления  $P$ , передаваемая поршнем пресса, а давление на единицу поверхности  $p_1$  может быть произвольно выбраным, то наружный радиус  $r_2$  цилиндра пресса будет наименьшим при  $\frac{p_1}{k_2} = 0,36$ , а

именно:  $\frac{r_2}{r_1} = 1,5$ , откуда  $s = 0,5 r_1$ . Для  $k_2 = 1100 \text{ kg/cm}^2$  можно, следовательно, принять  $p_1 = 400 \text{ ат}$ .

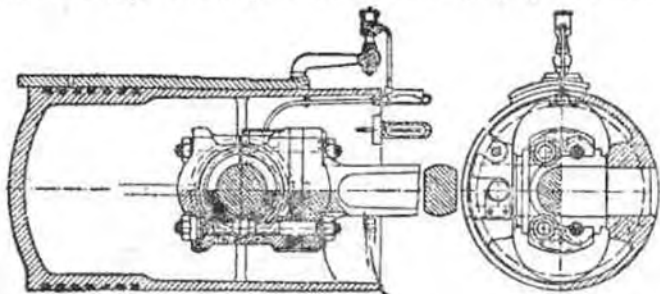
Основная форма  $B$ . Формы цилиндров в виду разнообразия связанных с ними распределительных органов бывают чрезвычайно разнообразны и рассматриваются для каждого отдельного случая в соответствующем разделе поршневых машин. При выборе толщины стенок, формы и материала<sup>2)</sup> должны быть приняты в расчет не только те напряжения в деформации, которые вызываются непосредственно внутренним давлением, но также весьма большое значение имеют внутренние напряжения и деформации, происходящие от разности температур в стенках, в особенности в машинах, работающих перегретым паром, и в двигателях внутреннего сгорания.

<sup>1)</sup> Расчет труб с ледяными и нагретом состоянии кольцами, см. том I, стр. 746; Губер, Цилиндры пр. осей, Z. d. V. d. I., 1901, стр. 622; Лоренц, Балластика, Z. d. V. d. I., 1916 стр. 689 (орудийные стволы).

<sup>2)</sup> См. Reichfus, Olmator 1916-17, стр. 313.

**Поршни.** Типы и названия: поршни с длинной направляющей в силовой передаче (движущий механизм) в трубе как по основной форме А, фиг. 233, так и по форме В, фиг. 235, называются плунжерными (шарялами), в противоположность коротким дисковым поршням (форма В), которые передают давление поршня на один (редко на несколько) поршневых штоков. Типы плунжерных поршней одинарного и двойного действия для водяных насосов см. в отд.: Рабочие машины. Их изготовляют в виде полых тел, чем значительно уменьшается их вес в воде.

Плунжерные поршни одинарного действия или открытые поршни для двигателей внутреннего сгорания облеживают задачу уплотнения и нос-

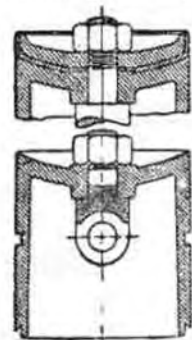


Фиг. 238.

прятия боковых давлений кривошипного механизма с задачей отвода тепла, притекающего ко дну (лобовой поверхности) поршня.

Пример: фиг. 238 для горизонтального четырехтактного газового двигателя.

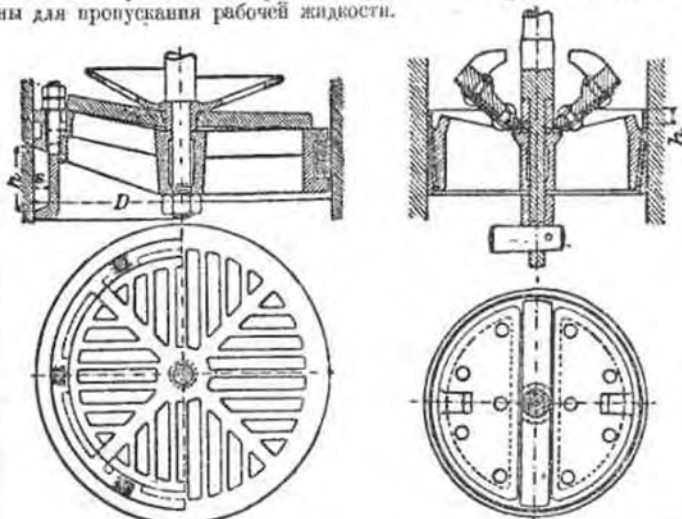
Основную поверхность поршня для расчета необходимо считать всю цилиндрическую часть его поверхности, а опорное давление на единицу поверхности  $p$  целесообразно принимать не более 1 до 1,5 ат для того, чтобы замедлить процесс изнашивания; для автомобильных двигателей с небольшим числом рабочих часов это давление может быть значительно выше. Переход тепла от основания поршня к его цилиндрической части совершается таким образом, что наибольшее расширение поршня происходит у основания, а затем оно постепенно уменьшается в цилиндрической части. Поэтому поршень в холодном состоянии должен быть соответственно обточен на конус. При крупных размерах поршня основание его охлаждается водой или маслом.



Фиг. 239.

Фиг. 239. Поршень для водяных, пожарных, конденсационных насосов и т. п. На середине высоты цилиндрической поверхности канавки для смазочного материала и грязи. Также скосы на верхнем конце для поддержки грима. Если поршень делается не полым, то надевается кожаная манжета (фиг. 239 вверху).

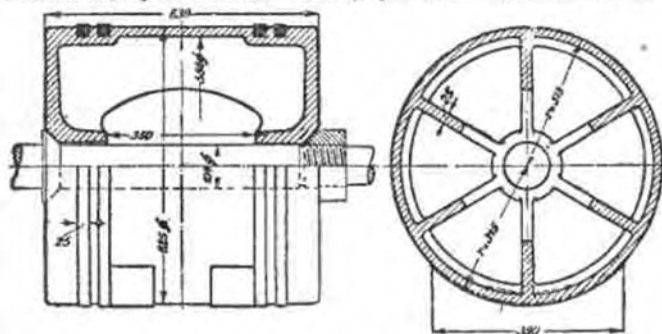
**Створчатые (клапанные) поршни.** У многих насосов, в особенности у насосов старых конструкций, на поршне помещаются клапаны для пропускания рабочей жидкости.



Фиг. 240.

Фиг. 241.

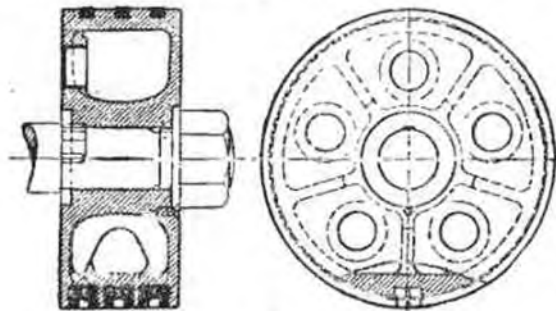
Примеры. Фиг. 240—поршень с резиновым клапаном (слева с нельковой набивкой, справа с металлической); фиг. 241—с металлическими кла-



Фиг. 242.

панами и кожаным уплотнением вентиля в поршни (для коловезных насосов). Затем полые поршни для воздушных насосов холодильников и вентиляльные плунжерные поршни у насосов Риттвигера в отделах: Паровые машины, Рабочие машины, Поршневые насосы. Главное условие для

таких поршней при воде — незначительная скорость иначе скорость воды в вентилях становится слишком



Фиг. 243.

пространственная форма — полый поршень с наружной и внутренней стенками с укрепляющими внутренними ребрами. Фиг. 242 — поршень прямой точной паровой машины фирмы Эргард и Земер,  $D = 630$  мм. Фиг. 243 — поршень цилиндра высокого давления паровой машины

завода Рих. Гартмана в Хемнице.

В небольших поршнях (например, фиг. 241) ребра не нужны, особенно если боковые поверхности поршней могут быть сделаны выпуклыми и если переходы в за-

кругления в углах сделаны так, что можно ожидать получения однородной, свободной от внутренних напряжений, отливки.

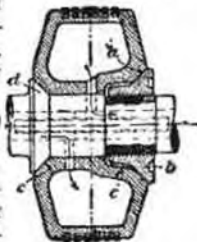
Фиг. 245 — поршень с водяным охлаждением большого газового двигателя фирмы Эргард и Земер<sup>1)</sup>. Многие полагают, что вообще не следует применять ребра в закрытых поршнях, особенно такие ребра, которые своим расположением затрудняют получение литых, свободного от внутренних напряжений (в машинах, работающих перегретым паром и двигателях внутреннего сгорания), и не дают наружным стенкам свободно расширяться, так что при нагревании или охлаждении могут появиться опасные внутренние напряжения и даже трещины. Чтобы избежать и иметь возможность вынуть лишку, необходимо оставить достаточное число шпичечных отверстий, усиленных внутри стенки поршня утолщенными (фиг. 243).

Фиг. 244: Cross-section and top view of a piston with a central cavity and radial ribs.

Фиг. 244.

поршня, так как велика, и чтобы вентиля, редко подвергающиеся осмотру, имели кожаное или резиновое уплотнение.

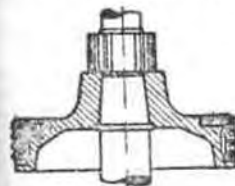
Дисковые поршни или поршни со штонами. Обычная конструкция в машинах двойного действия, в которых работу производит пар или газ. Для чугуна и стали наиболее рас-



Фиг. 245.

более легкую конструкцию представляют открытые поршни, изготовляемые из чугуна, стального литого или откованные из стали: последние главным образом для судовых машин (сравни IV том, отд.: Судовые машины).

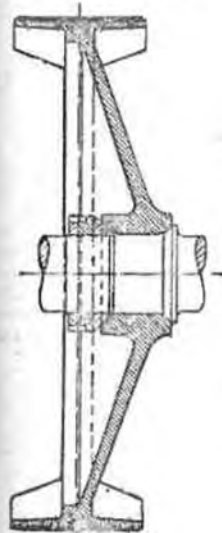
Примеры. Фиг. 246 — поршень судовой машины из стали со сменяемым чугунным



Фиг. 246.

утолщающим и направляющим кольцом: фиг. 247 — поршень локомотива (Германских Государственных железных дорог) из стали и со сквозным поршневым штоком. (Поршень надевается на шток в нагретом

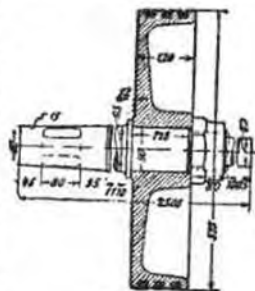
состоянии и закрепляется расклепкой). Фиг. 248 — поршень цилиндра низкого давления первой



Фиг. 248.

машины братьев Клейн, Дальбрух, диаметром 1700 мм с опорными башмаками; фиг. 249 — свободно висящий поршень воздуходувной машины завода Тиссена, 2900 мм диаметром.

Расчет прочности поршня. Т. в. I. Нагрузка два поршня по периферии распределяется на стенки: плунжер или трубчатая скелда (особенно поршни у двигателей внутреннего сгорания). Плоское дно (основание) поршня рассчитывается, как закрепленный по краям диск, при чем коэффициент закрепления зависит от жесткости трубы, связанной с дном (основанием) поршня (I том, стр. 740). Если дно сделать выпуклым (фиг. 238), то расчетная толщина стенки получается значительно меньше, так как тогда она в центральной части рассчитывается, как шаровой сегмент по уравнению (6) или (8) на стр. 750 I тома. Вследствие сопротивления деформации шара на периферии, в последней появляются дополнительные напряжения изгиба, поэтому здесь стенка утолщается и сильно закругляется<sup>1)</sup>. Этого можно также достигнуть помощью ребер. У двигателей внутреннего сгорания — дно поршня из чугуна, реже из



Фиг. 247.



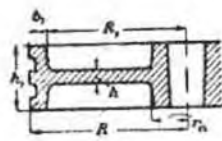
Фиг. 249.

<sup>1)</sup> По Драве, Z. d. V. d. I. 1910, стр. 260.

<sup>1)</sup> Schüle, Dingler Pol. J. 1900, стр. 661.

стального литья или стали; у авиационных и автомобильных двигателей — из легких металлов для уменьшения веса и лучшей теплопроводности. Здесь дно часто делается толще, чем сколько получается по расчету, чтобы более равномерно отводить тепло к трубчатой части поршня и уменьшить возникающие внутренние напряжения, чему могут способствовать также и ребра, если их сделать правильными в отношении техники отливки. Для больших поршней и высоких средних температур цилиндра самая целесообразная конструкция поршня еще не гарантирует от трещин, причина которых является тепло.

Т и п 2. Нагрузка передается в центре основания поршня через поршневой шток. Самый простой расчет заключается в том, что надо представить себе ряд концентрических сечений вокруг ступицы поршня и всю нагрузку, расположенную вне каждого такого сечения, игнорировать при этом касательные напряжения, рассматривать, как изгибающее усилие, действующее на данное сечение. Если вычисленная таким образом (с большим излишком) толщина стенки окажется технически целесообразной в отношении отливки, то такой расчет достаточен. У полых поршней с ребрами следует, кроме того, рассчитать на прочность части диска, поддерживаемые ребрами, при чем эти трапециевидные вырезки можно рассчитывать согласно I тома, стр. 740



Фиг. 250.

Предполагая, что ступица с наружным радиусом  $r_n$  и кольцо с внутренним радиусом  $R_s$  укреплены таким образом (фиг. 250), что от нагрузки не теряют своей цилиндрической формы, и если через  $\sigma_{r_n}$  обозначим наибольшее радиальное напряжение в ступице на расстоянии  $r_n$ , через  $P$  — всю нагрузку, производимую на поршень внутренним давлением,  $P_r$  — нагрузку на закрепленное кольцо, то (по Эислину) для дисков равномерной толщины  $h$  получаются:

$$\sigma_{r_n} h^2 = \psi_1 P + \psi_2 P_r$$

при чем  $\psi_1$  и  $\psi_2$  следует брать из следующей таблицы <sup>2)</sup>.

Таблица 17. Величины  $\psi_1$  и  $\psi_2$ 

$\frac{r_n}{R_s} = 0,1$	0,2	0,3	0,4	0,5
$\psi_1 = 1,5$	0,9	0,57	0,36	0,23
$\psi_2 = 0,25$	0,23	0,22	0,20	0,18

<sup>1)</sup> См. Рейшманн Z. d. V. d. I. 1896, стр. 120 и Schwarz, Z. d. V. d. I. 1901, стр. 1419.

<sup>2)</sup> Eusslin, Dingler Pol. I. 1904, стр. 609 и сл.; Pfeleiderer, Z. d. V. d. I. 1901, стр. 31; 1911, стр. 831.

<sup>3)</sup> По Эислину, Z. d. V. d. I. 1911, стр. 830

Дальше от ступицы напряжения становятся меньше, так что если на периферии можно сделать тоньше, однако, точный расчет поршней с постепеню от центра к периферии утончающейся стенкой еще не произведен. Линднер <sup>1)</sup> предлагает делать диск у ступицы в 1,2 до 1,3 раза толще, а у обода в 0,8—0,9 раза толще теоретический толщины стенки  $h$ . Вле точный расчет поршня с двумя дисками (закрытого) см. Pfeleiderer, Z. d. V. d. I. 1910, стр. 319. Испытанные толщины стенок воронкообразных однодисковых поршней судовых двигателей см. IV том.

Соединения поршня со штоком. Изготовление дискового поршня и штока за одно неразрывное целое крайне редко (у паровых молотов); почти всегда их надо изготовлять отдельно. В настоящее время соединение между диском и штоком делается почти без исключения посредством винтовой врезки на штоке и гайке (фиг. 217, 223, 240, 242 до 247), с одной стороны поршня, а с другой посредством конического буртика; такое скрепление выгодно при посадке и при разборке. У поршней судовых машин укрепляющий конус обычно принимается 1:3 (наклон 1:6), если поршень при осмотре необходимо отделить от штока, в 1:5 (наклон 1:10), если нет необходимости в такой легкой разборке. Нарезка: треугольная, трапециевидная, или прямоугольная, большей частью мелкая, чтобы не слишком ослабить поперечное сечение штока. Гайка, которая должна быть вполне надежной, изготавливается из сварочного железа, часто также из бронзы, чтобы легче было отвернуть; для многих поршней, например: у больших газовых двигателей, локомотивов, паровых машин прокатных стальных не считаются с необходимостью освобождения поршня от штока, так что в этом случае допускается укрепление поршня на штоке натяжкой его в нагретом состоянии. При поршнях, охлаждаемых водой (фиг. 245), следует солировать винт и гайку от воды уплотняющим кольцом.

Поршневые штоки. Материал и расчет поршневых штоков. В большинстве случаев, по крайней мере для крупных машин, поршневые штоки изготавливаются из сименса-мартевской стали; только при особенно высокой нагрузке также из тигельной или никелевой стали, для чистоты и гладкости поверхности.

Расчет на растяжение и сжатие в наиболее слабых сечениях и на наибольшую нагрузку  $P_{max}$  обеспечивает в большинстве случаев достаточное сопротивление продольному изгибу.

Разрушающий груз  $P_k$  большей частью определяется по 2-му способу нагрузки (том I, стр. 629) <sup>2)</sup> из формулы  $P_k = \pi^2 \cdot \frac{EJ}{\rho}$ , а  $P_{max} = \frac{P_k}{\epsilon}$ ,

где  $J$  для сплошных стержней приблизительно  $= \frac{d^4}{20}$ ,  $\pi^2$  около 10 и  $E$  около 2 200 000 для стали; а  $l$  — длина штока от средней плоскости поршня до оси крайнего болта. Коэффициент безопасности  $\epsilon$  от 8 до 11 достаточен для способа нагрузки II (только сжатие), 15 до 22 для случая

<sup>1)</sup> L i n d n e r, Maschinenelemente, стр. 276.

<sup>2)</sup> Более точные данные о сопротивлении продольному изгибу см. статью Mies в Dingler Pol. J. 1912, затем Gumbel, Z. d. V. d. I. 1915.

нагрузки III (растяжение и сжатие попеременно). При ударах в движущем механизме коэффициент безопасности надо еще увеличить.

**Формы штока.** Давая штоку ту или иную форму, необходимо обращать внимание на то, чтобы поршень удобно было вынимать из цилиндра без порчи уплотнения для штока. На фиг. 251 показан полый поршневой шток с каналом для воды, охлаждающей оба поршня газовой машины тандем, в исполнении зав. МАН. Охлаждающая вода для соединяющей оба штока муфты проводится сначала в передний шток, течет по трубе, сидящей в канале штока, в которой она нагревается до конца его, после чего через поршень течет обратно в соединительную муфту (ползув), откуда она поступает в задний шток, а из последнего обратно в муфту. Впуск и выпуск воды производится посредством шарнирных труб.



Фиг. 251.

Давление массы водяного столба в мертвых точках машины (стр. 118, давление масс в кривошипном механизме) имеет значение для давления насоса <sup>1)</sup>. Подводящий воду трубопровод должен быть с обратным вентилем, чтобы предохранить его от противодействия давления водяных масс, или же с соответствующими регулируемыми кранами в соединенных (мертвых точках) передаточного механизма не были соединены с внутренней полостью поршней.

Влияние веса горизонтальных поршней и поршневых штоков. Поршень или всем своим весом (включая и часть веса штока) опирается на поверхность цилиндра, или же с обеих сторон поддерживается наружными направляющими, в которых скользит сквозной шток. При этом давление на поверхность цилиндра может быть уменьшено до нуля поднятием обеих наружных опор: получается свободно-висящий поршень. Преимущество нет взаимания поршня и цилиндра, которое бывает при плохо смазанных поршнях (за исключением неизбежного изнашивания от поршневых колец); все наружные поверхности скольжения доступны наблюдению и уходу. Недостаток при больших размерах: значительно больший прогиб поршневого штока, что обуславливает: применение достаточно подвижных сальников, более жестких поршневых штоков или более легких поршней, неспокойные качания и работу поршня, худшее уплотнение.

При одинаковой конструкции и прочности прогиб под влиянием собственного веса пропорционален квадрату абсолютной величины (длины штока). Поэтому в больших машинах и особенно тяжелых поршнях (например, у машин с регулируемым выпуском через окно в цилиндре помощью самого поршня, прямоточные машины) предпочтительнее сделать цилиндр — направляющим для поршня.

**Стрела прогиба.** Если обозначим (фиг. 252) некоторой конструкцией штока с свободно висящим поршнем черес:

- $L$  — длину штока от середины кривошипа до середины заднего спорного башмака,
- $G_k$  — вес поршня приложенный к середине штока в кг,
- $G_s$  — вес штоков в кг,
- $f$  — прогиб в середине штока в см,
- $J$  — момент инерции поперечного сечения штока в см<sup>4</sup> (том I, стр. 659), то имеем:

$$f = \frac{G_k + \frac{5}{8} G_s}{48} \cdot \frac{L^3}{EJ}$$

Эта стрелка прогиба  $f$  при известных условиях еще более увеличивается под влиянием силы  $P$ , действующей на поршень (I том, стр. 712; также не всегда совпадает точка приложения этой силы с осью штока).

Чтобы получить вполне прямой шток во время работы машины, надо по Кольму и у предварительно изогнутый силой, равной весу поршня, шток укрепить неподвижно и обечить его в таком положении вращающимся ревом.

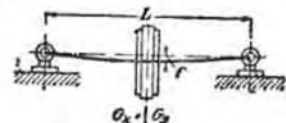
По способу Шварцбургского завода МАН поршневой шток (например, для охлаждаемого водой поршня большого газового двигателя) обрабатывается по фиг. 253.

Теоретическая линия прогиба заменяется с некоторой приближенностью двумя прямыми по обе стороны места укрепления поршня, а поршневой шток, зажатый между центрами в двух различных положениях, обочивается таким образом, что он получается изогнутым вперед и после надвигания в трини вновь делается почти прямым. (Этот прием МАН после соответственного усиления штока для больших газовых машин больше не применял).

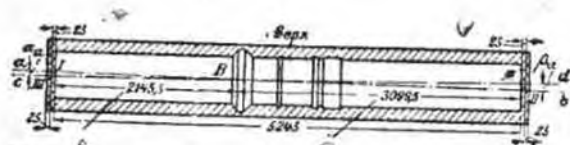
Там, где вес поршня целиком или хотя бы часть его воспринимается поверхностью горизонтального цилиндра, должны быть приняты меры в отношении хорошей и достаточной смазки.

Давление на единицу поверхности  $p$  (в проекции) должно быть не более 2 ат. При этом

$$p = \frac{G_k + \frac{5}{8} G_s}{\text{опорную поверхность поршня}}$$



Фиг. 252.



Фиг. 253.

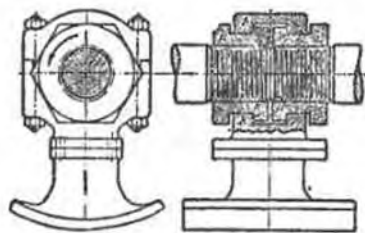
- △ Эта часть поршневого штока до кромки B обочивается при зажатии штока между центрами III и IV по оси  $c-d$ .
- Эта часть поршневого штока до кромки B обочивается при зажатии штока между центрами I и II по оси  $a-b$ .

Хорошие результаты получаются, если горизонтальный поршень точно прилегает к цилиндру по дуге в 120° (фиг. 244, между точками  $m$  и  $n$ ), а в остальной части он обточен или отфрезерован немного эксцентрично

<sup>1)</sup> Cp. Bonte, Z. d. V. d. I. 1906, стр. 1250.



так, чтобы он мог свободно расширяться. Для очень больших поршней применяются особые опорные башмаки или кольца из латуни, бронзы или белого металла (фиг. 248, поршни братьев Клейн в Дальбрухе) для уменьшения трения. Однако, проще всего, когда чугунные поршни сами хорошо пригнаны и смазаны. Все цилиндры вес поршня и штока, кроме кривокопфа, воспринимает на себя еще особые опорные башмаки. Шток или скользит в цилиндрической, устанавливаемой по высоте направляющей



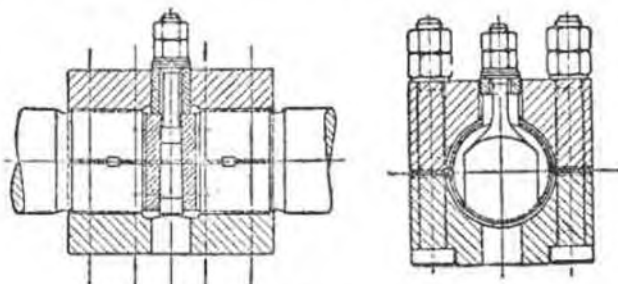
Фиг. 254.

(срав. направляющие поршневых штоков фиг. 213 и 216, салынк Швидта в Касселе), или же конец штока или муфты, соединяющая два штока, устанавливаются на особом ползуне, скользящем по отдельной направляющей, например, у паровых машин-тандем и газовых двигателей.

Такого рода соединительная муфта с ползуном показана на фиг. 254 (конструкция Эргарда и Земер, Шлейфмахе-Заарбрюкен)<sup>1)</sup>. Гайки *a*, ввернутые на

концы тесно соприкасающихся поршневых штоков, соединяются между собой помощью свертового хомута *b*, после чего одна из гаек немного отвертывается, пока лобовые поверхности *m* и *n* штоков не прижмутся крепко одна к другой.

Фиг. 255 показывает соединение МАН, Шюррибергского завода, также для большого газового двигателя. Натяжение обоих штоков, соединенных



Фиг. 255.

кресткой установочной свертовой гайкой, производится помощью промежуточного клина, который для этого затягивается. При небольших усилиях также применимо клиновое соединение (фиг. 5).

<sup>1)</sup> R. Drawe Z. d. V. d. I. 1910, стр. 260 и сл.

## в) Элементы четырехзвенного механизма.

I. Основные положения для главнейших типов четырехзвенных механизмов<sup>1)</sup>.

### Обозначения:

- $\pm x$  — путь, т. е. расстояние в данный момент какой-либо точки качающегося звена, (например, поршневого штока, поршня, кривокопфа и т. п.) от середины его хода *M*,
- $v$  — скорость качающегося звена в данный момент,
- $v = r\omega$  — скорость цапфы (папца) кривошипа,
- P* — ускорение или замедление качающегося звена,
- $s$  — ход качающегося звена вдоль оси его направляющей.

1. Механизм кривошипа с нулиссой. Фиг. 256 показывает сочетание кривошипа, сидящего на валу, с качающейся тягой посредством кулисы, охватывающей папца кривошипа, в качестве соединительного звена, причём теоретическая длина шатуна  $l = \infty$ .

При этом имеем:

$$x = -r \cdot \cos \alpha,$$

$$v = v \sin \alpha = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha = v \sin \alpha,$$

$$P = -\cos \alpha \cdot \frac{v^2}{r} = -v \omega^2 \cdot \cos \alpha = \omega^2 x.$$

Если представить графически зависимость *x*, *v* и *P* от пройденного пути кривошипа *r\alpha*, то получим простые косинусовы и синусовы (фиг. 259 до 261).

Давление на направляющую *N* (фиг. 256) определяется из равенства моментов  $P \cdot y = N \cdot a$ . Отношение мгновенной потери от трения  $dA_r$  к произведенной работе  $dA$  определяется, если пренебречь трением цапфы, из величины трения ползуна вследствие сопротивления  $\mu_1 P$  и трения в направляющих вследствие сопротивления  $\mu_2 \cdot P \cdot \frac{y}{a}$  (не принимая в расчёт собственный вес) так, что

$$dA_r : dA = \mu_1 \operatorname{ctg} \alpha + \mu_2 \cdot (2y : a).$$

Отсюда для одного оборота получается:

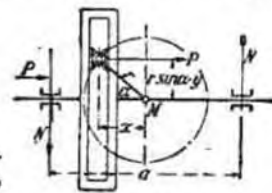
$$A_r : A = \mu_1 + \mu_2 \cdot (\pi r : 2a).$$

К этому надо еще прибавить потерю от трения и папца (см. Нормальный кривошипный механизм стр. 122 внизу).

Кривошип склизкой применяем лишь в тех случаях, когда в кулисном камне возникают только небольшие усилия, потому что давление кулисы рамы на камень, который здесь должен принять форму кривокопфа, равно полному давлению *P* цапфы, а опорное давление на единицу поверхности, во избежание сильного изнашивания, должно быть только небольшим. Изнашивание здесь неизбежно и притом очень неравномерно, что сильно затрудняет последующие исправления и сборку.

2. Нормальный кривошипный механизм. Путь *x*, проходимый поршнем. Для произвольного угла кривошипа  $\alpha$ , при отношении длины кривошипа к длине шатуна  $r : l = \lambda$ , если отвести движение шатуна к центру

<sup>1)</sup> См. также том I, Учение о механизмах, стр. 310.



фиг. 256.

криволиния  $M$ , принимаемому за начало координат (фиг. 257 и 264), теоретически будем иметь:

$$x = -r \cos \alpha \pm l(1 - \cos \beta) = -r \cos \alpha \pm l[1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha)^2}].$$

Разложив в ряд, получаем:

$$x = -r \cos \alpha \pm \left(\frac{\lambda}{2}\right) r \sin^2 \alpha \pm \dots$$

Пренебрегая дальнейшими членами ряда, имеем:

$$x = r[-\cos \alpha \pm \left(\frac{\lambda}{2}\right) \sin^2 \alpha] = r[-\cos \alpha \pm \left(\frac{\lambda}{4}\right)(1 - \cos 2\alpha)]$$

или

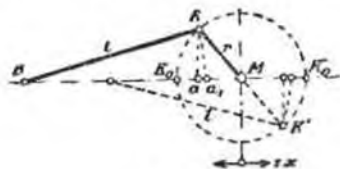
$$x = -r \cos \alpha \mp r \left(\frac{\lambda}{4}\right) \cos 2\alpha \mp r \left(\frac{\lambda}{4}\right) = x_1 + x_2 \mp r \left(\frac{\lambda}{4}\right)$$

Для  $\alpha = 90^\circ$ ,  $x = \mp r \frac{\lambda}{2}$ ; для  $l = \infty$  ( $\lambda = 0$ ),  $x = x_1$ , следовательно

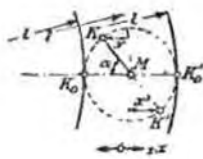
для  $\alpha = 90^\circ$   $x_1 = 0$ .

Для  $\alpha = 0^\circ$ ,  $x = -r$ ; для  $\alpha = 180^\circ$ ,  $x = +r$ . Графически путь  $+x$  определяется по фиг. 257; если  $l = \infty$ , то, опустив перпендикуляр  $Ka$ , получим  $x = Ma$ ; если  $l < \infty$ , то, проведя радиусом  $l$  дугу  $Ka_1$ , получим  $x = -Ma_1$ .

Для большей ясности представления, проводят (по Мюллеру) через точку  $M$  или  $K_0$  и  $K_0'$  окружности радиусом  $l$  (фиг. 258) и определяют расстояние точки  $K$  криволинии от этих окружностей по горизонтали, проведенной из  $K$ , или же применяют построение Брикса (см. ниже).



Фиг. 257.

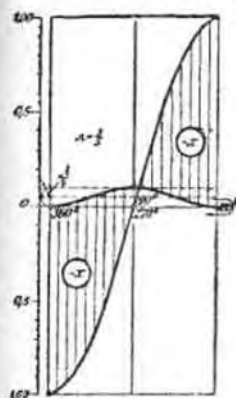


Фиг. 258.

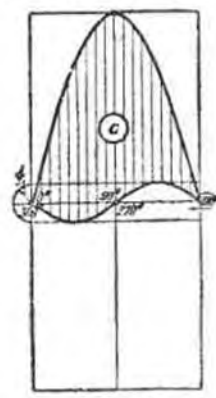
Зависимость величины  $x$  от угла криволинии  $\alpha$  при  $\lambda = 1:5$  представлено графически на фиг. 259, как сумма двух косинусов. Шток совершает вынужденные гармонические колебания 1 и 2 порядка (1 том, стр. 255 и 429), а при криволинии с кулиссой ( $l = \infty$ ) — колебания только первого порядка.

Из уравнения для  $x$  выводится следующее построение для  $x$  и для погрешности  $\epsilon$  (фиг. 262). На прямой, представляющей ось штока, в расстоянии  $\mp r \frac{\lambda}{4}$  от первоначального центра  $M$  отсчитывается второй центр  $M'$ , из которого описывается окружность радиусом  $r$ , а из каждой точки  $L$  этой окружности — другая окружность радиусом  $r \frac{\lambda}{4}$ .

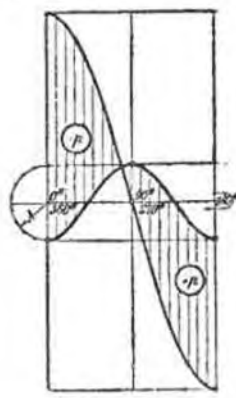
Если радиус (криволинии) этой второй окружности будет вращаться по сравнению с главным криволинием с удвоенной угловой скоростью, так что из точки  $L$  описывается дуга  $2\alpha$  в то время, как главный криволинии описывает дугу  $\alpha$ , то проекция  $a_1 M = x$ , а расстояние между



Фиг. 259.



Фиг. 260.



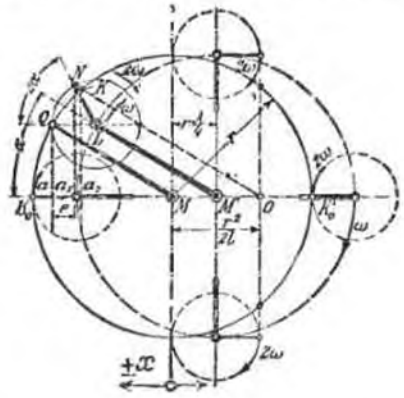
Фиг. 261.

проекциями точек  $Q$  и  $N$ ,  $aa_1 = \epsilon$  представляет поправочный член или погрешность по сравнению с величиной  $aM$  при шагу бесконечной длины.

Если через  $N$  провести прямую, под углом  $\alpha$  к оси, т.е. параллельную  $QM$ , то получится второй центр  $O$  на расстоянии  $z = \frac{r\lambda}{2} = \frac{r^2}{2l}$  от центра  $M$ . На этом основании приближенное построение Брикса (фиг. 262 и 263) для поправочного члена <sup>1)</sup>.

Откладывают  $MO = \frac{r\lambda}{2} = \frac{r^2}{2l}$  от центра  $M$  в сто-

рону, противоположную направлению движения штока (фиг. 262) и проводят из  $O$  прямую под углом  $\alpha$ , которая пересечет окружность криволинии в некоторой точке  $K$ , почти совпадающей с точкой  $N$ , так что проекция этой прямой  $a_2 M$  почти  $= a_1 M = x$ .



Фиг. 262.

<sup>1)</sup> Brix, Полярная бицентрическая диаграмма эксцентриса эллипса. Z. d. V. d. I 1897, стр. 431.

Скорость  $c$  и ускорение  $p$ . Теоретически имеем:

1)  $c = \frac{v \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = v \cdot \frac{MD}{r} = v \cdot \frac{\xi}{r} = \xi \omega$  (фиг. 264),  $c_{\max}$  соответствует  $p = 0$  (см. ниже).

Из построения помощью вспомогательного кривошипа радиуса  $\frac{r\lambda}{4}$  на фиг. 262 с другой стороны следует, что

$$c = c_1 + c_2 = y_1 \omega + y_2 (2\omega) = r\omega \left[ \sin \alpha + \left( \frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\alpha \right].$$

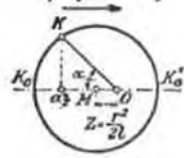
$$2) p = \frac{dc}{dt} = a_1 \omega^2 + a_2 (2\omega)^2 = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = \left( \frac{v^2}{r} \right) (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

$$\text{Для } \alpha = 0 \text{ имеем } p = r\omega^2 (1 + \lambda) = \left( \frac{v^2}{r} \right) (1 + \lambda)$$

$$\text{для } \alpha = 180^\circ \text{ имеем } p = -r\omega^2 (1 - \lambda) = - \left( \frac{v^2}{r} \right) (1 - \lambda).$$

Графическое построение. 1. Если развернутые пути  $ra$ ,  $r$  — походящие кривошипом, нап же углы  $\alpha$  (следовательно, для постоянной величины  $\omega$  также и время), представляют абсциссы, то для  $\omega = \frac{n}{9,5} = 1$ , ординаты, выражающие величины скорости  $c$  и ускорения  $p$ , как видно из построений на фиг. 260 и 261, получаются в результате суммирования двух синусов и соответственно двух косинусов.

Передний ход



Фиг. 263.



Фиг. 264.

Данные ординат для каждого деления в  $10^\circ$  могут быть представлены в одном масштабе. Влияние величины  $\lambda$  (отношения длины кривошипа к длине шатуна) легко может быть учтено.

2. Если пути, проходимые шарниром, и положения кривошипа принять как абсциссы: проще всего перенесение ординат, выражающих скорость и соответственно ускорение, из предыдущего построения.

Скорость  $c$  может также определяться из фиг. 264, так как для  $\omega = 1$ ,  $c = \xi$ . Величины  $\xi$  могут быть отложены на ординатах соответственных точек пути шарнира  $B_0 B_0'$  (кривая 1), а также в полярных коор-

динатах в зависимости от угла кривошипа (кривая II). При  $l = \infty$  получаются всегда окружности. Влияние отношения  $\lambda$  ясно проявляется в различии обеих кривых.

Ускорение  $p$ . а) По Буру и Прёллю  $p$  равно субнормали  $B_0 J$  в кривой скоростей  $B_0 E B_0'$  (фиг. 264. Масштаб действителен для  $\omega = 1$ ).

б) По Мору <sup>1)</sup> (фиг. 264) находят точку пересечения  $D$  перпендикуляра к линии  $BM$  в точке  $M$  с прямой  $BK$  (осью шатуна), через  $D$  проводят  $DF$  параллельно  $BM$

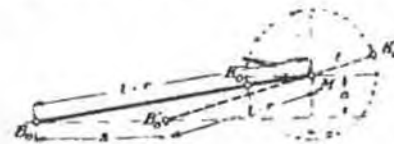
до пересечения с продолжением  $MK$  в точке  $F$ , затем  $FG$  параллельно  $DM$  и  $GH$  перпендикулярно к  $BK$  до пересечения с  $BM$  в точке  $H$ .

Полученный отрезок  $HM = BJ = p$ . Ординаты кривой  $A_0 A_0'$  построенной на основании  $B_0 B_0'$ , изображают величину ускорения  $p$  (фиг. 264).

в) Кривая  $A_0 A_0'$  может быть заменена параболой (фиг. 265), которую проще всего построить по способу обертывающих касательных помощью касательных  $A_0 D$  и  $A_0' D$ , проведенных в конечных точках  $A_0$  и  $A_0'$  (1 том стр. 110, фиг. 259);

$$B_0 A_0 = (1 + \lambda) \frac{v^2}{r} = r\omega^2 (1 + \lambda), \quad \text{и} \quad B_0' A_0' = - \frac{v^2}{r} (1 - \lambda) = -r\omega^2 (1 - \lambda).$$

Эти величины  $B_0 A_0$  и  $B_0' A_0'$  откладываются на перпендикулярах в точках  $B_0$  и  $B_0'$ , принимая  $\omega = 1$ . Точка  $D$  определяется, если  $B_0 B_0' = 2r$ , по абсциссе  $MC = r\lambda = B_0 B_0' \cdot \frac{\lambda}{2}$  и по ординате  $CD = r\omega^2 \cdot 3\lambda = 3\lambda B_0 A_0$ , при чем  $B_0 A_0 = B_0' A_0' = \frac{v^2}{r} = r\omega^2$  ограничивают



Фиг. 265.

кривую ускорений  $p$  для  $l = \infty^2$ , представляющую в этом случае прямую  $AA'$ . Значение коэффициента  $\lambda$  ясно показано заштрихованной частью.

В полярной системе координат для углов, описываемых кривошипом, получается соответственно  $c$ -кривой—II (фиг. 264)  $p$ -кривая при  $l = \infty$  — тоже в виде круга. Одна окружность повернута по отношению к другой на  $90^\circ$  (т.-е. для одного и того же положе-

<sup>1)</sup> Cillivngéleur 1879 стр. 612. Построение общее для конечного шатуна. Другое построение Ritterhaus, стр. 461. Справ. Z. d. V. d. I. 1833 стр. 283; 1895, стр. 716; 1899, стр. 983.

<sup>2)</sup> Основания " 116, Regelung der Kraftmaschinen изд. III, стр. 35 и сл.

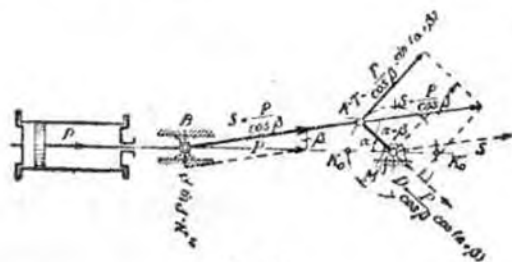


Если давление  $N$  на параллель должно быть направлено вниз, то поршневой двигатель должен иметь прямой ход, а поршневой насос — обратный.

Сила, действующая по направлению шатуна:  
 $S = P \cdot \cos \beta$ .

При постоянном  $P$ :

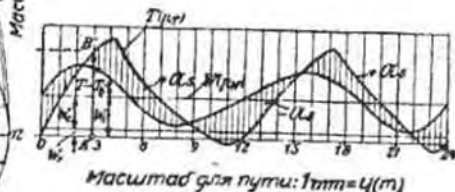
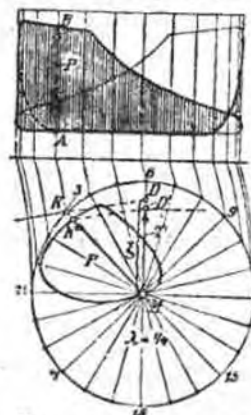
$$S_{\max} = \frac{P}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \text{ при } \alpha = 90^\circ (\beta = \beta_{\max}); \text{ для } l = \infty \quad S = P.$$



Фиг. 267.

Величине передаваемой поршнем силы  $P = Fp_k$  определяется касательная сила (вращающая)  $T$ , действующая на шеек кривошипа, из формулы:

$$T = P \sin \frac{(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = P \left( \sin \alpha + \sin 2\alpha \cdot \frac{\lambda}{2} \right).$$



Фиг. 265.

Сила давления пара  $P$ , разлагаемая в точке  $B$  на составляющие  $S$  и  $N$ , действует полностью, как давление, на подшипник вала, где к этому давлению еще присоединяется давление веса вала и маховика.

3. Касательная сила (вращающая)  $T$ , действующая на шеек кривошипа, из формулы:

Затем, так как

$$T \cdot v = P \cdot c, \quad \text{то } T = P \frac{c}{v} = P \cdot \frac{\xi}{r} \quad \text{и} \quad p_T = P_k \cdot \frac{\xi}{r}.$$

Момент вращения  $M = T r = P \xi$ .

Графический способ определения значений  $T$ : Он может быть применен для  $\lambda = 0$  (фиг. 268) и для  $\lambda > 0$  (фиг. 269) (Построения для  $\lambda = 0$  значительно проще и ошибки его по многим случаям допустимы). На фиг. 268 и 269 каждое значение  $P$  (представленное отрезком  $AB$ ), берется из верхней диаграммы для  $P$  и переносится в ширину полярную диаграмму или отрезок  $MK'$ .

Так как  $T : P = \xi : r$ , то для нахождения величины  $MU = T$  проводит линию  $K'U'$  параллельно  $KD$ . Отрезки  $MU' = T$  могут быть непосредственно перенесены в диаграмму для  $T$ , основанием которой служит разбитый путь цапфы кривошипа, как ординаты  $A'B'$ . Целесообразно вносить в диаграмму силы в масштабе (1 мм = 1 кг) и пути в масштабе (1 мм = 1 м), чтобы работа могла быть вычислена по площади диаграммы в  $\text{кгм}$  (килограммометрах). Длину основания  $T$ -диаграммы целесообразно делить равной 18, 24 или 36 ст. а окружность кривошипа делить на 18, 24 или 36 равных частей ( $\varphi \alpha = 20^\circ, 15^\circ$  или  $10^\circ$ ).

Поскольку сила  $P$  постоянна, остаток диаграмма для  $T$  имеет такой же характер, как и диаграмма скоростей (фиг. 260),

так как  $T = P \cdot \frac{c}{v}$ .

$$\text{Для } \alpha = 0^\circ \text{ и } \alpha = 180^\circ \quad T = 0.$$

$$\text{" } \alpha = 90^\circ \quad T = P,$$

$$\text{" } (\alpha + \beta) = 90^\circ \quad T_{\max} = S =$$

$$= P \sqrt{1 + \lambda^2},$$

$$\text{" } l = \infty (\lambda = 0) \quad T = P \sin \alpha.$$

Кривая сопротивлений  $W$ , при равномерной передаче силы в  $T$ -диаграмме представляется в виде прямой, при чем

$$W_k = 75 \frac{N_k}{v} = F p_w t \quad \text{и} \quad p_w t = p_{ml} \frac{2}{\pi}.$$

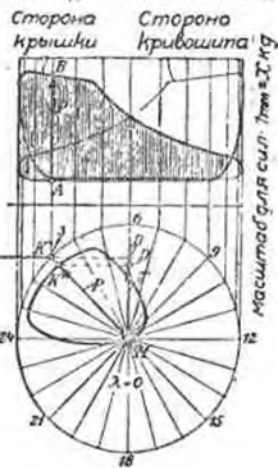
Кривая сопротивлений включает сопротивление трению  $W_f$  машины и внешнее сопротивление  $W_{ex}$  соответственно внутренней работе  $N_k$  и отдаваемой внешней  $N_e$ .

Касательные давления массы  $T_b = F p_l t$  целесообразно откладывать от линий сопротивлений, если она представляет прямую. Имеем:

$$p_b T = p_b \left[ \sin \alpha + \left( \frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\alpha \right] = \frac{m v^2}{F k [m]} \left[ \sin 2\alpha - \left( \frac{\lambda}{2} \right) \sin \alpha + 3 \left( \frac{\lambda}{2} \right) \sin 3\alpha \right].$$

Подставив вместо

$$\frac{m}{F} [m] = (G_k)_0$$



Фиг. 266.

Касательная составляющая давления поршня, действующая по окружности, описываемой кривошипом:

$$p_T = p_k \left( \sin \alpha + \sin 2\alpha \cdot \frac{\lambda}{2} \right).$$

получим:

$$P_{bT} = (G_k)_0 \left(\frac{v}{10}\right)^2 \left[ \sin 2\alpha - \left(\frac{\lambda}{2}\right) \sin \alpha + 3 \left(\frac{\lambda}{2}\right) \sin 3\alpha \right],$$

где  $v$  означает скорость цапфы кривошипа.

Для  $l = \infty$  ( $\lambda = 0$ ) имеем:

$$P_{bT} \approx (G_k)_0 \left(\frac{v}{10}\right)^2 \cdot \sin 2\alpha.$$

В большинстве случаев достаточно бывает исследовать вопрос при допущении, что  $\lambda = 0$ , в особенности когда величины, принятые для веса поршня  $G_k$  и предположенный ход взаимнейший ход поршня не вполне отвечают действительности. Площадь фигуры, основанием которой служит развернутая окружность цапфы кривошипа, ограниченная кривой  $T$ , как в площадь фигуры, построенной на том же основании для сопротивлений  $W$ , выражают работу; различия в этих фигурах: то временный избыток, то временный недостаток работы ( $\pm Q_s$ ) вызывают колебания в течение одного оборота.

Их расчет и способы усюкоения см. подьотдел  $D$ . Детали машин для усюкоения.

4. Соотношения работы. Работа, производимая поршнем, должна теоретически во всякое время равняться работе цапфы (пальца) кривошипа, следовательно:

$$Pc = T_v.$$

Точно так же, если  $P_m = p_m F$  есть среднее давление на поршень, а  $T_m$  среднее касательное давление на кривошип, то работа  $P_m \cdot 2r = T_m \cdot r \pi$ , откуда

$$P_m = T_m \frac{\pi}{2}; \quad T_m = P_m \frac{2}{\pi} \quad \text{и} \quad P_m c_m = T_m v.$$

Влияние трения в цапфе. При повороте кривошипа на угол  $d\alpha$  работа трения  $dA_r$  пальца кривошипа диаметром  $d$  и цапфы вала диаметром  $D$ , если  $P$  есть давление штока в данный момент, выразится так:

$$dA_r = \frac{(\mu_1 d + \mu_2 D) \cdot P d \alpha}{2},$$

полезная работа

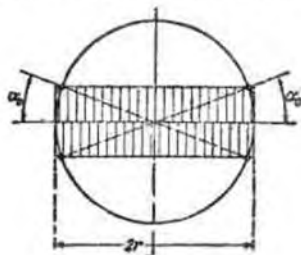
$$dA = P dx = P y d\alpha,$$

отсюда получаем отношение

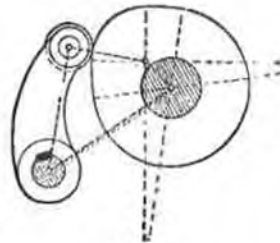
$$\frac{dA}{dA_r} = \frac{2y}{\mu_1 d + \mu_2 D}.$$

Значения  $2y = 2r \sin \alpha$  и  $\mu_1 d + \mu_2 D$ , откладываемые на перпендикулярах к основанию  $2r$ , ограничивают дугою окружности и прямыми (фиг. 270).

Пока  $2y$  или  $2r \sin \alpha \geq \mu_1 d + \mu_2 D$  является самотораждение в кривошипном механизме: мертвый угол кривошипа  $\alpha_0$ .



Фиг. 270.



Фиг. 271.

Средний или общий коэффициент полезного действия кривошипа при передаче работы от штока к валу, не считая потерь, часто весьма значительных в направляющих, получается из выражения для работы штока за время одного оборота  $A_m = P_m \cdot 4r$  и работы пальца кривошипа

$$A_r = P_m (\mu_1 d + \mu_2 D) \pi$$

$$\eta = 1 - \frac{A_r}{A_m} = 1 - \frac{(\mu_1 d + \mu_2 D) \pi}{4r}.$$

Таблица 18. Угол кривошипа и средний коэффициент полезного действия.

Для длинных и коротких кривошипов и эксцентров получается следующие сравнительные величины для мертвого угла кривошипа  $\alpha_0$  и среднего коэффициента отдачи  $\eta$  при условии, что  $\mu_1 = \mu_2 = 0,14$  (без смазки), 0,05 и 0,01.

	$\mu = 0,14$		$\mu = 0,05$		$\mu = 0,01$	
	$\alpha_0$	$\eta$	$\alpha_0$	$\eta$	$\alpha_0$	$\eta$
Длинные кривошипы . . . . . $d = D = \frac{r}{2,5}$	3°10'	0,91	1°10'	0,97	0°14'	0,994
Короткие . . . . . $d = D = r$	8°	0,82	3°	0,92	0°34'	0,984
Эксцентрик . . . . . $d = 2D = 4r$	34°	0,34	11°	0,77	2°20'	0,953

Потери в направляющих составляет  $\frac{A_r}{A} \approx \mu \lambda \pi$  и должна быть учтена при определении общего коэффициента полезного действия, при чем  $\mu$  обыкновенно бывает больше, чем в цапфе.

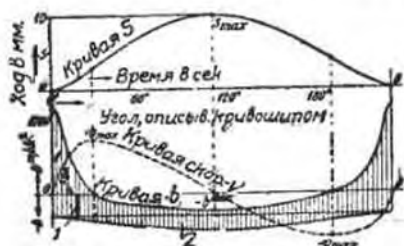
3. Универсальная криволинейная (кулачная) передача. Применяя ролики, как соединительную часть, или две связанные помощью силового замыкания кривые, можно достигнуть любого преобразования пути (траектория).

Для исследования условий движения можно по Гартману<sup>1)</sup> всякую криволинейную или кулачную передачу привести к четырехзвенной шарнирной цепи, если рассматривать центры кривизмы каскающихся кривых, как центры шарниров качающейся штанги (шатуна) (фиг. 271) (см. том I, стр. 314 фиг. 21). Целесообразно при этом кулачную форму представляется или качающейся вала составить из отдельных сопряженных дуг окружностей, а кулаку качающегося рычага или качающегося шатуна придать форму ролика для уменьшения износа («Качающиеся кулаки» см. Классификация парораспределения, отдел 2, Паровые машины).

<sup>1)</sup> Чертков и др. 4. В. д. I. 1906 стр. 1581, затем Polster. Кинематика (Saunberg Göttingen).

Другой способ: строят диаграмму путей  $x$ , проходимых качающимся рычагом или качающейся штангой (в случае применения роликов — путей, описанных центрами роликов) в зависимости от времени  $t$  (фиг. 272) и определяют из нее скорость

$$v = \frac{dx}{dt} \approx \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad \text{и ускорение} \quad b = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dc}{dt}$$



Фиг. 272. 1) Первоначальная натяжка пружины; 2) натяжная пружина.

сила  $P$ , которой замыкается кулачный привод (в большинстве случаев это упругая сила пружины  $\pm$  собственный вес, при чем упругая сила увеличивается или уменьшается соответственно колебательному движению), должна быть достаточной для того, чтобы  $P - mb$  оставалось  $> 0$ , где  $m$  означает всю массу, отнесенную к центру качающийся штанг или качающегося рычага (одноплечего коромысла). Во всех тех местах, в которых кулак имеет концентрические части кривых, скорость и ускорение  $= 0$ . Основой для расчета касающихся кривых на давление должно служить наибольшее давление

$$P + mb_{\max}$$

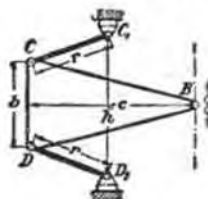
4. Подвижные направляющие (шарнирные механизмы). Назначение особых подвижных направляющих [соединительные звенья между качающимися

штангами (коромыслами) и станиной] заключается в том, что при их посредстве штанги или произвольные тела движутся так, что кака-либо точка этой штанги описывает определенную траекторию, например, дугу окружности, прямую линию. При этом вместо направляющих стержней, прикрепленных к станине, можно вместо ставить кулисные камья, направляемые по круговым путям в самой станине.

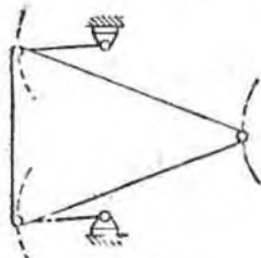
Направляющие — дуги окружностей. Простейшее применение. Параллельный шарнирный механизм. Каждая точка (например, фиг. 273) тела,

приблизительно, вычисленным или графическим путем, кладя в основу вычисления или построения конечные значения времени  $\Delta t$ . Если при этом получатся слишком большие величины для ускорения  $b$  и, следовательно, для давления массы  $mb$ , то это можно исправить, изменив форму кулака.

Если кулачная передача осуществляется помощью силового замыкания и без изменений давления в штангах, то



Фиг. 274.



Фиг. 273.

направляемого двумя или несколькими параллельными направляющими радиуса  $r$ , расположенными в одной плоскости, описывает дугу окружности радиуса  $r$ .

Механизмы для получения прямолинейного движения<sup>1)</sup>. Треугольное коромысло Роберта (фиг. 274), для которого должны быть приняты следующие соотношения:  $\frac{r}{h} = 0,584$ ;  $\frac{b}{h} = 0,593$ ;  $\frac{c}{h} = 1,112$ .

Лемнискатное коромысло (фиг. 275 и 276) (о лемнискате см. том I, стр. 118).

Обозначим через:

$a$  и  $a_1$  — длины обратных коромысел,

$d$  и  $d_1$  — соответствующие отрезки соединительной тяги (шатуна),

$\varphi$  и  $\varphi_1$  — половинный угол колебаний обратных коромысел,

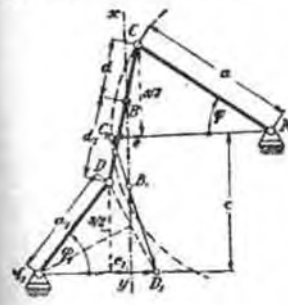
$e$  — высоту подъема  $= 2a \sin \varphi = 2a_1 \sin \varphi_1$ ,

$c$  — проекция линии, соединяющей неподвижные точки  $M$  и  $M_1$ , на направление подъема  $xy$ ,

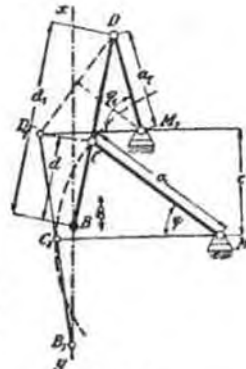
$e$  и  $e_1$  — стрелы дуг, описанных конечными точками  $C$  и  $D$  обратных коромысел при их движении:

$$e = a(1 - \cos \varphi) \quad \text{и} \quad e_1 = a_1(1 - \cos \varphi_1).$$

Направление  $xy$  точки  $B$ , которой сообщается прямолинейное движение, делит стрелки дуг  $e$  и  $e_1$ .



Фиг. 275.



Фиг. 276.

Даны: коромысло  $a$ , его неподвижная точка  $M$ , отрезки  $d$  и  $d_1$  соединительной тяги и точка  $B$ , которая должна двигаться по прямой линии; требуется найти длину  $a_1$  обратного коромысла и его неподвижную точку  $M_1$ .

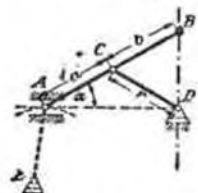
Так как угол  $\varphi$  известен, то можно определить  $s$  и  $e$ . Начертим коромысло  $a$  в его крайнем положении  $MC$  и установив в этом положении соединительную тягу таким образом, чтобы точка  $B$  лежала на линии  $xy$ , делитиц пополам стрелу дуг, описанной точкой  $C$ , находим тогда положение конечной точки  $D$ . Затем находим положение коромысла  $a_1$ , описав из точки  $C_1$  (среднего положения конечной точки  $C$ ) радиусом  $CD = d_1 \pm d$  окружность, которая пересечет прямую, проведенную параллельно  $MC_1$ , на расстоянии  $\frac{1}{2} \cdot s$  от точки  $D$ , в точке  $D_1$ . Соединим

<sup>1)</sup> См. Kinematisches Skizzenbuch по лекциям Ф. Ребо, обработ. и издан. А. V. Hütte, Берлин. 1880/1892, Вальдемар Эрст и сын; Риттерсгауз, Gelenkgerätführungen Z. d. V. d. I. 1877, стр. 217; P. M. а л е р, Z. f. Mathem. u. Phys., том 43, стр. 36.

точки  $D$  и  $D_1$  прямой, из середины  $DD_1$  восстанавливаем перпендикуляр до встречи с прямой, проведенной из  $D_1$  параллельно  $C_1M$  в точке  $M_1$ , которую и требуется найти. Линия, соединяющая  $D$  с  $M_1$ , определяет искомого длину  $a_1$  обратного коромысла.

Даны: оба коромысла  $a$  и  $a_1$ , расстояние  $e$  между ними, когда они параллельны друг другу, и высота подъема  $s$ ; требуется найти: положение точки  $B$ , которая должна двигаться прямолинейно, и положения неподвижных точек  $M$  и  $M_1$ . Определяем  $\varphi$ ,  $\varphi_1$ ,  $e$  и  $e_1$  и, проведя  $a$  и  $a_1$  перпендикулярно к  $xy$  в расстоянии  $e$  друг от друга так, чтобы  $e$  и  $e_1$  разделились пополам, находим неподвижные точки  $M$  и  $M_1$ . В крайнем своем положении  $CD$  пересекает направление  $xy$  в точке  $B$ , которая и будет двигаться прямолинейно. Хорошее направление получается, если принять (фиг. 275):

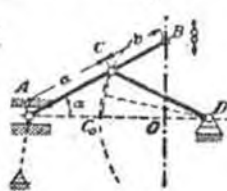
$$a = a_1 \geq \frac{3}{2} s; \quad \varphi = \varphi_1 \leq 19 \frac{1}{2} \frac{1}{2}; \quad e = e_1 \leq \frac{1}{26} s; \quad d = d_1 \geq \frac{2}{7} \cdot s.$$



Фиг. 277.

Эллиптическое коромысло. Обозначим через (фиг. 277 до 281):

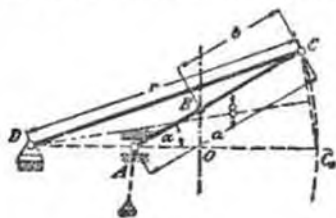
$AB$  — главное коромысло,  
 $\alpha$  — половину угла его отклонения,  
 $CD$  — обратное коромысло,  
 $C$  — ведущую точку,  
 $D$  — его неподвижную точку,  
 $B$  — точку, которой совмещается прямолинейное движение.



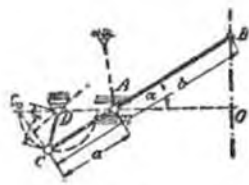
Фиг. 278.

1. Коромысло Эванса (фиг. 277). Угол  $ADB = 90^\circ$ ;  $a = b = r$ . Если  $A$  имеет принужденное движение по прямой  $AD$ , то получаем в итоге точное прямолинейное направление; если же точка  $A$  движется по дуге окружности радиуса  $EA$ , то получается приближенное прямолинейное направление. Чем больше  $EA$  и меньше угол  $\alpha$ , тем точнее коромысло. Следует выбирать  $\alpha < 20^\circ$  и  $EA \geq BD$ .

2. Приближенное эллиптическое коромысло. В зависимости от положения точек  $C$  различают три рода эллиптических коромысел:



Фиг. 279.



Фиг. 280.

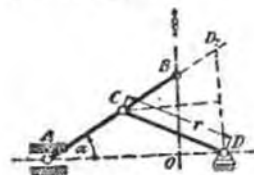
1) точка  $C$  лежит между  $A$  и  $B$  (фиг. 278); 2) точка  $C$  лежит за точкой  $B$  (фиг. 279); 3) точка  $C$  лежит за точкой  $A$  (фиг. 280). При всех этих трех коромыслах прямолинейный путь точки  $A$  может быть

заменен круговым. Коромысло третьего рода дает наибольшее отклонение точки  $B$  от прямолинейного пути.

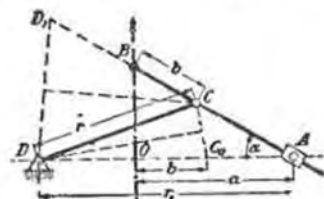
Определение обратного коромысла. 1) Дана точка  $C$ , требуется найти  $D$  (фиг. 278 до 280). Начертим главное коромысло в его крайнем положении и отложим  $OC_0 = BC = b$  (фиг. 279), проведем  $C_0C$  и из середины этого отрезка восстановим перпендикуляр, который пересечет горизонтальную линию  $OAC_0$  в точке  $D$ . Если выбрать  $a$  очень малым, то приближенно имеем  $r: a = a:b$ .

2) Дана точка  $D$ , требуется найти точку  $C$  (фиг. 281). Продолжим при крайнем положении главного коромысла линию  $AB$  на длину  $BD_1 = OD$  и, проведя прямую  $D_1D$ , восстановим в середине ее перпендикуляр, который при пересечении с главным коромыслом и определит точку  $C$ .

Во втором и третьем случае отрезок  $BD_1 = OD$  откладывается от точки  $B$  в сторону  $A$ .



Фиг. 281.



Фиг. 282.

Конхоидное коромысло (фиг. 282). (Конхоиду см. том 1, стр. 119). Пусть  $AB$  — гл. зв., а  $CD$  — обратное коромысло.  $C$  — его ведущая точка и  $D$  — неподвижная. Смотри по тому, находится ли точка  $C$  между  $A$  и  $B$  или за  $B$ , или же за  $A$ , получаем конхоидное коромысло первого, второго и третьего рода (подобно эллиптическим). Обратное коромысло определяется приближенно таким же образом, как и эллиптическое. Коромысло второго рода при условии  $r = r_1$  дает хотя и короткое, но весьма хорошее прямолинейное направление.

## II. Формы элементов кривошипного механизма.

**A. Соединение со штоком, крейцкопфы.** Боковые давления, которые при перемене направления сил, действующих на стержни, неизбежны, воспринимаются рамой посредством подвесных сочленений, а при прямолинейном направлении — самой направляющей. Чтобы избежать вредного влияния одностороннего действия боковых давлений в направляющей, от которых увеличивается изнашиваемость, следует шарнирную пазу притянуть, по возможности, ближе к направляющей; в где конструкция позволяет, направляющую расширяют так, чтобы боковое давление воспринималось или вперед, или назад сочленения.

Примером для этого служит козун Клейна, внутри которого расположен колесчатый вал (фиг. 234). Нормальные штыри, соединенные с мощью козуда, получают направление от слуха сальника вперед и назад этого соединительного козуда.

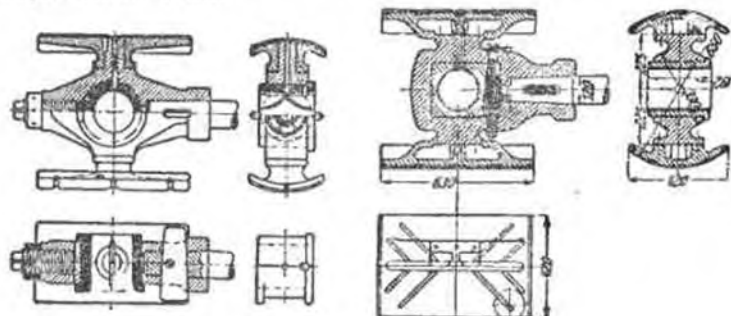
Проще и лучше всего воспринимается давление симметрично по отношению к осям сочленения или же непосредственно через него в крейцкопфах. Одним из всегда пригодных для небольших сил, типов крейцкопфа является крейцкопф, который устанавливается внутри поршней





металлом (конструкция МАИ, Нюрберг, для паровых машин). В обеих конструкциях, чтобы освободить шатуны, необходимо вытягивать крейцкопфный болт из вылки в боковом направлении.

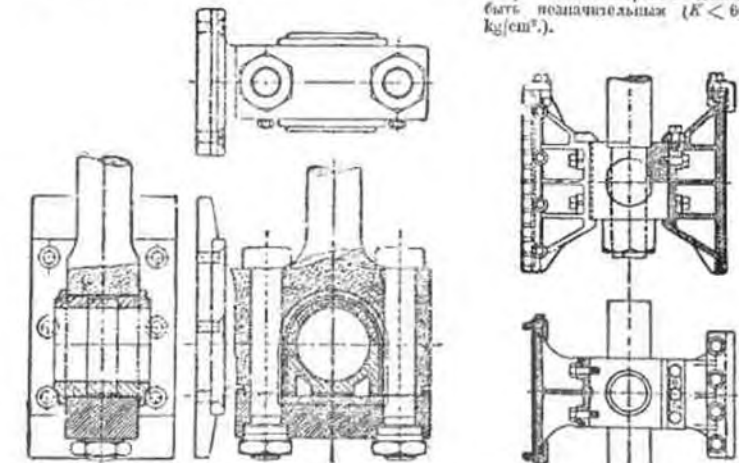
На фиг. 292 подшипник разъемный, так что крейцкопфный болт для освобождения шатуна вынимать не надо.



Фиг. 290.

Фиг. 291.

Крейцкопф для быстроходных судовых паровых машин с поршневым штоком из одного куска (незначительная часть крейцкопфа), плоская односторонняя направляющая, вполне достаточна для переднего и заднего хода. Положение азимуты гайки подшипника обуславливается формой соединения подшипника с направляющей. Присб крышки должен быть, по возможности, очень мал, чтобы гайки не были односторонне нагружены. Для таких болтов очень важно применение такого болтового железа и допустимое напряжение материала должно быть незначительным ( $K < 600 \text{ kg/cm}^2$ ).

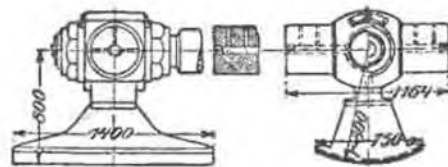


Фиг. 292.

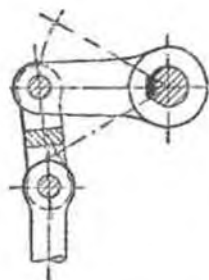
Фиг. 293.

Подшипник в вилке шатуна. Преимущество: так как соединение со штоком может находиться между цапфами, то это дороже само по себе устройство, однако же, позволяет сделать расстояние между осью цапфы и сальником цилиндра, а следовательно, и длину всей машины наименьшими.

Фиг. 293 — крейцкопф для судовых машин торгового флота (с относящимся к нему вилкообразным шатуном, фиг. 307). Фиг. 294 крейцкопф большого газового двигателя МАИ, Нюрберг



Фиг. 294.



Фиг. 295.

Для уменьшения износа в направляющих, наибольшее допускаемое в них давление не должно превышать 1—2 ат, так как трение, с хорошей смазкой невозможно и скорость  $v$  слишком велика, только как исключение, допускается давление от 3 до 4 ат в машинах военных судов, а у паровозов — 6 ат и больше. Заливка баббитом дорога, но за то получается более плотное прилегание и приработка к направляющей, а также устраняется заедание параллели, поэтому очень употребительна.

На фиг. 287, впереди и позади расположенных канавок для масла кромки скосены (масштаб сильно увеличенный), чтобы достигнуть лучшей смазки.

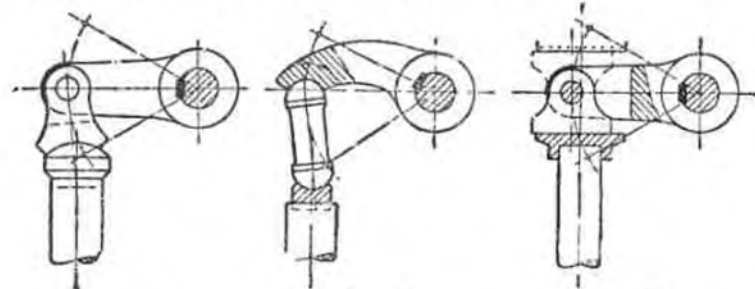
**В. Соединительные звенья, шатуны, тяги (коромысла).** Для соединительных частей, являющихся, главным образом, посредствующими звеньями для преобразования направления и формы движения между качающимися (связанными посредством шарниров) и вращающимися (соединенными помощью подшипников) проводниками (см. Общие положения, стр. 35) возможны различные формы, так как сочленения могут быть скользящими, катящимися, обвивающими и иррегулярными, а опоры-подшипники — скользящими и роликовыми (качения).

Длина соединительных тяг (коромысел). Соединительные тяги могут быть тем короче, чем меньше амплитуды их качаний  $\alpha$ , соответственно, чем меньше, вызываемые боковыми давлениями, вредно влияющие потерей от трения и изнашиваемость в направляющих. (Направляющие, см. Крейцкопф, стр. 127 и след.).

Поэтому качающиеся шарнирные, как и кривошипные механизмы устраивают так, чтобы их качания были симметричны в обе стороны от оси стержня. Если же, однако, сама сила, передаваемая стержнем изменяется во время его движения, то отступления от симметрии могут оказаться более выгодными, если этим достигаются меньшие боковые давле-

ния: несимметричный качающийся механизм и несимметричный кривошипный механизм (фиг. 296).

Два главные типа: *a*) стержни (качающиеся тяги), рычаги (коромысла) или кривошип движутся в параллельных (или в одних и тех же) плоскостях; оси и линии касания шарниров перпендикулярны к этим плоскостям; наиболее употребительный тип—*b*) стержни (качающиеся тяги), рычаги или кривошины движутся не в параллельных плоскостях: шаровые и крестообразные (Г у к а и К а р д а н а) шарниры.

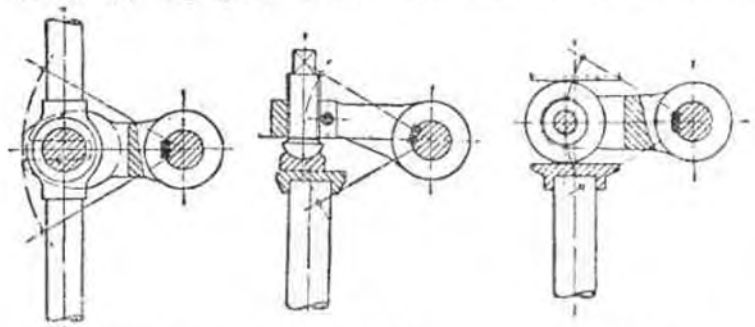


Фиг. 296.

Фиг. 297.

Фиг. 298.

**1. Короткие соединительные звенья для качающихся шарнирных механизмов:** двухшарнирные соединительные звенья могут быть выполнены в виде шарнирных тяг с шарнирным замыканием или с замыканием



Фиг. 299.

Фиг. 300.

Фиг. 301.

формы (фиг. 295 до 297), или в виде кулисных камней (фиг. 298 до 300) в виде роликовых шарниров или роликов (фиг. 301), в виде соединения из гибкого материала, шарниром, помощью стальной ленты, также в виде пружинного соединения (пружинящие тела). На всех этих чертежах качающийся рычаг (коромысло) показан в среднем положении, в середине хода, а не в положении покоя.

Там, где соединяемые части могут быть расположены симметрично по отношению к одной общей средней плоскости, целесообразно придать соединению форму симметрично надетых на одну общую цапфу вилки в головке. На фиг. 295 вилка может быть или у соединительного звена (шатуна), или у качающегося коромысла (кривошина), или у тяги. [Если одна часть литая (из чугуна или стали), то обыкновенно эта часть делается с вилками, потому что выработка вилки из цельного куска дороже, чем выработка головки]. Шарнирная цапфа может вращаться в обоих концах вилки или в головке. Второе устройство дешевле, потому что головка получается цельная, но лучшее направление друг относительно друга соединяемые части получают посредством двух лежащих в вилке шарниров (см. также Крейцкопф, стр. 127 и след.). Одностороннее соединение посредством концевых цапф вызывается при условиях работы, или способом изготовления, в особенности для качающихся рычагов (коромысел).

**2. Длинные соединительные звенья: шатуны, эксцентрикные тяги, сцепные дышла.** Там, где соединительное звено связано с подшипником цапфы (валца) кривошина для дальнейшей передачи к валу, кривошип принимает следующие формы: симметричную, в виде колена вала или эксцентрика, или одностороннюю, в виде концевой кривошины.

Конструкции больших и сильно нагруженных шарнирных штанг (шатунов), которые, например, в нормальном кривошипном механизме соединяются с качающимся стержнем (штоком) посредством головки с шарниром, а с кривошипом — посредством головки с подшипником, может еще зависеть от других специальных условий, например: разделение головки на две части для сборки без удаления цапфы, изменяемость расстояния между осями цапф, возможность установки и регулирования вкладышей для шарнира или кривошипа, специальные формы цапфы, например, эксцентрикные.

*a*) Головки, обхватывающие качающиеся цапфы: головка шатуна, соединенная с крейцкопфом, небольшие головки эксцентрикных тяг, головки тяг. Соединение со стержнем, имеющим прямую или криволинейную, например, с поршневым штоком, лучше всего посредством симметричного крейцкопфного шарнира (см. Крейцкопф, стр. 127 и след.). Так как в сочленении движение является колебательным, то чистого (почти без изнашивания) трения смазанных тел возможно достигнуть только приблизительно, вследствие уменьшения давления на крейцкопфный болт при переменах давления в сочленении и при обильной смазке. Но при преобладании смешанного трения с увеличением трения насухо, общая работа трения и износ значительно увеличиваются и допускаемое давление на единицу поверхности должно быть уменьшено.

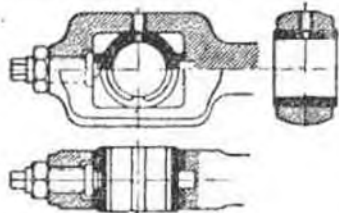
Размеры шарнира (крейцкопфного болта):  $ld < \frac{P_{\max}}{k_{\max}}$ , при чем

$k_{\max} = 80 \text{ ат}$  у паровых машин, для четырех-тактного двигателя внутреннего сгорания  $k_{\max}$ , не принимая во внимание давления масс, значительно выше (до 150 ат и более); для малых шарниров  $k_{\max} = 20$  до 50, в зависимости от допускаемого износа, рода смазки и надзора.

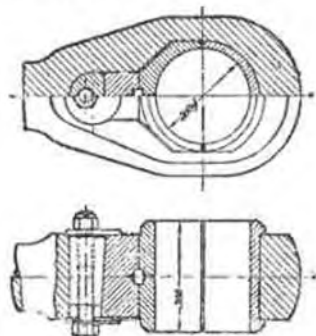
Отношение длины цапфы к ее диаметру  $\frac{l}{d}$  целесообразнее всего сделать = 1,4 до 1,5. Размеры цапфы с большим запасом и обильная смазка дают мягкий ход, поэтому то и другое выгодно для работы.

Примеры: фиг. 302. — Регулирование и закрепление посредством нажимного болта (вкладыши литые из стали с заливкой белым металлом). Фиг. 303 — регулирование и закрепление бронзовых вкладышей (при ударах и высоких давлениях) посредством сбоку расположенного натяжного клина. Фиг. 304, вкладыши без регулировки держатся на месте упругостью головки; вкладыши чугунные — залиты баббитом. При не-

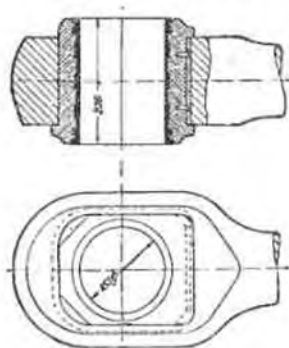
больших размерах наилучшей конструкцией с цельной ступицей из бронзы, чугуна или закаленной и шлифованной стали, так как последняя



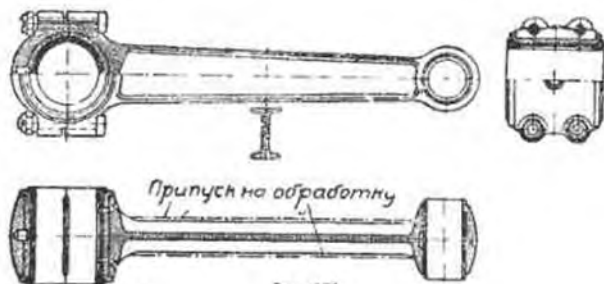
Фиг. 302.



Фиг. 303.



Фиг. 304.

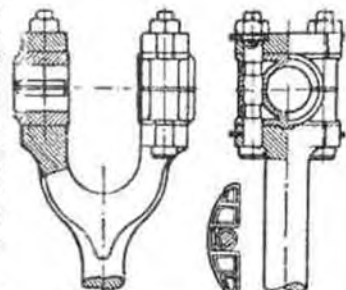


Фиг. 305.

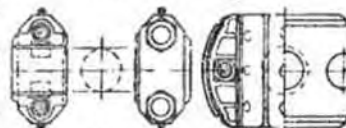
не легко искривляется при износе и легко может быть вся целиком заменена (фиг. 305, правая головка). У новейших авиомоторов свободно движущаяся в проушине шатуна чугунная втулка (Даймлер), так что и внутри и снаружи возможно скольжение.

Разъемных головок следует по возможности избегать, по причине их дороговизны и бесполезности. Если головка шатуна вилокобразная, то цапфа или укрепляется в вилке с обеих сторон (фиг. 306), или же вилка снабжена подшипниками (фиг. 307 сверху, вилокобразная головка судовых машин), что значительно удорожает изготовление шатуна, но за то уменьшает строительную длину машины (см. О крейцкопфах, фиг. 293).

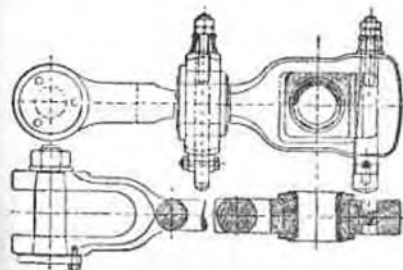
б) Головки с подшипниками у пальца кривошипа: большая головка шатуна, головка эксцентрика и головка соединительной тяги (звена) в параллельных кривошипных механизмах. Для кривошипов,



Фиг. 306.

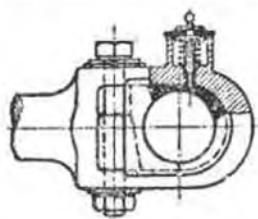


Фиг. 307.

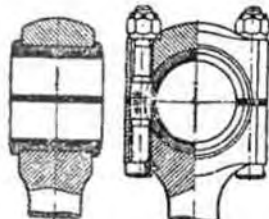


образуемых коленами вала, или средних кривошипов, головки шатуна для возможности сборки делаются всегда разъемными, что при роликовых подшипниках представляет особенно большие трудности: у концевых кривошипов головки шатунов и соединительных тяг (соединяющих дышла), например, у паровозов, могут быть неразъемными, если шатун может быть передвинут в направлении оси цапф (например, фиг. 306 и 308). Если головка разъемна, то соединяющие обе части головки два или четыре болта обеспечивают так же, как установочные болты, взаимное положение вкладышей; регулирование же производится помощью прокладок (фиг. 307 и 309).

У эксцентрикков получают больше и ушке головки (фиг. 310), которые делают из чугуна или стального литым с валивной безым металлом или без нее, из бронзы или стали.



Фиг. 308.



Фиг. 309.

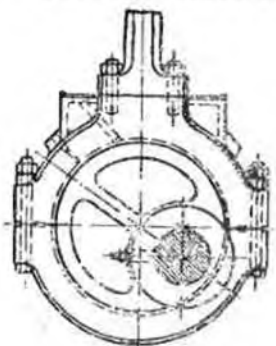
Скоба всякой головки шатуна, как разъемной (фиг. 305, 307, 309 и 310), так и цельной или сомкнутой (фиг. 306) должна быть рассчитана на изгиб для способа нагрузки II, том I, стр. 607 и при том с очень невысокими допускаемыми напряжениями, чтобы, в особенности при больших головках, достигнуть весьма небольших деформаций. Разъемные вкладыши делаются так, что соприкасаются с цапфой в нагруженных поверхностях; в стыках их следует подшаривать, чтобы не было тут вмятин.

Размеры подшаривки:  $ld < \frac{P_{\max}}{k_{\max}}$ , где предел  $k_{\max}$  опреде-

ляется ударами, которые получают при переменах направления давления или при внезапном повышении давления. Например, для паровых машин  $k_{\max} \cong 60$  до 70 ат; для двигателей внутреннего сгорания — от 70 до 80 ат; для паровозов переходят за эти пределы на 50%; для судовых машин коммерческого флота, где требуются наибольшая надежность во время работы и притом продолжительной работы, мягкий ход и незначительная изнашиваемость, уменьшают этот предел до половины. Кроме того, диаметр цапфы  $d$  для концевой кривошипа коленчатого вала и эксцентрика обуславливается только допускаемыми напряжениями на изгиб или способом изготовления (см. Коленчатые валы, стр. 142

и след.); наименьшая длина цапфы  $l$  зависит, как и у всех подшаривков, от теплоты, развиваемой трением. Расчет и металл для заливки подшаривки см. Подшаривки для валов, стр. 147 и след.

е) Тело шатуна. Тело шатуна подвергается одновременно растяжению и сжатию, на что и следует рассчитывать диаметр его стержня  $d_0$ . Одновременно нужно форму поперечного сечения выбирать таким обра-



Фиг. 310.

зом, чтобы при изгибе напряжения от изгиба оставались незначительными. Для шатунов это наибольшее допускаемое усилие  $P$  (добыто опытом) принимается, как определенная доля временного сопротивления продольному изгибу  $P_k$ .

$P = \frac{P_k}{\epsilon}$ , где  $\epsilon$  — коэффициент надежности (запас прочности) против излома при продольном изгибе (ср. с расчетом воршевого штока, стр. 109). Это разрушающее усилие при шаровых и крестообразных сочленениях невелико и одинаково во всех направлениях и столь же невелико для цилиндрических цапф в плоскости качаний шарнирного механизма (способ нагрузки, 2-й случай, I том, стр. 629), наоборот, в 4 раза больше в перпендикулярной к ней плоскости (способ нагр. 4).

Для нагрузки 2 имеем  $P_k = \epsilon^2 \frac{EI}{l^2}$ , где

$E$  — модуль упругости материала в  $\text{kg/cm}^2$  (для стали около 2 200 000  $\text{kg/cm}^2$ ),  
 $I$  в  $\text{cm}^4$  — соответствующий направлению изгиба экваториальный момент инерции поперечного сечения стержня в его середине (том I, стр. 637 и сл.),  
 $l$  — длина стержня между осями цапф (кривошипа болта и пальца кривошипа в см).

$\epsilon$  принимается по отношению к плоскости качания для медленно движущихся шатунов и особенно, если это движение сопровождается ударами, равным от 20 до 40; для больших диаметров пальцев кривошипа (например, для эксцентрикков) и для насосов даже больше; для очень большого числа перемен направления давления, напр., в паровозах и моторах легких машин употребительный запас прочности — от 10 до 20. (Для быстроходных дизелей, пускаемых в ход помощью сжатого воздуха, опыт показал, что вследствие особенно высоких давлений, которым может при начале пуска подвергаться поршень,  $\epsilon$  должно быть от 30 до 40). Перпендикулярно к плоскости качаний допускается уменьшение до  $\frac{\epsilon}{3}$ .

Для сплошных шатунов круглого сечения диаметр  $d$  в середине шатуна определяется из формулы:

$$\frac{d}{l} = \sqrt[4]{\frac{2\epsilon \cdot P}{E \cdot l^2}}$$

так что отношение  $\frac{P}{l^2}$  является основным для утолщения в середине шатуна диаметра  $d_0$ , рассчитанного только на одно сжатие. Только при больших значениях  $\frac{P}{l^2}$  имеем  $d_0 \cong d$ . Предельное значение получается при  $\frac{P}{l^2} = 1,25 k_d^2 \frac{\epsilon}{E}$ .

Пример:  $k_d = 400$ ,  $\epsilon = 20$ ,  $E = 2\,200\,000$ , предел при  $\frac{P}{l^2} \cong 2$  или же, если подставить  $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$  при  $\frac{P}{r^2} \cong 50$ . (Относительно  $\frac{P}{r^2}$  см. Кривошипа, стр. 141 и 142).

Диаметр  $d$ , рассчитанный для среднего сечения шатуна, может в обе стороны уменьшаться до размера  $d_0$ , необходимого для сопротивления одному только сжатию, но нужно при этом соотноситься с величиной

головки на том и другом концах, чтобы не было слишком резких переходов и чтобы обработка не оказалась слишком дорогой (фиг. 311, круглый шатун для паровой машины).

Силошной шатуны круглого сечения (фиг. 306 и 307, и фиг. 311) самый дешевый для обработки и потому охотно применяется в машинах, выпускаемых на рынок для продажи. Применением полых шатунов можно значительно уменьшить их вес. Поэтому полые шатуны употребляются в легких двигателях для судов и аэропланов, где дорогостоящая конструкция не играет значительной роли. Экономия в весе может быть также достигнута спрямлением боков круглого шатуна



Фиг. 311.

(фиг. 306), или применением прямоугольного или двутаврового профиля, так как момент инерции относительно оси, перпендикулярной к плоскости качания, может составлять около  $\frac{1}{3}$  момента инерции относительно оси, лежащей в плоскости качания.

Фиг. 305 — представляет шатуны аэропланного двигателя, пресованные и затем обработанные на станке. — Материал для шатунов, подверженных большим усилиям, большей частью сталь с сопротивлением на разрыв от 6 000 до 7 000  $\text{kg}/\text{cm}^2$  при удлинении 20—18% — для легких двигателей, а также хромо-никелевая сталь.

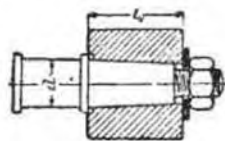
Для паровозных сцепных шатунов (сварников) принимают большие величины  $\sigma = 20$  (соответственно  $\frac{20}{8}$ ) вследствие того, что здесь возможно неодинаковое распределение давления между отдельными шатунами (сварниками). При расчете паровозных шатунов целесообразно исходить из того предположения, что углы, которые вообще может быть переданы шатуном, определяются действующей по окружности колеса силой сцепления от сцепного веса  $G$  при очень высоком коэффициенте сцепления  $\mu$  (например,  $\mu = 0,33$ ).

Вдольные массы в шатунах и сцепных дышлах. Силы инерции вследствие поперечного движения действуют при поворотах точно так же, как и продольный изгиб, в плоскости качаний (движении), но имеют некоторое значение только при очень больших скоростях поршня, или же при несоизмеряно большом отношении длины шатуна к радиусу кривошипа (например, в лесопильных рамах).

Для расчета всю длину разбивают на равные отрезки массой  $m$  и с вылетом  $a$ , из которых каждый при обратном движении нагружает шатун давлением массы  $ma\omega^2$ . При постоянном поперечном сечении шатуна  $q$ , так как у кривокопфа  $a = 0$  и у кривошипа  $a = r$ , вся изгибающая нагрузка  $= 0,5 \frac{qLl}{g} r\omega^2$ , при чем графически представляемая

нагрузка распределяется по шатуну в виде треугольника (случай 12, I том, стр. 672)<sup>1)</sup>. При длинных и тяжелых стержнях, например, сцепных дышлах паровозов, надо следить за тем, чтобы число собственных колебаний прогиба было значительно больше, чем наибольшее число ходов, дабы не было резонанса. Число собственных колебаний

$$n_e \approx \left( \frac{1000}{3} \right) \sqrt{\frac{1}{f_p}},$$

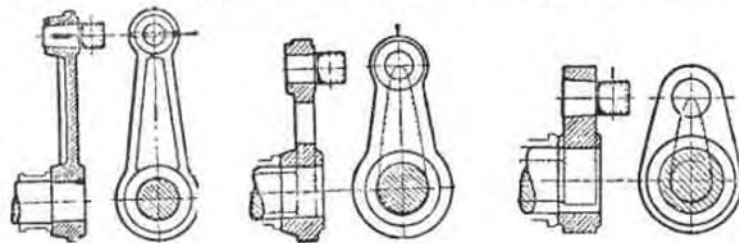


Фиг. 312.

где  $f_p$  в см — стрела прогиба в середине шатуна от собственного веса.

3. Кривошпы. Кривошпы исполняют или в виде концевых кривошпов на конце вала, или в виде колена, а также эксцентрика в любом месте вала. Кривошпы, приводимые в движение от руки, ручные кривошпы (рукоятки), изготавливаются в виде концевых кривошпов, или коленчатых валов (реже).

Концевые кривошпы. Концевые цапфы редко делают из одного куска с кривошпом (фиг. 318), так как для них большей частью требуется другой материал, или возможность замены изношенных новых. Цапфы, подверженные большим усилиям, делают из стали лучшего качества; рабочая поверхность их закаливается и шлифуется. Небольшие концевые кривошпы имеют цапфы, укрепленные в них пресовой посадкой или винтовой нарезкой, а затем еще закрепляются посредством штифтов, винтов или раскленки. Надежное и вместе с тем разборное соединение получается при конической форме хвоста цапфы, которая утоляется шаржи (фиг. 312 и 313) или же вовнутрь (фиг. 315).



Фиг. 313.

Фиг. 314.

Фиг. 315.

При большом наклоне конуса (1:15) цапфа скрепляется гайкой, фланцем или камнем, при больших цапфах (фиг. 315) со слабым конусом (наклон 1:30) помощью пресовой посадки или посадки с натягом при нагреве; специальные закрепления иногда, в особенности при не очень малом наклоне, помощью поперечного штифта или кривоного винта. Цапфы, которые не вынимаются, делают цилиндрическими и вставляются в отверстие с пресовой посадкой или под нагревом (фиг. 314)

<sup>1)</sup> Сравн. Autenrieth, Z. d. V. d. I. 1895, стр. 716; L. and Z. d. V. d. I. 1896, стр. 904.

<sup>1)</sup> О шатунах в электродвигателях: Z. d. V. d. I. 1909, стр. 963 (сноска), 1082, 1163, и 1216; там же 1910, стр. 558 и 650; там же 1920, стр. 765; Dinglers, Pol. J., 15 июня 1912 г.

Размеры (фиг. 316 и 317): Цапфа:  $\frac{l}{d}$  большей частью 1:1;

$\frac{l_1}{d} = 2$  до 2,2;  $\frac{l_2}{d} = 1$  для надетых в нагретом состоянии и  $\frac{l_2}{d} = 1,5$  для цапф, которые легко демонтируются.

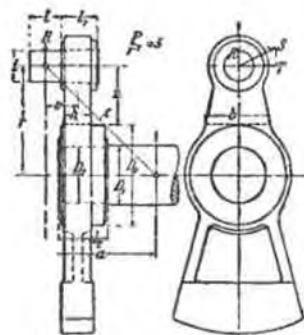
Ступица:  $\frac{l_2}{D_2} = 0,8$  до 1 при посадке в нагретом состоянии,

$\frac{l_2}{D_2} = 1,25$ , при неподвижной (жесткой) посадке с помощью натяжного

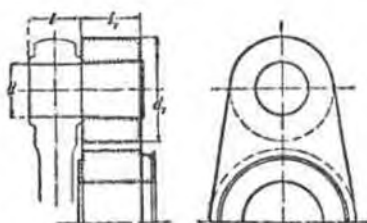
клина.  $\frac{D_0}{D_2} = 1,8$  до 2. Величина натяга  $\frac{1}{1000}$  до  $\frac{1}{600}$   $D_2$ , в зави-

симости от предела текучести (растяжения) и коэффициента удлинения материала (только для стальных отливок по фиг. 316). Смотри также жесткие сдвигения валов стр. 180 и сл.

Силы: на плечо концевого кривошипа на расстоянии  $z$  от цапфы (фиг. 316) действуют:



Фиг. 316.



Фиг. 317.

1. Нормальная (радиальная) сила  $R$  и изгибающий момент  $M_b = R \cdot v$ , являющиеся следствием радиальной силы  $R$ , достигающей своей наибольшей величины в мертвых положениях кривошипа.

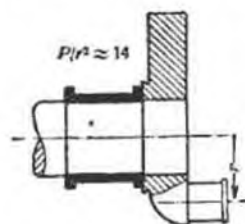
2. Срезающая сила  $T$ , изгибающий момент  $M_b = Tz$  и крутящий момент  $M_d = Tv$ , как результат действия касательной силы  $T$ , достигающей наибольшей величины в средних положениях кривошипа (в паровых машинах при углах от  $40^\circ$  до  $60^\circ$ , в зависимости от степени расширения пара в цилиндре).

Радиальной силой  $R$  и срезающей  $T$  целесообразно пренебречь, а рассчитать кривошип в мертвом положении на изгиб силой  $R = P_{max}$  (без учета давления масс), так что  $\frac{6M_b}{bh^2} \leq k_r$ . Для машин с большим наполнением надо еще установить наибольшее напряжение от сдвигания из соотношения  $M_d = T_{max} \cdot v$ .

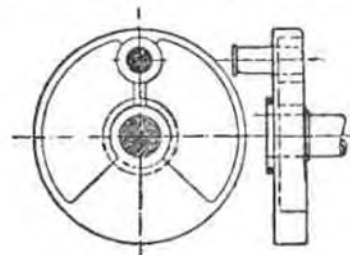
Шейка (цапфа) вала диаметром  $D_1$  рассчитывается согласно пункта 4, стр. 716, I тома, по теоретическому моменту, как результирующему из изгибающего, вызванного давлением поршня, момента  $M_b = P \cdot a$  и одновременно возникающего с ним наибольшего крутящего момента  $M_d = Tv$ . Для предварительного расчета можно крутящим моментом  $M_d$  пренебречь, если в выражении для изгибающего момента  $M_b$  заменить плечо рычага  $a$  величиной расстояния  $c$  от середины цапфы кривошипа до середины шейки вала (в подшипнике).

Форма концевого кривошипа зависит, главным образом, от материала, из которого изготовляется кривошип требуемых размеров (литой или не литой), а затем уже в зависимости от величины отношения  $\frac{P}{r^2}$ , где  $P$  есть наибольшее давление, а  $r$  — радиус кривошипа. Если в поршневых машинах отношение диаметра поршня к ходу:  $\frac{d}{s} = \psi$ , то

$\frac{P}{r^2} = \pi \psi^2 \cdot P_{max}$  ( $P_{max}$  — наибольшему давлению, действующему на поршень). Фиг. 313 до 315 показывают различные формы кривошипов в зависимости от величины отношения  $\frac{P}{r^2}$ , при чем поверхность цапфы рассчитана с наибольшим допускаемым  $k_{max} = 50$  до  $60 \text{ kg/cm}^2$ . Каждый отдельный кривошип рассчитан на один и тот же крутящий момент, так что толщина вала, если принять во внимание только одно кручение, была бы для всех сечений одинакова.



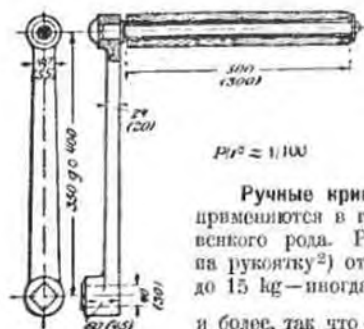
Фиг. 318.



Фиг. 319.

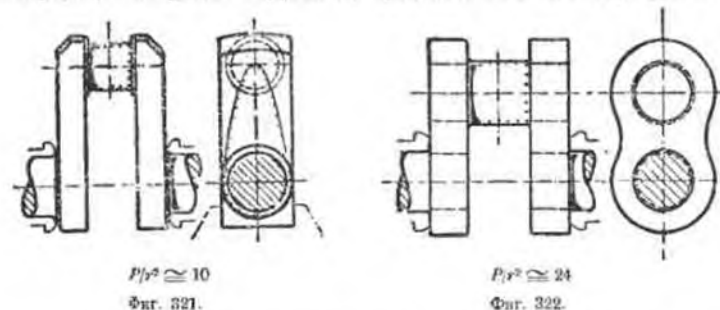
Для одного и того же крутящего момента, при возрастании радиуса  $r$  кривошипа, должна уменьшаться сила  $P$ , а вместе с тем уменьшаются величина цапфы и размеры поперечных сечений. На фиг. 313 —  $\frac{P}{r^2} = \frac{5}{4}$ , на фиг. 314 — около 3 и на фиг. 315 — около 10. При увеличении значений  $\frac{P}{r^2}$  толщина вала и размеры плеча кривошипа, вследствие добавочного изгиба и кручения, возрастают и значительно превышают обозначенные на фиг. 314 и 315 пунктиром размеры, которые необходимы были бы только для передачи силы. Во всяком случае необходимо

делаю плечи рычагов  $b$  и  $a$  сколь возможно малыми. Фиг. 318 представляет концевой кривошип электровозного мотора переменного тока, мощностью в 3000 PS, электрического завода Бергмана. Цифры сравнительно малы, так как для  $k_{max}$  принято около  $100 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\frac{P}{r^2}$  — около



Фиг. 320.

1—1,05 м от пола, где расположены ступни ног рабочего. На фиг. 320 большие размеры относятся к рукоятке, предназначенной для двух рабочих,



а меньше (в скобках) для рукоятки, обслуживаемой одним рабочим. Диаметр вращающейся деревянной ручки или газовой трубы от 40 до 50 мм, диаметр штифта для ручки 26 (17) мм, диаметр вала рукоятки 40 (30) мм, длина втулки 60 (45) мм.

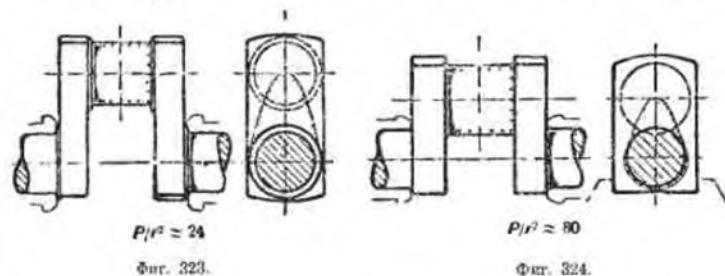
Другие элементы обслуживания: ручки для небольших кривошипов, маховички и т. п. (см. DIN).

**Коленчатые валы.** Недостаток коленчатых валов заключается в том, что с обеих сторон колена требуется по подшипнику, так что криво-

ло 14, так что изготовить цапфу отдельно от кривошипа оказалось невозможным<sup>1)</sup>. Фиг. 319 — литой кривошип с прилитым противовесом. Концевые кривошины для паровозных колес см. главу: Железнодорожное дело, о паровозах.

**Ручные кривошины (рукоятки)** главным образом применяются в грузоподъемных машинах и орудиях всякого рода. Радиус  $r = 35$  до 40 см, давление на рукоятку<sup>2)</sup> от одного рабочего  $P$  в среднем от 10 до 15 кг — иногда только на короткое время 20 кг и более, так что  $\frac{P}{r^2} \approx \frac{1}{100}$ . Скорость на окружности — от 0,5 до 1 м/сек. Ось вала рукоятки помещается на высоте от 0,90 до 1,20, лучше всего от

шинный механизм от этого становится значительно дороже, но компенсируется при возрастании величины  $\frac{P}{r^2}$  тем, что изгибающие силы в колене уменьшаются. Поэтому уже при  $\frac{P}{r^2} \approx 10 \text{ kg/cm}^2$  коленчатые валы предпочтительнее, а при больших величинах  $\frac{P}{r^2}$  едва ли можно их избежать. Фиг. 321 показывает коленчатый вал при  $\frac{P}{r^2} \approx 10$ , фиг. 322 при  $\frac{P}{r^2} \approx 24$  составной вал, а фиг. 323 — вал из цельного куска, фиг. 324 при  $\frac{P}{r^2} \approx 80$  коленчатый вал для тихоходной, а фиг. 325 —



Фиг. 323.

Фиг. 324.

для быстроходной машины. Во всех случаях, расстояние между серединами подшипников здесь делается как можно меньше, чтобы уменьшать изгибающий момент для цапфы колена (по середине между обоими подшипниками). Легко видеть, что при одном и том же усилии  $P$ , например, при том же диаметре поршня, если ход  $2r$  машины уменьшается, то переход от концевой кривошипа к коленчатому валу сам собою направляется.

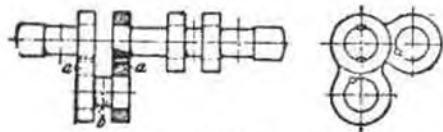
**Составные коленчатые валы:** фиг. 322 и 326 изображают коленчатые валы, которые главным образом употребляют для судовых машин, для паровозов и больших локомотивов, но не выше, чем для  $\frac{P}{r^2} = 50$ , ибо в противном случае для укрепления обеих цапф в шее колена остается мало места. Достоинства их состоят в том, что изготовление их более простое, затем в большем сопротивлении излому (потому что можно лучше выбрать материал: для плеча более вязкий, а для цапфы более плотный и твердый) и в случае надобности легче испра-

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1930, стр. 1105, Reichel, Vorläufige Grenzen im Elektromaschinenbau.

<sup>2)</sup> См. также 2 отд. Динамика: 1. Живая рабочая сила.

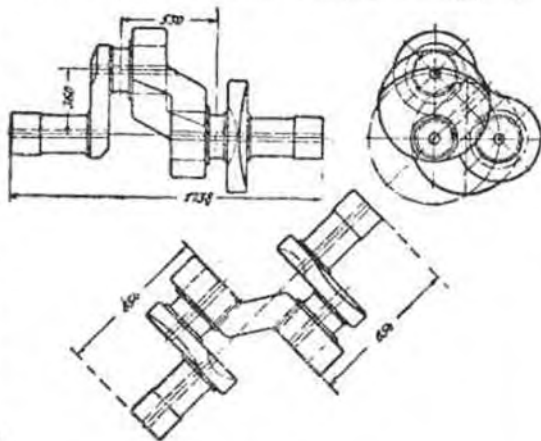


ить, чем в коленчатых валах из одного куска. При больших значениях  $\frac{P}{\gamma \cdot z}$  можно также сделать из одного куска плечи колена  $aa$  (фиг. 326) и шейку  $b$  и надеть их в нагретом состоянии с обеих сторон на вал. Подобное же устройство показано на фиг. 327: паровозный коленчатый вал Акционерного О-ва горного производства и железнодорожных заводов в Витковицах.



Фиг. 326.

автомобильных и авиационных двигателей выделяются из цельной болванки различными способами, которые имеют влияние на строение материала (положение нейтрального слоя) и его прочность; небольшие валы при массовом производстве штампуются. Материал: мартеновская сталь с сопротивлением разрыву 7000 kg cm<sup>2</sup> при 18% удлинении, или хромо-никелевая сталь с сопротивлением разрыву от 7500 до 9500 kg на cm<sup>2</sup> при 15% до 10% удлинении, а в особых случаях из еще более прочного материала специальной обработки. В некоторых случаях большая вязкость материала важнее большой крепости: у краев отверстий и в острых углах колен.

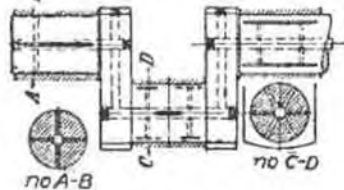


Фиг. 327.

Для смазки цапф в последнее время все более и более стараются использовать вал и самый шатун в качестве трубопровода для масла. Например: фиг. 328—коленчатый вал Нюрнбергского газового двигателя. Смазочное масло из коренных подшипников поступает через вал в подшипник головки шатуна, а через последний—к креплюконфу.

Расчет коленчатых валов. Верный (статически определенный) расчет прочности возможен только при двух опорах. Если число опор больше двух, то силы, действующие на опоры, неопределены, так как они зависят от положения осей подшипников, которое в свою очередь зависит от установки подшипников, зазора в них, износа

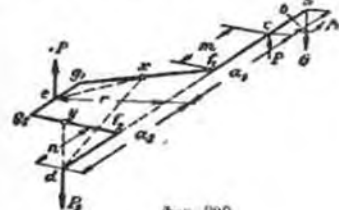
и деформаций во время работы <sup>1)</sup>. Поэтому для получения более надежных результатов поступают правильно, если при числе опор, большем двух, допускают самый неблагоприятный случай, что влиянию действующей силы подвергаются только подшипники, находящиеся по обеим сторонам точки приложения этой силы. Очень важна также обильная, омывающая смазка во время работы так, чтобы однажды правильно установленный подшипник не изнашивался. Безусловно также должен быть принят во внимание при тяжелых нагрузках вала, например, маховиком, естественный (свободный) прогиб вала возле опоры, и подшипники поэтому должны быть самоустанавливающимися, чтобы согнутый вал мог лежать свободно в ближайших подшипниках, без нажатия у краев.



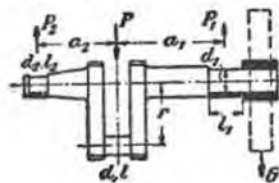
Фиг. 328.

Пример расчета коленчатого вала с двумя опорами.

Вал (фиг. 329 и 330) подвержен действию касательной силы  $P$ , момент которой  $M = P \cdot r$  передается на вращающийся маховик весом  $G$ ; реакции опор в точках  $c$  и  $d$ . Нормальная (радиальная) сила  $G$



Фиг. 329.



Фиг. 330.

силы  $P$  и натяжение ремня относительно малы. Реакции опор  $P_1$  и  $P_2$  в точках  $c$  и  $d$  получаются из уравнений моментов относительно точек  $c$  и  $d$ :

$$P_1 (a_1 + a_2) = G \cdot (b + a_1 + a_2) - Pa_2 \quad \text{и}$$

$$P_2 (a_1 + a_2) = Gb + Pa_1.$$

Напряжения вала между  $e$  и  $a$  от изгибающего момента  $M_b$  и крутящего  $M_d$  должны быть сложены согласно стр. 716 I тома:

$$\begin{aligned} \text{для сечения } c: & M_d = P \cdot r; M_b = G \cdot b \\ \text{'' '' } f_1: & M_d = Pr; M_b = G(m + B) - P_1 m \\ \text{'' '' } f_2: & M_d = 0; M_b = P_2 n. \end{aligned}$$

<sup>1)</sup> E. и A. I. in: Mehrmals gelagerte Kurbelwelle, Stuttgart, 1902. Для более точных расчетов.

Для сечения  $\alpha$  (произвольного): каждую из пар сил  $P \cdot \overline{ax}$  и  $P_2 \cdot \overline{ax}$  разлагают на две составляющие пары: одну в плоскости сечения, а другую в плоскости перпендикулярной к нему. Сумма первых дает крутящий момент  $M_a$ , а сумма вторых — изгибающий  $M_b$  (расчет прямоугольного сечения см. I том, стр. 717).

Для сечения  $y$  (произвольного). С парой сил  $P_2 dy$  поступают по предыдущему.

Для сечения  $e$ :  $M_a = P_2 r$ ;  $M_b = P_2 \rho_2$

Последование следует производить по отношению к обоим возможным направлениям наибольшей вертикальной силы  $P$  и размеры сечения рассчитать по наибольшим моментам. Там, где  $P$  перпендикулярна к  $G$  (в горизонтальных машинах), силы  $P_1$  и  $P_2$  должны быть сложены в пространстве.

При многоколенчатых валах почти всегда бывает достаточно рассчитать вал на кручение в главных коренных подшипниках, и на изгиб и кручение одновременно в цапфе кривошипа. Самые опасные места это переходы от цилиндрических частей к шеем кривошипа, потому что большей частью именно в этих местах, благодаря одновременному действию крутящего и изгибающего моментов, появляются трещины. Для устранения этого делают большие закругления

при переходе, чтобы не было острых углов; для сильно нагруженных валов очень хорошее, но дорогое решение этой задачи дали Клозе, фиг. 331<sup>1)</sup>, и Фремон, фиг. 332<sup>2)</sup>.

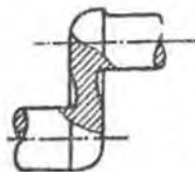
О размерах в соединенных составных коленчатых валах см.: Жесткие соединения валов, стр. 180 и сл. (Соединения стержней). О минимальной длине цапфы, определяемой по величине теплоты от трения см.: Подшипники, стр. 154.

**Эксцентрики.** Диаметр цапфы (диска) больше диаметра вала, так что последний пазово проходит через цапфу. Эксцентрики главным образом употребляются там, где требуется лишь небольшое отступление энергии вала для получения колебательного движения и где радиус кривошипа (эксцентриситет)  $r$  меньше или немногим больше, чем радиус вала  $\frac{D}{2}$ , в особенности там, где образование колена для вала без

всякой пользы удорожило бы и ослабило его. Преимущество: очень незначительный размер ширин. Эксцентрики большей частью надеваются на вал цельными или разъемными из 2 частей, чтобы не нарушать гладкую форму вала. Например, фиг. 310 и 333. Толщина стенки втулки  $s$  должна быть достаточной, чтобы выдержать заклинение на



Фиг. 332.

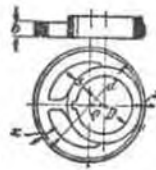


Фиг. 331.

валу шпонкой для передачи силы. Если  $D_0$  диаметр вала (в см), соответствующий наибольшему, необходимому для колебательного движения, крутящему моменту  $M_d = P \cdot r = kd \cdot \frac{D_0^3}{5}$  (I том, стр. 696), то, например, для чугунного эксцентрика можно выбрать:

$$s = a \left( D_0 + \frac{D}{2} \right) + 0,5 \text{ см, где}$$

$a = 0,2$  до  $0,25$ . Для эксцентриков из железа или стали достаточна толщина  $s$  втулки меньшая на 20—30%.



Фиг. 333.

### с) Детали трансмиссии.

Тогда как основной привод устанавливается самостоятельно, для контр-привода, реже работающего, могут быть часто использованы имеющиеся уже станины, фундамент или стена, при достаточной их жесткости, при чем необходимо только тщательно обеспечить взаимную передачу движения и укрепление на опорах. Подшипники, контр-привода в большинстве случаев лежат вне основного привода и только при коротких полых валах внутри привода.

#### 1. Опоры валов.

**Обозначения.** Подшипники воспринимают радиальные силы, подпятники — осевые.

Подшипники со скользящим трением работают со смазкой между скользящими поверхностями, шариковые и роликовые подшипники работают с клиновидными телами между поверхностями качения.

**1. Подшипники со скользящим трением.** Коэффициент трения  $\mu^1$ ). Во всех подшипниках со скользящим трением необходимо отличать трение в сухую между цапфой и вкладышем от трения смазанных тел; оба эти вида трения могут встречаться отдельно или в смешанном виде (смешанное трение); см. т. I, стр. 300. Только при трении в сухую или смешанном трении имеет место существенное изнашивание вкладыша или цапфы.

**Трение в сухую** наступает при полном бездействии или отсутствии смазки. При этом  $\mu_{tr} = 0,14$  до  $0,25$  в зависимости от материала подшипника. Затем этот вид трения представляет предельный случай работы подшипников со смазкой при  $v \approx 0$ , т.е. при нуле и перед остановом.

**Смешанное трение** имеет место при движении смазанных поверхностей, пока слой смазки недостаточен для их разделения между собой, следовательно при слабой смазке (фитильная или густая смазка), при высоком  $p$ , малом или меняющемся направлении  $v$  (шарнирные цапфы, салазки и т. п.), затем при подпятниках с плоской поверхностью трения, а также и у подшипников, хотя и работающих со смазкой, но имеющих

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1903, стр. 1616.

<sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1908, стр. 557.

<sup>1)</sup> Сравн. Gumbel-Everling, Reibung und Schmierung, Berlin. 1925, Kraus, u. Faiz, Grundzüge der Schmiertechnik, Berlin 1926, Springer.

давлению у краев при неточной пригонке вкладышей или вследствие пересечения поверхности скольжения канавками. В этом случае  $\mu = 0,02$  до 0,1 и выше в зависимости от степени величины трения смазанных тел, а при некоторых обстоятельствах и ниже. Сравни идущие к низу ветви кривых на фиг. 335 согласно опытам Стрибека над обыкновенными подшипниками <sup>1)</sup>.

Опыты над подшипниками со смешанным видом трения проведены (Вудбёрри <sup>2)</sup>, Лаше <sup>3)</sup> и Нейманом <sup>4)</sup>). Опыты Вудбёрри над небольшим подшипником при  $p = 0,07$  до 2,8 ат дали наименьшее значение для  $\mu_p$  (при 2,8 ат) и 0,02, а опыты Лаше и Неймана дали при  $p \approx 10$  ат значение  $\mu_p = 0,005$  и выше. Опыты Лаше и Неймана были проведены до  $pv_m \approx 450$  (со значительным охлаждением масла), а опыты Вудбёрри были доведены только до  $pv_m \approx 2$ . При опытах Лаше большое значение  $pv$  было возможно благодаря наличию соответствующих каналов для смазки в стальной поверхности (скользящей по поверхности из белого свинца без канавок).

Во всех случаях нельзя было избежать некоторого изнашивания вследствие смешанного трения. Чем меньше участие трения насухо, тем ближе значения коэффициентов смешанного трения к коэффициентам трения смазанных тел.

При трении смазанных тел  $\mu_p = f\left(\eta \frac{v}{p}\right)$  <sup>5)</sup>. При данном  $p = P : ld$  и  $v$  значение  $\mu_p$  зависит от вязкости жидкости  $\eta$  (том I, стр. 358 и 359), которая уменьшается с повышением температуры подшипника и значительно разнится для различных смазочных материалов (см. выше. Уплотнение направляющих тел, стр. 89). Вязкость смазочных материалов определяется в градусах по Энглеру  $E^\circ$  (измеряемых при помощи аппарата Энглера, том I, стр. 389) или выражается по техническому коэффициенту вязкости  $\eta$  в  $\text{kg sec/m}^2$  ( $1000 \eta = 0,74 E^\circ - 0,64 \frac{\eta}{E^\circ}$ ) или, как удельная вязкость  $z$  по отношению к вязкости воды при  $0^\circ$  ( $z = 5470 \eta$ ). Отдельные значения вязкости приведены в таблице 19.

Таблица 19. Вязкость в градусах Энглера.

Температуры:	20°	30°	40°	50°	80° C
Оливковое масло . . . . .	36	34	29	26	12
Минеральное масло I . . . . .	57	25	14	9	4,5
II . . . . .	23	12	7	5	2,5
Веретинное масло . . . . .	5	3,5	2,8	2,0	1,2
Вода . . . . .	1	—	—	—	—

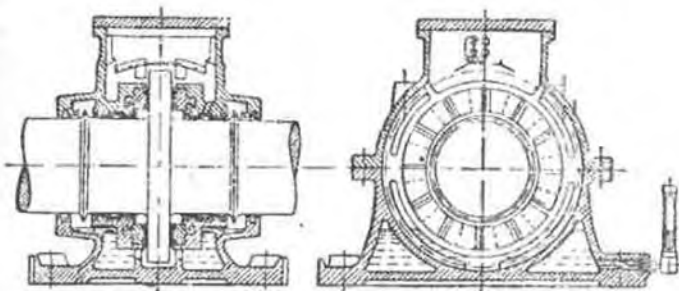
<sup>1)</sup> Stribeck, Eigenschaften der Gleit- und Rolllager, Z. d. V. d. I. 1902. <sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1885, S. 450. <sup>3)</sup> Z. d. V. d. I. 1906, S. 1355. <sup>4)</sup> Z. d. V. d. I. 1918, S. 571.

<sup>5)</sup> Подробнее см. Gumbel, Der heutige Stand der Schmierungsfrage, Mit. Forschungsarbeit, 1920, Heft 224 u. Gumbel-Everling (см. выше).

Добиться наименьшего коэффициента трения в отсутствии изнашивания можно только при трении хорошо смазанных тел. Для осуществления этого случая трения необходимо подведение достаточного количества смазочного масла под давлением так, чтобы цапфа окружена была маслом:

1) специальным насосом, вгоняющим масло в зазоры подшипника; применяется при дисковых подшипниках, например, у вертикальных турбинных осей, в гребенчатых подшипниках;

2) периодической переменной давления, так называемым «дыханием» во вкладышах, при чем под действием насоса зазор постоянно снова наполняется маслом;

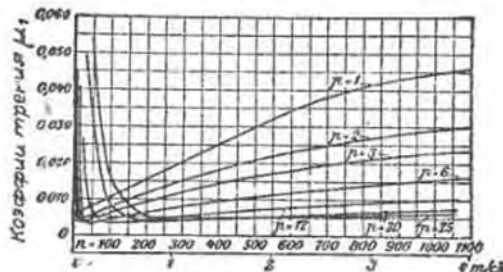


фиг. 334.

3) конструированием поверхностей цапфы в виде насосов, действующих по принципу волосности, основанном на сужении зазоров подшипников <sup>1)</sup>:

а) в уорных подшипниках с самоустанавливающимися уорными кольцами Михеля <sup>2)</sup> (фиг. 334) или в подшипниках с соответствующим образованными гребнями в дисковых или гребенчатых напфах (работают правильно только при вращении в одном направлении);

б) в обыкновенных подшипниках с автоматической эксцентричной установкой цилиндрической (или конической) напфы в значительно рассверленном подшипнике, при чем при



фиг. 335. Трение в подшипнике Селлера с кольцевой смазкой диаметром 70 мм по Стрибеку.

<sup>1)</sup> Kutzback, Z. d. V. d. I. 1915, S. 849, Gumbel (см. выше) u. Falz (см. выше). <sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1920, S. 914.

достаточном притоке масла при определенном  $\eta \cdot \frac{v}{p}$  прекращается сприскосивание выступов и цапф как бы плавает в масле. (В закрытых вкладышах площадь имеет место всестороннее давление, так что приходится принимать меры против поднятия самих вкладышей по направлению обратному шпрузке).

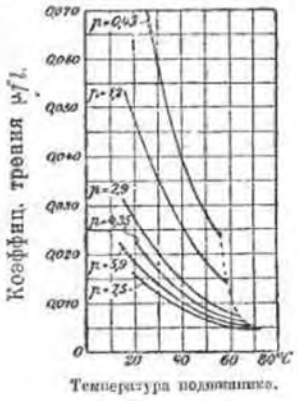
На фиг. 335 изображены кривые Стрибека для  $\mu_{\eta}$ , где поднимающиеся кривые смешанного трения при повышении  $v$  при постоянном  $p$ ; наоборот, понижющиеся кривые сплошного трения при понижении  $v$  при постоянном  $p$  (наименьшем значении, лежащем в зависимости от величины подшипника и его состояния работы, между  $\mu_{\min} = 0,001$  до 0,006, переходят в поднимающиеся кривые трения смазанных тел. Подбором  $\eta$ , т. е. выбором соответствующего масла, можно соответственно повлиять на начало явления трения смазанных тел и легко достичь того, чтобы подшипник начал работать с трением смазанных тел. Чем выше  $p$  и чем меньше  $v$  и соответственно  $\eta$ , тем вязко должно быть при этом масло <sup>1)</sup>). Вязкость  $\eta$ , а с ней и  $\mu_{\eta}$  зависят от  $\eta$ , падает с повышением температуры подшипника, но до определенного значения  $\mu_{\min}$ , при котором выступает „сприскосивание выступов“, или смешанное трение  $\mu_{\eta}$ , после чего снова возрастает  $\mu$ . На фиг. 336 изображено влияние температуры подшипника по Стрибеку при  $w = 4,03$  m/sec и различном  $p$ , при чем, однако, опыты были прекращены до достижения  $\mu_{\eta}$ .

$\mu_{\min}$  тем более приближается к теоретическому наименьшему значению, чем лучше пригнаны или приработались поверхности подшипника друг к другу, и лежит при тем высшей температуре, чем больше значение  $\frac{v}{p}$  и чем более вязко масло. Наименьшее значение  $(\mu_{\eta})_{\min}$  может упасть до 0,0015 и ниже. Необходимым условием для того, чтобы части подшипника могли быть разделенными друг от друга маслом, является достаточно большое значение  $v$ , поэтому при переменном направлении движения представляется затруднительным достичь трения смазанных тел.

**Температурное равновесие.** Температура в подшипниках со скользящим трением определяется условием равновесия между количеством тепла, развиваемого трением в секунду, и количеством

тепла, отдаваемого подшипникам за то же время:  $\mu P v A = Q_{\eta}$ , где  $P$  обозначает опорное давление,  $v$  — скорость скольжения,  $A = \frac{1}{427}$ , а  $Q_{\eta}$  выражено в kg cal/sec. Так как количество

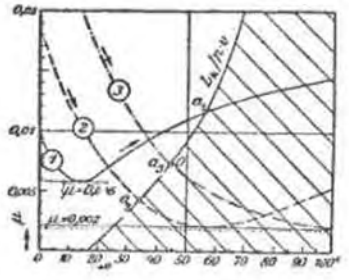
отдаваемого подшипником тепла возрастает с увеличением разности между температурой в зазоре подшипника и температурой наружного воздуха, то с увеличением количества развиваемого при трении тепла происходит возрастание температуры до тех пор, пока снова не установится равновесие. Предел допускаемого повышения температуры, главным образом, зависит от свойств масла и материала подшипника. Количество отдаваемого подшипником тепла  $Q_{\eta}$  по мере повышения температуры (в зазоре) для каждого данного подшипника определенной формы и конструкции определяется разностью температуры по отношению к температуре наружного воздуха и различными условиями работы вала <sup>1)</sup>.  $Q_{\eta}$  имеет наименьшее значение при естественной отдаче тепла от металлической поверхности непосредственно наружному воздуху в спокойном состоянии. При сильном движении воздуха (подшипники у шатуна, подшипники паровозов и авиационных моторов)  $Q_{\eta}$  значительно возрастает и может быть также повышено путем водяного охлаждения вкладышей,



Фиг. 335.



Фиг. 337.



Фиг. 338.

в более всего путем пропускания значительного количества масла, которое одновременно смазывает и понижает трение в подшипнике: не искусственное отведение тепла. Взяв отношение  $P = pF$  к проекции поверхности скольжения на направление сил  $p$ , определим „удельное охлаждение“  $L_k$  подшипника  $L_k = \frac{Q_{\eta}}{pF} = \frac{Q_{\eta}}{A F}$  [kgmsec<sup>-1</sup> cm<sup>-2</sup>],

или  $\mu' = \frac{L_k}{P_{\eta} v}$  в момент состояния подшипника в температурном равновесии. На фиг. 337 указана по опытам Лаше <sup>1)</sup> зависимость между средними значениями  $L_k$  для нормальных подшипников со скользящим тре-

<sup>1)</sup> Gansel (см выше) нашел для нормальных подшипников  $(\frac{t}{\Delta} \approx 1,6) \mu \approx \approx 0,01 \cdot \sqrt{\eta \frac{v}{p}}$ , где  $\eta$  дано в kgsec/m<sup>2</sup>,  $n$  — число оборотов в мин.,  $p$  дано в ат.

<sup>1)</sup> Lasho, Die Reibungsverhältnisse von Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit Z. d. V. d. I. 1902.

нием при естественном отводе тепла и  $\Delta t^\circ$  разностью между температурой в зазоре и температурой наружного воздуха.

Путем искусственного охлаждения и пропускания масла можно повысить  $L_k$  в несколько раз.

Если известна для определенного подшипника кривую зависимости коэффициента  $\mu$  от температуры  $t^\circ$  (по фиг. 336) и кривую зависимости

значения  $\frac{L_k}{pv}$  от  $t^\circ$ , то точка пересечения обеих кривых определяет состояние теплового равновесия подшипника. На фиг. 338 изображены кривые зависимости коэффициента  $\mu$  от средней температуры подшипника для различных значений  $\eta$  и различной степени приработки подшипников: кривая 1 дана для жидкого масла и еще неприработавшегося подшипника ( $\mu_{\min} \approx 0,006$ ), кривые 2 и 3 для масла средней плотности и для плотного масла и хорошо приработавшегося подшипника ( $\mu_{\min} \approx 0,002$ ). Для дан-

ных значений  $pv$  определяется кривая  $\frac{L_k}{pv}$ . Точки пересечения обеих

систем кривых  $a_1, a_2, a_3$  определяют температуры и значения  $\mu$ , при которых наступает состояние температурного равновесия подшипников.

В точке  $a_1$  наступает уже смешанное трение и связанное с ним изнашивание подшипника, а в точках  $a_2$  и  $a_3$  имеет место трение смазанных тел без изнашивания. Для подшипника наиболее подходит то масло, которое при наименьших значениях  $pv$ , возможных по условиям работы подшипника, вызывает наименьшее нагревание подшипника.

Допускаемое значение  $pv$ . Наименьшие величины повышения температуры подшипника  $\Delta t^\circ$  имеют место, когда  $\frac{L_k}{pv} = \mu_{\min}$  или  $pv = \frac{L_k}{\mu_{\min}}$ .

Для  $L_k \approx 0,05$  (соответствующего  $\Delta t^\circ \approx 30^\circ$  согласно фиг. 337) и  $\mu_{\min} = 0,006$  до  $0,002$  получается  $pv = 8$  до  $20$  для нормальных подшипников с трением смазанных тел.

Меньшие значения  $pv$  повышают надежность работы. Для закрытых машин, для подшипников, расположенных вблизи от обогреваемых паром стен или в паровых помещениях, в рудниках и т. п., необходимо брать более низкие значения для  $pv$ ; особенно надо понижать  $pv$  при слабой капальной или фитильной смазке, при которой возможно только смешанное трение.

Воздушное охлаждение. 1. Железнодорожные подшипники:

$pv = 70$  до  $100$  в паровозных буксах (паровозы скорых поездов),  
 $pv = 35 - 50$  в буксах железнодорожных вагонов с подушечной смазкой.

2. Цанфы кривошипа. Расчет ведется по  $p_m \cdot v$ , так как давление цанфы сильно колеблется.  $p_m = \frac{P_m}{l_0}$  обозначает среднее давление

цанфы за время одного оборота, которое определяется из диаграммы зависимости от времени значений давлений шатуна (с учетом инерции движущихся масс, но безотносительно к направлению движения). Если

известно только наибольшее давление цанфы  $p_{\max}$ , то расчет производится по  $P_m = \varphi P_{\max}$  или соответственно по  $p_m = \varphi p_{\max}$ .

Таблица 20. Значения  $\varphi$ .

Для вискозов двойного действия с полным наполнением . . . . .

Для вискозов одинарного действия с полным наполнением . . . . .

Для двухтактных машин двойного действия (паровых и дизельных внутреннего сгорания), четырехтактных tandem-машин двойного действия . . . . .

Для двухтактных машин одинарного действия . . . . .

Для четырехтактных машин одинарного действия, в зависимости от величины инерции масс и колебаний давления . . . . .

В сомнительных случаях для давления подшипника требуется специальная проверка колебаний давления цанфы в течение одного оборота или такта.

$P_m v = 20$  до  $30$  для цанф кривошипа постоянных поршневых машин,  
 $= 50$  до  $100$  для цанф кривошипа с воздушным охлаждением в паровозах,

$= 5$  для цанф эксцентров  $\left\{ \begin{array}{l} \text{литого железа или} \\ \text{стали по чугуну} \end{array} \right\}$  смешанное

$= 10$  для цанф эксцентров  $\left\{ \begin{array}{l} \text{белого металла по} \\ \text{чугуну;} \\ \text{для паровозов выше.} \end{array} \right\}$  трение.

известно только наибольшее давление цанфы  $p_{\max}$ , то расчет производится по  $P_m = \varphi P_{\max}$  или соответственно по  $p_m = \varphi p_{\max}$ .

Таблица 20. Значения  $\varphi$ .

Для вискозов двойного действия с полным наполнением . . . . .

Для вискозов одинарного действия с полным наполнением . . . . .

Для двухтактных машин двойного действия (паровых и дизельных внутреннего сгорания), четырехтактных tandem-машин двойного действия . . . . .

Для двухтактных машин одинарного действия . . . . .

Для четырехтактных машин одинарного действия, в зависимости от величины инерции масс и колебаний давления . . . . .

В сомнительных случаях для давления подшипника требуется специальная проверка колебаний давления цанфы в течение одного оборота или такта.

$P_m v = 20$  до  $30$  для цанф кривошипа постоянных поршневых машин,  
 $= 50$  до  $100$  для цанф кривошипа с воздушным охлаждением в паровозах,

$= 5$  для цанф эксцентров  $\left\{ \begin{array}{l} \text{литого железа или} \\ \text{стали по чугуну} \end{array} \right\}$  смешанное

$= 10$  для цанф эксцентров  $\left\{ \begin{array}{l} \text{белого металла по} \\ \text{чугуну;} \\ \text{для паровозов выше.} \end{array} \right\}$  трение.

Искусственное охлаждение. При  $pv = 120$ , например, в подшипниках паровых турбин с  $p = 6$  и  $v = 20$  м, требуется искусственное отведение главного количества тепла. Для  $\mu = 0,01$  (вследствие весьма

высоких скоростей цанфы) имеем  $L_k = 0,01 \cdot 120 = 1,2 = \frac{Q_w}{AF}$  или

$Q_w = 1,2 AF$  в единицах тепла в секунду. Отсюда можно подсчитать

требуемое охлаждение, количество подаваемого масла, падение его температуры и самое оборудование для охлаждения масла. Чем выше температура подшипника, тем легче и дешевле устроить масляное охлаждение, поэтому для паровых турбин принимают  $t^\circ = 70$  до  $80^\circ$  1).

В небольших подшипниках (дисковых), хотя  $\mu$  вследствие смешанного трения большей частью выше, чем в подшипниках, допускается  $pv$  до  $20$ , так как отвод тепла из стоящих в масле подшипников весьма удобен.

1) При опытах L a s c h e, 1902, 1906 и 1918 г. достигались значения  $pv = 300, 400, 600$  и выше, см. L a s c h e, Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen, S. 147, Berlin, 1920, Julius Springer.

В простых кольцевых цапфах, например, в водяных турбинах, которые обильно смазываются нагнетаемым маслом или другим способом,  $pv = 40$  до  $80$ , а в подшипнике Михеля (стр. 149):  $pv = 150$  до  $200$  (вследствие искусственного охлаждения и хорошей смазки); гребенчатые подшипники в судовых двигателях (менее удовлетворительная смазка):  $pv =$  около  $5$  при неподвижных вкладышах и около  $10$  при переставляемых вкладышах.

Размеры цапф. Так как  $p_m = \frac{P_m}{ld}$  в цилиндрических цапфах,

а в кольцевых цапфах  $p_m = \frac{P}{ibld_m \pi}$ , где  $i$  обозначает число, а  $b$  ширину

кольца со средним диаметром  $d_m$  и  $v = \frac{dn}{1900}$  м/сек при  $d$  в см, то наименьшие размеры  $l$  и  $b$  цапф определяются из  $l$  или соответственно

$$ib\pi \geq \frac{P_m n}{1900 (pv)_m} \quad \text{или} \quad \geq \frac{\psi P_{\max} n}{1900 (pv)^m}$$

между тем, как диаметр цапфы  $d$  обуславливается только прочностью, изменениями давления или конструктивными соображениями (в цапфах кривошипа применим второй вид неравенства).

**Канавки для смазывания** <sup>1)</sup>. Только в подшипниках, работающих продолжительное время или непрерывно со смешанным трением, устраиваются канавки для смазывания, которые достаточно обеспечивают смазывание всех поверхностей подшипника вследствие капиллярности и вязкости смазочного материала. При чистом трении смазанных тел, например, в подшипниках валов и кривошипов, эти канавки неблагоприятно влияют на несущие поверхности подшипника, так как они прерывают несущий слой масла и таким образом, благоприятствуют непосредственному соприкосновению металла с металлом. Канавки в не несущих поверхностях (напр., под  $90^\circ$  или  $180^\circ$  к направлению давления) целесообразны для спондения масла и для непосредственного масляного охлаждения при помощи нагнетаемого масла. Канавки в белом металле должны как следует округлять по краям во избежание прилипания масла.

**Смазочные материалы** <sup>2)</sup>. 1. Густая смазка. Преимущества этой смазки в том, что она держится в зазорах подшипника; меньше потери материала, но большие  $\eta$  и  $\rho$ , поэтому эта смазка подходит для второстепенных подшипников и шарнирных соединений, для низкого или переменного  $v$ , или при работе в пыли, когда масло портится.

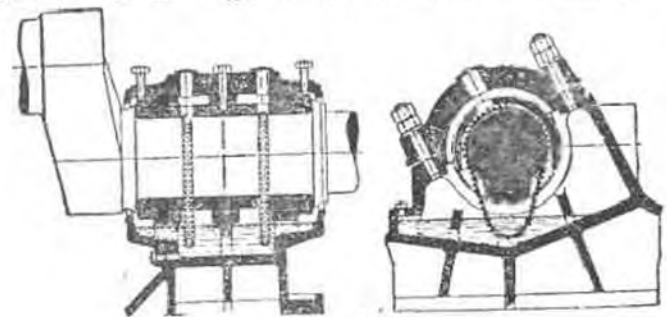
Смазка выдвигается от руки (штауфферовские масленки), пружиной или смазочным прессом.

2. Жидкая смазка. Смазка каплями. Масло подводится только в количествах наименьшей потребности в соответствии со смешанным трением; действует во время работы подшипника, прекращает действие при остановке; одновременное выполнение. Целесообразно устрой-

<sup>1)</sup> См. особенно Falk, Grundzüge der Schmiertechnik, Berlin 1926, Springer: стр. 13 и 266.

<sup>2)</sup> Том I стр. 969 и след.

ство видимого падения капель и применение стеклянных резервуаров. Фитильные и втулчатые масленки вытесняются вентилями с точной регулировкой. При значительном числе мест смазки применяется "центральная капельная смазка". Циркуляция и вязкая смазка: Обильная смазка, в зависимости от влажности с большим или меньшим падением давления, особенно для подшипников с чистым трением смазанных тел, циркуляции всего масла или в самом подшипнике, или обща для всей машины установка, пуск и остановка отпадают. Широко распространены: кольцевая смазка (фиг. 351 до 353), цепочная смазка (фиг. 339)



фиг. 350.

и смазка закрепленным на валу кольцом (фиг. 350) с резервуаром для масла под вкладышем, пополнение резервуара по мере потери (устраняемой) масла через большие промежутки. Стремление к наименьшему устранению всех потерь масла при циркуляционной смазке имеет существенное влияние на все конструкции подшипников. При больших машинах подача масла общими насосами ко всем подшипникам (например, в паровых турбинах, в больших поршневых машинах) с охлаждением отходящего масла и очисткой нагретого масла. Смазка под давлением, например, в цилиндрах паровых и газовых двигателей с сильными с неустраняемой потерей масла из-за испарения, распыления и подаваемых в цилиндр жидкостей, газов или пара. Целесообразно устройство отдельных поршней для подачи масла в каждый пункт смазки. Пример: аппарат Молерупа, масленка Бома <sup>1)</sup>.

Вязкость смазочных масел должна соответствовать значениям  $r$  и  $n$  подшипника, при чем для предельных температур подшипника для ориентировки можно принять  $E^0 > 150 \frac{P}{n}$ . Для  $p = 7,5$  ат,  $n = 150$  должно быть  $E^0 > 7,5$  при  $t = 40 - 50$ .

При  $t = 50$  имеют:

веретинное масло	1,2—2,0	$E^0$	(градусы по
долгие машинные масла	2,0—3,5	"	Энгелеру).
средние "	3,5—5,5	"	
тяжелые "	5,5—20	"	
цилиндричные "	20—60	"	

<sup>1)</sup> См. в. Wagner, Schmierung der Heissdampflokomotive, Z. d. V. d. I. 1925, S 1589, стр. 5 и 16.

**Металл подшипников и вкладышей.** Хороший для подшипников металл <sup>1)</sup> должен иметь следующие свойства: незначительное трение вазухо, незначительную изнашиваемость, хорошую приработку и достаточную теплоотдачу.

Эти свойства тем важнее, чем чаще можно ожидать смешанного или даже трения вазухо, между тем как при трении смазанных тел и отдаче тепла при посредстве смазочного материала металл, из которого изготовлен подшипник, не имеет значения.

Наивысшие значения опорного давления  $p_{max}$  при смешанном трении, допускаемые обычно при смазке через смазочные канавки, указаны в таблице 21.

Таблица 21. Наибольшие опорные давления в подшипниках.

Ряды	закаленной и шлифованной стали	ц и л и ф и з и а :	
		чугуна	литого железа
Втулки или соотвественно вкладыши	закаленная и шлифованная сталь . . . . .	до 150 $kg/cm^2$	—
Чугун . . . . .	" 40 " . . . . .	" 40 "	" 80 "
Бронза и пластичные сплавы . . . . .	" 90 " . . . . .	" 90 "	" — "
Твердое дерево . . . . .	" — " . . . . .	" — "	" — "

При нагреве цапфы бронза задирает; она предпочтительна в тех случаях, когда желательно сильным ударам противопоставить высокую прочность на сжатие и твердость, пластичные же материалы: нормальный белый металл с приблизительно 80% олова (а также и новые сплавы свинца, твердые благодаря добавлению бария, натрия или кальция) прирабатываются скорее и лучше плавятся при нагреве, без задиранья цапфы. Пластичные сплавы из-за недостаточной твердости и из-за высокой стоимости задираются в чугунных или бронзовых вкладышах (фиг. 350, 352).

**Вкладыши и корпуса подшипников.** Требования: 1. Легкая сменяемость вкладышей в случае надобности замены; цельные вкладыши применимы только при возможности осевой разборки цапф и подшипников. Вкладыши большей частью из чугуна, бронзы или закаленной и шлифованной стали (DIN 146 и 147). Преимущества — дешевизна и длительное сохранение цилиндрической формы, но их нельзя переставлять или разбирать в радиальном направлении. Разъемные на несколько частей (2 или 4) вкладыши допускают разборку в радиальном направлении без удаления соседних частей, изготавливаются большей частью из бронзы или чугуна с заливкой силумина, а при незначительном опорном давлении из чугуна. Разъемные вкладыши допускают регулировку в случае изнашивания и расточку, но с другой стороны разъемные вкладыши легко утрачивают правильную круговую форму при обработке или во время работы

благодаря нагреву, поэтому не надо их делать слишком тонкостенными. Поверхности раздела между отдельными частями вкладыша должны быть расположены так, чтобы давление не приходилось на них (смотри фиг. 339). Подшипник локомотива Ланца, Мангейм, с горизонтальными цилиндрами. Конструкция нижнего вкладыша горизонтального подшипника должна быть такова, чтобы уже при незначительном подъеме вала его легко можно было вынуть, поворачивая вокруг вала.

2. Установка оси подшипника по оси вала. а) Угловая подвижность вкладышей внутри подшипника, при  $\frac{l}{d} > 3$  необходима,

а при  $\frac{l}{d} > 1,5$  желательна, особенно при всех сильно прогибающихся валах для устранения давления у краев; подвижность вкладыша достигается шаровыми опорами вкладышей (например, в подшипниках Селлерса). Сравн. фиг. 349, 351 и 352 и вкладыши с угловой подвижностью в подшипниках паровых турбин (во втором разделе, Паровые турбины). При отсутствии такой автоматической установки необходимо тщательно прирабатывать вкладыши по валу для устранения односторонней нагрузки.

б) Перестановка вкладышей в подшипниках, в коренных подшипниках поршневых двигателей и в станинах машин — при помощи установочных клиньев или прокладок из листового железа (также и в подшипниках шатуна); в стневых и потолочных подшипниках в зданиях — укреплением вкладышей между двумя установочными стержнями с врезкой на подвеске или крошечные, которые имеют различную конструкцию в зависимости от места их прикрепления (потолочные подшипники на подвесках, фиг. 348, стневые, наклонные, на баках или на полу); в преискурантах различных трансмиссионных фирм <sup>1)</sup> приведены многочисленные примеры таких конструкций, допускающих боковое закладывание вала при сборке (в Америке вал по большей части закладывается сверху).

с) Установка корпуса подшипника на особых шпатах (фиг. 341), стойках (фиг. 344), подвесках (фиг. 345) на стневых угляниках (фиг. 346), в стневых коробках (фиг. 343), консолях стневых (фиг. 347) и наклонных (фиг. 347а).

Конструкция закрепления вкладышей в корпусе подшипников обуславливается формой и условиями удобного доступа к ним в зависимости от конструкции станины или рамы. Пример: конструкция подшипников поршневых машин и турбинных во 2 разделе: Машинно-двигатели.

**Нормы для подшипников приводных фабричных валов.** Кроме диаметров валов  $D$  нормированы в DIN 118 и длина подшипника установлением предельных наибольших размеров  $L$ , при чем подшипники разделяются на три группы: формы  $A$  и  $B$  — подшипники со скользящим трением, форма  $C$  для подшипников с трением качения. Нормирование проведено до диаметров вала  $D = 500$  mm.

<sup>1)</sup> Например, B. a. M. G., Dessau; завод Welfel, Hannover; Flenker & Co., Düsseldorf; Peniger; Polysius, Dessau; Tacke & Co., Rheine; Vogel & Schlegel, Dresden. Gebr. Wetzel, Leipzig и пр.

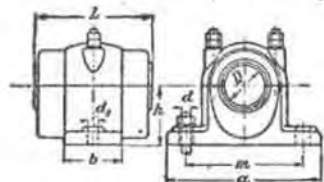
<sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1898 стр. 1300 работа Шарни, а также Czochralski и Welter Lagermetalle und ihre technologische Bewertung, Berlin 1920, J. d. Springer.

Подшипники с неподвижными цапфами и вращающимися вкладышами. Эти подшипники применяются при натяжных роликах, промежуточных колесах зубчатой передачи, холодных ремешных шкивах и муфтах и требуют специальной конструкции смазки во избежание вытекания масла. Пример: фиг. 354—бука Лейбу завода Вильфеля; поверхность скольжения имеет достаточно большой диаметр, чтобы смазка не выжималась и легко держалась на ней; при более высоких удельных давлениях применяется смазка зачерпыванием, например, по фиг. 355—бука Гиди, работающая и при вращающемся валу.

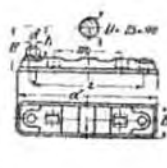
Таблица 22. Подшипники по DIN 118.

Размеры в мм фиг. 340. *A*—длинной подшипник со скользким трением, *B*—такой же короткой подшипник. *C*—подшипник с трением качения.

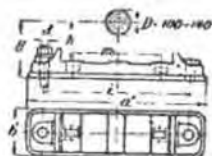
D	Наибольшее значение L подшипников.							
	Со скользким трением		С трением качения	h	n	b	m	d
	Форма A длинные	Форма B короткие						
25 и 30	140	120	100	85	200	55	150	1 1/2"
35 „ 40	180	150	110	75	220	65	170	1 3/4"
45 „ 50	220	180	120	90	260	75	200	1 7/8"
55 „ 60	260	210	130	100	290	85	230	2"
70	300	240	140	110	330	95	260	2 1/8"
80	340	270	150	125	370	110	290	2 1/4"
90	380	300	170	140	410	125	320	2 3/8"
100 и 110	460	360	190	165	470	150	370	2 7/8"
125 „ 140	550	450	—	200	560	195	450	3 1/4"



Фиг. 340.



Фиг. 341.

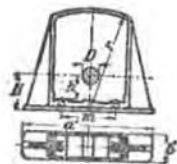


Фиг. 342.

Таблица 23. Плиты для подшипников и стенные коробки.

Размеры в мм фиг. 341 и 342 по DIN 180, фиг. 343 по DIN 103.

D	h	H	d	d'	a'	b'	r
25 и 30	65	100	260	1 1/2"	330	65	300
35 „ 40	75	115	290	1 3/4"	360	75	350
45 „ 50	90	135	330	1 7/8"	410	85	400
55 „ 60	100	150	360	2"	450	95	450
70	110	165	410	2 1/8"	510	110	500
80	125	185	460	2 1/4"	570	125	550
90	140	205	520	2 3/8"	650	145	600
100 и 110	165	240	650	2 7/8"	790	180	700
125 „ 140	200	290	750	3 1/4"	910	230	800

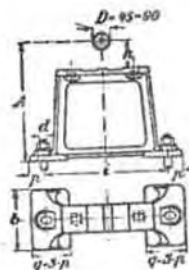


Фиг. 343.

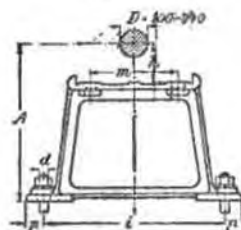
Таблица 24. Опоры.

Размеры в мм фиг. 344 и 344а по DIN 195.

D	h	A	d	p	b
45 и 50	90	300	375	1 1/2"	40
		400	400	1 3/4"	45
		500	425	1 7/8"	45
55 и 60	100	400	450	1 7/8"	45
		500	475	2"	50
		600	500	2 1/8"	50
70	110	400	500	1 7/8"	50
		500	525	2"	50
		600	550	2 1/8"	55
		800	600	2 3/8"	55
80	125	400	550	1 7/8"	55
		500	575	2"	55
		600	600	2 1/8"	60
		800	650	2 3/8"	60
90	140	500	625	2 1/8"	60
		600	650	2 3/8"	65
		800	700	2 7/8"	65
100 и 110	165	600	800	2 3/8"	65
		800	850	2 7/8"	70
		1000	900	3 1/8"	70
125 и 140	200	900	900	2 7/8"	70
		800	950	3 1/8"	80
		1000	1000	3 3/8"	80



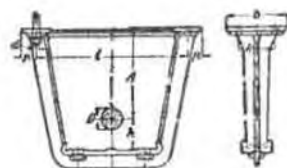
Фиг. 344.



Фиг. 344а.

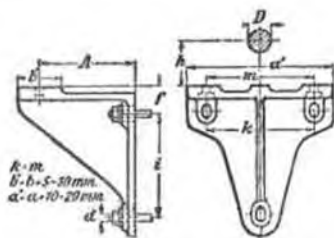
Таблица 25. Потолочные подвески  
двулучные (фиг. 345) по DIN 194.

D	h	A	d	k	d'	p	b
55 и 60	100	500	900	140	1 1/4"	60	230
		600	1000	160	1 1/2"	60	230
		700	1100	160	1 3/4"	60	230
70	110	500	900	160	1 1/4"	65	260
		600	1000	160	1 1/2"	65	260
		700	1100	160	1 3/4"	65	260
80	125	500	900	180	1 1/2"	75	300
		600	1000	180	1 3/4"	75	300
		700	1100	180	2"	75	300
90	140	500	900	200	1 3/4"	80	330
		600	1000	200	2"	80	330
		700	1100	200	2 1/8"	80	330
100 и 110	165	600	1000	220	1 3/4"	85	360
		700	1100	220	2"	85	360
		800	1200	220	2 1/8"	85	360
		1000	1400	220	2 3/8"	85	360



Фиг. 345.





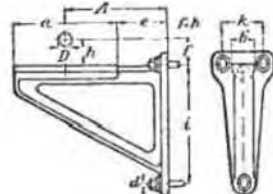
Фиг. 346.

Таблица 26. Настенные уголь-  
ники (фиг. 346) по DIN 187.

D	h	m	A	f	i	d
25 и 30	65	150	110	45	110	3/8"
35 и 40	71	170	130	45	130	1/2"
45 и 50	81	200	150	50	150	3/4"
55 и 60	100	250	170	50	170	1"
70	110	280	190	55	190	1 1/8"
80	125	290	210	60	210	1 1/4"
90	140	320	240	70	240	1 1/2"
100 и 110	165	370	280	80	280	1 3/4"
125 и 140	200	450	350	90	350	1 7/8"

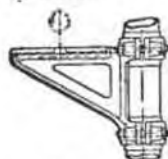
Таблица 27. Стенные кронштейны  
(фиг. 347) по DIN 117.

D	h	a	e	A	i	k	d
25	65	310	95	200-300	300	120	3/8"
30			195	300-400	400		
35	75	330	85	200-300	300	120	3/8"
40			285	400-500	500		
45	90	370	65	200-300	300	140	3/4"
			165	300-400	400		
50	90	370	285	400-500	500	140	3/4"
			385	500-600	600		
55	100	400	150	300-400	400	140	3/4"
			250	400-500	500		
60	100	400	350	500-600	600	140	3/4"
			450	600-700	700		
70	110	440	130	300-400	400	160	7/8"
			230	400-500	500		
80	125	450	330	500-600	600	180	1"
			430	600-700	700		
90	140	520	190	400-500	500	200	1 1/8"
			290	500-600	600		
100	165	590	390	600-700	700	220	1 1/4"
			490	700-800	800		
110	165	590	155	400-500	500	220	1 1/4"
			255	500-600	600		
125	200	680	355	600-700	700	240	1 3/8"
			455	700-800	800		
140	200	680	210	500-600	600	240	1 3/8"
			310	600-700	700		
140	200	680	410	700-800	800	240	1 3/8"
			510	700-800	800		



Фиг. 347.

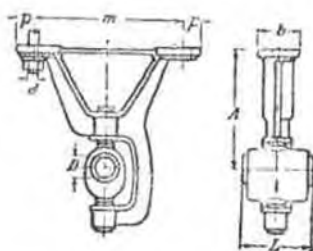
Б·б-5-10mm



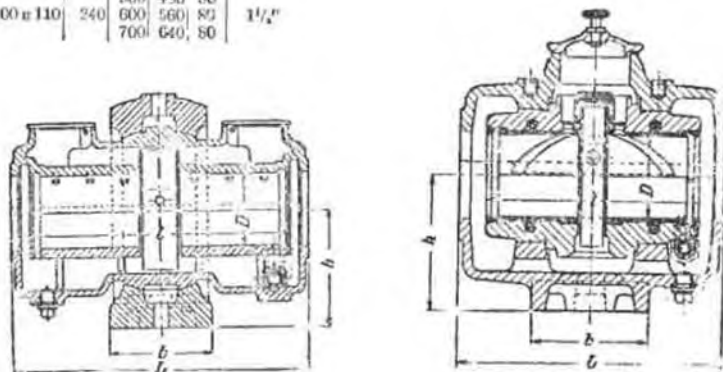
Фиг. 347 в.

Таблица 28. Подшипники на подвесках (фиг. 348) по DIN 119

D	b	A	m	p	d
25 и 30	110	200	240	50	1/2"
		300	320	50	
		400	400	50	
35 и 40	120	300	320	50	3/4"
		400	400	50	
		500	480	50	
45 и 50	130	200	220	55	3/4"
		400	400	55	
		500	480	55	
55 и 60	140	300	320	55	1/2"
		400	400	55	
		500	480	55	
70	160	400	400	60	1 1/8"
		500	480	60	
		600	560	60	
80	180	400	400	70	1"
		500	480	70	
		600	560	70	
90	200	400	400	75	1 1/8"
		500	480	75	
		600	560	75	
100 и 110	240	400	480	80	1 1/4"
		600	560	80	
		700	640	80	



Фиг. 348.

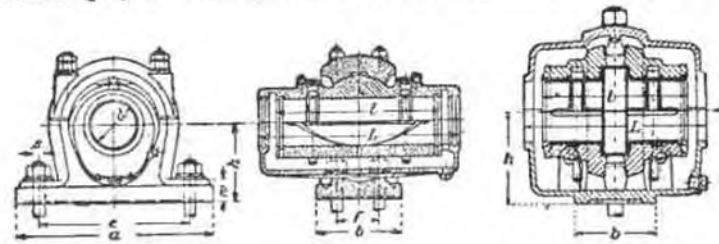
Для длины L в общем притолоки  
формы A и C (табл. 22).

Фиг. 349.

На чертежах 349 и 350 представлены примеры приводных фабричных подшипников. Фиг. 349 подшипники с шаровым вкладышем, форма А, завода Вальфелд и Гантсгер. со смазкой, впазу запитым на валу козырьком; фиг. 350 — подшипники той же фирмы. форма В, с вкладышем, сделанным белым металлом. Для неподвижной установки вала зажатого на нем кольцо для масла закрепится обваркой на валу.

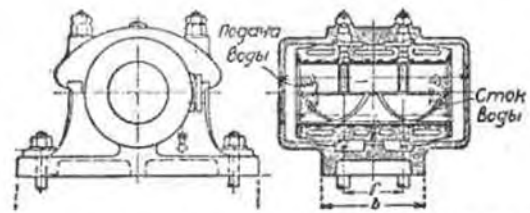
Фиг. 350.

2. Подшипники с трением качения (шариковые и роликовые подшипники)<sup>1)</sup>. Кинематические основы. Для получения движения чистого качения требуется всего лишь катящиеся тела между concentрическими



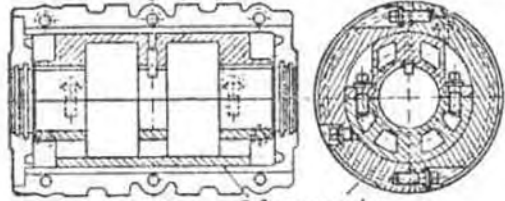
Фиг. 351. — Подшипники с шариками валами шариками фирмы БЭМАГ, Дессау (старая модель).

Фиг. 352. — Пенил модель В с лежащими внутри шариками валами шариками, сделанной из белого металла и валами для монтажа шариков вала для его установки.



Фиг. 353. Для валов больших диаметров до 70 см, шарикоподшипники для водного охлаждения и циркулирующей смазки.

поверхностями качения. Если при этом требуется наличие нескольких степеней свободы движения, то необходимо применение в качестве катящихся тел — шаров, движущихся между плоскими, шаровыми или цилиндрическими поверхностями.



Поверхности скольжения. Фиг. 354.

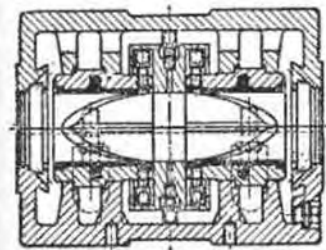
рых выполняемо условие качения, по которому все соответствующие оси качения и оси вращения проходят через одну общую точку

<sup>1)</sup> Агренз, Das Kug Lager, 2 Aufl. Berlin, 1925, Jul. Springer.

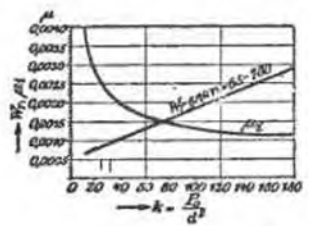
(на главной оси вращения, см. I том, стр. 266 фиг. 86). В таком случае применимы шары в желобках треугольного сечения или из соображений прочности и дешевизны лучше в пружинных желобках (для направления движения достаточно одного желобка в наружном или внутреннем кольце) или конусные ролики между конусными поверхностями качения. Чаще всего имеет место предельный случай: общая точка пересечения осей далеко, все оси качения и вращения параллельны, катящиеся тела имеют форму шаров, или бочкообразных, или цилиндрических роликов, таковая форма лучше всего пригодна для восприятия чистых поперечных сил, между тем как для восприятия чистых продольных сил лучше всего подходит такие подшипники, в которых обшарк вершина качения лежит внутри подшипника.

Чтобы различно нагруженные катящиеся тела не меняли своего расположения, целесообразно заключить их в направляющую их движение оболочку «легку» (обойму), между тем как все боковые силы, возникающие, например, при конусных катках, лучше всего воспринимаются самими кольцами для качения.

Сопротивление трения. О сопротивлении качения шаров и катков см. I том, стр. 304. Идеальный коэффициент трения  $\mu$ , т. е. коэффициент трения, отнесенный к диаметру вала, при опытах Стрибека<sup>1)</sup>



Фиг. 355.



Фиг. 356.

(Фиг. 356) понижался до 0,0013 при 65 до 780 оборотах и при наибольшей нагрузке, между тем как сопротивление  $W_f$  подшипника возрастает с увеличением нагрузки. Отсюда вытекает главное преимущество подшипников с трением качения: почти постоянное наименьшее сопротивление трения при всех скоростях, стабильность, в при начале движения.

Величину  $\mu P d$  при хорошей конструкции и выполнении можно легко довести до таких низких значений, какие в подшипниках со скольжением трением достижимы только при определенном наименьшем значении  $\frac{W_f}{P}$  и при чистом трении смазанных тел; поэтому в подшипниках с трением качения и при естественном наружном охлаждении все же получается менее значительный расход смазочных материалов. При весьма незначительном  $P d$  и непродолжительных периодах работы достаточно для смазки только слой масла. Общее сопротивление трения составляет из сопро-

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1901, S. 121; 1902, S. 1403.

тивлений качения и добавочных сопротивлений обоями, взаимных соприкосновений, защемления и т. п., которые необходимо по возможности устранить. Сопротивление трения в некоторых случаях значительно увеличивается благодаря добавочному сопротивлению от скользящего трения в шаровой или роликовой обойме, а в подшипниках с осевым давлением и в роликовых подшипниках особенно благодаря боковому давлению и направляющим. Поэтому только при небольших и средних значениях  $v$  применяется вазелиновая или густая смазка, а при больших  $v$  и  $P$  требуется, как и в подшипниках со скользящим трением, смазка маслом и достаточное охлаждение.

Характерные особенности: отсутствие слоя масла, заглушающего колебания и толчки, вызванные недостатком во ервинецпо с подшипниками с трением скольжения при быстроходных, трудно балансируемых газах. поэтому ход не такой микши и бесшумный, как в подшипниках с трением скольжения; необходимость точной установки подшипников и их корпусов. Шариковые подшипники значительно чувствительнее к толчкам, чем с катками цилиндрической или бочкообразной формы. Подшипники с трением качения в общем наиболее уместны в тех случаях, где установка их дает значительные преимущества перед более дешевыми подшипниками с трением скольжения, особенно в транспортных механизмах и аппаратах всякого рода в целях экономии мускульной или двигательной силы, или для замены таких подшипников с трением скольжения, в которых трудно выслезить трение смазанных тел (подшипники, подшипники с небольшим или сильно меняющимся  $v$  или с частым остановом движения, подшипники со значительным  $P$ ), или, где смазка недопустима или неадекватна.

**Нагрузка.** Об изменении формы (силоупругости) и напряжении шариков и роликов см. сопротивление материалов (уравнения Герца) 1 том, стр. 620. От изменения формы и напряжения зависит и относительная приращенная соприкасающихся поверхностей, которая сводится к соприкосновению эллипсоидальной поверхности диаметром  $d_r$  с плоскостью ( $d = \infty$ ), согласно

уравнения  $\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}$ . Пример:  $d_1 = 1$ ,  $d_2 = 1$ , или  $\infty$ , или  $-2$

(знак — относится к полке выпуклой поверхности), в таком случае  $d_r = 0,5$  или 1, или 2. Для увеличения  $d_r$  в случае шариков желательно наибольшее приращение к направляющей путем придания желобам круговой формы. Поверхность силоупругости в случае соприкосновения шариков =  $\frac{\zeta d_r^2 \pi}{4}$ , а при соприкосновении роликов (длиной  $l$ ) =  $\zeta d_r l$ , так что

среднее давление по поверхности соприкосновения

$$\text{для шариков } p_m = \frac{P}{\frac{\zeta d_r^2 \pi}{4}} \quad \text{для роликов } p_m = \frac{P}{\zeta d_r l}$$

По Герцу  $\zeta \approx \frac{4,5 p_m}{E^2}$  (точнее 4,3 для шариков, 4,65 для роликов) при одинаковом модуле упругости  $E$  обоих соприкасающихся тел. При-

чем значение характеризующего соприкосновение коэффициента  $k = \frac{P}{d_r^2}$

или  $k = \frac{P}{d_r l}$ , имеют следующие значения:

$$k_1 = \frac{P}{d_r^2} = \frac{14,3 p_m^3}{E^2} \quad \text{для шариков,} \quad k_2 = \frac{P}{d_r l} = \frac{4,65 p_m^2}{E} \quad \text{для роликов.}$$

Обозначив через  $y$  общее понижение поверхностей под действием нагрузки (углубое сближение центров соприкасающихся поверхностей), имеем  $\frac{y}{d_r} \approx \zeta^2$ . Отсюда следует, что при нескольких катящихся телах неодинаковых диаметров или при неравномерном распределении нагрузки между этими телами квадраты их нагрузок  $P$  или  $k$  относятся, как кубы понижений.

а) Подшипники. Если катящиеся тела сидят свободно в жестких кольцах (фиг. 357), то

$$P = P_0 + 2 P_1 \cos \gamma + 2 P_2 \cos 2 \gamma + \dots + 2 P_n \cos n \gamma.$$

Если кольцо без прогиба опускается под действием нагрузки  $P$ , то  $P_1 = P_0 \cos^2 \gamma$ ,  $P_2 = P_0 \cos^4 2 \gamma$  и т. д., так как радиальные составляющие понижения определяют нагрузку, отсюда:

$$P = P_0 (1 + 2 \cos^2 \gamma + 2 \cos^4 2 \gamma + \dots + 2 \cos^2 n \gamma).$$

Для числа  $z = 10$  до 20 катящихся тел выражение в скобках =  $\frac{8}{4,37}$

так что

$$P \approx \frac{P_0 z}{5} \quad \text{или} \quad P_0 = \frac{5 P}{z}.$$

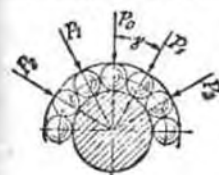
При весьма большом числе катящихся тел, например, при шариковых подшипниках SKF, допускающих угловое перемещение (фиг. 358) выражение в скобках

возрастает до  $\frac{z}{\pi}$ , так

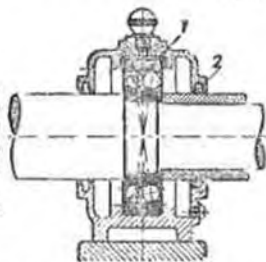
$$\text{что } P \approx \frac{P_1 z}{\pi}.$$

Так как  $k_1$  возрастает в третьей (для роликов соответственно

$k_2$  — во второй) степени допускаемой нагрузки, то для шариков (роликов) и их направляющих предпочтительно применяются наилучшие материалы, например, лучшая хромовая сталь (1% хрома, 0,8 до 0,9% С), закаленная



Фиг. 357.



Фиг. 358. 1 — смазочный элемент; 2 — обоймочное кольцо для уплотнения.

ная и точно и равномерно отшлифованная. Для таких шариков „растрескивающая нагрузка“ (при которой при разгрузке обнаруживаются тонкие трещины) составляет  $k = \frac{P}{d^2} \approx 500$  для давления шарика на шарик

(соответствует  $\frac{P}{d^2} \approx 2000$ ). Чем выше нагрузка шариков или роликов  $k$ , тем меньше: размеры подшипников, влияние трения обоймы и коэффициент трения  $\mu_f$ .

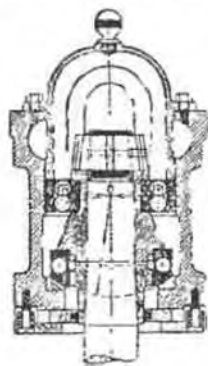
На основании опытов и наблюдений Гудмана<sup>1)</sup> для шариковых подшипников можно принять

$$k_1 = \frac{P}{d^2} = \frac{180 \text{ до } 400}{\frac{n}{2000} \cdot \frac{D}{d} + 1},$$

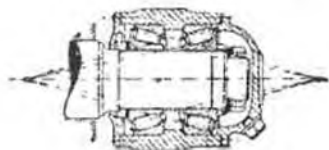
при чем наименьшее значение пригодно для движения шариков в плоских желобках, а наибольшее — для движения в дуговых желобках,  $D$  обозначает диаметр внутренней направляющей шариков,  $d$  — диаметр шариков,  $n$  — число оборотов. Для роликов (например, цилиндрических роликов нормальной модели SKF, Берлин, Эгерс в Эберфельде, и т. п.; конусных роликов фирмы Тимкена и Круинка) при том же материале можно принять  $k_2 \approx 2k_1$ , но для роликов во вращающемся валах принимается только  $k_2 = 20$  до 60 в зависимости от материала вала. Нагрузку для нормированных подшипников см. на следующей странице.

в) Подшипники при давлениях вдоль оси вала (подпятники). В этом случае  $P_0 = \frac{P}{z}$ , если нагрузка всех шариков или роликов

одинакова. Для осуществления такой нагрузки необходимо при подшипниках с большой нагрузкой иметь шариковые кольца, имеющие возможность устанавливаться под разным углом, а при нескольких кольцах неизбежны особые меры для равномерного распределения нагрузки. Сравни фиг. 359 соединенный подшипник и подпятник SKF — нормальная



Фиг. 359.



Фиг. 360.

модель для центрифуги;  $k_1 \approx \frac{100}{v+1}$  для шариков в желобках с дуговым сечением.  $k_1$  очень быстро уменьшается с увеличением скорости,

<sup>1)</sup> Minutes of proceedings of the Institution of civil engineers, 1912.

так как при значительном числе оборотов вследствие центробежной силы имеет место сильное сверлящее трение и бесполезная работа шариков; пахнущие условия работы при ерменной разгрузке шариков, когда шарки за отсутствием давления перестают принудительно двигаться по направляющим. Поэтому для восприятия осевых давлений часто применяются подшипники, например, подшипники с особо глубокими канавками (кольцами), с дуговыми профилем, при чем осевая нагрузка может возрастать до  $\frac{1}{4}$  допускаемой радиальной нагрузки  $P$ , или же подшипники с конусными канавками, например, подшипники Тимкена (Линге-Гофмана-Лухгаммерсерке, Берлин) фиг. 360 для осей трамвайных вагонов.

Нормированные подшипники с трением качения. Первоначально бюро по шариковым подшипникам в Комитете по нормированию были установлены формы, размеры, нагрузки и допуски для наиболее употребительных подшипников и подпятников с трением качения или же в некоторых случаях предельности и нормирования. В таблице 29 приведены главные типы, в таблицах 10 и 11 — соответственно наиболее размеры. Малочисленные подшипники и подшипники с шариками только по размерам и допускам соответствуют почти другим подшипникам, но не по нагрузкам.

Размеры прочих подшипников имеются в прецедентах фирм по шариковым подшипникам.

Нагрузка  $P$  для нормированных подшипников дана для случая покоящихся нагрузки  $P$  ( $n \sim 0$ ) и для этого случая представлена на фиг. 363.

Нагрузка для подшипников в движении

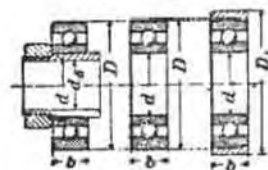
$$P = \zeta P_0,$$

где для

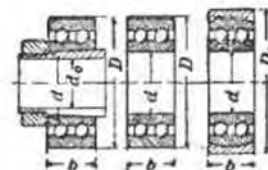
$n =$	10	50	100	200	500
$\zeta \approx$	0,9	0,85	0,75	0,60	0,55
$n =$	1000	1500	2000	3000	5000
$\zeta \approx$	0,45	0,40	0,35	0,25	0,15.

Данные нагрузки представляются только, как средние значения для нормальных случаев и для шариковых подшипников.

При веской нагрузке с толчками особенно для шариковых подшипников нагрузка должна быть значительно уменьшена.



Фиг. 361



Фиг. 362.

Размеры роликовых подшипников те же, как и шариковых, а нагрузки в среднем двойные.

Конструкция и установка подшипников. Прилагается к подшипникам три боковые и их конструкции те же, как и в подшипниках с трением скольжения: угловая подвижность, где она требуется, достигается

благодаря самим шарикам (подшипники SKF) или возможности в установочных кольцах. Установка затруднена тем, что все кольца должны быть пельными, при разъемных кольцах безызбытки толчки и водомка. Внутреннее кольцо должно неподвижно сидеть на своей оси план валу, наружное кольцо держится в корпусе так, что оно может немного перемещаться относительно вала. При этом должны быть приняты во внимание возможные удлинения вала и неточности в расстояниях между

Таблица 29. Обзор типов подшипников с трением качения.  
(DIN 619).

Подшипники.			Подшипник, подшипники для восприятия осевых сил. (тогда нормированы только шариковые)	
Для шариков или роликов	без установочного кольца	с установочным кольцом	Подшипники для осевой нагрузки.	
			С шариками оспованная ведущего кольца.	
			С установочной шайбой.	
			Для нагрузки, меняющей направление.	
			С шариками в оспованная ведущего кольца для нагрузки, меняющей направление.	
			Для нагрузки, меняющей направление с угловой точностью шайбами.	
			Однорядные для нагрузки, меняющей направление.	

\*) Размеры особенно широких подшипников с роликами соответствуют размерам шариковых подшипников с двумя рядами шариков.

Таблица 30. Однорядные подшипники.

л. — легкая; ср. — средняя-тяжелая, т. — тяжелая нагрузка; размеры в мм.

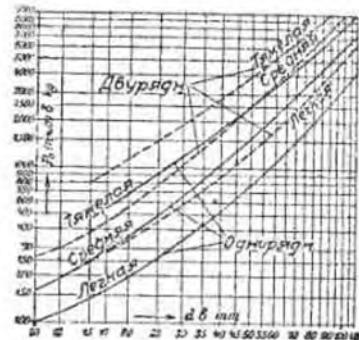
d	d <sub>0</sub> *)		b			D			D <sub>1</sub>		
	л.	ср.	л.	ср.	т.	л.	ср.	т.	л.	ср.	т.
10	—	—	9	11	—	30	35	—	35	40	—
12	—	—	10	12	—	32	37	—	37	42	—
15	—	—	11	13	—	35	42	—	40	47	—
17	—	—	12	14	17	40	47	62	47	52	70
20	15	—	14	15	19	47	52	72	52	58	80
25	20	—	15	17	21	52	62	80	58	70	90
30	25	25	16	19	23	62	72	90	70	80	100
35	30	30	17	21	25	72	80	100	80	100	110
40	35	35	18	23	27	80	90	110	90	100	120
45	40	40	19	25	29	85	100	120	95	110	130
50	45	45	20	27	31	90	110	130	100	120	140
55	50	50	21	29	33	100	120	140	110	130	150
60	55	—	22	31	35	110	130	150	120	140	160
65	60	55	23	33	37	120	140	160	130	150	170
70	—	60	24	35	42	125	150	180	135	160	190
75	65	65	25	37	45	130	160	190	140	170	210
80	70	70	26	39	48	140	170	200	150	180	220
85	75	75	28	41	52	150	180	210	160	190	230
90	80	80	30	43	—	160	190	—	170	210	—
95	85	85	32	45	—	170	200	—	180	220	—
100	90	—	34	—	—	180	—	—	190	—	—
105	95	—	36	—	—	190	—	—	210	—	—
110	100	—	38	—	—	200	—	—	220	—	—

Таблица 31. Двурядные подшипники (фиг. 362).

d	d <sub>0</sub> *)		b				D			D <sub>1</sub>		
	л.	ср.	л.	ср.	т.	л.	ср.	т.	л.	ср.	т.	
10	—	—	14	17	—	30	35	—	35	40	—	
12	—	—	14	17	—	32	37	—	37	42	—	
15	—	—	14	17	—	35	42	—	40	47	—	
17	—	—	16	19	29	40	47	62	47	52	70	
20	15	—	18	21	33	47	53	72	52	58	80	
25	20	—	18	24	36	52	62	80	58	70	90	
30	25	—	20	27	40	62	72	90	70	80	100	
35	30	—	23	31	43	72	80	100	80	90	110	
40	35	—	23	33	46	80	90	110	90	100	120	
45	40	—	23	36	50	85	100	120	95	110	130	
50	45	—	23	40	53	90	110	130	100	120	140	
55	50	—	25	43	57	100	120	140	110	130	150	
60	55	—	25	46	61	110	130	150	120	140	160	
65	60	—	31	48	64	120	140	160	130	150	170	
70	—	—	31	51	74	125	150	180	135	160	190	
75	65	—	31	55	77	130	160	190	140	170	210	
80	70	—	33	58	80	140	170	200	150	180	220	
85	75	—	36	60	85	150	180	210	160	190	230	
90	80	—	40	64	—	160	190	—	170	210	—	
95	85	—	43	67	—	170	200	—	180	220	—	
100	90	—	46	—	—	180	—	—	190	—	—	
105	95	—	50	—	—	190	—	—	210	—	—	
110	100	—	53	—	—	200	—	—	220	—	—	

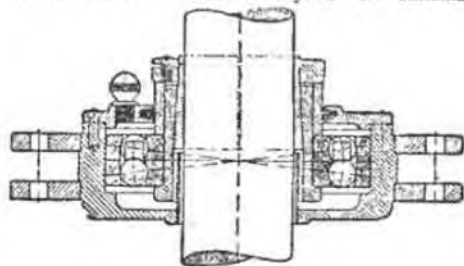
\*) Подшипники с натяжной втулкой нормированы только для легкой и средней нагрузки.  
\*) Подшипники с натяжной втулкой нормированы только для легкой нагрузки.

центрами подшипников. При установке валов только один подшипник должен быть установлен неподвижно без боковых смещений. На гладких валах кольца подшипников закрепляются при помощи затяжных втулок (фиг. 29 и 30).

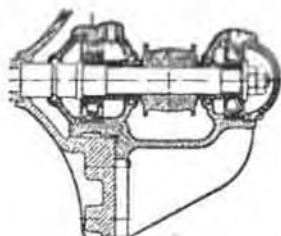


Фиг. 363.

Корпус подшипников делается или разъемным (как в раздельных подшипниках с трением скольжения), фиг. 358 и 364, или же делается цельным; в последнем случае он замыкается центрирующей крышкой



Фиг. 355.



Фиг. 366.

(фиг. 359, 361 и 366). В обоих случаях место соединения частей должно быть плотным и не пропускать масла; равным образом должно быть исключено провисание вала (например, при помощи войлочного кольца). Затем должны быть предусмотрены отверстия для накаливания и для выпуска смазочного материала. На фиг. 365 изображена конструкция для смазки в подшипнике для вертикальных валов. Шариковые и роликовые подшипники наиболее ходких размеров изготавливаются специальными фирмами <sup>1)</sup> которыми устанавливаются комплекты шариковых или роликовых элементов или целые подшипники, равным образом эти фирмы

<sup>1)</sup> Например, Berlin-KaIsruhe-Industriewerke A. G. Fichtel & Saehs, Schweinfurt; Kugelfabrik Fischer, там же; SKF-Norma, Berlin Ws; Riebowerke, Berlin-Walzensee; Hollmann, Wetzlar и т. п.

дают указания по установке <sup>1)</sup> или в сложных случаях принимают на себя такую. Готовые шариковые подшипники для трансмиссий поставляются также специальными трансмиссионными заводами.

## II. Устройство валов.

Валы служат для передачи энергии как в виде колеблющихся валов между рычагами, так, в особенности, в виде вращающихся валов.

Напряжение. При напряжении исключительно на скручивание (I том, стр. 696).

$$k_d = \frac{M_d}{W_d} \text{ кг/см}^2,$$

где для силовых цилиндрических валов момент сопротивления

$$W_d = \frac{d^3 \pi}{16} \approx \frac{d^3}{5} \text{ см}^3,$$

для цилиндрических полых валов с коэффициентом ослабления  $\varphi = \frac{d_1}{d}$

$$W_d = (d^3 - d_1^3) : 5d = (1 - \varphi^3) \frac{d^3}{5} \text{ см}^3,$$

для тонкостенных полых валов (труб) с толщиной стенок  $s$  и средним диаметром  $d_m$

$$W_d \approx 1,6 d_m^2 s \text{ см}^3.$$

Полые валы с коэффициентом ослабления  $\varphi$  при одинаковом  $k_d$  должны быть толще в отношении  $\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{1}{1-\varphi^2}}$ , но при этом они легче в отношении  $\frac{G_1}{G}$ , при чем для

$\varphi = 0,4$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{d_1}{d} = 1,009$	1,022	1,047	1,096	1,162	1,472
$\frac{G_1}{G} = 0,85$	0,78	0,70	0,61	0,51	0,39

Одновременно возрастает и прочность при изгибе. Крутящий момент получается из уравнения  $M_d = 71\,620 \left(\frac{N}{n}\right) \text{ кгсм}^2$ , так что для силовых валов

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{3610\,000\,N}{k_d n}}.$$

<sup>1)</sup> См. также Betriebsblatt 16 Евро союзного производства (Ausschuss f. wirtschaftliche Erzeugung).

<sup>2)</sup> Для валов, которые работают попеременно по середине, за  $N$  принимается только половина работы, передаваемой на одном из двух участков вала.

Приняв  $d = c \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ , имеем для  $\left\{ \begin{array}{l} k_d = 100 \quad 200 \quad 400 \quad 800 \\ c = 15,3 \quad 12,2 \quad 9,65 \quad 7,7. \end{array} \right.$

При выборе допускаемых напряжений при скручивании  $k_d$  см таблицу 24, том I, стр. 608.

Случай нагрузки I сравнительно редок; очень часто встречается случай II и III. Особенно надо обращать внимание на влияние толчков, главным образом, при вращении мест с изменением сечения: резкие переходы от одного сечения к другому, ослабление вала шпонками или отверстиями.

Для дубовых валов водяных колес  $k_d = 50$  до  $60 \text{ kg/cm}^2$ .

Чтобы принять во внимание влияние изменения сечения от шпонок и влияние одновременно действующего изгиба от веса шпонок, натяжения ремней и т. п. для приводных валов, диаметр которых нормирован по DIN 114, выбирается весьма малое  $k_d$ . Для валов из обыкновенного

прокатного железа обычно  $k_d = 120 \text{ kg/cm}^2$ , так что  $d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ , или соответственно  $M = 24 d^3$  (см. следующую таблицу 32).

Таблица 32. Производительность нормальных приводных валов при  $k_d = 120 \text{ kg/cm}^2$

$d$ см	$M_d$ кг-см	$\frac{N}{n}$	$d$ см	$M_d$ кг-см	$\frac{N}{n}$
2,5	376	0,0752	8,0	12290	0,151
3,0	648	0,0794	9,0	17500	0,243
3,5	1060	0,084	10,0	24000	0,393
4,0	1540	0,091	11,0	31900	0,514
4,5	2160	0,096	12,5	47000	0,675
5,0	3000	0,102	14,0	65900	0,915
5,5	3990	0,108	16,0	98300	1,36
6,0	5180	0,117	18,0	140000	1,94
7,0	8290	0,134	20,0	192000	2,67

Диаметры по DIN 114. От 20 см до 50 см нормальные размеры диаметров выражаются только четырьмя числами 22, 24, ...

Тяжелые валы, к которым приложены значительные радиальные силы, как-то колесчатые валы и валы с насажеными на них большими кавальными и ремешными шкивами, а также всегда на скручивание и изгиб, т. е. на сложное сопротивление. (Том I, стр. 716).

**Число оборотов вала.** Целесообразное и обычное число оборотов вала  $n$  обуславливается применяемыми двигателями или генераторами, или числом оборотов рабочих машин, или промежуточных преобразователей движения. В этом отношении различные системы двигателей и генераторов характеризуются «удельным числом оборотов»  $n_{пр}$  т. е. числом оборотов, которым бы обладал данный тип машины при соответствующем его уменьшении и при сохранении всех скоростей в приводах и ведущих частях при мощности этой машины в 1 PS. По Куцбаху <sup>1)</sup>  $n_{пр} = n \sqrt[3]{N}$  и действительно число оборотов вала  $n = \frac{n_{пр}}{\sqrt[3]{N}}$ .

<sup>1)</sup> Kutzbach, Fortschritte und Probleme der mechanischen Energieformen, Z. d. V. d. L. 1921, S. 1302.

Таблица 33. Обычные удельные числа оборотов.

Паровые турбины . . . . .	200 000 до 400 000
Турбокомпрессоры до 6 ат . . . . .	150 000 " 200 000
Ведущие турбины (H-напор и в) . . . . .	300 " 750 $\frac{H}{n}$
Приводы . . . . .	10 000 " 20 000
Судовые винты . . . . .	5 000 " 30 000
Автомобильные и авиационные двигатели (Z-число цилиндров) . . . . .	6 000 " 9 000 $\cdot \sqrt[3]{Z}$
Двигатели одиночного действия и газовые двигатели двойного действия . . . . .	3 000 " 4 000 $\cdot \sqrt[3]{Z}$
Паровые машины двойного действия . . . . .	2 000 " 3 000 $\cdot \sqrt[3]{Z}$
Машины постоянного тока (электрические) . . . . .	нормальные " 25 000 быстроходные " 100 000
Приводные валы . . . . .	500 " 1 000 " 2 000

**Нормированное число оборотов.** В таблице 34 содержится нормированные по DIN 112 числа оборотов, которыми необходимо пользоваться в пределах возможности, а также выраженные в кгсм PS значения

$M_d = \frac{M_d}{N}$ , т. е. значения крутящего момента, отнесенные к 1 PS по которым без труда можно определить действительный крутящий момент  $M_d = M_d N$  в кгсм.

**Скручивание и колебания закручивания.** Закрепленные на валах вращающиеся массы, в особенности маховые колеса, ремешные и канатные шкивы, могут создавать прямопротивоположные друг другу и притом колеблющиеся скручивающие моменты; при отдельных вращающихся массах, разделенных отдельными пружинящими участками вала, периодически колеблющаяся система имеет  $i - 1$  различных периодов собственных колебаний. Сравн. т. I, стр. 426 и след. и стр. 442. Поэтому необходимо вводить меры к тому, чтобы число возможных периодических колебаний в размере приложенных к валу сил (возникающих, например, при кривошипном механизме в поршневой машине или в какой-либо ударной машине) было бы значительно ниже наименьшего числа собственных колебаний периодически колеблющейся системы так, чтобы была исключена возможность возникновения явления «резонанса» с числом оборотов между состоянием покоя и полным числом оборотов вала. О расчете в способах уничтожения резонанса в валах см. также раздел D — Детали машин для регулирования вращающихся масс.

Подсчет числа собственных колебаний при нескольких отдельных массах в большинстве случаев может быть упрощен, так как наименьшее число импульсов определяется только наибольшими моментами инерции <sup>1)</sup>.

Главное число собственных колебаний  $n_s$  также определяется очень часто по двум совокупным массам. (В двигателях часто массы всех подвижных частей противостоятся как одно целое, массе махового колеса).

<sup>1)</sup> Подробный расчет см. Gumbel, Z. d. V. d. L. 1912, S. 1025; 1922, S. 252 и 797; Kutzbach, Z. d. V. d. L. 1917, S. 917; 1918, S. 109; Dreyer, Z. d. V. d. L. 1918, S. 589; Wyrder, Drehbewegungen in Kurbelmaschinen und das Gesetz ihres Ausgleiches, Berlin, 1922, Springer; Polzer, Berechnung der Drehbewegungen, Stuttgart, 1921; Tolle, Regelung d. Kraftmaschinen, 3. Aufl., 1921; Geiger, Z. d. V. d. L. 1921, S. 1241; Föppel, Techn. Schwingungen, Springer, 1924.

Таблица 34. Нормированное число оборотов (DIN 112) и крутящий момент на 1 ГС ( $M_1 = M_d/N$ ) в кгсм.

$n$	$M_1$	$n$	$M_1$	$n$	$M_1$	$n$	$M_1$
25	2865	71	1010	200	358	500	128
28	2500	80	895	225	318	630	114
32	2240	90	796	250	297	710	101
36	1990	100	716	280	256	800	90
40	1790	112	638	320	224	900	80
45	1590	125	573	360	199	1000	72
50	1430	140	511	400	179	1100	64
56	1290	160	447	450	159	1250	57
63	1140	180	398	500	143	1400	51

Для длинных приводных валов указание на то, чтобы число колебаний  $n_c$  было достаточно высоко, соблюдается (в соответствии с опытом) тем, что принимают угол закручивания при полной нагрузке  $\frac{\delta}{l} \leq \frac{10}{4}$  на 100 см длины, если только не приходится иметь дело с исключительно большими вращающимися массами. Подставив указанный угол закручивания в уравнение кручения  $r \frac{\delta}{l} = \frac{K_d}{G}$  (сравни том I, стр. 695), получаем для  $G = 800\,000$  кг/см<sup>2</sup> — часто применяемую формулу для длинных приводных валов:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 0,734 \sqrt[4]{M_d} \text{ или } M_d = 3,454 d^4.$$

По этой формуле получается:

Таблица 35. Производительность длинных приводных валов.

$d$ см	$M_d$ кгсм	$N$ н	$d$ см	$M_d$ кгсм	$N$ н
2,5	136	0,0019	8,0	14 140	0,198
3,0	279	0,0036	9,0	22 670	0,316
3,5	516	0,0072	10,0	34 530	0,482
4,0	851	0,0123	11,0	50 570	0,706
4,5	1 420	0,0198	12,5	84 400	1,085
5,0	2 160	0,030	14,0	127 700	1,85
5,5	3 160	0,044	16,0	226 400	3,16
6,0	4 480	0,061	18,0	362 600	5,05
7,0	8 260	0,116	20,0	552 600	7,72

Из условия  $\frac{\delta}{l} = \frac{10}{4}$  м получается  $k_d = 17,4 d$ , т. е. для валов малого

диаметра получаются слишком высокие напряжения, так как для:

$$\begin{array}{ccc} d = 3 & 5 & 7 \\ k_d = 52 & 87 & 120 \end{array} \quad \begin{array}{ccc} 10 & 15 \text{ см} & \\ 174 & 260 \text{ кг/см}^2 & \end{array}$$

только для диаметров свыше 7 см получают напряжения, превышающие напряжения, определяемые по формуле и таблице 32, стр. 172.

Поэтому представляется целесообразным при малых диаметрах валов пользоваться приведенной формулой только в тех случаях, когда приходится фактически опасаться колебательных движений вала. Те же валы, которые благодаря весьма упругим соединениям, как-то: упругим ремням или эластичным муфтам, изолированы от источников вибраций, короткие приводные валы и валы с легкими шкивами могут подвергаться и более высоким напряжениям. В серьезных случаях целесообразно подвергнуть их точному расчету.

**Изгиб и колебания при изгибе.** Прогиб валов можно определить подсчетом только при погонном сечении и при простых случаях нагрузки, в прочих же случаях прогиб определяется графически по способу Мора (том I, стр. 651 и сл.). Число собственных колебаний вала при изгибе (обычно именуемое критическим числом оборотов) не должно быть близко к числу его оборотов, что особенно важно для быстроходных валов. О порядке критического числа оборотов см т. I. Колебания при изгибе, затен Стодола, Паровые турбины, где приведена и дальнейшая литература по вопросу.

Число оборотов вала или должно лежать значительно выше критического числа оборотов (составляющего для вала паровой турбины до 1 вала 10 000 до 40 000) или, что в большинстве случаев надежнее и для больших валов даже лучше, ниже критического числа оборотов.

Критическое число оборотов возрастает пропорционально  $\sqrt{\frac{1}{f}}$ , где  $f$  — абсолютный прогиб горизонтального вала от собственного его веса.

Если вес колеса или барабана на валу велик по сравнению с собственным весом вала, то  $n_c = 300 \sqrt{\frac{1}{f_g}}$  где  $f_g$  (в см) — абсолютный прогиб под грузом от его веса при горизонтальном положении вала. Если груз в виде барабана, ряда шкивов и самого вала распределен равномерно, то:

$$n_c = 300 \psi \sqrt{\frac{1}{f_g}}, \text{ где}$$

$\psi = 1,13$  при вале, свободно лежащем с обеих или одной стороны,

$\psi = 1,50$  при вале, закрепленном с обеих сторон,

$\psi = 0,90$  при вале, закрепленном с одной стороны (другой конец свободно колеблется).

Так как в валах на нескольких опорах состояние вала и его прогиб колеблется между случаями, когда вал является свободно лежащим и закрепленным, то число собственных колебаний такого вала (например, в паровых турбинах) часто является средним

Для приводных валов, согласно данным опыта, допускают прогиб  $f \approx \frac{1}{3}$  мм на 1 м длины вала. Для уменьшения прогиба рекомендуют соединения, шкивы, колеса и т. п. по возможности ближе к опорам.

Расстояние между подшипниками приводных валов из соображений меньшего прогиба определяют в  $l \approx 100 \sqrt{d}$  (в см), при чем предполагается свободная опора концов вала.



Считалось с тем, что в дальнейшем нагрузка вала может быть увеличена ремонными шкивами и т. п., рекомендуется для уменьшения заметного прогиба применить следующую эмпирическую формулу:

$$r \geq 110 \sqrt[3]{d},$$

таким образом для:

$d = 3$	4	5	6	7	8	9	10	11	12,5	14	16 см
$r = 170$	200	220	240	260	280	300	330	350	370	400	см.
$r = 100$	175	190	200	210	220	230	240	245	250	260	см.

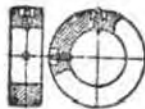
При большом числе оборотов из-за колебаний вала при изгибе целесообразно уменьшать расстояния между подшипниками, при  $n = 500$  примерно до  $\frac{2}{3}d$ , при  $n = 1000$  до  $\frac{2}{3}d$  выше приведенных значений или же располагать шкивы вблизи от подшипников. Указанные формулы дают только примерные указания. Решающее значение имеют местные условия (как то, расположение рабочих машин, размер частей здания, расстояния между колоннами, прогонами и т. д.).

При хороших опорах под лагами и хорошей их выбалансировке удельное число оборотов приводных валов может быть принято в  $n \sqrt{N} = 500$  до 1000 и более (до 2000).

Таким образом, в настоящее время обычно принимаются следующие числа оборотов в минуту:

главные валы и валы для привода тяжелых станков по обработке металлов . . . . .	100 — 300
валы для привода легких станков по обработке металлов . . . . .	150 — 500
валы передаточных приводов . . . . .	200 — 600
валы для привода станков по обработке дерева . . . . .	200 — 600 до 1000
для привода ткацких станков . . . . .	300 — 800.

**Конструкция приводных валов.** Каждый отдельный вал необходимо предохранить от осевого перемещения, при чем должно учесть температурное его удлинение. Во избежание закручивания вала закреплено его в большинстве случаев производится при помощи установочных колец (резьбных) (фиг. 368) или (дельных) (фиг. 367) по обе стороны подшипника, а в подшипниках с закрепленными на валу кольцами — посредние подшипники, или же между двумя соседними подшипниками (DIN 701—710). На главном валу кольца устанавливаются по возможности у переднего подшипника. Кольца устанавливаются



Фиг. 367.



Фиг. 368.

при помощи одного или двух заведенных стальных винтов с потайными головками. В подшипниках с кольцами для смазки, — неподвижно насаженными на валу, эти кольца могут быть использованы и для установки вала.

Наиболее подходящий материал для приводных валов — вязкая сталь с незначительным временным сопротивлением, так как напряжения в них незначительны и она имеет решающее значение; резкие изменения формы и размеров сечения неудобны. Кованые и прокатные валы изготавливаются обычно со сплошным сечением, при точных размерах они шлифуются. Так называемые холодно-прокатные валы (блестящие валы) из очень мягкой мартеповской стали

делаются, во избежание взрывчатости, без каянок и применяются с фрикционными шпонками, натяжными вкладышами и разрезными зажимающимися втулками.

Завалом Братск Рейбольд в Казке у Кельна изготовляет холодно-прокатные валы (из мягкой свариваемой (мартеповской) стали с прочностью  $K_c = 5500$  kg/cm<sup>2</sup>), диаметром от 1,0 до 10,0 см (с промжушкой в 1 мм до 5,2 см, 3—5 мм до  $d = 10,0$  см), длиной до 6—6,5 см.

**Длина валов.** При  $d = 3$  до 5 см длину отдельных частей вала принимают между 4 и 6 м, при большем диаметре из соображений удобного железнодорожного транспорта и более легкой установки  $L \leq 7$  м. При  $L > 7$  м в  $L < 2$  м концы валов повышаются, а для длинных валов увеличиваются и стоимость фрахта. Представляется целесообразным устраивать приводные валы на фабриках длиной не свыше 20 м и приводить их в движение отдельными электромоторами примерно у середины вала. При таком расположении отдельные валы получают меньший диаметр, одинаковый для всей фабрики (для возможности перестановки шкивов).

Валы для двигателей при значительных напряжениях изготовляются из лучшей литой стали, а в случае надобности и из никелевой стали; для уменьшения веса валов и пробы материала валов, для удобной смазки и охлаждения валов высверливают центральную часть вала и получают таким образом полые валы; в виде исключения применяются валы из сваренных и прокатанных без шва труб или из склепанных полых цилиндров. Чугун применяется для полых валов с круглым кольцевым сечением (фиг. 424). В редких случаях применяется и дерево (мельничные валы, водные колеса).

**Шкивы и маховики.** При наличии на валу шкивов и барабанов и при большом числе оборотов, к рабочим усилиям вала присоединяются еще усилия от центробежной силы.

В дельных шкивах срезающие усилия в большинстве случаев весьма малы, так что разделение тела шкива на отдельные спицы, работающие на изгиб, вполне целесообразно во всех случаях, когда не приходится исходить из специальных соображений при изготовлении шкивов или считаться с значительной центробежной силой.

О шкивах со спицами см. ниже Зубчатые колеса, стр. 254, и Ремонные шкивы. Диаметры ремонных шкивов, благодаря их широкому распространению, нормированы (DIN 111). Расчет на центробежную силу см. Сопротивление материалов, т. I, стр. 680 и след. О конструкции быстроходных шкивов см. разд. 2-й, Паровые турбины.

**Маховые колеса.** Шкивы и барабаны, имеющие главной целью своей массой уменьшать колебания в период оборота, изготовляются как маховые колеса; конструкция их зависит главным образом от числа оборотов; при малом числе оборотов делают обод большого диаметра и отдельные спицы, при большом числе оборотов делают сплошной диск малого диаметра.

Точное определение напряжений в ободе маховых колес представляется затруднительным и ненадежным<sup>1)</sup>, так как помимо усилий, воз-

<sup>1)</sup> J. Goebel, Schwungradexplosionen, Z. d. V. d. I. 1898, S. 353; Töller, Berechnung der Kraftmaschinen, 3. Aufl., S. 281 и саяз.; Lindner, Maschinenelemente, S. 116; O. Föppel, Schwungradberechnung, Maschinenbau/Gestlitz., 1922—23, S. 40—43.

никающих от центробежной силы и стремящихся расширить кольцо обода. В последнем возникают изгибающие усилия вследствие неравномерной уругости спиц и неравномерного распределения масс в ободе. Чем меньше в колесе спиц, тем значительнее изгибающие усилия в месте их примыкания к ободу. Обод подвергается действию одной только центробежной силы лишь при уругих спицах или уругих соединенных их с ободом. Кроме того, благодаря спицам возникают сильные напряжения при отливке; эти напряжения устраняются целесообразной конструкцией мест перехода спиц в обод, тщательным охлаждением во время отливки, а в случае надобности и разделением ступицы в промежутках между спицами (фиг. 369) (промежутки между разделенными частями ступицы заполняются после отливки сплавами цинка, а отдельные части ступицы скрепляются стяжными кольцами). Для устранения напряжений при отливке в месте перехода спиц в обод рекомендуется

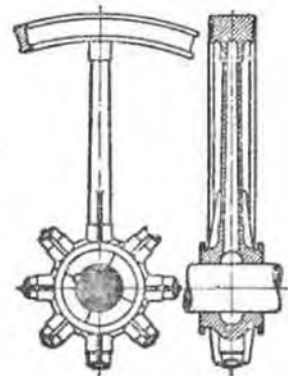
применять последнему Т, I и II-образное сечение; такое сечение удобно и для соединения частей составного обода. Центробежная сила составляет:

$$k_f \approx \left(\frac{v}{10}\right)^2 \cdot \gamma, \text{ так что при } \gamma = 7,25 \text{ г/см}^3 \text{ для чугуна}$$

при $v = 10$	20	30	40	50 м/сек
$k_f \approx 7,25$	29	65	116	180 кг/см <sup>2</sup> .

Для  $v$  берется наибольшее возможное значение, возникающее, например, при внезапной разгрузке или большом числе оборотов колеса. Учитывая неустраняемые полностью напряжения изгиба, принимают для чугунных колес фиг. 369, 370  $v = 25 - 35$  м/сек; для колес с более свободным ободом по фиг. 371 и т. п. принимают  $v = 40 - 45$  м/сек.

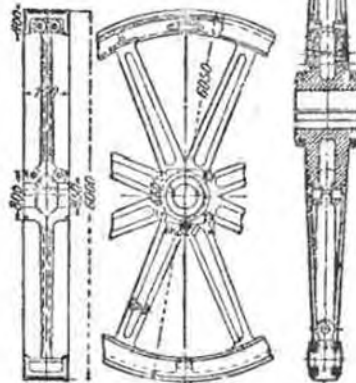
Весьма важно также избегать какого-то ни было скопления масс между спицами, например, в местах соединения частей обода; избежать совершенно применение составного обода невозможно ввиду необходимости скрепления с условными удобными транспорта и монтажа. Особенно целесообразна конструкция места стыка обода по фиг. 372, так как она не связана со скоплением массы в центре тяжести сечения обода, почему эта конструкция пригодна и для большего  $v$ ; соединения по фиг. 373 и 374 более подходят к меньшим  $v$  и  $k_f$ . Точно также и соединение по фиг. 370 неблагоприятно влияет на распределение напряжений и было бы целесообразнее перенести его ближе к спицам. На фиг. 371 место стыка частей обода для устранения изгибающего момента связывается непосредственно со ступицей. Наиболее надежным является соединение через самые спицы по фиг. 375, так как оно совершенно не вызывает изгиба в спицах.



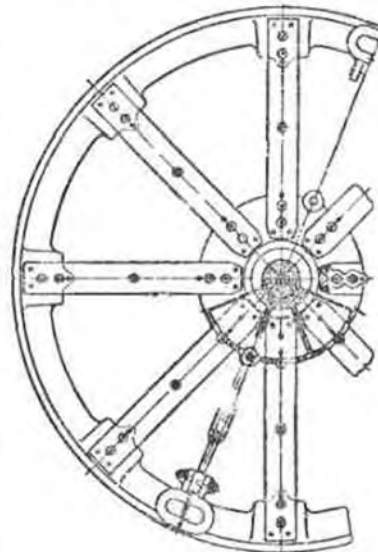
Фиг. 369.

При расчете стыка обода исходит из окружного усилия  $P_f + \frac{G}{4}$ , где  $P_f = Fk_f$ , а  $G$  есть вес обода ( $F$  — площадь нормального сечения обода). Соединение ступицы производится только для возможности закрепления ее на валу путем затяжки.

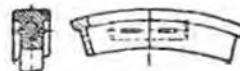
В колесах больших диаметров предпочтительно применяются железные спи-



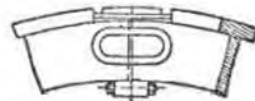
Фиг. 370.



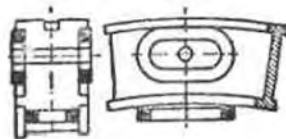
Фиг. 371.



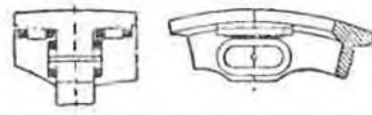
Фиг. 372.



Фиг. 373.



Фиг. 374.



Фиг. 375.

цы, особенно в маховиках для прокатных станков<sup>1)</sup>. На фиг. 371 изображена конструкция, допускающая некоторую подвижность как у обода

<sup>1)</sup> Маховики прокатных станков см. Maschinenbau/Gestl. 1924. S. 525-26.

в месте присоединения наклонных спиц, так и у соединительных болтов. Для равномерного укрепления обода с успехом применяются полосы из листового железа, при которых совершенно отпадают изгибающие напряжения в ободу.

Во избежание вихревых движений воздуха при большом  $v$  необходимо спицы маховика закрывать кожухом или, по крайней мере, придать им овальное сечение.

Для стали или стальных отливок с  $\gamma = 7,85 \text{ g/cm}^3$  получается:

для $r =$	50	75	100	125	150 m/sec
$k_f \cong$	100	440	785	1230	1770 kg/cm <sup>2</sup> .

Эти напряжения могут быть значительно понижены применением сплошных дисков (т. I, стр. 751), так что для маховых колес из стальной отливки, например, в колесах системы Пльгнера, скорость доводится до 150 m/sec.

Расчет масс маховых колес см. раздел D, Части машины для урегулирования.

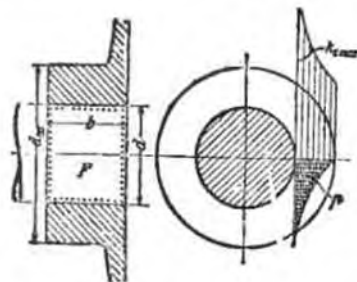
### III. Глухие и подвижные соединения валов.

**Соединение втулками.** а) Передача силы трением между валом и втулкой. При определенном давлении у поверхности трения  $p$ , крутящий момент  $M_d = \mu r b d \pi \frac{d}{2} = k_d \frac{d^3}{5}$ . Отсюда следует, что отно-

шение между опорным давлением и напряжением кручения  $\frac{p}{k_d} \geq \frac{0,13}{\mu b : d}$ .

Опорное давление  $p$  производится при помощи:

а) цельных втулок (фиг. 376), сечение которых претерпевает растягивающие напряжения (касательные напряжения), убывающие к наружной поверхности. Закрепление втулки на валу производится при соответствующей разнице в расточке втулки и диаметра вала путем насадки втулки давлением (гидравлическим прессом) или нагревом (соединение путем последующего сжатия), или же при отсутствии этой разницы в случае конусной насадки натяжением, резьбой (фланцем или шпонкой) или же в случае неподвижной, вызывающей сцепление или скольжения посредством шпонки<sup>1)</sup>.



Фиг. 376.

1) Об обозначении и размерах разных «пригонок» при «точной, тонкой, гладкой и грубой пригонок» см. DIN 772 до 778.

Обозначив через  $E$  — модуль упругости вала и втулки, через  $\epsilon = \frac{(d_w - d_{in})}{d_w}$  — относительное уменьшение размера между диаметром вала  $d_w$  и внутренним диаметром втулки  $d_{in}$  и через  $\zeta = \frac{k_{z \max}}{p}$ , то при сплошных валах необходимую величину уменьшения размера втулки относительно вала  $\epsilon = \frac{(k_{z \max} + p)}{E} = \frac{(\zeta + 1)p}{E}$ .

Для отношения.

$$\kappa = \frac{a_{na}}{d} = 1,1 \quad 1,2 \quad 1,4 \quad 1,6 \quad \boxed{1,8} \quad 2 \quad 2,5 \quad 3$$

$$\zeta = \frac{n^2 + 1}{n^2 - 1} = 10,6 \quad 5,5 \quad 3,1 \quad 2,4 \quad \boxed{1,9} \quad 1,67 \quad 1,38 \quad 1,25$$

откуда для  $\frac{a_{na}}{d} = 1,8$ ,  $k_{z \max} = 1,9 p$  и при  $p = 750 \text{ kg/cm}^2$

$$\kappa = \frac{750 \cdot 2,9}{2 \cdot 200 \cdot 000} \approx \frac{1}{1000}$$

При выборе более значительной разницы в размерах вала и втулки (насадка путем последующего сжатия) напряжение превысит предел текучести, что не имеет вредных последствий при безупречном материале.

Все же значение  $p = \frac{k_{z \max}}{\zeta}$  ограничивается пределом текучести. Если например,  $\frac{d_{na}}{d} = 1,1$  и предел текучести  $k_{z \max} = 2200$ , то надо принять

$$p \approx \frac{2200}{10,6} \approx 200 \text{ и в соответствии с этим } \frac{b}{d} \text{ берется большим.}$$

Остальные размеры втулки зависят от ее материала:

**Втулка из стали, стального литья и железа на таком же валу:**

При насадке путем нагрева: относительное сжатие  $\epsilon = \frac{1}{1000} - \frac{1}{1000} \frac{d_{na}}{d} \approx 1,8$ .

Длина втулки:  $\frac{b}{d} = 0,6$  до  $0,8$  при отсутствии изгиба (узкие шкивы, колесчатые валы, дисковые муфты)  $\frac{b}{d} = 0,8$  до  $1,0$  при наличии изгиба (шкивы с широким ободом, кривошипные валы),  $\frac{b}{d} = 1,0$  до  $1,25$  при последующем изгибе при насаживании прессом, заклинивании, затягивании.

**Втулка из чугуна на валу из стали или железа:**

При насадке путем нагрева:  $\epsilon$  окр.  $\frac{1}{2000}$  до  $\frac{1}{1300}$ :

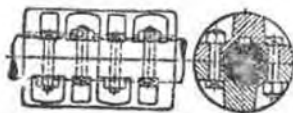
$$\frac{b}{d} = 1,2 \text{ при отсутствии изгиба;}$$

$$\frac{b}{d} = 1,5 \text{ при наличии изгиба;}$$

$$\frac{b}{d} = 1,5 \text{ до } 2 \text{ при насаживании прессом, заклинивании и затягивании } 60 \text{ гами}$$

При натяжении клином  $\frac{d_{na}}{d} \approx 2$ , учитывая влияние дорожек для клиньев

б. При помощи разъемных втулок или имеющих прорезы, затягиваемых стяжными болтами (фиг. 377) или соединяемых натяжными кольцами, с общим сечением  $\Sigma f$ .



Фиг. 377.

При величине прокладки поверхности трения на плоскость горизонтального сечения вала  $= F$  имеем:

$$\frac{\Sigma f}{F} = \frac{p}{k_c} = \frac{0,13}{\mu b} \cdot \frac{k_d}{d} \left( \frac{k_d}{k_2} \right)$$

Болты или кольца затягиваются клинцами, нарезкой (фиг. 377) или скатком после нагрева.

б. Передача силы выступами (при посредстве шпонки и канавки, зубьев по окружности, пальцев или болтов). Недостатком этого способа является то, что при передаче движения от вала к валу при помощи втулки по цилиндрической поверхности для каждого направления движения статически определяемой является передача только по одной выступающей поверхности и при нескольких поверхностях для возможности равномерного распределения нагрузки и возможности расчета необходима точная пригонка или достаточная упругость материалов или прокладок.

В результате: при одной пригнутой поверхности высокая удельная нагрузка на выступающей поверхности и односторонняя передача силы от вала или к валу. Поэтому при значительных передаваемых усилиях рекомендуется применять передачу через одну поверхность только в качестве предохранительной, а основную передачу выполнить в виде фрикционной. При легких конструкциях мавил, при высоких напряжениях и тонкостенных валах обычно применяются соединения при помощи нескольких выступов и соответственно нескольких канавок.

**Дискосое соединение.** Передача трением (фиг. 378): если  $D$  обозначает средний диаметр поверхности трения, которую необходимо отнести по возможности дальше от центра, то требуемое отношение площади стяжных болтов  $\Sigma f$  к площади силового вала  $F_w$  диаметром  $d$

$$\frac{\Sigma f}{F_w} \approx \frac{0,5 k_d}{\mu k_2} \cdot \frac{d}{D}$$

Где расположить болты, зависит только от местных условий, они могут лежать как вне, так и внутри  $D$ .

Соединение, частями работающих на прочность: а) срез (фиг. 379). Площадь срезаемых сечений  $\Sigma f_s$  точно пригнанных болтов или колец определяется из уравнения

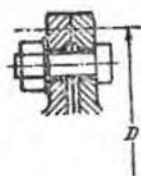
$$\frac{\Sigma f_s}{F_w} \approx 0,5 \frac{k_d}{k_2} \cdot \frac{d}{D}$$

где  $D$  обозначает диаметр центров срезаемых болтов;

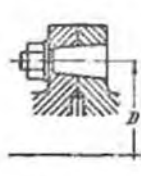
б) изгиба (фиг. 380); при нагрузке распределенной между несколькими болтами диаметром  $\frac{d}{2}$  и сечением  $f_b$ , при чем нагрузка приложена на расстоянии  $a$ , имеем

$$\frac{\Sigma f_b}{F_w} \approx 4 \cdot \frac{a}{\sigma} \cdot \frac{k_d}{k_2} \cdot \frac{d}{D}$$

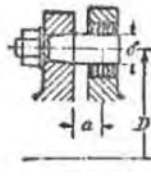
где  $D$  обозначает диаметр окружности, на которой расположены болты.



Фиг. 378.



Фиг. 379.



Фиг. 380.

При упругих прокладках, фиг. 380 (как то: пружины, кожа, дерево, войлок и т. и.), или при упругих болтах равномерное распределение нагрузки достижимо и при менее точной пригонке. Вместо болтов применяются припаятые зубья, кулаки и прочие выступы, работающие на изгиб и срез.

**Наиболее распространенные конструкции муфт.** Фиг. 377. Свертные муфты (DIN 115). Очень удобны, болты делаются втулочными или закрываются кожухом из листового железа (для предохранения от несчастных случаев).

На каждой стороне по 2 до 5 болтов.  $\frac{\Sigma f}{F_w} = \frac{1}{10}$  до  $\frac{1}{20}$  достаточно при нормальных условиях, так как  $k_d$  в приводных валах очень низко; при высоком  $k_d$ , наоборот,  $\frac{\Sigma f}{F_w}$  соответственно выше. Нормированные на большие размеры в мм приведены в таблице 36.

Таблица 36. Свертные муфты (в мм) по DIN 115.

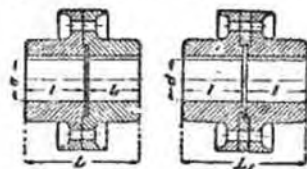
Диаметр валов	25	35	45	55	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
	30	40	50	60										
Общая наибольшая длина муфты	130	160	190	220	250	280	310	350	390	430	490	560	630	700

Муфта Селлера. Две прорезанные конусные втулки затягиваются тремя болтами внутри охватывающей их цилиндрической втулки

Получается сильное зажатие благодаря заклинивающему действию зажатых болтами втулок. Такое соединение валов весьма удобно даже при валах разного или незначительного диаметра. Внешняя втулка шпоуда служит одновременно и ременным шкивом. Наклон конуса  $1/8$  до  $1/10$ . Так как в настоящее время валы изготавливаются по точным предельным калибрам, то дорожки муфты Селлера применяются редко.

Во избежание заедания при недостаточном натяжении во всех муфтах желательно, а при больших диаметрах даже необходимо, устройство сквозной шпонки.

**Дисковые муфты.** Легко разнимающееся дисковое соединение при неразъемном соединении самих дисков с валом. На фиг. 381 и 382



Фиг. 381.

Фиг. 382.

изображены дисковые муфты для приводных валов по принципу конструкции фиг. 378. Диски насаживаются на концы валов прессом или предварительным подогревом и поэтому в дальнейшем не снимаются с последних. Для установки на валу все помещаемые на нем подшипники, шесты, колеса и т. п. делаются разъемными. Где это невозможно, например, при наличии колец шариковых подшипников, там целесообразно, но обходится значительно дороже, применение конусных соединений валов (или же свертных муфт).

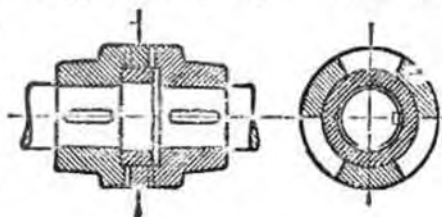
Для достижения точного взаимного соединения служит центрирующий бортик на одной из половинок муфты, но вследствие этого при монтаже требуется некоторое осевое перемещение валов. В тех случаях, когда такое перемещение недопустимо, необходимо закладывать между обоями половинками специально раздельное промежуточное центрирующее кольцо. Установка последнего требуется и в том случае, когда одна часть вала выключается на продолжительное время.

Таблица 37. Размеры чугунных дисковых муфт (в мм) по DIN 116.

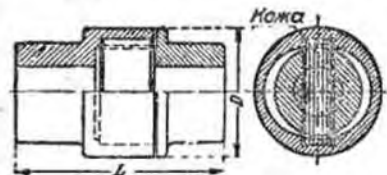
Диаметр вала	25	35	45	55	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	
	30	40	50	60											
Длина втулок	L <sub>1</sub>	59	69	79	89	99	109	124	139	154	164	184	204	224	244
	L	70	80	90	100	110	120	135	150	165	185	205	225	245	265
Общая длина	L	130	150	170	190	210	230	260	290	320	350	390	430	470	510
	L <sub>2</sub>	L + 20					L + 30								

Расстояние между концами валов в муфтах без промежуточного кольца составляет 1 мм, а при наличии кольца равно 10 мм. При валах разных диаметров модель муфты выбирается по валу большего диаметра.

При осевом направлении захватывающих поверхностей в муфтах, образованных, например, по принципу фиг. 380 и при всевозможных зубчатых сцеплениях, возможно продольное перемещение вала по отношению к его осям, поэтому такие муфты применяются как расширительные в тех случаях, когда недопустимо различие в удлинениях вала и рамы. Недостаток неупругих муфт: необходимость в точной пригонке и разметке, быстрая изнашиваемость и игра при изменении давления (в быстроходных валах с переменным давлением захватывающие поверхности зажимаются в масле и работают в масле для смазки и смягчения ударов). Фиг. 383: Зубчатая или кулачковая муфта. Предпочтительно с 3, 5, 7 кулачками с радиальными прилегающими поверхностями, так как такое расположение кулачков более удобно при изготовлении (пригонные поверхности пристраиваются через середину); для центрирования лучше всего применить общее центрирующее кольцо между валами или половинками муфты.



Фиг. 383.



Фиг. 384.

При применении кожаной прокладки, вроде изображенной на фиг. 380 или упругих соединительных болтов (БАМАГ) для соединения накладками каждой пары смежных болтов, кроме продольной подвижности, возможна и некоторая поперечная, и угловая подвижность и, сверх того, изоляция от электрического тока. Поэтому, такие муфты повсеместно распространены в приводах от электромоторов. С той же целью применяют включение натянутых кожаных лент, например, в старой модели муфты Цодель-Фойта и в муфте Кахина (завод Вюльфеля).

Муфты №№ 0,75 до 3,5 выполняются для трех разных диаметров валов каждой (модели I—III).

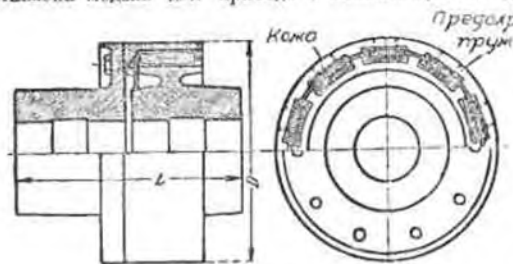
Таблица 38. Упругие (эластичные) муфты Фойта (фиг. 384 и 385) с кожаными эластичными частями.

Мощность муфты N/л. до	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5
	0,005	0,01	0,022	0,055	0,1	0,21
Наибольшая длина в мм	110—130	140—160	190—210	170—200	200—230	240—280
Наибольший диаметр в мм	80	105	130	150	200	250
Вес в кг	2,4—2,8	4,9—5,5	10—11	12,5—16	20—25	40—50

(Продолжение табл. см. след. стр.)

Номер муфты Д/и до	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10
	0,48	0,75	1,1	2,2	4	6,5	10	15	22
Наибольшая длина в мм	290—340	340—390	400	480	570	680	770	885	1015
Наибольший диаметр в мм	300	350	400	500	600	700	830	900	1000
Вес в кг	63—83	85—120	165	295	505	790	1185	1800	2550

Фиг. 386. Упругая зубчатая муфта А. Полиуса в Дессау, с деревянными, войлочными и т. п. прокладками. На фигуре представлена модель для привода с изменяющимся давлением. В случае



Фиг. 385.

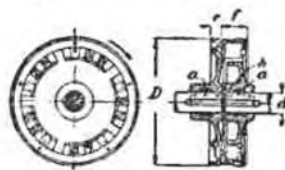
привода с изменяющимся давлением в оба направления или с переменным давлением как спереди, так и сзади зубьев делается одинаковое число прокладок.

Муфты с преобразованием движения. Такие муфты служат для переменного или неупругого изменения направления движения или смещения осей вращения при передаче движения в трансмиссиях, но без изменения направления вращения и числа оборотов.

Соединение валов под углом или с поперечным смещением их осей вращения производится или непосредственно передачей движения по кривой, или же путем сочленения.

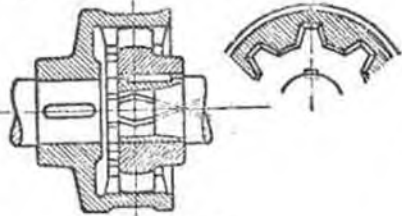
1. Изменение направления движения. Соединение валов со з определенным изменяющимся углом  $\alpha$ . Передача движения производится лучше всего при помощи зубчатых колес (конические колеса, стр. 250) с одинаковым числом зубьев или при помощи фрикционных колес.

Переменный или неизвестный угол  $\alpha$  между осями валов. Передача движения по кривой. Передача движения муфтой (фиг. 387), в которой пространственный профиль зуба, образованный по любой основной форме (путем взаимного сцепления при относительном движении катания), может точно соответствовать наибольшему углу отклонения валов. При, но большей



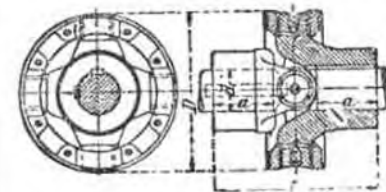
Фиг. 387.

части необработанных, зубьях с очертаниями, не дующими завоуе, происходит быстрое изнашивание, особенно при перемене давления в передаче, которое может быть значительно вознижено точной обработкой, смазкой, выбором малого угла отклонения  $\alpha$ , большого диаметра обода, большого числа зубьев и достаточно твердого материала. Указанная конструкция, благодаря малому диаметру и допускаемому продольному перемещению точки пересечения осей находит применение в прокатных валах (сцепление с формой трилистника) и в грузовых автомобилях.



Фиг. 387.

Соединение с серью. Кривошипное соединение. Кривошипы у конца валов насажены под определенным углом и связаны с серью, соединенной с ними шаровыми шарнирами. Передача неравномерная, так как угол между кривошипами и серью меняется.



Фиг. 388.

Крестовое шарнирное соединение. Универсальный шарнир. а) Сочленение состоит из двух шиф и опор, пересекающихся под  $90^\circ$  перпендикулярно к оси вала, причем для устранения боковых усилий шифы образуются симметрично к точке пересечения  $O$ . Имеются разнообразно формы этой конструкции, для больших усилий чаще всего применяется следующий: сочленение в виде симметричного креста: „крестовое соединение“ или в виде кольца— „шарнир Кардана“ (фиг. 388), в исполнении фирмы БАМАГ, Дессау.

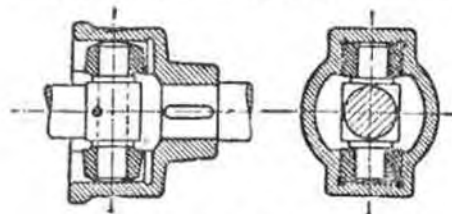
Место пересечения осей должно быть предохранено от поперечных перемещений при помощи подшинок в обоих соединенных валах, или же взаимным расположением обоих концов валов в шаровых вкладышах, или же, наконец, направлением движения концов валов в одном общем сочленении (при помощи соединительных колец).

Таблица 39. Шарнир Кардана фирмы БАМАГ, Дессау (фиг. 389).

Диаметр вала $d$ в мм	40	50	60	70	80	90	100	110	120	135	155	175
Диаметр $D$ . . . . . в мм	180	210	240	280	315	350	390	430	490	580	690	810
Длина $L$ . . . . . в мм	168	204	240	280	330	370	402	441	490	580	640	730
„ в конце вала для втулки $a$ в мм	60	75	90	105	120	135	150	165	180	210	255	300
Вес . . . . . в кг	10	16	25	40	58	86	130	165	225	330	520	710

Диаметр вала  $d$  может быть до 5 мм больше, чем дано в таблице, а для 5 последних размеров и до 15 мм больше.

Так как крестовое (кардан) соединение допускает и передвижение осей, то оно применяется и для валов, оси которых не пересекаются, но скрещиваются на некотором расстоянии, по которым не имеют колец или обварок, препятствующих поперечному перемещению на 0.



Фиг. 388.

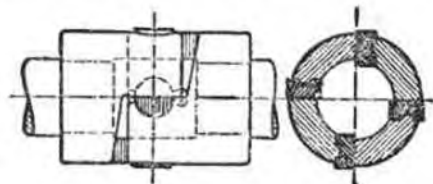
возможно применить четыре шарнирные камни, расположенные под 90°; вместо камней можно также применять ролики. Соединение по фиг. 389 обладает одновременно и осевой, или продольной подвижностью точек пересечения осей, наличие которой может быть важно, например, для валов с независимым движением, соединенных так называемыми «шарнирными валами». Поэтому перемещению можно способствовать соответствующей опорой концов валов или соответственным направлением движения камней.

На фиг. 390 представлена муфта Моргана для прокатных валов: для уменьшения оверного давления к наре камней, образованных в виде полуцилиндрических клин, добавлена вторая пара камней под углом в 90° к первым 1).

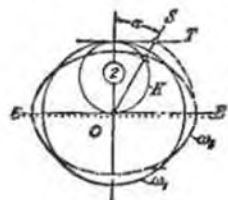
При передаче при посредстве крестового сочленения получают переменные угловые скорости (изменяющиеся по синусоиде в зависимости от угла отклонения  $\alpha$  осей обоих валов), при чем

$$\frac{\omega_2 \max}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha} \quad \text{и} \quad \frac{\omega_2 \min}{\omega_1} = \cos \alpha \quad (\text{см. фиг. 391}),$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  отложены от центра шайбы кривошипа полярно к общей плоскости расположения валов  $EE$ . Величины  $\omega_2 \max$  и  $\omega_2 \min$  получаются, если под углом отклонения  $\alpha$  провести луч  $OS$ , который отрезает величину  $\omega_2 \max$  на касательной  $T$  и  $\omega_2 \min$  на окружности  $K$ . Если неравномерное движение должно иметь обратный ход или же соответ-



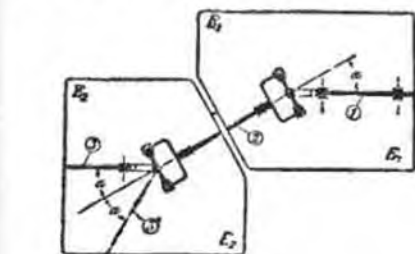
Фиг. 390.



Фиг. 391.

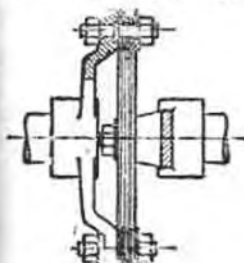
ственно ограничится промежуточным валом, то надо применить два крестовых сочленения с одинаковым углом отклонения  $\alpha$ , причем в обоих сочленениях кривошипы промежуточного вала 2 (фиг. 392) одновременно лежат в общих плоскостях валов  $E_1E_2$  или  $E_2E_3$ , безразлично, совпадают ли обе эти плоскости в одну плоскость, или же пересекаются по оси вала 2. Более частый случай общей плоскости дает решение передачи движению 3 и 3'. (При этом оба шарнира могут быть сведены к одному двойному шарниру Кардана, направляемому вправо).

Важно массы неравномерно движущегося промежуточного вала 2 на весь привод может быть ограничено только уменьшением его размеров.



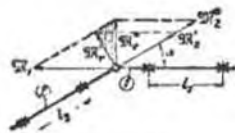
Фиг. 392.

Так как векторы  $M_1$  и  $M_2$  момента ведущего и момента сопротивляния не одинаково направлены (фиг. 293), при чем  $M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$ , то получается равнодействующий вектор момента  $M_r$ , величина которого при вращении колеблется между  $M_r = M_1 \sin \alpha = M_2' \operatorname{tg} \alpha$  и  $M_r'' = M_2' \sin \alpha = M_1 \operatorname{tg} \alpha$ , вызывающий опоры реакции равные по величине  $M_r = P_1 l_1 = P_2 l_2$  и стремящиеся вывести опоры из общей плоскости валов.

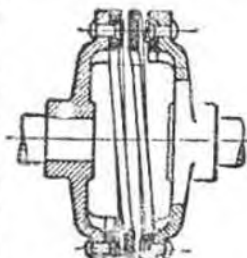


Фиг. 394.

Пружинная муфта (фиг. 394), состоящая из тонких колец из листовой стали с прокладками из резины или кожи (муфта Гарди). Так как передача неравномерная, то пружинное сочленение, как и крестовое, должно быть взято двойное. Более простым является применение симметричных шарнирных вилок с двумя полками винтовых пружин (фиг. 395), которые при любом числе витков и пружин



Фиг. 393.



Фиг. 395.

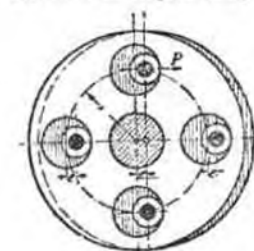
дают равномерную передачу движения и одновременно обладают значительной угловой и продольной подвижностью.

**Гибкие валы** <sup>1)</sup> из стальных витнообразно свитых проволок, как и шарнирные цепи, служат для привода движущихся частей инструментов, приборов, тахометров и т. п., в общем только при незначительных моментах вращения, но при числе оборотов до  $n=2000$  и выше. Скручивающий момент, передаваемый каждой отдельной витой проволокой, приблизительно соответствует тому моменту, который эта проволока могла бы передавать в вытянутом виде в качестве вала. Диаметр гибких валов  $d=5$  до 100 мм. Наибольший допускаемый диаметр закругления вала в зависимости от числа проволок и диаметра самого вала составляет от 7 до 15  $d$ . Для предохранения вала и для удобного обращения с металлическим приводом в сырых помещениях вал покрывают кожаной оболочкой. При заказах необходимо указывать направление вращения. Размеры указаны в нижеследующей таблице.

Таблица 40. Диаметры гибких валов <sup>2)</sup>.

n =	n =					1 л.с.	n =				
	200	400	800	1250	2000		200	400	800	1250	2000
$\frac{1}{2}$ л.с.	9 мм	8 мм	6 мм	6 мм	5 мм	40 мм	35 мм	30 мм	25 мм	15 мм	
$\frac{1}{4}$ л.с.	15 "	12,5 "	10 "	10 "	8 "	50 "	45 "	35 "	30 "	20 "	
$\frac{1}{2}$ л.с.	25 "	25 "	16 "	15 "	10 "	60 "	55 "	45 "	35 "	30 "	
$\frac{1}{2}$ л.с.	30 "	30 "	20 "	20 "	12,5 "	4 "	60 "	45 "	40 "	35 "	

**2. Смещение осей валов.** Постоянное расстояние между осями  $e$ . Передача просе всего производится параллельными сопряжениями на расстоянии  $e$  между центрами обеих шайф (фиг. 396). Из-за наличия мертвых точек в случае контурного замыкания кинематической пары в шарнире требуется по меньшей мере два соответственно смещающихся звена сопряжения, а при силовом замыкании — по меньшей мере четыре таких звена. Если  $e$  равно, или, что лучше, меньше  $r$  — расстояния центров шайф, то эти звенья сопряжения могут быть размещены в одной плоскости между концами обеих валов и таким образом могут иметь вид серег, катков в эксцентричных отверстиях и т. п. При больших  $e$ , наоборот, при передаче движения от



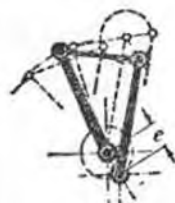
Фиг. 396.

параллельных осей в шаровых, передача в одной плоскости не осуществима.

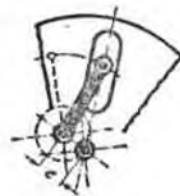
<sup>1)</sup> Изготовляются: Felten & Guillaume, Carlswerk, Mülheim-Rhein; A. Otto & Co., Berlin N., Schmid & W. (L.), Stuttgart; C. L. Becker, Hamburg, и проч.

<sup>2)</sup> При большой мощности более выгодны валы с крестовыми шарнирами, так как они легче и дешевле.

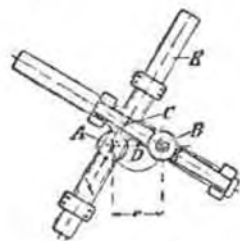
Переменное или известное расстояние между осями  $e$ . **Кривошипное соединение.** Серья длиной  $l > 3e$  (фиг. 397) с шайфами, параллельными осям валов; при  $l = \infty$  — кулисный камень (фиг. 398), который можно заменить катком или еще проще — шальцем. Неравномерная передача в пределах  $v \approx (r \pm e) \omega$ .



Фиг. 397.



Фиг. 398.



Фиг. 399.

**Кулисная муфта** (фиг. 399). Сопряжение производится при помощи элемента  $K$  с двумя прямыми направляющими, пересекающимися лучше всего под углом в  $90^\circ$ . В данном случае применимо любое «крестовое» соединение, но без обзоров или колеб. Одна из старых конструкций — муфта Олдригама. Равномерная передача. Центр крестовины  $C$  вращается по окружности вокруг центра  $D$  при  $AB = e$  (за один оборот вала, два оборота  $C$ ). Любая неподвижная точка на прямой  $AB$  описывает эллипс на соединительной части  $K$ . (Применяется в эллиптическом циркуле или при обточке по овалу).

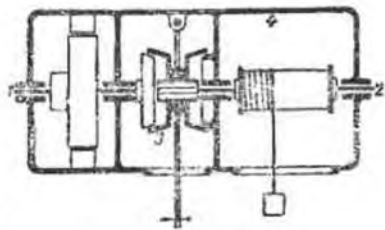
**Пружинные соединения.** Упругость пружинящих промежуточных элементов дисковых муфт по принципу фиг. 380 делает во многих случаях возможным достаточное параллельное смещение.

IV. Детали для включения, выключения (сцепные муфты) и остановка валов; обратные скольжения.

**Обзор и общие основы.** Выключающие механизмы служат для включения и выключения соединений валов и помещаются (фиг. 400):

**A.** между включаемым приводом 2 и постоянно движущимся главным приводом 1, для включения и выключения привода 2; сцепляющие и расцепляющие муфты, или

**B.** между включаемым приводом 2 и неподвижным приводом 4 (станционной, рамой); храповики и тормоза. Последние служат также для длительного поглощения энергии и заглушения колебаний. Выключающие механизмы действуют



Фиг. 400.



или по желанию, или приводятся в действие от машины, или же автоматически при изменении направления вращения, при определенном числе оборотов или при определенном крутящем моменте.

Все выключающие механизмы содержат подвижные элементы 3 для соединения включаемого привода 2 с главным приводом 1 (а при тормозах с неподвижным приводом 4). Эти части посредством зубчатых или стержневых сопряжений соединены с одной частью привода, а с другой они соединены: а) выступами или зубьями, исключающими возможность скольжения, б) путем трения, допускающего скольжение (проскальзывание).

а) В зубчатых муфтах при отсутствии возможности скольжения относительная скорость  $v_{отн}$  между выключаемыми частями при включении падает мгновенно до 0. Давление масс  $P_m = \frac{dv}{dt}$ , где  $P_m$  и  $m_r$  действуют на тот же радиус  $r$ , достигает поэтому мгновенным толчком весьма большого значения, которое не должно вызывать в соединении в приводе напряжений, превышающих допустимые; поэтому целесообразно при включении иметь  $v_{отн}$  весьма низким, лучше  $\approx 0$  (синхронное включение); там же, где последнее невозможно или не надежно, необходимо иметь  $m_r$  по возможности меньше. Для ограничения  $m_r$  включают пружинящие части и при помощи смазочных веществ сглаживают линии толчков.

б) Трение. Пока окружная сила, действующая на расстоянии среднего радиуса трения  $r$  во включаемом приводе  $P_u = \mu N$ , где  $N = rF$  суммарное нормальное давление на поверхности трения  $F$ , до тех пор не происходит изменения в величине относительной скорости, измеренной у радиуса трения  $r$ ,  $v_{отн} = v_1 - v_2$  между главным приводом 1 (или 4) и выключаемым приводом 2. Пример: всевозможные тормозящие сопротивления, тормоза двигателей, спускные тормоза для грузов. Если  $P_u > \mu N$ , то значение  $v_{отн}$  возрастает от нуля, например, в муфтах, в которых возможно скольжение (предохранительных муфтах). Если  $P_u < \mu N$ , то имеющаяся какая-либо относительная скорость  $v_{отн}$  падает до нуля: фрикционные муфты и остановочные тормоза. При этом  $\mu N = P_u + P_m$  (фиг. 401), где  $P_m$  обозначает действующие масс для ускорения или замедления массы  $m_r$ , отнесенное к радиусу  $r$ ,

$$m_r = \frac{\Sigma J}{r^2} = \frac{G I \rho^2}{4 g r^2}; \quad P_m = m_r \cdot \frac{dv}{dt} = m_r \cdot g \epsilon$$

$$\text{и } g \epsilon = \frac{\mu N - P_u}{m_r}.$$

На фиг. 401 и 402  $v_{отн} = v_1 - v_2$  отложено над значениями времени в секундах в том же масштабе в ш/сек, а в нижних диаграммах представлены сила трения  $\mu N$ , потребляемая в приводе 2 окружная

сила  $P_{u2}$  и имеющаяся в распоряжении в приводе 1 (или 4) окружная сила  $P_{u1}$ . На фиг. 401 принято, что  $\frac{m_r v_2}{m_r v_1} \approx 0$ ,  $\mu N$  и  $P_{u2}$  остаются равны,

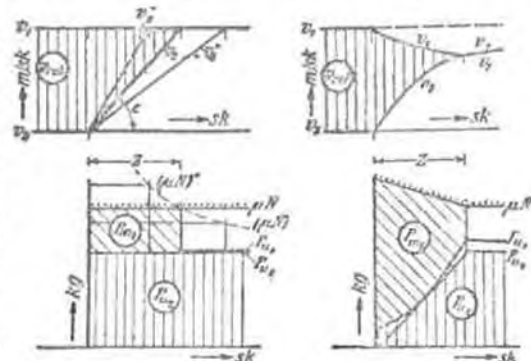
на фиг. 402 представлен случай, когда  $\frac{m_r v_2}{m_r v_1}$  меняется от 0 до 1,  $\mu N$  и  $P_{u2}$  переменны,  $P_{u1}$  возрастает от нуля, откуда и получены изображенные на чертеже изменения  $v_1$ ,  $v_2$  и  $v_{отн}$  (для случая остановочных тормозов обычно подходит фиг. 401, но при этом  $v_1$ ,  $P_{u1}$  и  $P_{u2} = 0$ ). Принятые постоянно равными друг другу значения  $P_{u2}$  и  $\mu N$  вынесены над соответствующими значениями времени. Время включения механизма или торможения тем короче, чем меньше  $v_{r2}$  и масс  $m_r v_2$  и чем больше избыток  $\mu N - P_u$ .

Если в начале включения имелась в распоряжении окружная сила главного привода  $P_{u1}$  меньше  $\mu N$ , то масса, движущаяся с главным приводом —  $m_r$ , движется с замедлением, так что в любой момент периода включения  $P_{u1} + m_r g \epsilon_1 = \mu N = P_{u2} + m_r g \epsilon_2$ .

До окончания включения должно быть по меньшей мере  $P_{u1} = P_{u2}$  (путем произвольного или автоматического регулирования), если только  $v_1$  не должно продолжать уменьшаться. Целесообразно такое соотношение, при котором с постоянно движущимся приводом была бы соединена передача действия масс  $P_{u1}$  большая движущаяся масса  $m_r v_1$ , а с выключаемым приводом — по возможности меньшая движущаяся масса.

Возбуждение трения. Так как должно быть  $\mu N > P_{u2}$ , чтобы воспрепятствовать скольжению, то при  $P_r = 71\,620 \frac{N_{P.S.}}{n}$  получаем  $N > 71\,620 N_{P.S.} : \mu r n$ . Нормальное давление  $N$ , действующее по осевому или радиальному направлению (цилиндр, диск или коническая поверхность) возрастает с возрастанием  $P_u$  или передаточной мощности  $N_{P.S.}$  или падает с возрастанием  $\mu$ ,  $r$  и  $n$ . Это давление существует от какого-либо источника энергии или отдается каким-либо аккумулятором энергии; в связи с этим различаются три главные группы фрикционных муфт и тормозов:

1. Сила, как-то: мускульная (фиг. 400), сила машины, гидравлическая, пневматическая или электромагнитная (фиг. 40а) действует нево-

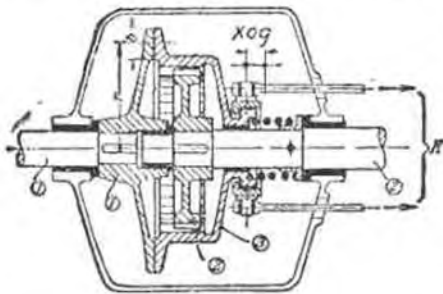


Фиг. 401.

Фиг. 402.

средственно на элемент сопряжения и возбуждается или освобождается для его включения.

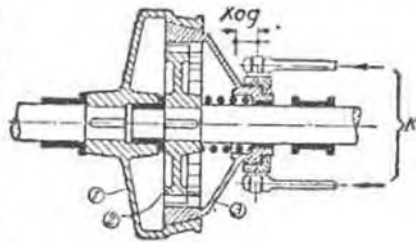
2. Накопленная сила: сила пружины, сила тяжести или центробежная сила, действует непосредственно на элемент сопряжения и только для выключения преодолевается какой-либо большей силой, при чем пружина подвергается большому напряжению (фиг. 403—405).



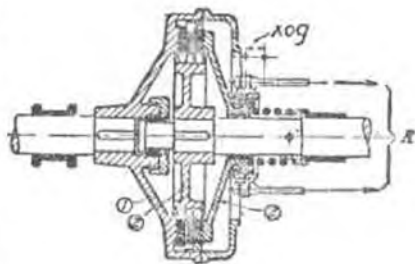
Фиг. 403.

чивого мертвого положения какого-либо преобразователя энергии, так что для выключения по переходе мертвого положения задерживающий механизм освобождается и сопряжение ле ко раздвигается (фиг. 407—411).

Механизмы группы 1 наиболее простые и дешевые, а механизмы группы 2—наиболее сложные и дорогие. К группе 1 относится большинство тормозов и часто выключаемые фрикционные муфты, к группе 2 автомобильные муфты и многочисленные предохранительные тормоза, к группе 3 нормальные муфты фабричных приводных валов, приводимые в движение от руки. Где имеются в распоряжении сила и жатия, например, мускульная сила, оказывается недостаточной, там или требуется применение передатчи (преобразование) от этой силы до потребного нормального давления, для чего можно использовать разнообразные конструкции, или же параллельно включают несколько поверх-



Фиг. 404.



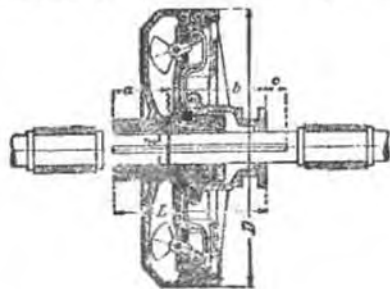
Фиг. 405.

3. Накопленная сила, но большей части пружина или части, напряженные под действием уругости, действуют на элемент сопряжения не непосредственно, а в виде какого-либо задерживающего штяжного механизма непосредственно после неустой-

востей трения, прижимаемых одной общей силой нажатия: пластинчатые муфты (фиг. 405) Передача, которую наиболее удобно включить в самую муфту и которая заключается в единичном или комбинированном применении:

а) конической поверхности (фиг. 404, 407, 410) канна, кулаков (криволинейных), вилла,  
б) рычага и шарнира (фиг. 407 до 411),  
в) охватывающей ленты или развертывающейся ленты, часто бывает ограничена соответственным коэффициентом полезного действия, особенно в случае конической поверхности и канна. Коэффициент полезного действия передачи—кроме крайних положений механизма—должен быть по возможности выше, для сохранения чувствительности включающего механизма. О передаче охватывающей лентой или развертывающейся лентой см. Тормоза, стр. 205 и след., где они чаще всего применяются.

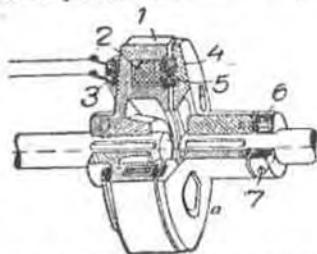
Применя механизмы группы 2 и 3, возможно получить нормальное давление  $N$  под действием пружины



Фиг. 407.

вызывающая включение силы, должна действовать на включающее или вспомогательное приспособление, поэтому в этом случае предпочтительно пользоваться механизмами группы 2.

На фиг. 403—405 даны примеры таких автомобильных муфт с различными способами приложения силы, накопленной пружиной. Обычно, центрально расположенная скатая пружина вызывает нормальное давление в поверхностях скольжения между главным приводом 1 и подвижной частью сопряжения 3, которая соединена с 2 и при этом свободно передвигается по нем в продольном направлении. Механизм, изображенный на фиг. 403, работает без передачи между



Фиг. 406. 1—шарик; 2—магнитная катушка; 3—контактные кольца; 4—деириое кольцо; 5—фрикционные кольца; 6—пружина; 7—установочное кольцо.

определенной силы, и таким образом ограничить  $N$  определенными пределами, при чем внешние силы используются только для включения этой пружины, а не для непосредственного получения требуемого нажима.

Если при нажиме пружиной выключенное положение сопряжения является только кратковременным, как это имеет место в автомобильных муфтах и в остановочных и задерживающих тормозах, то в этот короткий промежуток времени внутренняя пружина,