



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые
процессы»

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

«Расчет и проектирование объемных гидромашин»

Автор
Фридрих Р.А.

Ростов-на-Дону, 2014



Аннотация

Учебное пособие по дисциплине «Объёмные гидромашины и гидropередачи» содержит необходимые теоретические сведения, методические указания и исходные данные для проведения типового расчета и проектирования объёмных гидромашин, и предназначено для студентов высших учебных заведений дневной и заочной форм обучения технических направлений и специальностей.

Автор

к.т.н., доцент Фридрих Р.А.





Оглавление

Введение	5
1 Конструирование и расчет радиальных роторно-поршневых гидравлических машин (РРПГМ).....	8
1.1 Кинематика РРПГМ.....	9
1.2 Равномерность подачи (расхода) насоса (гидромотора).....	11
1.3 Силы, действующие в РРПГМ	14
1.4 Крутящий момент.....	16
1.5 Последовательность расчета РРПГМ	18
2 Конструирование и расчет аксиальных роторно-поршневых гидравлических машин (АРПГМ).....	31
2.1 Кинематика АРПГМ	34
2.2 Определение сил и крутящих моментов в АРПГМ.....	40
2.3 Конструирование и расчет распределительного устройства АРПГМ	42
2.4 Расчет сил, действующих в распределительном устройстве АРПГМ	43
2.5 Последовательность расчета АРПГМ	45
2.6 Гидростатическая разгрузка поршней АРПГМ с наклонным диском	51
3. Конструирование и расчет пластинчатых гидравлических машин (ПГМ).....	55
3.1 Последовательность расчета основных параметров пластинчатых гидромашин однократного и двукратного действия	58
3.2 Проектирование гидромотора	65
3.3 Рекомендации по выбору материала	66
4 Конструирование и расчет шестеренных гидравлических машин (ШГМ).....	67
4.1 Конструктивные особенности шестеренных ГМ.....	67
4.2 Последовательность расчета параметров шестеренного насоса	73
4.3 Рекомендации по выбору материала.....	75



Расчет и проектирование объемных гидромашин

4.4 Расчет подшипников шестеренных ГМ	75
5. Проектирование несущих, корпусных и уплотняющих элементов.....	77
5.1 Проверочный расчет подшипников	77
5.2 Расчет шлицевого соединения	79
5.3 Расчет шпоночного соединения	80
5.4 Проектирование корпусных элементов	81
5.5 Проектирование уплотняющих устройств	82
6. Исходные данные к курсовой работе	84
Список литературы	85
Прямобочные шлицевые соединения (ГОСТ1139-91), средняя серия. Приложение А.....	87
Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) Приложение Б	88
Манжеты армированные для валов (ГОСТ8752-79). Приложение В.....	89
Кольца уплотнительные круглого сечения (ГОСТ 9833-73) Приложение Г	90



ВВЕДЕНИЕ

Во многих отраслях промышленности для выполнения различных технологических операций используется механизм для передачи механической энергии и преобразования движения за счет *гидростатического напора жидкости*, называемый **объемной гидропередачей** (ОГП).

В большинстве случаев ОГП состоит из **объемного гидронасоса** (ведущее звено), **объемного гидродвигателя**, резервуара для рабочей жидкости и магистральных трубопроводов.

В указанных **объемных гидромашинах** (ОГМ) жидкая среда перемещается путем **периодического** изменения объема занимаемой ею камеры, **попеременно** соединяющейся со входом и выходом гидромашин. По кинематике ОГМ различают возвратно-поступательного, возвратно-поворотного и вращательного движения (роторные).

В настоящем учебном пособии содержатся методические указания и задания на выполнение курсовой работы по проектированию **роторных** ОГМ четырех типов - **радиально поршневых, аксиально-поршневых, пластинчатых и шестеренных**.

В общем случае выполнение курсовой работы – самостоятельная творческая работа по решению комплексной инженерной задачи. Знания и опыт, приобретенные при выполнении этой работы, являются базой для выполнения дипломного проектирования, подготовкой к решению более сложных задач общетехнического характера, с которыми будущий инженер встретится в своей практической деятельности по окончании университета.

Данная курсовая работа предусматривает расчет и проектирование ОГМ, и должна включать в себя 1 лист графической части (ф. А1) и пояснительную записку (объемом 35-40 листов ф. А4).

В графической части должен быть представлен чертеж общего вида машины (или сборочный чертёж).

Структура пояснительной записки должна быть следующей: титульный лист; задание на курсовой проект; содержание; введение; основная (расчетная) часть; заключение (выводы); список использованной литературы; приложения.

Задание оформляется на типовом бланке в соответствии с последними двумя цифрами номера зачетной книжки и исходными данными, приведенными в настоящем руководстве, и должно быть утверждено преподавателем и заведующим кафедрой.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

В водной части пояснительной записки работы рассматривается актуальность темы, кратко излагаются основные сведения, полученные в ходе обзора и анализа состояния технического вопроса, а именно: принципа действия гидромашин заданного типа; существующих вариантов конструктивных решений; области применения гидромашин заданного типа.

В основной части должны быть отражены решения следующих вопросов: определена теоретическая подача; рассчитан рабочий объём; произведен выбор и обоснование конструктивного решения; спроектированы элементы, определяющие форму рабочей камеры и выполнен расчет их конструктивных параметров; спроектирован и рассчитан распределительный узел; выполнено проектирование и расчет несущих элементов конструкции (валы, шпоночные и шлицевые соединения, подшипниковые узлы и т.д.), корпусных элементов.

Рекомендуется при выполнении основной части руководствоваться методикой расчетов, приведенной в [1...15], и использовать ЭВМ, имеющееся на кафедре программное обеспечение, и (или) самостоятельно выполненные вычислительные программы.

Заключение должно содержать окончательные выводы по работе, степени её соответствия требованиям технического задания.

При выполнении данного проекта следует руководствоваться следующими Государственными стандартами (ГОСТами) и требованиями Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД):

2.004-88 Основные требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ;

2.104-68 Основные надписи;

2.105-95 Общие требования к текстовым документам;

2.106-96 Текстовые документы;

2.108-68 Спецификация;

2.109-73 Основные требования к чертежам;

2.301-68 Форматы;

2.302-68 Масштабы;

2.304-81 Шрифты чертежные;

2.305-68 Изображения - виды, разрезы, сечения;

3.308-79 Указание на чертежах допусков, форм и расположения поверхностей;

2.316-68 Правила нанесения на чертежах надписей, техни-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

ческих требований, таблиц;

2.321-84 Обозначения буквенные;

8.417-81 Единицы физических величин;



1 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН (РРПГМ)

Согласно принятой терминологии (ГОСТ 17398-72 и ГОСТ 17752-81), к радиально-поршневым ОГМ (объемным гидромашинам) относятся роторно-поршневые ОГМ, у которых ось вращения ротора (блока цилиндров) перпендикулярна оси рабочих органов (поршней) или составляет с ними угол более 45° .

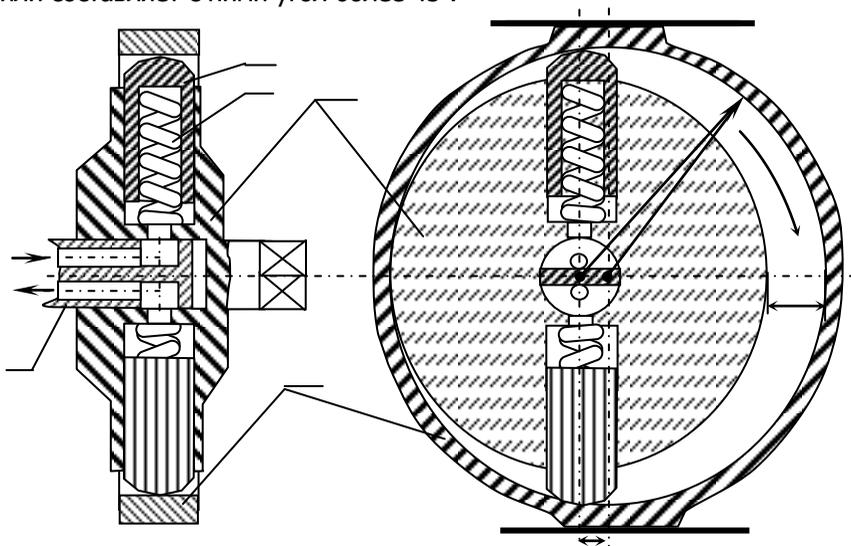


Рисунок 1.1 Схема роторного радиально-поршневого насоса. 1 – распределительная цапфа; 2 – поршень; 3 – пружина; 4 – ротор; 5 – статорное кольцо; **a**, **b** – каналы подвода и отвода рабочей жидкости; **e** – эксцентриситет; *h* – ход поршня.

Схема регулируемого радиально-поршневого насоса представлена на рис.1.1. Основными составными частями этого насоса являются статорное кольцо 5, ротор 4, поршни 2, выполняющие функции вытеснителей. Распределительным устройством конструкции является ось - цапфа 1 с уплотнительной перегородкой, на которую опирается вращающийся ротор 4.

В цапфе выполнены два осевых канала **a** и **b**, связывающие рабочие камеры РРПГМ с линиями всасывания и нагнетания.

При правом направлении вращения ротора объем камеры под поршнем 3 вначале увеличивается (давление снижается) и в неё, через отверстие **a**, будет поступать рабочая жидкость. Далее



Расчет и проектирование объемных гидромашин

объем камеры начнет уменьшаться (давление растет) и рабочая жидкость из неё через отверстие **b** будет вытесняться в напорную гидролинию. Поджим поршней 2 к статорному кольцу 5 осуществляется усилием пружин 3. Статорное кольцо можно перемещать относительно оси ротора и тем самым изменять эксцентриситет насоса e_n , а следовательно, его рабочий объем V_n .

Если рабочую жидкость нагнетать в гидравлическую машину, то она будет работать в режиме гидромотора.

Радиально–поршневые гидравлические машины выпускаются однорядными, двухрядными и многорядными. Число цилиндров (рабочих камер) в одном ряду выполняют предпочтительно нечетным, что позволяет снижать неравномерность подачи и крутящего момента [8].

Рабочий объем V_o нерегулируемых однорядных РРПГМ определяется как:

$$V_o = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_n \cdot z_n = f_n h_n z_n \quad (1.1)$$

где f_n - площадь цилиндра, $f_n = \pi \cdot d_n^2 / 4$;

d_n - диаметр цилиндра;

h_n - ход поршня относительно цилиндра, $h_n = 2 \cdot e_n$;

e_n - эксцентриситет насоса;

z_n - число цилиндров.

Текущая величина рабочего объема регулируемой РРПГМ находится из зависимости:

$$V_n = U_n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot 2 \cdot e_{n \max} \cdot z_n = U_n \cdot V_{он}, \quad (1.2)$$

где U_n - параметр регулирования, $U_n = e_n / e_{n \max}$;
 $U_n \in [-1, +1]$;

e_n - текущее значение эксцентриситета насоса;

$e_{n \max}$ - максимальная величина эксцентриситета.

1.1 Кинематика РРПГМ

Кинематику таких гидравлических машин рассмотрим на примере поршневого насоса, расчетная схема которого дана на рис.1.2.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

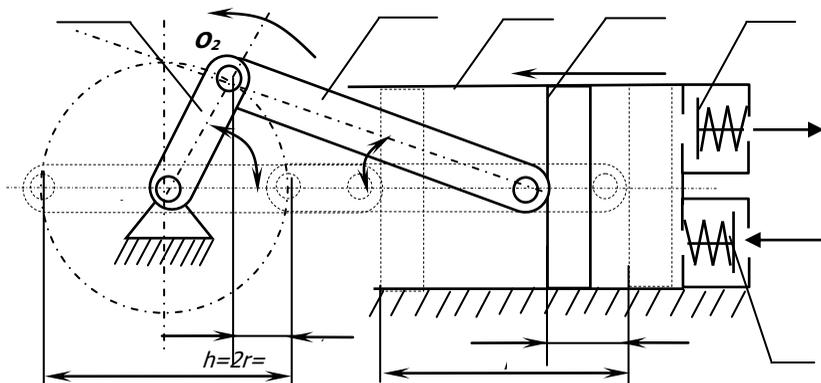


Рисунок 1.2 Одноцилиндровый поршневой насос с кривошипно-шатунным приводом и клапанное распределение: 1-кривошип; 2-шатун; 3 – цилиндр; 4-поршень; 5, 6 – клапана нагнетания и всасывания

При повороте кривошипа на угол α поршень переместится на величину x :

$$x = (r+R) - (r \cdot \cos \alpha + R \cdot \cos \gamma) \quad (1.3)$$

В РРПГМ кинематика такого кривошипно-шатунного механизма сохраняется. Отличие в том, что кривошип не вращается, а остаётся неподвижным. С постоянной угловой скоростью ω_1 вокруг оси O_1 вращается цилиндр 3. При этом шатун 2 будет вращаться с переменной скоростью ω_2 вокруг оси O_2 . Расстояние между осями, соответствующее размеру кривошипа r , называют эксцентриситетом, $r \equiv e$.

Мгновенная относительная скорость поршня v в цилиндре, учитывая, что $R/e = \sin \gamma / \sin \alpha$, после соответствующих преобразований, определяется из зависимости:

$$v = \frac{dx}{dt} = e\omega \cdot (\sin \alpha + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha). \quad (1.4)$$

Таким образом, относительная скорость поршня изменяется по закону, представляющему собой сумму синусоиды и полусинусоиды.

Ускорение поршня j в относительном движении находят из выражения

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = e\omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{e}{R} \cdot \cos 2\alpha \right). \quad (1.5)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Величина ускорения j определяет динамическую нагруженность гидравлической машины.

В большинстве конструкций РРПГМ соотношение эксцентриситета и радиуса статора мало, $e_{max}/R=0,08...0,09$, поэтому в инженерных расчетах этим соотношением пренебрегают. Тогда для кинематического анализа относительного движения поршней в радиально – поршневых гидравлических машинах используют зависимости:

$$v = e \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (1.6)$$

$$j = e \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (1.7)$$

1.2 Равномерность подачи (расхода) насоса (гидромотора)

Мгновенная подача (расход) рабочей жидкости Q_{Ti} i – тым цилиндром пропорциональна относительной скорости поршня u_i и составляет величину

$$Q_{Ti} = f \cdot v_i \quad (1.8)$$

где f – площадь цилиндров;
 u_i – скорость поршня в i -том цилиндре, находящемся в момент времени t в нагнетающей полости.

При равномерном распределении осей цилиндров в роторе, их центральный угол φ составит величину

$$\varphi = \frac{360}{z} \quad (1.9)$$

Формулы (1.4)...(1.9) дают возможность выявить характер изменения мгновенной подачи (расхода) рассматриваемой гидромашин.

Для первого цилиндра

$$Q_{T1} = f \cdot v_1 = e \cdot \omega \cdot f \left(\sin \alpha + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha \right); \quad (1.10)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Для второго цилиндра

$$Q_{T2} = f \cdot v_2 = fe\omega \left[\sin(\alpha + \varphi) + \frac{e}{2R} \sin 2(\alpha + \varphi) \right]; \quad (1.11)$$

Для i – цилиндра

$$Q_{Ti} = f \cdot v_i = fe\omega \left[\sin \left[\psi + (i-1)\varphi \right] + \frac{e}{2R} \sin 2 \left[\psi + (i-1)\varphi \right] \right], \quad (1.12)$$

Количество рабочих камер k , одновременно подающих рабочую жидкость, составит:

при нечетном числе цилиндров

$$k = \frac{z \pm 1}{2} \quad (1.13)$$

при четном числе

$$k = \frac{z}{2} \quad (1.14)$$

Число цилиндров, находящихся в полости нагнетания гидромашин ограничивается условием $\alpha + (k-1) \cdot \varphi \leq 180^\circ$.

Суммарная подача (расход) рабочей жидкости всех цилиндров, находящихся в полости нагнетания гидромашин Q_T составит:

$$Q_T = \sum_{i=1}^k Q_{Ti} = f \cdot e \cdot \omega \left[\sin \alpha + \dots + \sin \left[\psi + (i-1)\varphi \right] + \frac{e}{2R} \left[\sin 2\alpha + \sin 2(\alpha + \varphi) + \dots + \sin 2 \left[\psi + (i-1)\varphi \right] \right] \right] \quad (1.15)$$

Для гидромашин с нечетным числом цилиндров:

$$Q_T = \frac{1}{2} f \cdot e \cdot \omega \left[\frac{\cos \left(\alpha - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z} \right)}{\sin \frac{\pi}{2z}} + \frac{e}{2R} \cdot \frac{\sin 2 \left(\alpha - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z} \right)}{2 \cos \frac{\pi}{z}} \right] \quad (1.16)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Для гидромашин с четным числом цилиндров

$$Q_T = f \cdot e \cdot \omega \frac{\cos(\alpha - \frac{\pi}{z})}{\sin \frac{\pi}{z}} \tag{1.17}$$

Из (1.13)...(1.17) следует, что поскольку в процессе нагнетания радиально - поршневой гидравлической машины, принимают участие одновременно несколько цилиндров и подача каждого из них носит дискретный характер, то расчетная подача такой гидромашин будет пульсирующей - чем большее число цилиндров вступает в полость нагнетания, тем меньшей будет амплитуда пульсации и выше ее частота подачи. Для однорядных радиально - поршневых гидравлических машин с четным числом цилиндров число пик, приходящихся на угол поворота ротора гидромашин 180^0 , равно числу цилиндров, а для гидромашин с нечетным числом цилиндров - удвоенному их значению. Амплитуда пульсации подачи рабочей жидкости при нечетном числе цилиндров будет, соответственно, меньше, чем при четном [8].

На рис.1.3.приведены расчетные графики колебаний подачи рабочей жидкости радиальных роторно - поршневых насосов с числом цилиндров $z=5$ и $z=6$.

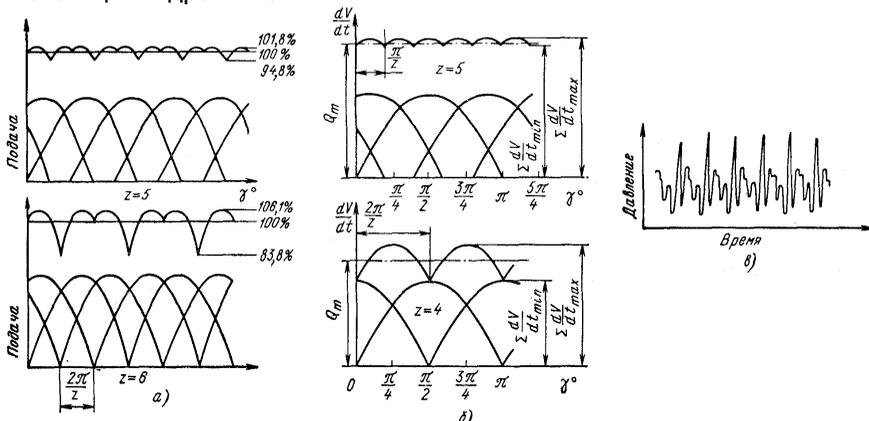


Рисунок 1.3 Графики колебания подачи и давления жид-

Из графиков следует, что более высокая неравномерность подачи (расхода) рабочей жидкости наблюдается при четном числе цилиндров. Это происходит потому, что цилиндры в такой гидромашине располагаются диаметрально противоположно. Причем два поршня могут одновременно находиться в нейтраль-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

ном положении.

Равномерность потока рабочей жидкости в гидравлических машинах оценивают коэффициентом пульсации δ_n :

$$\delta_n = \frac{Q_{T\max} - Q_{T\min}}{Q_{T\text{cp}}}, \quad (1.18)$$

где $Q_{T\max}$ и $Q_{T\min}$ - максимальное и минимальное значение подачи (расхода);

$Q_{T\text{cp}}$ - среднее значение подачи.

$$Q_{T\text{cp}} = V_o \cdot n \quad (1.19)$$

Для практических расчетов можно использовать эмпирические выражения [2]:

при четном числе цилиндров

$$\delta_n = 2 \left(1 - \frac{\pi}{z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{z} \right) \quad (1.20)$$

при нечетном числе цилиндров

$$\delta_n = 2 \left(1 - \frac{\pi}{2z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z} \right) \quad (1.21)$$

Пульсация подачи рабочей жидкости влияет на работу гидрорепердачи при неустановившемся движении вала гидромотора, вызывая колебания давления рабочей жидкости (рис.1.3,в). Колебания подачи насоса – одна из основных причин возникновения вынужденных колебаний гидропривода, следствием которых может быть резонансное состояние системы [8].

1.3 Силы, действующие в РРПГМ

При вращении ротора РРПГМ в точке контакта поршня со статорным кольцом возникает нормальная сила \mathbf{N} , направленная к геометрической оси статора (рис.1.4).

Эту силу можно разложить по законам механики на осевую \mathbf{P} и тангенциальную составляющие \mathbf{T} .

Сила \mathbf{P} направлена по оси поршня и уравнивается силой давления рабочей жидкости, усилием пружины, силой трения и т.д. В упрощенных расчетах её можно принимать как:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} p \tag{1.22}$$

где d и p – диаметр цилиндра и давление рабочей жидкости.

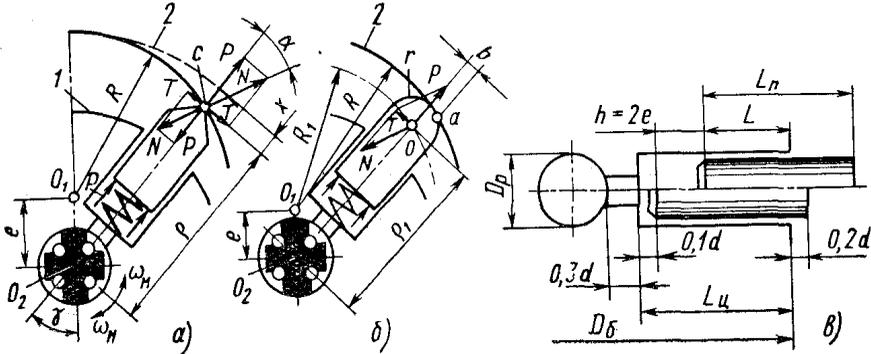


Рисунок 1.4 Расчётные схемы радиально-

Сила T – нормальная к оси цилиндра, создает крутящий момент. При работе рассматриваемой гидравлической машины в режиме насоса эта сила преодолевается крутящим моментом источника энергии. При работе гидромшины в режиме гидромотора составляющая T создает крутящий момент, приводящий ротор во вращение.

$$T = P \cdot tg\gamma \tag{1.23}$$

Сила N - реакция статорного кольца, нагружает распределительную цапфу, опору у кольца, создает контактную напряженность сопряженной пары «поршень – статорное кольцо».

$$N = \frac{P}{\cos\gamma} \tag{1.24}$$

Согласно расчетной схеме, (рис.1.4.) , из треугольника O_1O_2C

$$\frac{R}{e} = \frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} \tag{1.25}$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Откуда $\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{R} \cdot \sin \alpha\right)$, ПОЭТОМУ:

$$T = P \cdot \operatorname{tg}\left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \cdot \sin \alpha\right)\right] \approx P \cdot \frac{e}{R} \sin \alpha \quad (1.26)$$

$$N = \frac{P}{\cos\left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \cdot \sin \alpha\right)\right]} \quad (1.27)$$

Для многоцилиндровой гидравлической машины:

$$\begin{aligned} \bar{N}_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^k N_i ; & \bar{P}_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^k P_i \\ \bar{T}_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^k T_i \end{aligned} \quad (1.28)$$

1.4 Крутящий момент

Мгновенное значение крутящего момента, создаваемого i -тым цилиндром, (рис.1.4.), составит величину

$$M_{Ti} = T_i \cdot \rho_i = P \frac{e}{R} \sin \alpha_i (e \cos \alpha_i + R \cos \gamma_i), \quad (1.29)$$

где $\cos \gamma_i = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \alpha_i$.

Тогда:

$$M_{Ti} = P \frac{e}{R} \sin \alpha_i \left\{ e \cos \alpha_i + R \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \alpha_i \right] \right\} \quad (1.30)$$

Для радиально – поршневой гидравлической машины объемного гидропривода с закрытым кругом циркуляции рабочей жидкости мгновенная величина эффективного крутящего момента определяется из зависимости

$$M_{iv} = \sum_1^{in} M_{ni} - \sum_1^{is} M_{si} \quad (1.31)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

где $\sum_1^{iH} M_{ni}$ - суммарный крутящий момент, создаваемый в полости нагнетания;

$$\sum_1^{iH} M_{ni} = \sum_1^{iH} P_{ni} \frac{e}{R} \cdot \sin \alpha_i \left\{ e \cos \alpha_i + R \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \alpha_i \right] \right\} \quad (1.32)$$

iH - число цилиндров, находящихся в момент времени t в полости нагнетания гидромашины;

$\sum_1^{iB} M_{oi}$ - суммарный крутящий момент, создаваемый в полости всасывания гидромашины;

iB - число цилиндров, находящихся в момент времени t в полости всасывания.

При нечетном числе цилиндров: если $iH = \frac{z+1}{2}$, то

$$iB = \frac{z-1}{2}$$

$$\sum_1^{iB} M_{bi} = \sum_1^{iB} P_{bi} \frac{e}{R} \sin \alpha_i \left\{ e \cdot \cos \alpha_i + R \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \alpha_i \right] \right\} \quad (1.33)$$

Из выражений (1.32) и (1.33) следует, что при работе РРПГМ машины имеет место неравномерность крутящего момента по закону гармонических функций; причем реальная неравномерность крутящего момента усиливается компрессионными процессами, запаздыванием работы распределительного узла и пульсацией давления рабочей жидкости.

Средняя величина крутящего момента рассматриваемой гидромашины находится из выражения:

$$M = \frac{U \cdot V_0 \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (1.34)$$



1.5 Последовательность расчета РРПГМ

1.5.1 Выбор основных оценочных показателей

Основными оценочными показателями объемных гидравлических машин являются расчетная Q_T или действительная Q_d подачи насоса (расходы – для гидромоторов), частота вращения вала n , давление рабочей жидкости p , крутящий момент M , мощность N .

При проектировании насосов исходными являются Q_{dmax} , N_{nmax} , p_{nmax} . При расчете гидромоторов – крутящий момент на его валу M_{Mmax} , N_{Mmax} , p_{Mmax} .

Разработка рекомендаций по выбору оценочных показателей и оптимальному конструированию гидравлических машин относится к разряду сложных инженерных задач, поскольку решения по результатам проводимых анализов и моделирования получаются неоднозначными.

При проектировании новых машин следует максимально использовать достигнутый опыт зарубежного и отечественного создания объемных гидропередат, учитывать тенденции их перспективного развития.

Выбор максимальной величины рабочего давления Δp_{max} :

Повышение рабочего давления ведет к увеличению мощности гидравлической машины. Величина мощности обычно ограничивается, поэтому при выборе максимального значения Δp_{max} исходя из реализации компактности гидромашин и ее массы, стремятся к снижению ее рабочего объема V_0 .

Для радиально – поршневых гидравлических машин величину максимального рабочего давления выбирают в пределах 20...30 МПа. В конструкциях таких гидроагрегатов с гидростатической разгрузкой рабочее давление жидкости может быть доведено до 50 МПа [8].

Выбор частоты вращения n_{nmax} :

Из выражения для расчета мощности ($N = pQ = pV_0 n$) следует, что при фиксации таких параметров как мощность и давление, снизить габариты и массу гидравлической машины можно за счет повышения частоты вращения n_{nmax} . Однако скорость вращения гидромашин ограничивается возможностью нарушения условия «неразрывности потока» рабочей жидкости и резким повышением механических потерь мощности.

Для радиально – поршневых гидравлических машин максимальная скорость их вращения n_{nmax} выбирается в пределах 900...3000 $мин^{-1}$.



1.5.2 Последовательность расчета радиально – поршневых гидромашин (на примере расчета насоса)

Исходными данными для расчета насоса являются действительная подача $Q_{д\max}$, максимальная частота вращения n_{\max} , максимальное давление в полости нагнетания $p_{н\max}$ и величина объемного КПД $\eta_{он}$.

1) По заданной подаче насоса $Q_{д\max}$, определяется расчетная (теоретическая) подача $Q_{т(н)\max}$

$$Q_{т(н)\max} = \frac{Q_{д\max}}{\eta_{он}} \quad (1.35)$$

где $\eta_{он}$ – объемный КПД для номинальных режимов работы насоса принимают $\eta_{он} = 0.96 \dots 0.98$ [1].

2) Исходя из заданной частоты вращения вала насоса, находят его рабочий объем

$$V_{он} = \frac{Q_{т(н)\max}}{n_{н\max}} \quad (1.36)$$

3) Определяют диаметр цилиндра $d_{н}$, для чего зависимость (1.2) приводится к виду:

$$V_{он} = f_n \cdot h_{i\max} z = \frac{\pi d_n^2}{4} h_{\max} \cdot z \quad (1.37)$$

Умножив числитель и знаменатель на один и тот же параметр $d_{н}$, получим:

$$V_{он} = \frac{\pi d_n^3}{4} \cdot \frac{h_{\max}}{d_n} \cdot z = \frac{\pi d_n^3}{4} \cdot i \cdot z \quad (1.38)$$

где i – соотношение хода поршня и его диаметра – из опыта принимают в пределах $i = 1.0 \dots 1.5$;

z – число цилиндров - из конструктивных соображений выбирается предпочтительно нечетным, в пределах 5...11.

Таким образом, диаметр цилиндра можно представить как:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{он}}{\pi \cdot i \cdot z}} \quad (1.39)$$

Вычисленное значение d округляется до ближайшего зна-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

чения по действующим ГОСТам, а значение h - до ближайшего четного числа миллиметров, обеспечивая при этом минимальные расхождения требуемого и полученного значений V_o .

Гидравлическая связь рабочих камер радиально – поршневых гидромашин, оснащенных цапфовым распределителем осуществляется через специально выполненную расточку в роторе, называемую проходным окном.

Диаметр этого окна определяется из уравнения расходов рабочей жидкости одной рабочей камеры:

$$Q_o = Q_m = f_o \cdot V_{ож} \quad (1.40)$$

где f_o - площадь сечения проходного окна

$$f_o = \frac{\pi d_o^2}{4} \quad (1.41)$$

d_o - диаметр проходного окна;

$V_{ож}$ - скорость рабочей жидкости в проходном окне: 3...4 м/с для закрытых гидросистем; 2...3 м/с - для открытых гидросистем.

Следовательно, диаметр проходного окна

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot z \cdot V_{ож}}} \quad (1.42)$$

4) Производят расчет распределительного узла.

В большинстве конструкций радиально – поршневых гидравлических машин в качестве распределительного устройства, по компоновочным соображениям, применяется цапфа.

Диаметр проходных каналов d_k определяется по максимальной теоретической подаче рабочей жидкости

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q_m \epsilon_{\max}}{\pi \cdot i_{кн} \cdot V_{кж}}} \quad (1.43)$$

где $i_{кн}$ - число каналов в нагнетательной полости распределителя;

$V_{кж}$ - скорость рабочей жидкости в проходных каналах:

Расчет и проектирование объемных гидромашин

5...6 м/с для закрытых систем; 3...4 м/с - для открытых систем.

Определение размера уплотняющей перемычки является важнейшим этапом проектирования цапфы. Предварительно, по опыту созданных конструкций, ширина уплотняющей перемычки S назначается больше диаметра проходного окна d_0 .

$$S = d_0 + (0,2 \dots 0,6) \text{ мм}$$

(1.44)

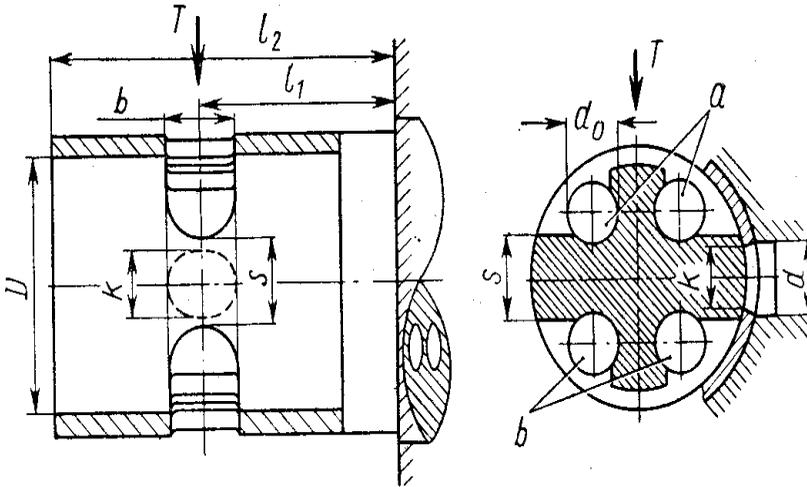


Рисунок 1.5 Опорно-распределительная цапфа

Такое отношение между S и d_0 исключает глубокий вакуум при переходе цилиндров из плоскости всасывания по поверхности перемычки S к «нейтрали» и компрессию рабочей жидкости при движении цилиндров от «нейтрали» к полости нагнетания (положительное перекрытие).

По условиям прочности и жесткости для рассматриваемых конструкций гидравлических машин широко применяется четырехканальный цапфовый распределитель рабочей жидкости. Диаметр $D_ц$ такой цапфы может приниматься на основе следующих рассуждений.

Диаметр расположения осей проходных каналов D_k принимают из конструктивных соображений как:

$$D_k = \sqrt{2} (d_k + S) \quad (1.45)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Тогда диаметр цапфы $D_{ц}$ будет равен:

$$D_{ц} = D_K + d_K + 2 \cdot \delta_1 \tag{1.46}$$

где δ_1 - наименьшая толщина стенки распределительной цапфы, рекомендуется соотношение $\delta_1 \geq 0,3d_K$.

Осевые размеры цапфы, рис. 1.5. выбирают в долях диаметра цапфы:

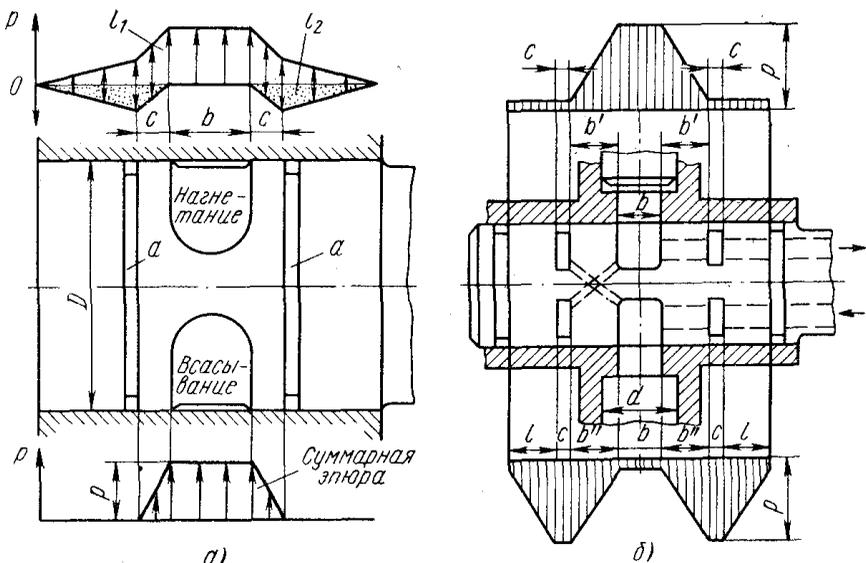
$$I_1 = (1,5 \dots 1,9) D_{ц}; \quad I_2 = (2,0 \dots 2,5) D_{ц};$$

$$b = (0,3 \dots 0,4) D_{ц} \tag{1.47}$$

где I_1 - координата приложения силы P_H и P_B ;

I_2 - полная длина цапфы;

b - ширина фрезеровки цапфы.



а) **Рисунок 1.6** Схема цапфы с гидростатической разгрузкой

Цапфа изготавливается из сталей 12ХНЗА; 12ХГТ. Её поверхность упрочняется до HRC = 56...60.

Прочность цапфы проверяется на изгиб под действием сил давления рабочей жидкости в нагнетающей P_H и во всасывающей P_B гидролиниях и оценивается по величине нормальных напряжений δ_n :



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$\sigma_H = \frac{P_a - P_b}{W_Z} \leq [\sigma_H] \quad (1.48)$$

где W_Z – осевой момент сопротивления,
 $W_Z = \frac{S \cdot D^2}{6} + \frac{Q - S \cdot S^2}{6}$;

$[\sigma_H]$ – допустимое напряжение, (для сталей 12Х3А, 12ХГТ $[\sigma_H] = 150 \dots 250$ МПа).

Для уменьшения нагрузки на цапфу можно применять гидростатическую разгрузку (рис. 1.6).

5) Проектирование ротора гидравлической машины.

При проектировании ротора, рис.1.7, необходимо исключить смятие цилиндров под действием тангенциальной силы Т.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

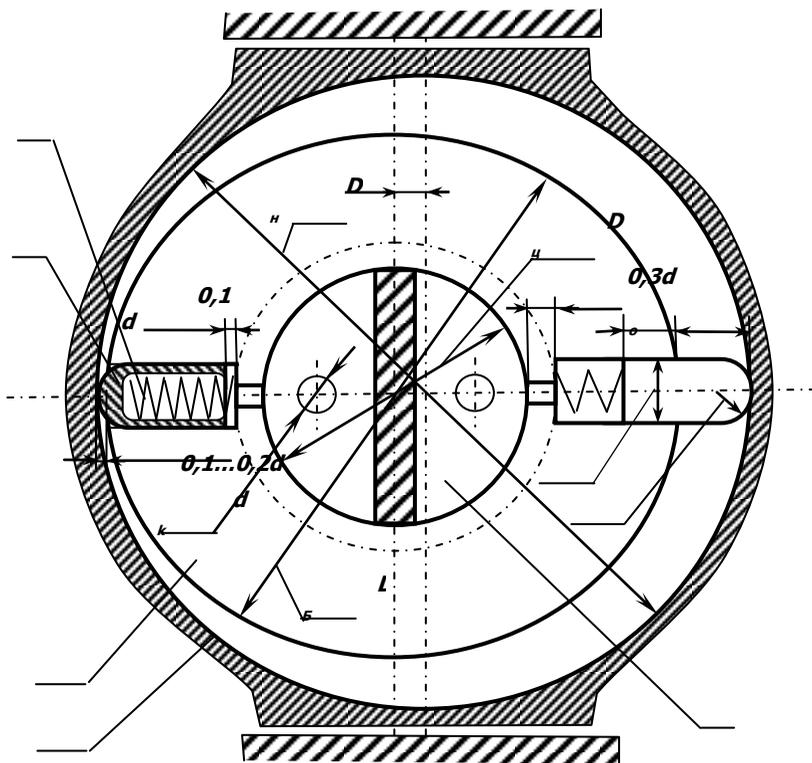


Рисунок 1.7 Расчетная схема РРПГМ: 1-статор; 2-ротор; 3-поршень; 4-пружина; 5-цапфа.

Для этого минимальная величина оставшейся части поршня в цилиндре l , при максимальном его ходе $h_{max}=(1,0...1,5)d$, определяется из зависимости

$$l \geq (1.5...2.0)d \tag{1.49}$$

Полная длина цилиндра составляет величину

$$l_y \geq a_1 + h_{max} + l \tag{1.50}$$

где a_1 - минимальный размер, определяющий «недоход» поршня до дна цилиндра $a_1=(0.1...0.2)d$.

Подставляя значения a_1 , h_{max} и l будем иметь:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$l_{\Pi} = (0.1...0.2)d + (1.0...1.5)d + (1.5...2.0)d = (2.6...3.8)d \quad (1.51)$$

Длина самого поршня l_{Π} составляет величину:

$$l_{\Pi} = h_{max} + l + a_3 \quad (1.52)$$

где a_3 - наименьший размер выступающей части поршня в его исходном положении, обеспечивающий контакт со статорным кольцом, $a_3 \geq 0.2d$.

$$l_{\Pi} = (0,1...1,5)d + (1,5...2)d + 0,2d = (2,7...3,7)d \quad (1.53)$$

Внешний диаметр ротора D_B , определяется из выражения

$$D_B = 2 l_{\Pi} + D_{\Pi} + 2a_2 \quad (1.54)$$

где a_2 - высота проходных окон ротора, $a_2 \geq 0.3d$.

Подставив значения l_{Π} и a_2 , получим

$$D_B = D_{\Pi} + 5,8...7,8d \quad (1.55)$$

Ротор изготавливается из антифрикционного материала или из стали. В последнем случае должна быть предусмотрена втулка, которая будет выполнять функцию подшипника скольжения и поэтому должна изготавливаться из антифрикционного материала.

В качестве материалов ротора в паре со стальной цапфой, можно использовать фосфористо – оловянистую бронзу БрО10Ф1 – сплав, содержащий около 58% меди, 10% олова и 1% фосфора, сурьмянистую бронзу, а также сталь Ст12ХНЗА, Ст20Х с термообработкой (цементацией) $HRC \geq 60$.

В стальной конструкции ротора выполняется расточка под втулку.

6)- Расчет ротора радиально - поршневой машины на прочность

Ротор такой гидравлической машины рассчитывается как условная толстостенная труба, у которой r_1 - радиус цилиндра, r_2 - наружный радиус этой условной трубы.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$r_1 = \frac{d_H}{2} \quad (1.56)$$

$$r_2 = r_1 + \delta_{\min} \quad (1.57)$$

где δ_{\min} - наименьшая толщина стенки ротора.

$$\delta_{\min} = \frac{b - 2r_1}{2} \quad (1.58)$$

При работе рассматриваемой гидравлической машины под нагрузкой, в стенках его ротора возникают тангенциальные δ_t и радиальные δ_r , нормальные напряжения, величина которых определяется по формулам Ламе

$$\sigma_r = \frac{p \cdot r^2}{r_2^2 - r^2} \left[1 - \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (1.59)$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r^2}{r_2^2 - r^2} \left[1 + \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (1.60)$$

Если ротор испытывает напряжения только от давления рабочей жидкости, то при любом r появляется закономерность :

- 1) $\delta_r < 0$, $\delta_t > 0$, причем $|\delta_t| > |\delta_r|$;
- 2) Опасные точки будут находиться на внутренней поверхности цилиндра.

Опасные напряжения возникнут при наименьшем r , т.е. при $r = r_1 = d_1/2$. Поэтому, согласно (1.59) и (1.60), будем иметь

$$\sigma_{r \max} = p = p_{H \max} \quad (1.61)$$

$$\sigma_{t \max} = p_{H \max} \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (1.62)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Деформации внутренних слоев ε_r и ε_t ротора рассматриваемой гидравлической машины определяется из следующих формул

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_t) \quad (1.63)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) \quad (1.64)$$

где ε_r - деформация ротора радиально – поршневого насоса в радиальной плоскости;

ε_t - тангенциальная относительная деформация;

μ - коэффициент Пуассона;

E - модуль упругости: для стали $E = (2.1...2.3) \cdot 10^5$ МПа; для меди и бронзы $E = (1.0...1.3) \cdot 10^5$ МПа.

Определив основные размеры цапфы, ротора и установив их прочность, приступают к проектированию статора и к техническому проекту радиально – поршневой гидравлической машины.

Пример. Спроектировать радиальный роторно – поршневой насос объемной гидропередачи с закрытой циркуляцией масла и рассчитать его основные оценочные показатели, если дано:

- действительная подача $Q_d = 225$ л/мин;

- максимальное давление рабочей жидкости: на выходе из насоса $p_{н\max} = 21$ МПа; на входе – $p_b = 1$ МПа;

- максимальная частота вращения ротора насоса $n_{\max} = 2000$ об/мин;

- объемный КПД $\eta_{он} = 0,95$;

- механический КПД $\eta_{мн} = 0,94$.

Расчет производится по расчетным схемам этого раздела, сохраняя принятую последовательность.

1 Определяется расчетная (теоретическая) подача

$$Q_{т\ \text{днax}} = \frac{Q_{д\ \text{max}}}{\eta_{он}} = \frac{225}{0.95} = 238 \text{ л/мин}$$

2 Величина рабочего объема насоса

$$V_{он} = \frac{Q_{т\ \text{днax}}}{n_{н\ \text{max}}} = \frac{238}{2000} = 0.119 \text{ л} = 119 \text{ см}^3$$



3 Принимая число цилиндров $z=9$, а соотношение $i=h_{\max}/d=1$, находим величину диаметра поршня

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{он}}{\pi \cdot i \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 119}{3,14 \cdot 1 \cdot 9}} = 2,5 \text{ см} = 25 \text{ мм}$$

4 Задаваясь скоростью рабочей жидкости в проходных окнах $V_{ож} = 4 \text{ м/с}$, определяем их диаметр d_o (1.42)

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_{т\text{ } \ominus}}{60\pi \cdot z \cdot V_{ом}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 238 \cdot 10^6}{60 \cdot 3,14 \cdot 9 \cdot 5 \cdot 10^3}} = 11,8 \text{ мм}$$

Примем $d_o = 12 \text{ мм}$.

5 Согласно (1.43) предварительно приняв общее число проходных каналов в распределительной втулке четыре, а скорость жидкости $V_{кж} = 5 \text{ м/с}$, находим их диаметр d_k

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q_{т\text{ } \ominus \text{ } \text{max}}}{\pi \cdot i_{кн} \cdot V_{кж}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 238 \cdot 10^6}{60 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^3}} = 22,2 \text{ мм}$$

Примем $d_k = 22 \text{ мм}$.

Малое занижение диаметра d_k вполне допустимо, т.к. скорость рабочей жидкости, в этом случае, не превысит предельного значения/

6 Размер уплотняющей перемычки цапфой втулки S определяется из (1.45)

$$S = d_o + (0,2 \dots 0,6) = 12,0 + 0,6 = 12,6 \text{ мм}$$

7 Наружный диаметр цапфы $D_{ц}$ задаваясь наименьшей толщиной ее стенки $\delta_1 = 0,3d$, составит величину

$$D_{ц} = d_k + \sqrt{2}(d_k + S) + 2\delta_1 = 22 + \sqrt{2}(22 + 12,6) + 2 \cdot 0,3 \cdot 25 = 86,478 \text{ мм}$$

Для конструирования насоса примем $D_{ц} = 90 \text{ мм}$.

8 Осевые размеры цапфы выбираем, согласно (1.47), рис.1.5:

$$l_1 = (1,5 \dots 1,9)D_{ц} = 1,5 \cdot 90 = 135 \text{ мм}$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$l_2 = (2.0 \dots 2.5) D_{ц} = 2.0 \cdot 90 = 190 \text{ мм}$$

$$e = (0.3 \dots 0.4) D_{ц} = 0.35 \cdot 90 = 31.5 \text{ мм}$$

Приступаем к определению основных размеров ротора гидравлической машины.

9 Принимаем:

- длину «заделки» поршня в цилиндре (1,49)

$$\ell = 2 \cdot d = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм};$$

- максимальный ход поршня $h_{\max} = d = 25$;

- величину «недохода» $a_1 = 0,1 \cdot d = 2,5 \text{ мм}$;

- высоту (длину) окна $a_2 = 0,3 \cdot d = 7,5 \text{ мм}$;

- величину «выступа» $a_3 = 0,2 \cdot d = 5 \text{ мм}$.

10 Находим длину цилиндра (1,51):

$$\ell_{ц} = a_1 + h_{\max} + \ell = 50 + 25 + 2,5 = 77,5 \text{ мм};$$

11 Находим длину поршней (1,52):

$$\ell_n = h_{\max} + \ell + a_3 = 25 + 50 + 5 = 80 \text{ мм};$$

12 Находим диаметр ротора (1,54):

$$D_б = 2 \cdot \ell_{ц} + D_{ц} + 2 \cdot a_2 = 2 \cdot 77,5 + 90 + 2 \cdot 7,5 = 260 \text{ мм};$$

13 Расчет на прочность ротора насоса:

Из (1,56) и (1,57) и приняв $\delta_{\min} = 0,4d = 1 \text{ см}$, имеем

$$r_1 = d/2 = 12,5 \text{ мм} = 1,25 \text{ см};$$

$$r_2 = r_1 + \delta_{\min} = 1,25 + 1 = 2,25 \text{ см};$$

Максимальные напряжения $\delta_{t\max}$ и $\delta_{r\max}$ согласно заданию, будут равны (1,61) и (1,62).

$$\delta_{t\max} = \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p_{n\max} = \frac{12,5^2 + 22,5^2}{22,5^2 - 12,5^2} \cdot 21 = 67 \text{ МПа};$$

$$\delta_r = -p_{n\max} = -21 \text{ МПа}.$$

Главные деформации ϵ_r и ϵ_t составят величину (1,63) и (1,64).

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left(\sigma_t - \mu \delta_r \right) = \frac{1}{2 \cdot 3 \cdot 10^5} \left(67 - 0,3 \cdot 21 \right) = 0,00032$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left(\sigma_r - \mu \delta_t \right) = \frac{1}{2 \cdot 3 \cdot 10^5} \left(21 - 0,3 \cdot 67 \right) = -0,00018$$

Абсолютные деформации



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$\Delta r = \varepsilon_r \cdot \delta_1 = 0.00018 \cdot 10 = 0.0018 < 0.006 \text{ мм}$$

$$\Delta r = \varepsilon_t \cdot \delta_1 = 0.00032 \cdot 10 = 0.0032 < 0.006 \text{ мм}$$

Мощность источника энергии определяется из зависимости

$$N_{n \max} = \frac{V_{он} \cdot n_{\max} \cdot \Delta p_{\max}}{\eta_{он} \cdot \eta_{мм}} = \frac{119 \cdot 10^{-6} \cdot 2000 \cdot 20 \cdot 10^6}{0,95 \cdot 0,94 \cdot 60} = 88,84 \text{ кВт}$$

Величина крутящего момента, подводимого к валу насоса

M_n , будет равна

$$M_n = \frac{V_{он} \cdot \Delta p}{2\pi \cdot \eta_{мм}} = \frac{119 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 10^6}{60 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,94} = 403,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$



2 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АКСИАЛЬНЫХ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН (АРПГМ)

К аксиальным роторно-поршневым ОГМ относятся гидромашин, у которых ось вращения ротора (блока цилиндров) параллельна оси рабочих органов (поршней) или составляет с ними угол до 45° . Они получили самое широкое распространение в машиностроении, обладают высокими характеристиками по массе и габаритным размерам, отличаются высокой компактностью и малыми потерями мощности и имеют очень малую величину момента инерции вращающихся масс.

Частота вращения таких ГМ мощностью более 50 кВт находится в пределах 1800...5000 об/мин. Могут длительное время работать под высокими нагрузками, составляющими 21...70 МПа. Объемный η_o и механический η_m КПД лучших образцов таких гидромашин при номинальных скоростных и силовых нагрузках составляет 0.98...0.99 [2].

Большим достоинством рассматриваемых ГМ является высокая приемистость (быстродействие): изменение подачи насосов от $Q_H=0$ до $Q_H=Q_{max}$ под номинальной нагрузкой осуществляется за 0.04с.

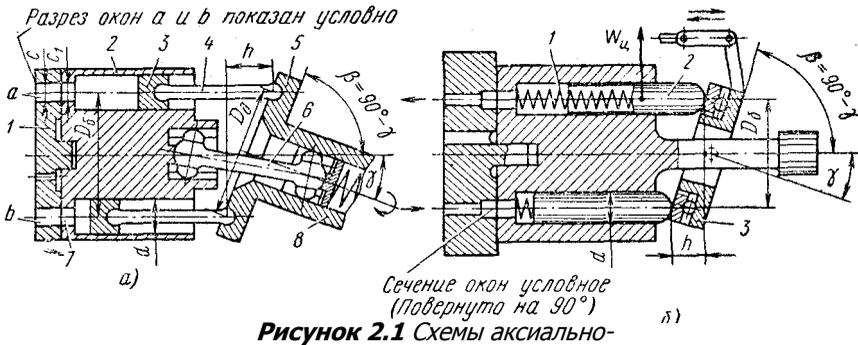
Момент инерции аксиально – поршневых гидромоторов мощностью 60кВт составляет 1/60 часть момента инерции электродвигателей той же мощности [2].

Объемный гидропривод, составленный из рассматриваемых конструкций ГМ, обладает эффективными тормозными качествами: полное торможение вала гидромотора под номинальной нагрузкой приходит за 0.2 с.

Конструктивно, исходя из взаиморасположения оси привода и оси цилиндрического блока (под некоторым углом или совпадают), различают АРПГМ:

- с наклонным блоком цилиндров (рис.2.1,а);
- с наклонным диском (рис.2.1,б).

Расчет и проектирование объемных гидромашин



Принципиальная разница между ними состоит в формировании крутящего момента:

- в АРПГМ с наклонным диском крутящий момент реализуется непосредственно на поршнях блока цилиндров, который является нагруженным звеном ГМ;

- в АРПГМ с наклонным блоком цилиндров крутящий момент формируется на фланце вала, а блок цилиндров разгружен.

Рассмотрим принцип работы представленной на рис.2.1.а, схемы гидравлической машины с наклонным блоком цилиндров. При повороте приводного вала поршни, соединенные шатунами с упорным фланцем, будут перемещаться, совершая возвратно-поступательное движение в расточках блока. Величина хода, а следовательно, рабочего объема, будет зависеть от угла γ наклона блока цилиндров. Блок цилиндров такого типа конструкций гидромашин устанавливается в люльке, которая может поворачиваться относительно корпуса гидравлической машины (регулируемое исполнение).

Аналогичен принцип действия и гидромашин с наклонным диском (рис. 2.1.б), но величина хода поршней зависит величины угла наклона γ диска относительно цилиндров.

При вращении ротора поршни, прижимаемые пружиной 1 к диску, также совершают возвратно - поступательное движение, изменяя объем рабочих камер.

Общим для обеих конструктивных разновидностей аксиальных ГМ является применение торцевого распределения рабочей жидкости, осуществляемое сопряженной парой блок цилиндров (приставное дно) – распределительный диск (рис.2.2).



Расчет и проектирование объемных гидромашин

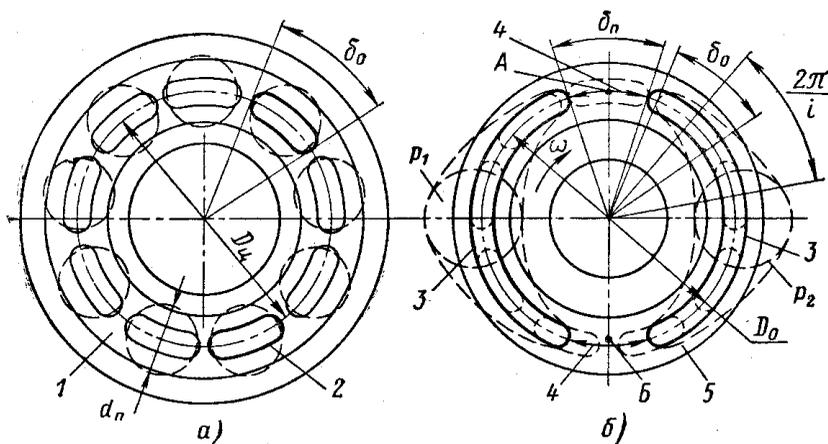


Рисунок 2.2 Элементы системы торцового распределения АРПГМ:
а - торец блока цилиндров; **б** - распределитель.

В распределительном диске выполняются серповидные окна, соединяющие подпоршневые полости (рабочие камеры) блока цилиндров соответственно со всасывающей и нагнетающей гидролиниями передачи. Жидкость из всасывающей гидролинии через серповидные окна распределительного диска вначале заполняет подпоршневые полости блока цилиндров, а затем вытесняется в напорную линию гидросистемы

При повороте наклонного диска (блока) на отрицательный угол, всасывающий канал становится напорным, а напорный – всасывающим (реверсирование в гидромоторах осуществляется за счет изменения направления потока рабочей жидкости).

В таблицах 2.1. и 2.2., в качестве примера, представлены характеристики аксиальных роторно – поршневых гидравлических с наклонным диском и наклонным блоком машин фирм «Sauer» и «Hydromatik»

Таблица 2.1.

Характеристики АРПГМ с наклонным диском фирмы «Sauer»

NN Типо Раз мера	Рабочий объем V_{or} , см ³ /об	Максимальная частота вращения, n_{max} , об/мин	Максимальный крутящ. мо- мент при дав- лении 35МПа, Н*м	Установочная мощность, кВт	Масса, кг
20	33.2	3800	161	64.1	27
21	51.5	3500	258	94.2	34.4



Расчет и проектирование объемных гидромашин

22	69.8	3200	339	115.5	39.9
23	89	2900	446	134.0	42.7
24	118.3	2700	593	167.0	69.6
25	165	2400	828	207.0	79.3
26	226	2100	1133	256.0	104
27	332	1900	1667	331.0	153
28	556	1800	2785	523.0	310

Таблица 2.2.

Характеристики АРПГМ с наклонным блоком фирмы «Hydromatik»

NN Типо Раз мера	Рабо- чий объем V_o , см ³ /об	Максималь- ная частота вращения, n_{max} , об/мин	Максималь- ный крутящ. момент при давлении 40МПа, Нм	Устано- вочная мощность, кВт	Масса, кг насоса A2V (гидро мотора A2F)
28	28.1	4750	182	89	29(12.5)
55	58.8	3750	358	138	56(23)
80	80	3350	520	179	(33)
107	107	3000	694	214	100(44)
160	160	2650	1040	283	- (63)
225	225	2350	1463	353	200(88)
468	468	1900	3045	594	- (200)
915	915	1500	4753	732	- (468)

2.1 Кинематика АРПГМ

Кинематика аксиально – поршневых гидромашин описывается довольно громоздкими формулами, которые при практическом использовании в инженерных расчетах обычно заменяются более простыми. Такие уравнения получаются в результате анализа упрощенных кинематических схем ГМ.

2.1.1 Средняя подача (расход) АРПГМ с наклонным диском

Теоретическая подача Q_T роторно-поршневых ГМ определяется зависимостью

$$Q_m = f \cdot h \cdot z \cdot n, \quad (2.1)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

где f - площадь цилиндра ГМ,

$$f = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (2.2)$$

d – диаметр цилиндра;

h – перемещение поршня,

$$h = 2R_{\delta} \operatorname{tg} \gamma = D_{\delta} \operatorname{tg} \gamma; \quad (2.3)$$

γ - угол наклона диска;

D_{δ} - диаметр расположения осей блока цилиндров;

z - число цилиндров;

n_H - частота вращения вала гидромашин.

Подставляя (2.2) и (2.3) в (2.1), получим:

$$Q_{H(m)} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_{\delta} \cdot \gamma \cdot z \cdot n_H \quad (2.4)$$

Максимальная теоретическая подача насоса $Q_{H \max}$ при заданных d , z , и n будет зависеть от максимального угла наклона диска $\gamma_{H \max}$.

$$Q_{H(m)} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_{\delta} \operatorname{tg} \gamma_{\max} \cdot z \cdot n_H = V_{OH} \cdot n \quad (2.5)$$

где V_{OH} - максимальный рабочий объем гидромашин,

$$V_{OH} = \frac{\pi d^2}{4} D_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\max} \cdot z \quad (2.6)$$

Для регулируемого аксиально– поршневого насоса

$$Q_m = U_H \cdot V_{OH} \cdot n_H \quad (2.7)$$

где U_H - параметр регулирования, $U_H = \gamma_H / \gamma_{H \max}$; $U_H \in [1, +1]$;

Для таких гидравлических машин угол наклона диска γ не превышает 18° .

2.1.2 Кинематика АРПГМ с наклонным диском

При расчетах АРПГМ с наклонным диском и опорой поршней через сферическую головку и опорные башмаки (наиболее распространенная в машиностроении конструкция) допускают, что при вращении блока цилиндров точки контакта поршней с наклонным диском находятся на осях поршней, рис.2.2. [8]. В этом случае все расчеты производятся исходя из диаметра блока цилиндров D_6 .

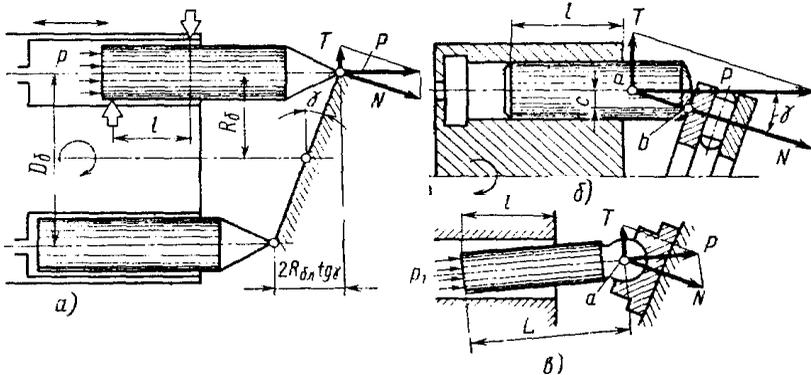


Рисунок 2.2 Расчетные схемы АРПГМ с наклонным

Соответственно, значения перемещения – x , скорости – u и ускорения – j при повороте блока цилиндров ГМ на угол $\alpha = \omega \cdot t$ относительно положения, соответствующего началу нагнетания рабочей жидкости, можно вычислить из зависимостей

$$x = \frac{D_6}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (-\cos \alpha) \quad (2.8)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{D_6}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \alpha \quad (2.9)$$

$$j = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = \frac{D_6}{2} \cdot \omega^2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \alpha \quad (2.10)$$

где ω - угловая скорость поворота блока цилиндров.

Подача (расход) Q_T , без учета объемных потерь рабочей жидкости в АРПГМ, как и подача в РРПГМ, имеет неравномерный пульсирующий характер и складывается из подач рабочей жидкости в отдельных цилиндрах ГМ, совершающих рабочий цикл в момент времени t .



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$Q_T = f \cdot \sum_{i=1}^k v_i = f \frac{D_6}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i = f \frac{D_6}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{\sin \left[\alpha_i + \left(k-1 \right) \frac{\pi}{z} \right] \cdot \sin \frac{k\pi}{z}}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.11)$$

где α_i – текущий угол поворота 1-го цилиндра в полости нагнетания;

k – число цилиндров гидромашин, находящихся в момент времени t в полости нагнетания.

Если общее число цилиндров – четное, то:

$$Q_T = f \cdot \frac{D_6}{2} \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \frac{\cos \left(\alpha_i - \frac{\pi}{z} \right)}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.12)$$

При нечетном числе цилиндров:

$$Q_T = f \cdot \frac{D_6}{2} \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \frac{\cos \left(\alpha_i - \frac{\pi}{2z} \right)}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} \quad (2.13)$$

Мгновенная подача (расход) рабочей жидкости в гидроредукторе, составленном из АРПГМ, также как и в объемном гидроприводе, включающем радиально – поршневые гидроагрегаты, описывается кусочно – непрерывной функцией в виде отрезков синусоид, поэтому величина пульсации оценивается по формулам, аналогичным приведенным в разделе 1.

2.1.3 Кинематика АРПГМ с наклонным блоком

По аналогии с 2.1.2, средняя подача (расход) Q_{cp} рабочей жидкости, без учета объемных потерь мощности ГМ, определяется зависимостью:

$$Q_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_d \cdot \sin \gamma \cdot z \cdot n \quad (2.14)$$

где D_d – диаметр окружности центров заделки шатунов во фланце вала.

Максимальная средняя подача (расход) рабочей жидкости



Расчет и проектирование объемных гидромашин

таких гидромашин определяется по формуле:

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_o \cdot \sin \gamma_{\max} \cdot z \cdot n \quad (2.15)$$

где γ_{\max} - максимальный угол наклона блока цилиндров,
 $\gamma_{\max} = 25^\circ \dots 30^\circ [4]$;
 z - число цилиндров (предпочтительно выбирают нечетным).

Для регулируемых и реверсивных гидравлических машин:

$$Q_{cp} = U \cdot V_o \cdot n \quad (2.16)$$

где V_o - рабочий объем;

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} D_o \cdot \sin \gamma_{\max} \cdot z \quad (2.17)$$

U - параметр регулирования, $U \in [-1, +1]$.

Значения перемещения поршней x , скоростей их движения u , и ускорения j , относительно положения соответствующего началу нагнетания рабочей жидкости при повороте блока цилиндров на угол $\alpha = \omega \cdot t$ будут:

$$x = \frac{D_o}{2} (\cos \alpha - \sin \gamma) \quad (2.18)$$

$$u = \frac{D_o}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \quad (2.19)$$

$$j = \frac{D_o}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \quad (2.20)$$

Значения максимальны при следующих положениях угла α :

$$x_{\max} = D_o \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при} \quad \alpha = k \cdot \pi \quad \text{и} \quad k=0; 1; 2 \quad (2.21)$$

$$u_{\max} = \frac{D_o}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при} \quad \alpha = \frac{2k-1}{2} \pi \quad \text{и} \quad k=1; 2 \quad (2.22)$$

$$j_{\max} = \frac{D_o}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при} \quad \alpha = k \cdot \pi \quad \text{и}$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$k=0;1;2 \quad (2.23)$$

Величина ускорения должна учитываться при расчете условий «неразрывности потока» рабочей жидкости во всасывающей гидролинии и в самих цилиндрах.

Ускорение поршней во вращательном (переносном) движении \mathbf{j}_n направленно к центру вращения (центростремительное ускорение) блока цилиндров и равно:

$$j_n = \omega^2 \rho \quad (2.24)$$

где ρ - расстояние от выбранной точки до оси блока цилиндров.

Для точек, находящихся на оси вращения

$$j_n = \omega^2 \cdot R_6 \quad (2.25)$$

где R_6 - радиус блока цилиндров.

Для более точных расчетов учитывают влияние непараллельности штоков и асинхронность карданной связи [8].

Мгновенная подача (расход) рабочей жидкости Q_T в рассматриваемых ГМ будет описываться уравнением:

$$Q_T = f \frac{D_6}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.26)$$

Конструктивной особенностью АПГМ с наклонным блоком является так называемый дезаксиал, под которым понимается отношение $K = D_d / D_6$, причем $D_d > D_6$. Это неравенство, при оптимальном K , практически исключает влияние колебательного движения шатунов на подачу (расход) рабочей жидкости ГМ.

Рациональная величина дезоксиала оценивается зависимостью:

$$K = \frac{2}{1 + \cos \gamma_{\max}} \quad (2.27)$$

При соблюдении этого условия закон колебательного движения поршней АРПГМ с наклонным блоком приближается к моногармоническому.

Для аксиально – поршневых насосов с наклонным блоком, у которых $\gamma_{\max} = 30^\circ$, величину K выбирают в пределах



Расчет и проектирование объемных гидромашин

1.055...1.072. Для гидромоторов этого типа $K=1.072$.

2.2 Определение сил и крутящих моментов в АРПГМ

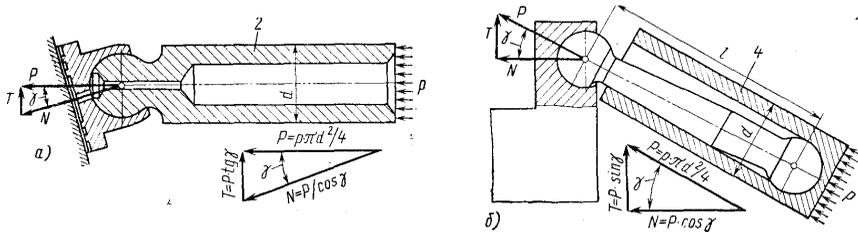


Рисунок 2.3 Расчетные схемы поршней насосов с наклонными: диском (а); цилиндрическим блоком (б)

Из условия равновесия АРПГМ с наклонным диском, следует, что

$$P = N + T \quad (2.28)$$

где P - сила давления рабочей жидкости;

$$P = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.29)$$

p – давление рабочей жидкости;

N – нормальная составляющая силы P , которая нагружает опору наклонного диска и определяет величину контактных напряжений в сопряженных парах. Сила N зависит от угла наклона диска и практически не зависит от угла поворота блока цилиндров:

$$N = \frac{P}{\cos \gamma} ; \quad (2.30)$$

T – составляющая силы P , формирующая крутящий момент на валу гидравлической машины,.

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (2.31)$$

Крутящий момент M_i , развиваемый i -ым поршнем рассматриваемой ГМ, составляет величину



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$M_i = T \cdot \rho_i = P \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{D_{\sigma}}{2} \cdot \sin \alpha_i \quad (2.32)$$

где ρ_i - плечо силы T_i , зависящее от угла поворота α_i блока цилиндров:

$$\rho_i = \frac{D_{\sigma}}{2} \cdot \sin \alpha_i \quad (2.33)$$

Суммарный крутящий момент $M_{ГМ}$ гидравлической машины может быть вычислен из зависимости:

$$M_{\Sigma M} = \Phi_n - p_a \cdot f \cdot \frac{D_{\sigma}}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.34)$$

где p_H и p_B - давление рабочей жидкости соответственно в полостях нагнетания и всасывания.

Из (3.34) следует, что результирующий крутящий момент изменяется по гармоническому закону и имеет пульсирующий характер.

Для гидравлических машин с наклонным блоком, условие равновесия в статическом режиме их работы запишется зависимостью (2.28), т.е. $P = N + T$. Отличие том, что составляющая сила N нагружает опору вала (а не диска) и определяется из выражения:

$$N = P \cdot \cos \gamma \quad (2.35)$$

Сила T , формирующая крутящий момент, описывается как:

$$T = P \cdot \sin \gamma \quad (2.36)$$

Суммарный крутящий момент, развиваемый такой ГМ может быть записан в форме:

$$M_{\Sigma M} = \Phi_n - p_a \cdot f \cdot \frac{D_{\sigma}}{2} \cdot \sin \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.37)$$

где D_{σ} - диаметр заделки шатунов во фланце вала.

2.3 Конструирование и расчет распределительного устройства АРПГМ

В серийных конструкциях АРПГМ наибольшее распространение получило торцевое распределение рабочих жидкостей, функцию которого выполняют прецизионная пара «распределительный диск – блок цилиндров» или «распределительный диск – приставное дно».

В распределительном диске (см. рис.2.1 и 2.4) выполняется два или несколько серповидных окон, которые соответственно

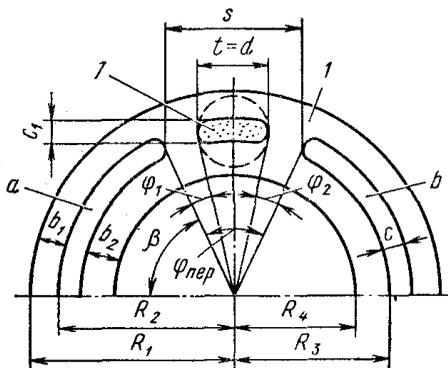


Рисунок 2.4 Схема торцевого

соединяются с гидролиниями нагнетания и всасывания. Распределительный диск в гидравлической машине закрепляется неподвижно, а сопряженный с ним блок цилиндров (приставное дно, кинематически жестко закрепленное на блоке цилиндров) вращается относительно диска.

В распределительном диске выполнен нейтральный пояс шириной S , который разделяет и герметизирует полость всасывания от полости нагнетания. Это обеспечивается условием $S > t$, где t – ширина проходного окна блока цилиндров (приставного дна), которая выполняется равной диаметру цилиндров.

Для исключения «заброса» давления рабочей жидкости при перемещении цилиндров блока от «нейтрали» в полость нагнетания и глубокого вакуума при их перемещении из полости всасывания к «нейтрали» предусматривают чтобы $S = (1.1 \dots 1.2)t$; условие обеспечивается величиной центральных углов φ_1 и φ_2 , которые выполняются для насосов в пределах 1° , а для гидромоторов $1.5 \dots 2^\circ$.

На поверхности распределительного диска технологически выполняются уплотнительные пояски шириной b_1 и b_2 , причем $b_1 \geq 0,125d$, а $b_2 = 0,8b_1$.

Ширину c проходных окон выполняют равной $0.5d$ ($c = 0.5d$). Конструктивные размеры R_1 , R_2 , R_3 , и R_4 зависят от типоразмеров гидравлических машин и от компоновочных ре-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

шений.

В доньшках цилиндров блока площади f_o проходных окон шириной $t=d$ выполняются из условий, чтобы скорость потока рабочей жидкости u_o не превышала бы 8 м/с. Стремятся и к снижению скорости потока рабочей жидкости, однако это стремление приводит к снижению прижимающего усилия блока цилиндров к распределительному диску.

Поэтому назначают [4]

$$f_o = (0.4 \dots 0.5) f \quad (2.38)$$

Это условие обеспечивается выбором S и C_1 , При $S=t$, $C_1 \approx 0,5d$.

2.4 Расчет сил, действующих в распределительном устройстве АРПГМ

Надежность работы АРПГМ и их срок эксплуатации до предельного износа определяются, при прочих равных условиях, силами, действующими в распределительной паре «диск – блок цилиндров», а именно:

- силами от давления рабочей жидкости в цилиндрах блока и в зазоре распределительной пары;
- силами трения поршней в цилиндрах;
- центробежными силами, действующими на поршни в переносном движении блока цилиндров;
- боковыми силами от силы T ;
- силами от динамической и статической неуравновешенности блока цилиндров.

Определение упомянутых сил представляет сложную инженерную задачу, поэтому при расчете и конструировании АРПГМ учитывают наиболее весомую часть – силы от давления рабочей жидкости.

В этом случае можно полагать, что на блок цилиндров действуют две группы сил:

- силы F_n , прижимающие блок цилиндров к распределительному диску;
- силы F_o , отжимающие блок цилиндров от распределительного диска.

Для исключения «раскрытия стыка» в распределительной паре «распределительный диск – блок цилиндров (приставное дно)» выполняется условие $F_n > F_o$. При расчете сил F_n и F_o учитывается сила P от давления рабочей жидкости в полости нагнетания и допускается, что давление в масляной пленке на уплот-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

нительных поясах распределительного диска распределяется по линейному закону. [8].

Поэтому условием «нераскрытия стыка» в распределительной паре будет выполнение неравенства:

$$k \cdot p_n \cdot f_u > p_n \cdot f_{op} + \frac{1}{2} p_{cp} \cdot f_{конт} \quad (2.39)$$

где k - количество поршней в зоне нагнетания, $k=z/2$ - при четном числе цилиндров; $k=(z-1)/2$ - при нечетном числе цилиндров;

f_{op} - общая площадь проходных окон распределительного диска;

$f_{конт}$ - площадь контакта распределительного диска по уплотнительным поясам с блоком цилиндров;

p_{cp} - среднее давление рабочей жидкости в зазоре стыка распределительной пары.

Определение p_{cp} представляет значительную трудность. Поэтому в инженерных расчетах принимают:

$$p_{cp} = \frac{p_n + p_v}{2} \quad (2.40)$$

Превышение силы F_n над силой F_o должно быть ограниченным. Если $F_n \gg F_o$, то потери мощности в гидравлических машинах на трение будут большими, а КПД - низким. При малом превышении F_n над F_o , будет иметь место «раскрытие стыка», что приведет к высоким объемным потерям мощности.

В инженерных расчетах степень превышения оценивается коэффициентом поджима β .

$$\beta = \frac{F_n - F_o}{F_n} = 1 - \frac{F_o}{F_n} \quad (2.41)$$

Величину этого коэффициента принимают в пределах $\beta = 0.25 \dots 0.3$.

Для уменьшения степени износа поверхностей контакта распределительной пары, диаметр A_o дуги проходных окон диска стремятся выполнить минимально возможным, допускаемым компоновочным решением ($A_o < A_6$).



2.5 Последовательность расчета АРПГМ

Порядок и последовательность расчета основных параметров АРПГМ с плоским распределителем, сохраняются теми же что и для расчета радиально – поршневых ГМ (раздел 1).

Исходными данными для расчета аксиально–поршневых насосов принимаются действительная подача рабочей жидкости $Q_{дr}$, максимальная частота вращения n_{Hmax} , максимальное давление рабочей жидкости в нагнетающей полости – p_{Hmax} .

Для гидромоторов – максимальный крутящий момент на его валу – M_{Mmax} , максимальное давление рабочей жидкости в полости нагнетания – p_{Mmax} , и максимальная частота вращения вала n_{Mmax} .

Максимальная частота вращения вала АРПГМ выбирается из соображений выбора этого показателя как и для РРПГМ, и принимается в пределах $1500...6000$ об/мин. Верхний предел n_{max} назначается для гидромашин малой мощности (табл.2.1. и 2.2).

Максимальное давление рабочей жидкости p_{max} в полости нагнетания для совершенных конструкций рассматриваемых ГМ составляет $35...60$ МПа.

Номинальная нагрузка – $21...28$ МПа.

2.5.1 Последовательность расчета АРПГМ с наклонным диском

1) Определение теоретической подачи объёмного насоса Q_T :

$$Q_m = \frac{Q_d}{\eta_{он}} \quad (2.42)$$

где $\eta_{он}$ —объёмный КПД, для аксиально-поршневых насосов $\eta_{он} = 0.96...0.98$.

2) Рабочий объем насоса $V_{он}$, определяется из формулы:

$$V_{он} = \frac{Q_T}{n_{nmax}} \quad (2.43)$$

3) Диаметр цилиндров подсчитывают ориентировочно из



Расчет и проектирование объемных гидромашин

ЗАВИСИМОСТИ:

$$V_{он} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h_{max} \cdot z = \frac{\pi d^3}{4} \cdot \frac{h_{max}}{d} \cdot z = \frac{\pi d^3}{4} \cdot i \cdot z \quad (2.44)$$

где h_{max} – максимальная величина перемещения поршней,
 $h_{max} = D_6 / \text{tg} \gamma_{max} = (1...2)d$;

γ_{max} – максимальная величина угла наклона диска, $\gamma_{max} = 18...20^\circ$

z – число цилиндров, выбирается предпочтительно нечетным;

i – соотношение хода поршня и его диаметра, $i = h_{max}/d$, – для АРПГМ принимают в пределах $i = 1.0...2$;

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{он}}{\pi \cdot i \cdot z}} \quad (2.45)$$

Полученная величина диаметра цилиндра d корректируется согласно ГОСТ.

4) Расчет и конструирование блока цилиндров:

Для улучшения подвода рабочей жидкости в цилиндры, диаметр D_6 окружности расположения осей цилиндров, с учетом компоновочных решений, стремятся выполнить наименьшим. Его наименьшее значение ограничивается прочностью и жесткостью блока цилиндров и определяется из выражения:

$$D_6 = (0,35...0,4)d \cdot z \quad (2.46)$$

Наименьшая толщина стенок блока цилиндров между двумя соседними цилиндрами должна быть не менее $0,4d$, ($s_1 \geq 0,4d$), а толщина стенок между поверхностями цилиндров и наружной и внутренней поверхностями блока цилиндров должна быть не менее $0,3d$ ($s_2 \geq 0,3d$).

Наружный диаметр D_n блока цилиндров составит величину

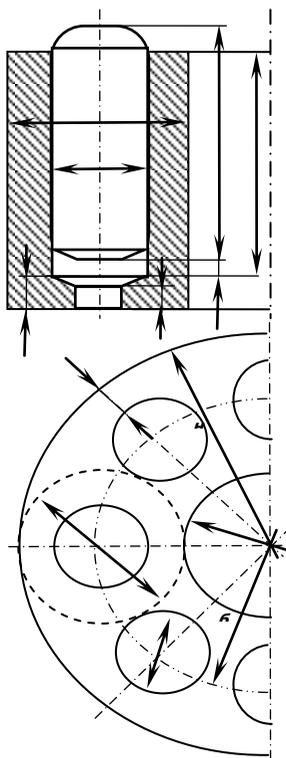


Рисунок 2.5 Расчетная блока цилиндров



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$D_n \geq D_\sigma + d + 2s_2 = D_\sigma + 1.6d \quad (2.47)$$

Внутренний диаметр D_n блока цилиндров

$$D_\sigma = D_\sigma - d - 2s_2 = D_\sigma - 1.6d \quad (2.48)$$

Высота H блока цилиндров определяется из зависимости:

$$H = h_{\max} + (0,8...1,0) \cdot l + b_1 + b_2 \quad (2.49)$$

где l - длина «заделки» поршня в цилиндре, принимают $l = (1,4...1,8)d$ при положении $h = h_{\max}$ и $y = y_{\max}$

b_1 - «неход» поршня до днища блока цилиндров, исключая удар в дно цилиндра, $b_1 = (0,1...0,2)d$;

b_2 - высота проходного окна $b_2 \geq 0,3d$;

b_3 - высота днища цилиндра, $b_3 = b_2 + (0,1...0,2)d$.

Тогда высота блока H составит:

$$\begin{aligned} H &= (1...2) \cdot d + (0,8...1,0) \cdot (1,4...1,8) \cdot d + (0,1...0,2) \cdot d + (0,4...0,5) \cdot d = \\ &= (2,62...4,5) \cdot d \end{aligned} \quad (2.50)$$

Длина L_n поршня

$$L_n = h_{\max} + l + b_4 = (0,42...4,1) d \quad (2.51)$$

где b_4 - высота выступающей части поршня при его положении в НМТ, $b_4 \geq 0,3d$.

2.5.2 Особенности расчета аксиально-поршневых гидромоторов

По исходным данным определяется теоретический крутящий момент гидромотора $M_{M(T)}$:

$$M_{M(T)} = \frac{M_{\max}}{\eta_{MM}} \quad (2.52)$$

где η_{MM} - механический КПД гидромотора, для АРПГМ $\eta_{MM} = 0,95...0,96$.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Диаметр цилиндра гидромотора

$$d = 2.7 \dots 2.8 \sqrt{\frac{8M_{M(T)}}{\Delta p_{\max} \cdot z \cdot D_o \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\max}}}, \quad (2.53)$$

где Δp_{\max} – перепад давления на гидромоторе, $\Delta p_{\max} = p_{H \max} - p_{cl}$.

Пример: $\Delta p_{\max} = p_{H \max} - p_{cl} \approx 35 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^6 = 34 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Дальнейшая последовательность расчета согласно 2.4.1.

2.5.3 Материалы и технология изготовления составных частей АРПГМ

Для сопряженных пар «распределительный диск – блок цилиндров», «поршни – цилиндры» применяют антифрикционные материалы. К наиболее распространенным вариантам исполнения относятся такие пары трения как сталь-бронза [4]. Например, распределительный диск изготавливается из стали $X12\Phi1$, а блок цилиндров из оловянисто – свинцовой бронзы $BrOCH 10-2-3$.

Если по условиям прочности блок цилиндров изготавливается из сталей $12XНЗА$, $18XНЗА$, $50X\PhiА$, то к нему кинематически жестко, на штифтах, закрепляют «приставное дно», изготавливаемое из бронзы $BrOCH10-2-3$, $BrO\Phi10-1$.

В гидравлических машинах невысокой мощности применяются распределительные диски из нитрированной стали (HRC 60-62) в паре с блоком цилиндров из свинцовисто – оловянной или сурьмянистой бронзы.

Поршни цилиндров в этом случае изготавливают из цементуемой стали $12XНЗА$ с твердостью рабочих поверхностей HRC 58 – 60 или из стали $XB2$ с HRC (55...60). Поршни изготавливают также из подшипниковой стали $ШХ15$ с термообработкой до HRC (60...64).

Для стального блока цилиндров (HRC 60) поршни изготавливают из бериллевой бронзы или из стали $12XНЗД$, но в этом случае в цилиндры блока запрессовывают бронзовые втулки.

В гидроприводах, рассчитанных на эксплуатацию при высоких температурах поршни и гильзы покрывают серебром. для условий работы ГМ при температурах $t > 500^\circ \text{C}$ применяют никеле-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

вые сплавы [4].

Для улучшения приработки и снижения износа, рабочие поверхности распределительных дисков и блоков цилиндров покрывают тонким слоем антифрикционных материалов (серебром, индием с подслоем свинца, свинцом). Для снижения потерь мощности на трение и повышения стойкости к загрязнениям в гидравлических машинах, эксплуатация которых предназначена в условиях широкого диапазона температур от -54 до $+427^{\circ}\text{C}$, стальные детали покрывают серебром.

Обработка рабочих поверхностей рассмотренных сопряженных пар ГМ производится по высокому качеству. Поршни в цилиндрах устанавливаются с диаметральным зазором $0.010...0.015$ мм. При обработке рабочих поверхностей блока цилиндров и распределительных дисков жестко выдерживается плоскостность опорных торцов, их перпендикулярность к осям вращения, непараллельность этих поверхностей не должна превышать 0.005 мм [8].

2.5.4 Прочностной расчет блока цилиндров

Расчет производится по методике расчета на прочность толстостенных труб с условным наружным диаметром d_T :

Используя (2.45) и (2.46), запишем:

$$d_T \geq d + 2 \cdot a = d + 2 \cdot 0,3 \cdot d = 1,6d \quad (2.54)$$

или

$$d_T \geq A \cdot d$$

Тогда

$$A = \frac{d_T}{d} \quad (2.55)$$

Прочность блока цилиндров оценивается по нормальным напряжениям σ .

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} \cdot p_{H \max} \leq \sigma_{\text{пр}} \quad (2.56)$$

где $p_{H \max}$ – максимальное давление в рабочей камере:

- для стальных блоков цилиндров, выполненных из сталей X12Ф1, 12ХНЗА, 18ХНЗА, принимают $p_{H \max} = 42$ МПа;



2.6 Гидростатическая разгрузка поршней АРПГМ с наклонным диском

Снижение контактных напряжений в сопряженных парах «поршни – наклонный диск» может быть достигнуто применением гидростатической разгрузки, рис.2.6.

Рабочая жидкость из полости поршня по дроссельному отверстию **a** и расточке **b** поступает в полость **e** циковки башмака с диаметром **d₁**. Давление рабочей жидкости на поверхностях опорных башмаков создает уравнивающее усилие, а также смазку сопряженных пар.

Согласно расчетной схеме, рис.2.6. прижимающее усилие опорного башмака на поверхность наклонного диска создается нормальной силой **N** и усилием центральной пружины **P_{пп1}** на поршень

$$N = \frac{P}{\cos \gamma} = \frac{P_1 \cdot f}{\cos \gamma} \quad (2.58)$$

и

$$P_{pp1} = \frac{P_{np}}{z \cdot \cos \gamma} \quad (2.59)$$

где **P_{пп}** - усилие центральной пружины;

p₁ - давление рабочей жидкости.

Усилие отжима кольцевой опоры **F₀** возникает в результате действия давления **p₂** рабочей жидкости на поверхность выточки с диаметром **d₁**, и среднего давления **p_{ср}** в зазоре опорного башмака, распределение которого по опорному пояску, ограниченному диаметром **d₂** и **d₁** принимаются по линейному закону [4].

Усилие **F₀** будет численно равно площади поверхности усеченного конуса высотой **p_н** и диаметрами оснований **d₂** и **d₁** [4].

$$F_0 = \frac{\pi \cdot P_n}{12} (d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2) \quad (2.60)$$

Чтобы максимально устранить объемные потери через торцевой зазор кольцевой опоры принимают [4]



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$\frac{F_{np}}{F_o} = \frac{\frac{P \cdot f}{\cos \gamma} + \frac{P_{np}}{z \cdot \cos \gamma}}{\frac{\pi \cdot p}{12} \left(d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2 \right)} = 1.15 \dots 1.2 \quad (2.61)$$

Конструктивное решение, рис.2.6, обеспечивает также частичную разгрузку сферической головки поршня.

С целью увеличения контактной площади применяют башмаки с несколькими разгрузочными канавками, соединенными между собой радиальными фрезеровками.

При конструировании разгрузочной гидростатической опоры необходимо учитывать, что башмак при перемещении его по наклонному диску нагружается дополнительно и опрокидывающим моментом, обусловленным силами трения $P_{тр}$. Величина P_T зависит от коэффициента трения μ и результирующей силы R .

$$R = N - F_o \quad (2.62)$$

Опрокидывающий момент башмака M определяется из выражения:

$$M = \mu \cdot R \cdot h = \mu \left(\frac{P}{\cos \gamma} - F_o \right) h \quad (2.63)$$

где h - высота сферы.

Из (2.59) следует, что $M = f(\mu, p, h)$, и при критических значениях (μ, p, h) возможно «раскрытие» стыка (опрокидывания башмака).

При разработке конструкции башмака с гидростатической разгрузкой стремятся:

- снижать коэффициент трения μ за счет выбора материалов и качественной обработки поверхностей сопряженных пар;
- уменьшать высоту сферы h ;
- ограничивать величину угла γ наклонного диска предельно допустимым значением γ_{max} .

Рассмотренная методика конструирования и расчета АРПГМ с наклонным диском и наклонным блоком может быть использована для расчета иных конструкций аксиально – поршневых гидроагрегатов, но с учетом их особенностей.

Пример. Рассчитать и определить основные размеры аксиально – поршневого насоса с наклонным диском, если дано:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Действительная подача насоса $Q_d = 100$ л/мин;

Максимальное давление $p_{max} = 35$ МПа;

Максимальная частота вращения вала $n_{max} = 2000$ об/мин;

Объемный КПД насоса $\eta_{он} = 0,97$.

1 Теоретическая подача Q_T насоса, согласно (2.42):

$$Q_T = \frac{Q_d}{\eta_{он}} = \frac{100 \cdot 10^6}{0,97} = 103 \cdot 10^6 \text{ мм}^3 \cdot \text{мин}^{-1}$$

2 Рабочий объем $V_{он}$ насоса, согласно (2.43):

$$V_{он} = \frac{Q_T}{n_{nmax}} = \frac{103 \cdot 10^6}{2000} = 51,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

3 Диаметр цилиндров, принимая число цилиндров $z = 9$ и $h_{max} = i = 1,0$, согласно (2.45)

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{он}}{\pi \cdot i \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 51,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,0 \cdot 9}} = 19,38 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 20$ мм.

4 Диаметр D_6 расположения осей цилиндров, согласно (2.46):

$$D_6 = (0,35 \dots 0,4) \cdot d \cdot z = 0,4 \cdot 20 \cdot 9 = 72 \text{ мм}$$

По компоновочным соображениям принимаем $D_6 = 80$ мм.

5 Для определения основных размеров блока цилиндров и поршней, согласно (2.49), (2.50), и (2.51), принимаем:

$l = 1,8d = 36$ мм; $b_1 = 0,1d = 2$ мм; $b_3 = 0,3d = 6$ мм; $b_2 = b_3 + 0,1d = 8$ мм; $b_4 = 0,3d = 6$ мм; $h_{max} = d = 20$ мм.

6 Высота H блока цилиндров, согласно (2.50):

$$H = h_{max} + l + b_1 + b_2 = d + 1,8 \cdot d + 0,1 \cdot d + 0,4 \cdot d = 3,3d = 66 \text{ мм}$$

7 Длина L_n поршня, согласно (2.51):

$$L_n = h_{max} + l + b_4 = d + 1,8 \cdot d + 0,3 \cdot d = 3,1 \cdot d = 63 \text{ мм}$$

8 Максимальный угол γ_{max} наклона диска:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$\gamma_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{4 \cdot V_{\text{он}}}{\pi d^2 \cdot D_6 \cdot z} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{4 \cdot 51.5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20^2 \cdot 80 \cdot 9} = 15^\circ.$$

9. Расчетная мощность насоса:

$$N_{H \text{ (к)}} = \Delta p_{\max} \cdot Q_{H \max} = \left(5 - 1\right) \frac{100 \cdot 10^6}{60 \cdot 10^6} = 58.33 \text{ кВт.}$$



3. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН (ПГМ)

Пластинчатая (шиберная) ГМ (гидромотор или насос) – это роторная ГМ с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин (шиберов), совершающих вращательное и возвратно поступательное движение.

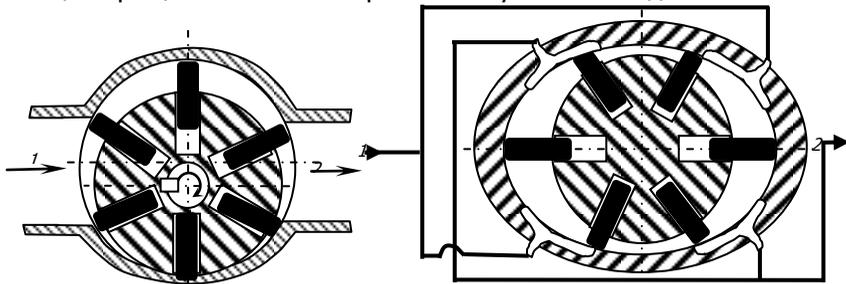


Рисунок 3.1 Принципиальная схема пластинчатого насоса однократного (а) и двукратного (б) действия

При этом вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними вытеснителями (пластинами, помещенными в радиальные прорезы вращающегося ротора) и поверхностями статора. По числу циклов работы за один оборот вала различают ПГМ однократного или многократного (двух-, трех-, четырехкратного) действия. Насосы однократного действия выполняют как регулируемые, так и нерегулируемые, а насосы многократного – нерегулируемые.

Кинематика ПГМ построена как и кинематика роторных поршневых ОГМ – на основе кривошипно шатунного механизма. При этой кинематике перемещение рабочего элемента соответствует приращению переменного радиуса в пределах от ρ_{\min} до ρ_{\max} (представляет собой расстояние от оси, проходящей через центр O пластинчатого ротора, до окружности касания пластин со статором)

$$\rho^2 = R^2 - e^2 - 2 \cdot \rho \cdot e \cdot \cos(180 - \gamma) = R^2 - e^2 + 2 \cdot \rho \cdot e \cdot \cos(\gamma) \quad (3.1)$$

Корень этого квадратного уравнения ($a \cdot \rho^2 + b \cdot \rho + c = 0$) можно

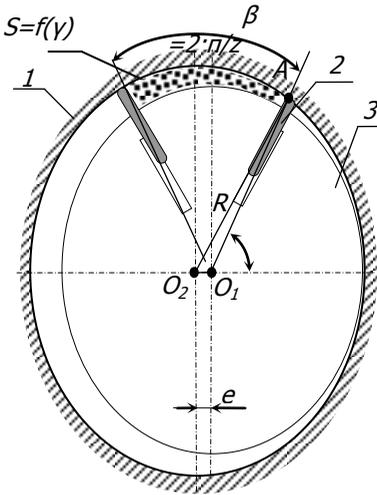


Расчет и проектирование объемных гидромашин

представить в виде: $\rho = R \cdot \sqrt{1 - \frac{e^2}{R^2} \sin^2 \gamma - e \cdot \cos \gamma}$,

(3.1)

где γ – угол поворота ротора от нейтральной (горизонтальной) оси, $\gamma = \omega t$.



$$S_i = \frac{1}{2} \cdot \int_{\gamma_i}^{\gamma_i + \beta} \rho^2 d\gamma - \beta \cdot r^2$$

(3.2)

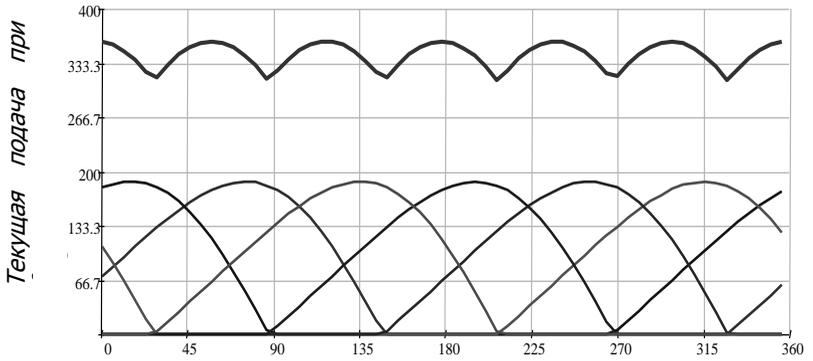
где S_i – текущая площадь одной рабочей камеры при повороте ротора на угол $\gamma = \gamma$ в i -тый момент времени.

r – радиус ротора.

Рисунок 3.2 Расчетная схема

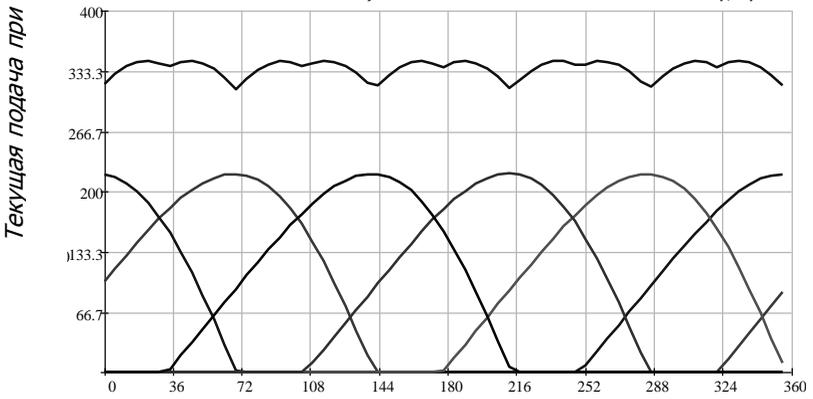


Расчет и проектирование объемных гидромашин



а)

Угол γ , град.



б)

Угол ν , град

i

Из уравнений (3.1), (3.2) и рисунка 3.2 видно, что объём рабочей камеры, который ограничен двумя соседними пластинами, является функцией угла поворота. Следовательно, как и у роторно-поршневых ОГМ, в пластинчатых насосах подача изменяется тоже по гармоническому закону.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

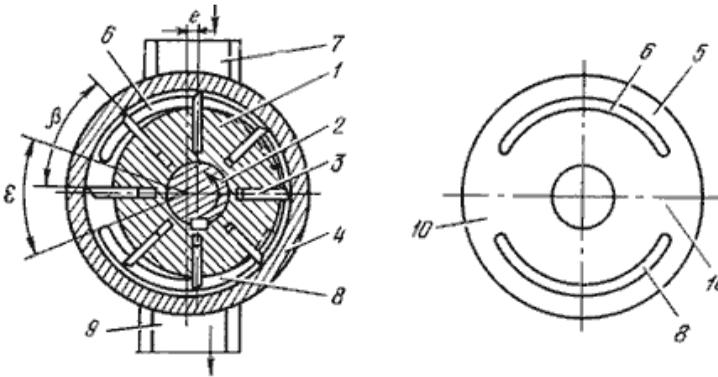


Рисунок 3.4 Схема пластинчатого насоса однократного действия:
1- ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания; 9 - гидролиния

В общем случае неравномерность подачи тем меньше, чем меньше значение угла $\varphi = 2\pi/z$. Однако, увеличение числа пластин при сохранении габаритов снизит величину подачи из за занимаемого самими пластинами объёма.

Следует учитывать, что предпочтительнее применять нечетное число пластин, так как в этом случае, пульсация подачи хотя и повышается, но амплитуда значительно меньше, рис.3.3.

Для снижения перепадов подачи, обусловленных изменением рабочей высоты пластины, применяют профилирование направляющей статора на участке между всасывающим и нагнетательным окнами по окружности, описываемой из центра вращения ротора.

3.1 Последовательность расчета основных параметров пластинчатых гидромашин однократного и двукратного действия

При расчете гидронасосов исходными параметрами являются частота вращения n , эффективная (полезная) подача $Q_{эф}$, давление нагнетания p_H и величины механического $\eta_{мех}$ и объёмного η_o КПД.

3.1.1 Для многопластинчатого насоса однократного действия выражение для определения теоретической производительности имеет вид:

$$Q_m = 2ben(\pi D - sz), \quad (3.3)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

где b, z и s – ширина, количество (рекомендуется от 7 до 16) и толщина пластин;

D - диаметр направляющей (статора);

e - эксцентриситет.

Эта зависимость является базовой и показывает взаимосвязь геометрических размеров элементов, образующих рабочую камеру.

3.1.2 По заданной эффективной подаче $Q_{эф}$ определяется теоретическая (расчетная) подача Q_r .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_o}. \quad (3.4)$$

3.1.3 Исходя из заданной частоты вращения n , определяется рабочий объем насоса q

$$q = \frac{Q_m}{n}. \quad (3.5)$$

3.1.4 По рабочему объёму q ($в см^3$) выполняется предварительный выбор основных размеров насоса:

а) эксцентриситет находим как

$$e = k_3 \sqrt{\frac{q}{\eta_o}}, \text{ мм}, \quad (3.6)$$

где $k=1$ при $q \leq 200 \text{ см}^3$, $k=0,8$ при $200 \leq q \leq 500 \text{ см}^3$, $k=0,6$ при $500 \leq q \leq 4000 \text{ см}^3$.

б) диаметр направляющей (q в $см^3$ и e в мм)

$$D = 2R = \sqrt{\frac{500q}{\eta_o \pi k_1 e}}, \text{ мм} \quad (3.7)$$

где $k_1=0,2...0,55$ (увеличивается с уменьшением рабочего объёма).

3.1.5 Предварительная ширина ротора (длина пластин) принимается как:

$$b \leq kD, \text{ мм} \quad (3.8)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

3.1.6 Высота пластин принимается из условия:

$$l \geq 4,2e, \text{ мм} \quad (3.9)$$

3.1.7 Крутящий момент M_{np} на валу насоса (q в M^3 , p_n в $Па$):

$$M_{np} = qp_n / (2\pi\eta_{мех}), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.10)$$

3.1.8 Диаметр приводного вала можно принять из зависимости:

$$d_{np} = \sqrt[3]{50M_{np} / [\tau_k]}, \text{ м}, \quad (3.11)$$

где $[\tau_k]$ - допускаемое напряжение на кручение, берется как $[\tau_k] = 0,3 \dots 0,6 \sigma_{вр}$ ($\sigma_{вр}$ - предел прочности. Пример: для стали 35 предел прочности $\sigma_{вр} = 54 \cdot 10^6 \text{ Па}$, следовательно, $[\tau_k] = 16,2 \cdot 10^6 \dots 32,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$);

3.1.9 Диаметр ротора $d_r = 2r$ определяется удвоенным суммированием минимально допустимой длины заделки пластины в прорези ротора l_{min} (можно принять $l_{min} = 0,5l$), а также рабочего хода $h_r = 2e$, толщины роторной втулки s_1 (расстояния от вала до прорези под пластины) и диаметра приводного вала d_{np} :

$$d_r = 2r = 2l_{min} + 4e + 2s_1 + d_{np} \quad (3.12)$$

3.1.10 Условный радиус статора r_o принимают больше радиуса ротора r_r на величину зазора между статором и ротором $c = 0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$:

$$d_o = d_r + 0,2 \dots 0,4, \text{ мм}, \quad (3.13)$$

где d_o - условный диаметр статора, мм.

3.1.11 Окончательно диаметр статора D определяют как сумму:

$$D = 2 \cdot R = d_o + 2 \cdot e, \text{ мм}. \quad (3.14)$$

3.1.12 Далее подбирается количество пластин z , при котором будет выполняться условие равномерности подачи. Если гид-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

ромашина однократного действия, то число пластин z определяется формулой:

$$z = 1 + 2k, \quad (3.15)$$

где k - целое число, больше либо равное 2, при котором пульсация соответствует техническому заданию.

Расчетная равномерность подачи (пульсации) равна:

$$\delta^* = 1,25 / z^2 \quad (3.16)$$

где δ^* - расчетная величина равномерности подачи.

Если ОГМ двукратного действия, то число пластин находим по формуле:

$$z = 2 + 2k \quad (3.17)$$

В этом случае расчетная равномерность пульсации равна:

$$\delta^* = 5 / z^2 \quad (3.18)$$

Полученная величина пульсации сравнивается с заданной. Если $\delta^* > \delta$, то величина k увеличивается на единицу, $k = k + 1$ и расчет повторяется.

3.2.1 Теоретическая производительность пластинчатого насоса двукратного действия с радиальным расположением пластин описывается выражением:

$$Q_m = 2bn[\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)sz] \quad (3.19)$$

где b , z и s – ширина, количество и толщина пластин; r_2 и r_1 – большой и малый радиусы (полуоси) статора.

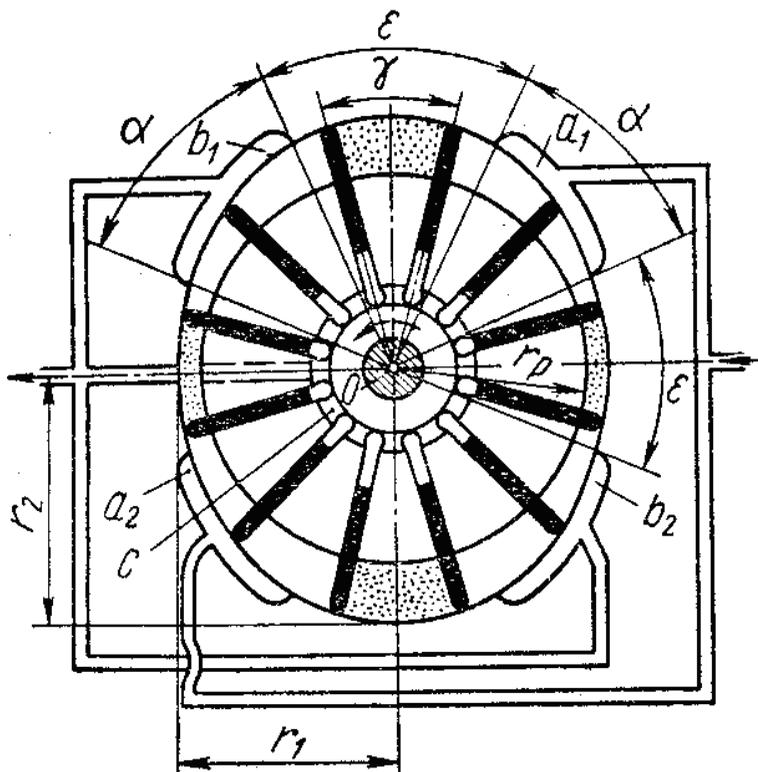


Рисунок 3.5 Схема пластинчатого насоса двукратного действия

3.2.2 Рекомендуемое значение разницы радиусов r_1 и r_2 профильных участков статора, определяющее величину рабочей высоты пластин, для наиболее распространенных насосов, у которых роторы имеют ширину $b=10...40$ мм, составляет:

$$h = r_2 - r_1 = 2...10, \text{ мм}, \quad (3.20)$$

Увеличение высоты приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, защемляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение - к понижению подачи и объемного КПД насоса.

3.2.3 Чтобы устранить возможность отрыва пластин от статора при копировании ими его профиля, отношение радиусов профиля статора r_2/r_1 рекомендуется принимать в зависимости от числа пластин в соответствии с таблицей:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

z	8	12	16
r_2/r_1	1,15	1,27	1,34

По принятым значениям разницы радиусов и их соотношения определяются абсолютные значения большого и малого радиусов.

Пример: допустим, разница радиусов составляет $h=r_2-r_1=6$ мм, тогда $r_2= r_1+6$. При $z=8$, отношение радиусов принимается как $r_2/r_1=1,15$, следовательно $(r_1+6)/ r_1=1,15 \Rightarrow r_1=6/0,15=40$ мм, а $r_2= r_1+6=46$ мм.

3.2.4 Для обеспечения герметичности рабочих камер насоса угловое расстояние между соседними всасывающим и нагнетательным окнами (размер перевальной перемычки), охватываемое углом ε , должно быть несколько больше, чем наибольшее возможное расстояние между концами двух соседних пластин. Поэтому, угол ε , соответствующий уплотняющим (перевальным) перемычкам, принимаем как:

$$\varepsilon = \beta + 0,08727, \text{ рад} \quad (0,08727 \text{ рад} = 5 \text{ град.}) \quad (3.21)$$

3.2.5 Угол α , внутри которого расположена кривая профиля статора и где происходит сопряжение указанных межоконных участков, определяется как:

$$\alpha = \pi / 2 - \varepsilon. \quad \text{рад} \quad (3.22)$$

Для улучшения динамических качеств насоса, а также повышения равномерности подачи, статор в местах, соответствующих углу α , должен выполняться так, чтобы было обеспечено постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и, соответственно, постоянное ускорение жидкости в каналах. Обычно эти участки выполняются по архимедовой спирали с координатой

$$\rho = r_1 + a u / \omega \quad (3.23)$$

где ρ и a - полярные координаты профиля;
 r_1 - наименьший радиус направляющей статора (принимается близким к радиусу ротора r_r);
 u - скорость перемещения пластины в пазах ротора;
 ω - угловая скорость ротора.

Применяется также профиль, обеспечивающий синусоидальное изменение ускорения пластин.

3.2.6 При выборе зазора между поверхностью статора, опи-



Расчет и проектирование объемных гидромашин

санной малым радиусом r_1 , и поверхностью ротора, описанной радиусом r_r следует иметь в виду, что увеличение этого зазора увеличивает вредное пространство насоса и ухудшает его всасывающие качества, а также повышает тангенциальную нагрузку давления жидкости на пластины, ввиду чего этот зазор должен быть возможно малым. Рекомендуется:

$$r_1 - r_r = 0,1 \dots 0,2, \text{ мм.} \quad (3.24).$$

3.2.7 Для насосов небольшой подачи радиальная длина пластины может быть равной или больше 2,5 полной высоты, выступающей из ротора:

$$l \geq 2,5h. \quad (3.25).$$

3.2.8 Если выбранная гидромашина является реверсивной, то угол наклона пластин принимаем равным нулю, $\gamma = 0$.

В случае, когда гидромашина неререверсивна и радиус ротора $r > 0,04$ м, угол принимается $\gamma = 0,253$ рад (14 град.).

При $r \leq 0,04$ м, угол принимается $\gamma = 0,14$ рад (8 град.).

3.2.9 Если пространство под пластинами не используется, то суммарная толщина пластин A определяется по формуле:

$$A = sz / \cos(\gamma) \quad (3.26)$$

Если пространство используется, то суммарная толщина пластин равна нулю.

3.2.10 Следует рассмотреть несколько (порядка 3...5) различных вариантов соотношения радиусов статорного кольца и ширины ротора (осевая длина пластин). Для этого можно воспользоваться зависимостью:

$$b = q / [2(r_2 - r_1)(\pi(r_2 + r_1) - A)], \text{ м.} \quad (3.27)$$

При этом обращается внимание на значение наибольшего радиуса профиля:

$$R_j = \frac{(4 + \alpha^2)r_1}{4} - \alpha^2 \frac{l}{8}, \text{ м.} \quad (3.28)$$

В случае, когда $r_2 > R_j$, не будет обеспечиваться самовсасывание под пластины и их прижатие.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Рекомендуется также, чтобы осевая длина пластины не превышала радиуса ротора $b \leq r_r$.

В насосе двукратного действия всасывание (и, соответственно, нагнетание) происходит на сравнительно небольшом участке кривой статора, ввиду чего создаются неблагоприятные условия питания насоса. Время прохождения пластиной зоны всасывания составляет:

$$t = a / \omega \quad (3.29),$$

где a - угол, охватывающий отрезок кривой профиля статора, соответствующий окну всасывания;

ω - угловая скорость вала.

Для улучшения питания насоса жидкость обычно подводят через расположенные друг против друга окна в боковых дисках, которые сообщаются между собой каналами в корпусе. Средняя скорость течения жидкости во всасывающих каналах не более 2 м/с. Размеры окон питания выбирают такими, чтобы средняя скорость жидкости в них не превышала 0,25 - 0,30 м/с.

Частота вращения насосов с подачей более 1250 см³/с не превышает $n = 1200$ об/мин ($\omega = 40\pi$ рад/с), с подачей до 1250 см³/с - $n = 1500$ об/мин ($\omega = 50\pi$ рад/с) и с подачей до 830 см³/с - $n = 1800$ об/мин ($\omega = 60\pi$ рад/с).

3.2 Проектирование гидромотора

При проектировании гидромотора по заданному эффективному моменту рассчитывается теоретический крутящий момент на выходном валу:

$$M_T = M_{эф} / \eta_{мех} \quad (3.30)$$

где M_T - теоретический крутящий момент, Н·м;

$M_{эф}$ - эффективный крутящий момент, Н·м.

Рабочий объем гидромотора q , м³:

$$q = 2 \cdot \pi \cdot M_T / p, \quad (3.31)$$

где p - номинальное давление, Па.

По полученному рабочему объему рассчитывается эффективная подача гидромотора, $Q_{эф.м}$ м³/с:

$$Q_{эф.м} = qn / \eta_{об}$$



где n - частота вращения на валу гидромотора, *об/с*.

Далее расчеты выполняются согласно методике расчета гидронасосов данного типа. При проектировании пластинчатого гидромотора следует учитывать необходимость поджима пластин в момент пуска.

3.3 Рекомендации по выбору материала

Ротор и статор изготавливают из легированных сталей с цианированием, боковые диски - из кремнистой или марганцовистой бронзы, корпус и крышки - из чугуна.

Подшипники скольжения изготавливают из медносвинцовистых или серебрянокадмиевых сплавов, допускающих давление до 10 МПа. Хорошие результаты показали подшипники скольжения с вкладышами, покрытыми слоем серебра толщиной 0,5 мм.

Такие подшипники допускают давление до 14 –15 МПа.

Пластины изготавливают из вольфраmistых (быстрорежущих) сталей и калят до твердости HRC63...65. Применение быстрорежущей стали обусловлено необходимостью предотвратить термический отпуск части пластины, контактирующей со статором, поскольку это ведет к быстрому ее износу. Ввиду того, что пластины прижимаются к статорному кольцу рабочим давлением жидкости, подводимым в камеры под пластины, толщина последних обычно ограничивается 2 мм. Пластины по толщине и ширине и ротор по ширине обрабатываются по одной и той же посадке (D или X), паз в роторе по ширине обрабатывается по посадке H7. Трущиеся поверхности обрабатываются с шероховатостью Ra 0,32.



4 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН (ШГМ)

ШГМ – роторно – вращательные гидромашины, у которых рабочая жидкость в процессе их работы перемещается в направлении, перпендикулярном осям вращения шестерен.

В общем случае ШГМ состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода и отвода жидкости. Впадины и поверхности зубьев вместе со стенками корпуса образуют рабочую камеру гидромашин. По типу зацепления выполняются с внешним и внутренним зацеплением. Достоинство первых – в возможности работы при высоких нагрузках ($p_{max} \leq 30 \text{ МПа}$); достоинство вторых – высокая компактность.

ШГМ обладают свойством обратимости, т.е. могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. У них практически отсутствует эффект действия инерционных сил, допускают высокую скорость вращения $n_{max} = 2500 \dots 4000$ об/мин могут работать при высоких нагрузках, имеют малую металлоемкость (1.1...1.8 кг/кВт). Объемный КПД, при $p_{max} = 21 \text{ МПа}$, может достигать 0.95...0.96 [4], общий – 0.87...0.9. ШГМ пригодны для работы с различными рабочими жидкостями, в широком диапазоне кинематической вязкости, $\nu = 10 \dots 800$ сСт.

По расположению зубьев относительно венца шестерни выполняются прямозубыми, косозубыми и шевронными. В этом случае снижается шумность и неравномерность подачи.

В некоторых случаях, для облегчения входа перекачиваемой среды (полимеры, суспензии и др.) входной патрубок имеет размеры (эквивалентный диаметр) соизмеримые с размером шестерён.

По конструктивному признаку ШГМ могут создаваться одноступенчатыми, многоступенчатыми и многшестеренными.

4.1 Конструктивные особенности шестеренных ГМ.

Наибольшее распространение в машиностроении получили одноступенчатые ШГМ, состоящие из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля [9].



Расчет и проектирование объемных гидромашин

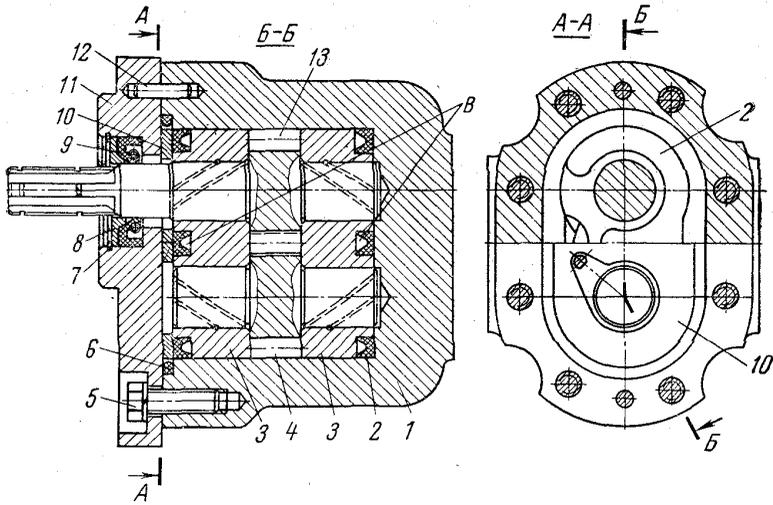


Рисунок 4.1. Шестеренный насос (мотор) типа НШ-10: 1- корпус; 2- манжета фигурная; 3 обойма-подшипник; 4,13- ведомая и ведущая вал- шестерни; 5- винт; 6- кольцо резиновое; 7- кольцо стопорное; 8- кольцо опорное; 9- манжета; 10- пластина; 11- крышка; 12- штифт



Расчет и проектирование объемных гидромашин

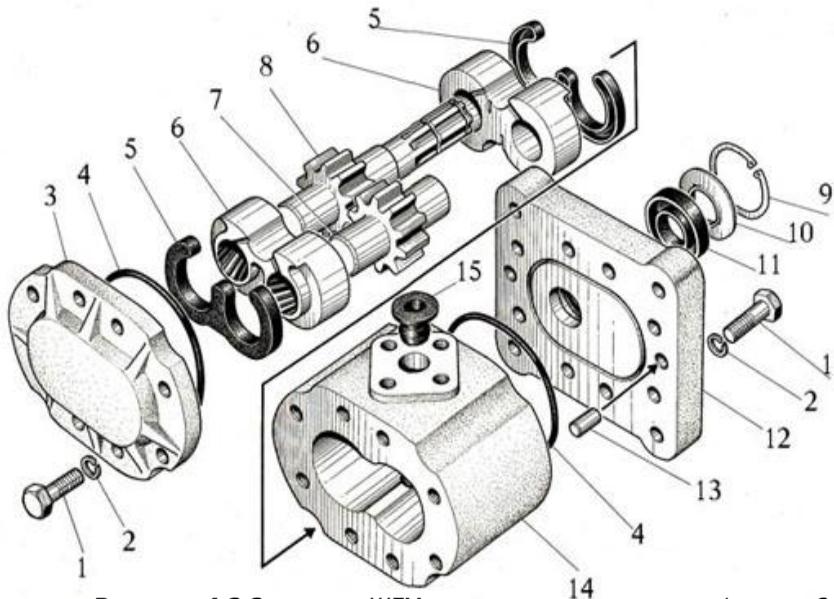


Рисунок 4.2 Элементы ШГМ с внешним зацеплением: 1- винт; 2 – шайба граверная; 3 – задняя крышка; 4 –кольцо уплотнительное; 5 – манжета фигурная; 6- обойма-подшипник (торцевые втулки); 7-вал-шестерня ведомая, 8 - вал-шестерня ведущая;9 –шайба стопорная;10 – шайба защитная;11 –манжета; 12- крышка передняя; 13 – штифт; 14 – корпус; 15 – пробка транспортная.



Расчет и проектирование объемных гидромашин

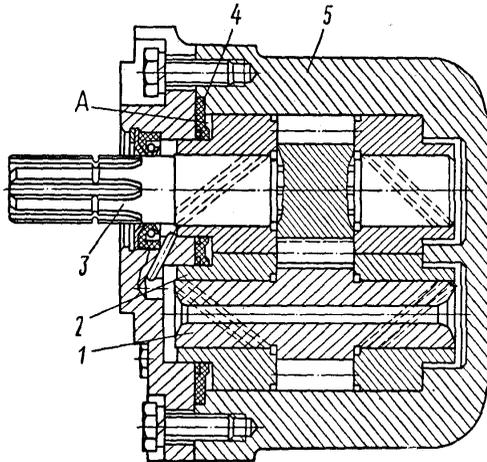


Рисунок 4.3. Шестеренный насос типа НШ 32: 1,3- ведомая и ведущая шестерни; 2- втулки; 4- уплотнение; 5- корпус

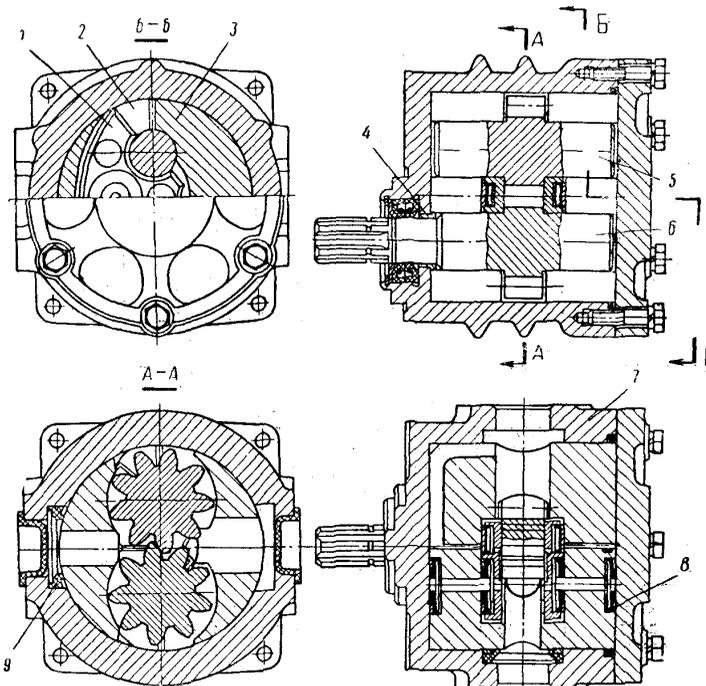


Рисунок 4.4. Шестеренный насос типа НШ-100 (круглый): 1- пластик; 2 – поджимная обойма; 3 – обойма-подшипник; 4 - втулка; 5, 6 – вал-шестерни; 7- корпус; 8, 9- манжеты.

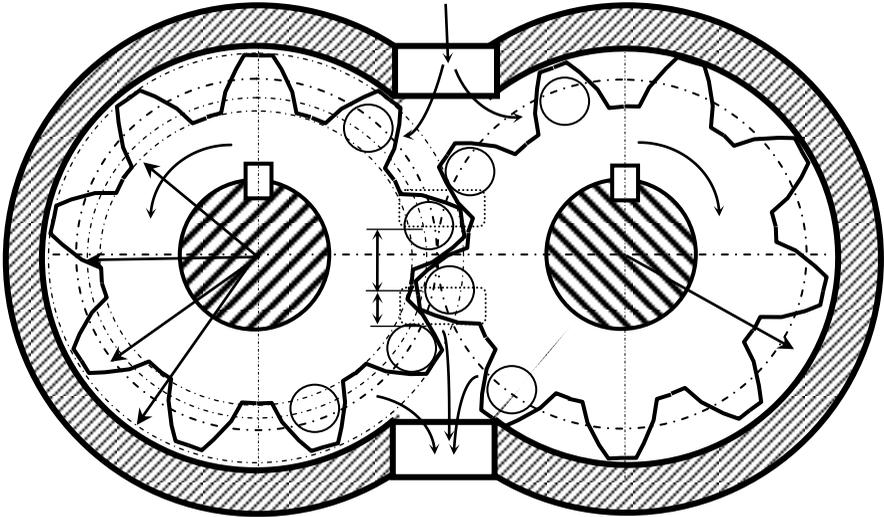


Рисунок 4.5 Схема одноступенчатой ШГМ с внешним зацеплением:
 D_1 -диаметр впадин; D_2 - диаметр вершин; d_0 – диаметр основной окружности, d_n – диаметр начальной окружности, d -диаметр делительной окружности, h – ширина разгрузочной канавки

4.1.1 Определение подачи шестеренного насоса

Теоретическую подачу шестеренного насоса можно рассчитать по эмпирической зависимости при допущении, что насос за каждый оборот переносит из полости всасывания в полость нагнетания количество рабочей жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями и что каждый объем впадин равен объему зуба [8]. В этом случае, рабочий объем шестеренной ГМ будет равен:

$$V_0 = 4\pi \cdot r \cdot m \cdot b \quad (4.1)$$

где r – радиус начальной окружности, $r = mz/2$;
 z – число зубьев шестерен;
 m – модуль зацепления;
 b – ширина шестерни.

Теоретическая подача насоса:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$Q_{H(\omega)} = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \quad (4.2)$$

где n – частота вращения.

Более точной формулой для определения подачи насоса $Q_{H(T)}$, выведенной на основании баланса мощности и теории зубчатого зацепления, является зависимость

$$Q_{H(\omega)} = 2\pi \cdot b n \left(R_e^2 - r^2 - U^2 \right) \quad (4.3)$$

где R_B – радиус окружности головки зубьев;

U – половина длины линии зацепления.

Поскольку значение U изменяется от 0 до $l/2$, то, согласно (4.3)

$$Q_{H(T)\max} = 2\pi \cdot b \cdot n \cdot \left(R_e^2 - r^2 \right) \quad (4.5)$$

$$Q_{H(T)\min} = 2\pi \cdot b \cdot n \cdot \left(R_e^2 - r^2 - \frac{l^2}{4} \right) \quad (4.6)$$

Подача насоса будет пульсирующей. Равномерность подачи рабочей жидкости шестеренным насосом зависит от числа зубьев z и угла зацепления α . Чем больше z , тем меньше неравномерность подачи рабочей жидкости насосом, но тем меньше, при прочих равных условиях, подача $Q_{H(T)}$.

Неравномерность подачи и, как следствие, неравномерность давления рабочей жидкости в нагнетательной полости насоса, сглаживается, благодаря упругости жидкости, объем которой несравненно больший, чем мгновенная подача насоса [9].

Практикой установлено, что отношение длины зубьев к диаметру начальной окружности d_n в шестеренных насосах высокого давления составляет:

для насосов с подшипниками качения $b/d_n = 0,5 \dots 0,6$;

для насосов с опорами скольжения $b/d_n = 0,4 \dots 0,5$.

При меньших значениях этого отношения, объемный КПД гидравлической машины снижается, а при больших – затрудняется герметизация сопряженных зубьев в полюсах зацепления.

Для надежного заполнения рабочей жидкостью впадин между зубьями, подвод рабочей жидкости должен осуществляться по всей ширине шестерен ГМ, а длина дуги, по которой омываются шестерни, на стороне всасывания должна быть не менее



Расчет и проектирование объемных гидромашин

1/8 части окружности головок их зубьев.

4.1.2 Определение крутящего момента шестеренной гидравлической машины (ГМ)

Величина крутящего момента – переменна и зависит от значения U , которая для каждой пары сопряженных зубьев изменяется от θ до $0,5I$. Следствием этого является пульсация крутящего момента, которая оказывается ощутимой в зоне малой частоты вращения вала ГМ[10].

$$M = pb \left[r_e^2 - r^2 - U^2 \right] \quad (4.8)$$

4.2 Последовательность расчета параметров шестеренного насоса

Расчет параметров шестеренных гидронасосов осуществляется в следующей последовательности:

4.2.1. По заданной эффективной подаче $Q_{эф}$ определяется теоретическая (расчетная) подача Q_T .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_{об}} \quad (4.9)$$

4.2.2. Исходя из заданной частоты вращения n , определяется рабочий объем насоса V_o

$$V_o = \frac{Q_m}{n} \quad (4.10)$$

4.2.3 Далее следует подобрать модуль зацепления m . Для предварительного выбора модуля зацепления шестерен m , при их окружной скорости $u=10...20$ м/с и отношения $b/m=6...10$, пользуются эмпирической зависимостью [8]

$$m = \left(0.3...0.5 \right) \sqrt[3]{Q_m} \text{ мм}, \quad (4.11)$$

где Q_T - теоретическая подача в л/мин.

Ряд модулей зубчатого зацепления для эвольвентных зубчатых колес, мм: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

Для уменьшения габаритов насоса модуль желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно большим, а число зубьев соответственно - возможно малым. Однако, при



Расчет и проектирование объемных гидромашин

уменьшении числа зубьев уменьшается прочность зубьев из-за подрезания их ножек, а также увеличивается неравномерность подачи.

4.2.4. Ширину шестерни b (длина зуба) обычно принимают в пределах:

$$b = (4 \dots 10)\tau \quad (4.12)$$

В свою очередь, в соответствии с выражением для определения теоретической производительности (4.2), число зубьев можно определить как

$$z = \frac{Q_m}{2\pi m^2 b n} - 1 \quad (4.13)$$

4.2.5 Рассчитывается неравномерность подачи δ . Для шестерен с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 1$, она может быть вычислена по выражению [8]

$$\delta = \frac{2.2}{z + 1.3} \cdot 100\% \quad (4.14)$$

Полученная величина пульсации δ^* сравнивается с заданной δ . Условие равномерности подачи $\delta \geq \delta^*$.

4.2.5 Рассчитаем другие геометрические размеры шестерни:

-диаметр начальной окружности

$$d_n = (z + 1)m; \quad (4.15)$$

-диаметр окружности вершин зубьев

$$D_2 = (z + 3)m; \quad (4.16)$$

-угол зацепления шестерен

$$a_{fw} = \arccos \frac{z}{z + 1} \cos \alpha, \quad (4.17)$$

где α - угол профиля зуба, $\alpha = 20^\circ = 0,349 \text{ рад}$;

-коэффициент суммы смещения

$$x_\Sigma = \frac{z(\text{inv} \alpha_{fw} - \text{inv} \alpha) - 0,4}{2 \text{tg} \alpha}, \quad (4.18)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

где $inva_{f_{w}}$ и $inva$ -инвалюты углов $a_{f_{w}}$ и a , $inva_{f_{w}} = tga_{f_{w}}$ -
 $a_{f_{w}}$ и $inva = tga - a$;
 -диаметр окружности впадин

$$D_1 = (z + 2 \cdot x_{\Sigma} - 2,6)m ; \quad (4.19)$$

-диаметр основной окружности

$$d_o = z \cdot m \cdot \cos \alpha \cdot \quad (4.20)$$

4.3 Рекомендации по выбору материала

Для изготовления шестерен гидравлических машин применяются упрочненные химико – термической обработкой (легированием, цементацией, азотированием, цианированием) материалы, например стали 45, 20Х, 40Х. Шестерни изготавливаются по высокому классу (малому качеству). После закалки рабочие поверхности шестерен (профили, торцы, внешняя поверхность) шлифуются.

Твердость рабочих поверхностей шестерен доводится до HRC = 60...62. Корпусные детали изготавливают из алюминиевых сплавов.

4.4 Расчет подшипников шестеренных ГМ

Наиболее напряженными элементами шестеренных насосов и гидромоторов являются опоры их шестерен, воспринимающие усилия от давления рабочей жидкости и реакции крутящего момента. Спад давления рабочей жидкости от полости нагнетания до полости всасывания, происходит по параболическому закону [9]. Исходными для расчета опор шестерен гидравлических машин являются величина и направление действия результирующих сил давления. с точностью, достаточной для инженерной практики, эти силы могут быть найдены из зависимостей:

-для ведущей шестерни:

$$P_{рез} = 2 \cdot \overbrace{0.75 \dots 0.8}^{\text{коэффициент}} \cdot b \cdot R_e \quad (4.21)$$

для ведомой шестерни:

$$P_{рез} = 2 \cdot \overbrace{0.8 \dots 0.9}^{\text{коэффициент}} \cdot b \cdot R_e \quad (4.22)$$



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Крутящий момент, возникающий от давления рабочей жидкости в полости нагнетания, вызывает реакции, которые для ведомой шестерни увеличивают суммарную, односторонне действующую нагрузку на опоры, а для ведущей шестерни – снижают ее на ту же величину.

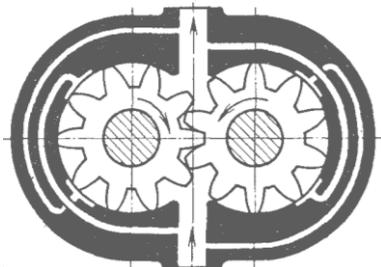


Рисунок 4.5 Схема

Снижение усилий от гидравлического давления обеспечивается рядом конструктивных решений. В нереверсивных шестеренных насосах полость нагнетания выполняют в виде узкой щели, а полость всасывания расширяют до центра шестерен и даже выше [9]. У шестеренных ГМ, предназначенных для работы при

высоких нагрузках по давлению рабочей жидкости, частичная разгрузка опор достигается за счет гидравлической балансировки. Диаметрально противоположные камеры соединены обводными каналами с полостями высокого и низкого давления, чем значительно снижают величину результирующих сил.

В беззазорном зацеплении или при создании шестерен с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 1$ в замкнутом объеме между зубьями возможна компрессия рабочей жидкости, которая особенно опасна, когда в зацеплении участвуют одновременно две пары зубьев. Возникающая при этом расширяющая сила достигает высокой величины и является причиной преждевременного износа зубьев и повышения потерь мощности. Для устранения этого явления «замкнутый объем» соединяют с полостями всасывания или нагнетания, уменьшают коэффициент перекрытия ε до значений, близких к 1.0, выполняют отводящие разгрузочные канавки h в боковых стенках корпуса, рис.4.1.

Износостойкость опор скольжения шестеренных ГМ оценивается по величине идеального давления q .

$$q = \frac{P_{рез}}{2dl} \quad (4.23)$$

где d – диаметр опоры;

l – длина опоры.

Удельное давление для оловянисто-свинцовой бронзы БрОС-10-2 [q] ≤ 10 МПа.

Снижение потерь мощности в шестеренных гидравлических машинах может осуществляться за счет применения подшипников качения, что связано с усложнением их конструкций.



5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ, КОРПУСНЫХ И УПЛОТНЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

5.1 Проверочный расчет подшипников

Предварительный выбор подшипников производится по конструктивным соображениям - исходя из расчетного диаметра вала.

Далее выполняется проверочный расчет в соответствии с ГОСТ 18855-94, на ресурс L_h в часах:

$$L_h = \frac{10^5}{6 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^q, \text{ (час)}, \quad (5.1)$$

или L_n в миллионах оборотов:

$$L_n = \left(\frac{C}{P} \right)^q, \text{ (млн.об)}, \quad (5.2)$$

где n - частота вращения, *об/мин*;

C – динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу [12], *Н*;

P – приведенная нагрузка при постоянном режиме работы или эквивалентная при переменном режиме работы, *Н*;

q – показатель степени, для шарикоподшипников $q=3$, для роликоподшипников $q=3,33$;

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетного ресурса L_h с требуемым L_{ho} :

$$L_h \geq L_{ho} \text{ или } L_n \geq L_{no} \quad (5.3)$$

Расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки в общем случае выполняется по формуле

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.4)$$

где X, Y - коэффициенты соответственно радиальной и осевой составляющей динамической нагрузки (принимаются из каталога [12] или другой справочной литературы).

На рис.5.1 представлены выборки из каталога [12], а далее по тексту - пример проверочного расчета по ГОСТ 8338 для однорядного радиального шарикоподшипника с обозначением **304**

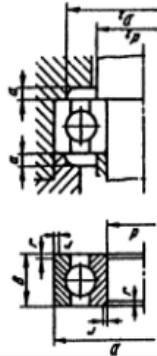


Расчет и проектирование объемных гидромашин

(диаметр шейки вала 20 мм).

2.1.1. ОДНОРЯДНЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ШАРИКОПОДШИПНИКИ

2.1. Однорядные радиальные шарикоподшипники по ГОСТ 8338 и нестандартные



Эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник:
динамическая

$$P = F_r \text{ при } \frac{F_a}{F_r} \leq \epsilon \text{ и } P = 0,56F_r + YF_a \text{ при } \frac{F_a}{F_r} > \epsilon;$$

статическая

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a \text{ (при } P_0 < F_r \text{, принимать } P_0 = F_r)$$

Исполнение 0000

$\frac{F_a}{C_0}$	ϵ	Y
0,025	0,22	2,0
0,04	0,24	1,8
0,07	0,27	1,6
0,13	0,31	1,4
0,25	0,37	1,2
0,50	0,44	1,0

Обозначение подшипника	d	D	B	r	Шарик		Грузоподъемность, кН		$m_{\text{ст}} \cdot 10^{-3}$, мин ⁻¹ , при смазочном материале пластичном	m, кг	Размеры, мм			
					D_w	z	C	C_0			$d_{\text{внеш}}$	$D_{\text{внеш}}$		
1000084*	4	9	2,5	0,2	1,3	9	0,54	0,213	45	53	0,0007	5	7,8	1,8

Сверхлегкая серия диаметров δ , серия ширины l

Средняя серия диаметров δ , серия ширины 0

34	4	16	5	0,5	3,18	6	1,45	0,74	36	43	0,005	6,2	13,4	1
35	5	19	6	0,5	3,97	6	2,19	1,16	32	38	0,008	7,2	16,4	1
300	10	35	11	1	7,14	6	8,06	3,75	20	26	0,05	14	30,8	1
301	12	37	12	1,5	7,94	6	9,75	4,65	19	24	0,06	17	31,2	2
302	15	42	13	1,5	7,94	7	11,4	5,4	17	20	0,08	20	36,2	2
303	17	47	14	1,5	9,53	6	13,5	6,65	16	19	0,11	22	41,2	2

Рисунок 5.2 Пример сведений о подшипниках, представляемых в справочной литературе [7]



Расчет и проектирование объемных гидромашин

Допустим, рассматривается пластинчатый насос с диаметром окружности ротора $d_r=40$ мм, и шириной $b=20$ мм. Номинальное давление $p=6,3$ МПа. Номинальная частота вращения вала $n=1200$ об/мин

В упрощенном виде, по аналогии с шестеренной ОГМ, величину равнодействующей радиальных сил, действующих на вал ротора, можно принять как [4]:

$$P_h = 0,8 \cdot p \cdot b \cdot d_r = 0,8 \cdot 6,3 \cdot 10^6 \cdot 0,02 \cdot 0,04 = 4.032 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Приняв, что опоры вала нагружены симметрично, получим $P=P_h/2=2016$ Н. Тогда

$$L_n = \left(\frac{C}{P}\right)^q = \left(\frac{15,9 \cdot 10^3}{4.032 \cdot 10^3} \cdot 2\right)^3 = 490,6 \text{ млн. об}$$

или

$$L_n = \frac{10^5}{6 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^q = \frac{10^5}{6 \cdot 1500} \cdot \left(\frac{15,9 \cdot 10^3}{2016}\right)^3 = 5451 \text{ ч}$$

Следовательно, выбранный подшипник удовлетворяет требованиям технического задания, так как для пластинчатых насосов приемлемым считается ресурс более 3500 часов.

5.2 Расчет шлицевого соединения

В случае проектирования насоса, имеющего приводной вал со шлицами, необходимо подобрать шлицевое соединение, (прямоугольные - по ГОСТ 1139-80, эвольвентные - по ГОСТ 6033-80) в зависимости от диаметра вала, а затем произвести прочностной расчет.

Исходные данные для выбора и расчета шлицевого соединения:

1. Крутящий момент, передаваемый шлицевым соединением M , Н·м;
2. Диаметр вала в опасном сечении d (см. выражение



Расчет и проектирование объемных гидромашин

(3.11));

3. Материал вала (например, *сталь 45 ГОСТ 4543-71*).

Выбираем тип шлицевого соединения, и проверяем его из условия смятия рабочих граней по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d_c \cdot h \cdot z \cdot B \cdot \psi} \leq \sigma_{см}^* \quad (5.5)$$

где $\sigma_{см}$ – напряжение при смятии,

d_c – средний диаметр шлицевого соединения,

h – высота поверхности контакта шлицев,

B – длина шлица,

$\psi = 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами,

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение при смятии.

Определяем допускаемое напряжение при смятии:

$$\sigma_{см}^* = \frac{\sigma_T}{n} \quad (5.6)$$

где σ_T – предел текучести, для материала **сталь 45** $\sigma_T = 520 \text{ МПа}$;

$n = 1,4$ – коэффициент запаса прочности.

Исходя из соблюдения условия смятия, $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, делается вывод о правильности выбора шлицевого соединения, об обеспечении его прочности и надежности.

В *Приложении А* представлена информация о прямобочных шлицевых соединениях (ГОСТ1139-91), средняя серия.

5.3 Расчет шпоночного соединения

Наиболее широко в машиностроении применяются призматические шпонки. Шпонки имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине от 1 (для валов до 22 мм) до 0,5 (для валов больших диаметров).

Сечение шпонки подбирают по ГОСТ 23360-78 (см. Приложение Б) в зависимости от диаметра вала, а длину шпонки l назначают на 5-10 мм меньше длины ступицы (но не более **1,5d**). Основным для шпоночного соединения является условный расчет на смятие:



Расчет и проектирование объемных гидромашин

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d_o \cdot \ell_p \cdot t_2} \leq [\sigma_{см}] \quad (5.7)$$

где ℓ_p - рабочая длина шпонки;

t_2 - глубина врезания шпонки в ступицу

Если условие $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ не выполняется, то можно образовать соединение с помощью двух шпонок, устанавливаемых под углом 120° или 180° .

5.4 Проектирование корпусных элементов

Детали корпусов должны быть прочными, жесткими, герметичными, технологичными, удобными для сборки, разборки и технического обслуживания, эстетичными и т.д.

Достаточно часто корпусные элементы представляют собой разъемные пары корпус-крышка, стягиваемые винтами.

В этом случае толщина стенки корпуса, помимо указанных ранее требований, должна также позволять выполнить в ней резьбовое отверстие. Следовательно, важным конструктивным параметром становится диаметр стягивающего винта.

Диаметр винта может быть рассчитан, исходя из действующего на него растягивающего напряжения, по выражению [13]:

$$d_o = \sqrt{4F / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \text{ мм}, \quad (5.1)$$

где F - внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один винт, H , принимается как составляющая сил реакции от действия давления рабочей жидкости p_{max} на проекцию площади поверхности крышки S ;

$$F = \frac{p_{max} \cdot S}{z_6}, \text{ Н}, \quad (5.8)$$

z_6 - число винтов;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение для болтов, винтов и шпилек, МПа, может быть найдено в соответствии с таблицей 5.1, исходя из соотношения с пределом текучести σ_T [13]:

Таблица 5.2

Отношение $[\sigma_p]/\sigma_T$ для резьбовых соединений

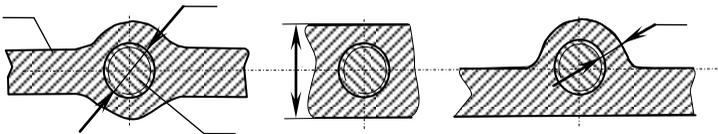
Сталь	Постоянная нагрузка при диаметре d резьбы, мм		Переменная нагрузка от 0 до максимальной при диаметре d резьбы, мм	
	6...16	16...30	6...16	16...30
углеродистая	0,2...0,25	0,25-0,4	0,08...0,12	0,12
легированная	0,15...0,2	0,2...0,3	0,1...0,15	0,15

Глубина резьбы l принимается из соотношения $l/d_6=1,5..2$.

При проектировании корпуса толщину стенок и основания δ можно принимать как

$$\delta = 1,12 \cdot \sqrt[4]{M_T} \geq 6 \text{ мм} .$$

Из конструктивных соображений толщина стенки может также быть принята из условия, чтобы расстояние от отверстия до наружного края составляло не менее половины диаметра, см. рисунок 5.1.

**Рисунок 5.2** Варианты исполнения**5.5 Проектирование уплотняющих устройств**

Обеспечение непроницаемости для газов и жидкостей стен и поверхностей, ограничивающих внутренние части и объёмы гидромашин, а также их стыков и соединений является одной из важнейших задач проектирования ОГМ.

В общем случае герметичность стыков перемещающихся одна относительно другой или жестких поверхностей элементов конструкции достигается созданием малого зазора (бесконтактное соединение) или устранением зазора с помощью уплотняющего элемента из эластичного материала (паронит, резина, полиуретан

и т.п.)

При монтаже и последующей эксплуатации упругие свойства эластичных уплотняющих элементов должны обеспечивать необходимую герметичность, поэтому установочное место выполняют несколько меньше размеров уплотняющего элемента.

Например, место под кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения (ГОСТ 9833-73) проектируется таким образом, чтобы его объем был больше объема кольца на 10...15%, однако при сборке происходило сдавливание резины (радиальное или осевое) на 20...25%

В *Приложении В* приведена выборка данных из ГОСТ 8752-79 «Манжеты армированные для валов». В *Приложении Г* приведены сведения о кольцах уплотнительных круглого сечения по ГОСТ 9833-73 для диаметра сечения 2,5 мм.

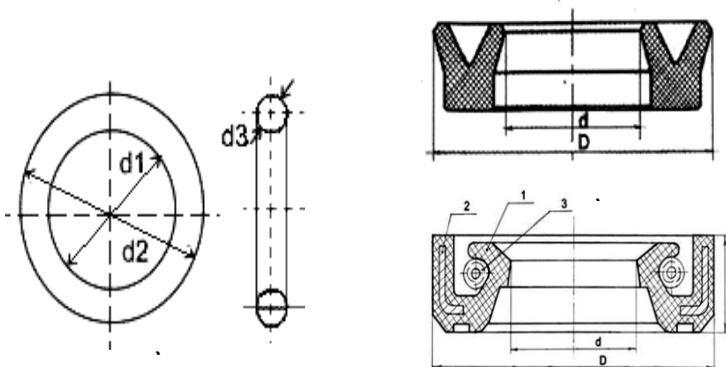


Рисунок 5.4 Наиболее распространенные эластичные уплотняющие элементы: а) - кольца уплотнительные круглого сечения по ГОСТ 9833-73 (обозначение типоразмера: $d1-d2-d3$ (пример 005-008-19), где $d1$ - внутренний диаметр, мм; $d2$ - наружный диаметр, мм; $d3$ - диаметр сечения кольца, 0,1мм); б) - манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств по ГОСТ 14896-84; в) - манжеты армированные для валов по ГОСТ 8752-79, 1-резина; 2- каркас; 3- пружина.

Более подробно требования к установочному месту под уплотняющие элементы изложены в соответствующих стандартах и справочной литературе [14].



6. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Исходные данные принимаются в соответствии с номером зачетной книжки из таблиц 1 и 2 и согласовываются с преподавателем в виде технического задания.

Таблица 1

Предпоследняя цифра зачетной книжки	Частота вращения,	КПД объёмный	КПД механический	Коэффициент неравномерности
	$n, \text{ об/мин}$	η_v	η_m	
0	950	0,82	0,92	0,03
1	950	0,85	0,92	0,03
2	950	0,87	0,87	0,03
3	1200	0,91	0,87	0,04
4	1200	0,85	0,85	0,04
5	1200	0,85	0,92	0,04
6	1500	0,95	0,95	0,05
7	1500	0,95	0,85	0,05
8	1500	0,95	0,95	0,05
9	2000	0,94	0,94	0,03

Таблица 2

Последняя цифра зачетной книжки	Тип роторной ОПМ	Подача номинальная	Крутящий момент	Давление номинальное,
		$Q_{эфф} \text{ л/мин}$	$M \text{ *Н}$	$p_n \text{ Па}$
0	радиальная		900	25
1	аксиальная	120		32
2	пластинчатая	80		6,3
3	шестеренная	40		16
4	аксиальная		200	32
5	пластинчатая		70	6,3
6	шестеренная		50	16
7	аксиальная	80		12,5
8	пластинчатая	40		10
9	шестеренная	20		2,5



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орлов Ю.М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. – М.Машиностроение, 2006. -223 с.
2. Городецкий К.И., Крумбольдт Л.Н., Щельцын Н.А., Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода. Учебное пособие для студентов специальности 150100 "Автомобиле- и тракторостроение". МАМИ, Москва, 1994. -138 с.
3. Крумбольдт Л. Н., Сокоиков В. К. Конструирование и расчет гидравлических приводов управления агрегатами трансмиссии и навесным оборудованием тракторов. Методические указания. - М.: МАМИ,1991.
4. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. _ М.: Машиностроение, 1988. - 248 с.
5. Справочное пособие по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам Я. М. Вильнер, Ю. А. Беленков, Я. Т. Ковалев Б. Б. Некрасов; Под общей редакцией Б. Б. Некрасова. - Мн.: Высшая школа, 1985. - 382 с.
6. Башта Т. М. Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. Учебник для машиностроительных ВУЗОВ. М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
7. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. - М: Машиностроение, 2003. - 576 с;
8. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: Машиностроение, 1974. - 606 с.
9. Герасимов Г. В. Бесступенчатые передачи тракторов. - М.: МАМИ, 1975. -174 с.
10. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. - М.: Машиностроение, 1982. - 216 с.
11. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы. Учебное пособие для вузов. - Киев: Вища школа, 1980. - 232 с.
12. Прокофьев В. Н. и др. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. - М.: Машиностроение, 1969. - 496 с.
13. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. –М.: Машиностроение, 1988.-368 с.
14. Элементы гидропривода. Справочник. Изд.2-е, перераб. и доп. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т., Киев, «Техніка», 1977. 320 с.
15. Ануриев В.И. Справочник конструктора-

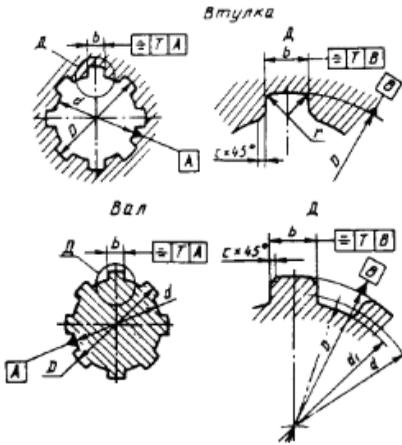


Расчет и проектирование объемных гидромашин

машиностроителя. В 3 т. изд. 8-е. М.: Машиностроение, 1999.



ПРЯМОБОЧНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (ГОСТ1139-91), СРЕДНЯЯ СЕРИЯ. ПРИЛОЖЕНИЕ А

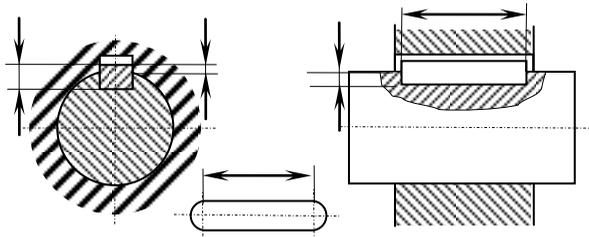


$Z \times d \times D$, шт., мм	b , мм	c , мм	r , мм	d_1
6x11x14	3	0,3	0,2	9,9
6x13x16	3,5	0,3	0,2	12
6x16x20	4	0,3	0,2	14,5
6x18x22	5	0,3	0,2	16,7
6x21x25	5	0,3	0,2	19,5
6x23x28	6	0,3	0,2	21,3
6x26x32	6	0,4	0,3	23,4
6x28x34	7	0,4	0,3	25,9



ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ (ГОСТ 23360-78)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

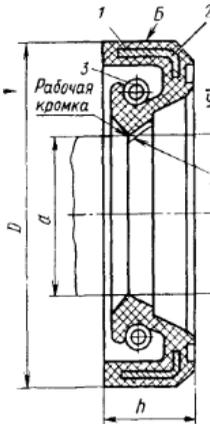


Размеры обыкновенных призматических шпонок и пазов, мм

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Глубина паза		Радиус закругления паза, r	
	b	h	вала, t_1	втулки, t_2	не менее	не более
От 22 до 30	8	7	4	3,3	0,16	0,25
Св. 30 до 38	10	8	5			
Св. 38 до 44	12					
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3		
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9		



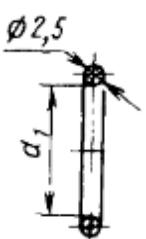
МАНЖЕТЫ АРМИРОВАННЫЕ ДЛЯ ВАЛОВ (ГОСТ8752-79). ПРИЛОЖЕНИЕ В



Диаметр вала d	D	h	h_1	Диаметр вала d	D	h	h_1
	1-го ряда				1-го ряда		
6; 7; 8; 9	22	7	10	60	85	10	14
10; 11	26	7	10	63; 65	90	10	14
12; 13; 14	28	7	10	70; 71	95	10	14
15	30; 32	7	10	75	100	10	14
16	30; 35	7	10	80	105	10	14
17	32	7	10	85	110	12	16
18; 19;	35	7	10	90; 92; 95	120	12	16
20; 21; 22	40	10	14	100	125	12	16
24	40	7	10	105	130	12	16
25	42	10	14	110	135	12	16
26	45	10	14	115	145	12	16
28	50	10	14	120	145; 150	12	16
30; 32	52	10	14	125	155	12	16
35; 36	58	10	14	130	160	15	20
38	52	7	10	140	170	15	20
38	58	10	14	150	180	15	20
40	60; 62	10	14	160	190	15	20
42	62	10	14	170	200	15	20
45	65	10	14	180	220	15	20
48; 50	70	10	14	190	230	15	20
52	75	10	14	200	240	15	20
55; 56; 58	80	10	14				



КОЛЬЦА УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ (ГОСТ 9833-73) ПРИЛОЖЕНИЕ Г

		
Обозначение типоразмера кольца	d_1 , мм	
	Номинал	Предел. откл
020-024-25	19,5	-0,4
021-025-25	20,5	
022-026-25	21,5	
023-027-25	22,5	
024-028-25	23,5	
025-029-25	24,5	
026-030-25	25,5	-0,5
027-031-25	26,5	
028-032-25	27,5	
029-033-25	28,5	
030-034-25	29,5	

Обозначение типоразмера кольца	d_1 , мм	
	Номинал	Предел. откл
032-036-25	31	-0,6
034-038-25	33	
036-040-25	35	
037-041-25	36	
038-042-25	37	-0,7
040-044-25	39	
041-045-25	40	
042-046-25	41	
043-047-25	42	
044-048-25	43	
045-049-25	44	-0,8
046-050-25	45	
048-052-25	47	
050-054-25	49	
051-055-25	50	