

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

**Д. В. Лаевский, Ю. А. Андреевец**

## **ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
по курсовому проектированию для студентов  
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы  
мобильных и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2016

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73  
Л15

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 1 от 14.09.2015 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Металлургия и литейное производство» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук *И. Б. Одарченко*

- Лаевский, Д. В.**  
Л15 Объемные гидро- и пневмомашинны : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Д. В. Лаевский, Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 137 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены краткие теоретические сведения и основные расчетные зависимости, необходимые для выполнения курсового проекта.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2016

## Содержание

Введение.....	6
1. Роторные аксиально-поршневые гидромашины.....	9
1.1 Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском.....	9
1.2 Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком ....	11
1.3 Последовательность расчета основных параметров аксиально-поршневой гидромашины.....	12
1.4 Вопросы изготовления деталей аксиально-поршневых насосов.....	27
1.5. Уточнённый расчет аксиально поршневых гидромашин .....	29
1.5.1 Расчет вала .....	29
1.5.1.1 Определение диаметров участков вала.....	29
1.5.1.2 Расчет реакций опор вала .....	31
1.5.1.3 Определение долговечности подшипников .....	33
1.5.1.4 Расчет вала на статическую прочность.....	33
1.5.1.5 Определение прогиба вала ротора.....	35
1.5.1.6 Проверка прочности шлицевого и шпоночного соединения (срез, смятие).....	35
1.5.1.7 Расчет штифтового соединения на срез.....	38
1.5.1.8 Расчет резьбового соединения крышки и корпуса .....	38
1.5.2 Определение усилия пружин, обеспечивающего прижим подпятников к опорному диску .....	39
1.5.2.1 Определение силы $P_{i\max}$ .....	39
1.5.2.2 Определение усилия $P_1$ .....	40
1.5.2.3 Определение усилия $\sum P_2$ .....	40
1.5.2.4. Определение усилия $\sum P_3$ .....	40
1.5.2.5 Определение усилия $\sum P_4$ .....	40
1.6 Проверка плотности и нагруженности стыков.....	40
1.6.1 Расчет стыка "подпятник – опорный диск".....	41
1.6.2. Расчет стыка «распределительный диск - ротор» .....	42
1.7 Определение удельных давлений в сопряженных деталях .....	44
1.7.1 Расчет удельных давлений в сопряжении «шаровая втулка - прижимной диск».....	44
1.7.2. Расчет удельных давлений в сопряжении «плунжер – ротор» .....	46
1.8. Определение скорости потока.....	48
1.8.1. Расчет скорости потока жидкости в окнах ротора.....	49

1.8.2. Расчет скорости потока жидкости в окне распределительного диска .....	49
2 Роторно-поршневые насосы .....	50
2.1 Общие сведения и классификация .....	50
2.2 Конструктивные разновидности .....	53
2.3 Предварительный расчет гидромашины .....	57
2.4 Прочностной расчет .....	71
2.5 Расчет К.П.Д. гидромашины .....	72
3. Пластинчатые гидромашины .....	77
3.1 Пластинчатые насосы одинарного действия .....	78
3.2 Пластинчатые насосы двукратного действия .....	80
3.3 Разгрузка пластин .....	82
3.4 Конструктивные разновидности пластинчатых машин .....	83
3.5. Профилирование статорного кольца .....	86
3.6. Расчет геометрии пластин .....	88
3.6.1 Расчет длины пластин .....	88
3.6.3. Расчет угла скоса верхней кромки пластины .....	90
3.7. Расчет проходных сечений распределителя .....	90
3.7.1 Расчет размеров основных всасывающих окон .....	90
3.7.2. Расчет проходного сечения вспомогательных всасывающих окон .....	91
3.7.3 Расчет геометрии перегородок распределителя .....	92
3.7.4. Расчет дросселирующих отверстий основных окон .....	92
3.7.4.1. Размеры дросселирующей прорези нагнетающих окон..	92
3.7.4.2. Размеры дросселирующей прорези всасывающих окон .	93
3.7.5. Расчет дросселирующих отверстий вспомогательных окон .....	94
3.7.5.1. Размеры дросселирующей прорези нагнетающих окон..	94
3.7.5.2. Размеры дросселирующей прорези всасывающих окон .	95
3.7.5.3. Определение положения вспомогательный всасывающих окон .....	95
3.8 Проектировочный расчет вала .....	97
3.8.1.Определение диаметров участков вала .....	97
3.9 Расчет сил прижима распределительного диска к статору .....	98
3.10 Проверочный расчет вала .....	99
3.10.1. Расчет вала на статическую прочность .....	99
3.10.2. Расчет на усталостную прочность .....	101
3.10.3. Расчет опор вала .....	102
3.10.4 Расчет болтового соединения крышки и корпуса. ....	102

4 Шестеренные насосы .....	103
4.1 Описание конструкции и принципа действия гидромашины..	103
4.2 Конструктивные разновидности .....	104
4.3 Предварительный расчет гидромашины.....	108
5. Героторные гидромашины.....	116
5.1 Общие сведения .....	116
5.2 Методика расчёта героторного насоса.....	117
6. Винтовые насосы .....	127
6.1. Общие сведения и классификация .....	127
6.2. Расчёт подачи винтового насоса.....	131
6.3. Насосы с вращающимися поршнями .....	133
6.4. Предварительный расчет гидромашины.....	134
Список используемых источников.....	137

## 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 гидромашины. По кинематике ОГМ различают возвратно-поступательного, возвратно-поворотного и вращательного движения (роторные).

В настоящем руководстве содержатся методические указания и задания на выполнение курсового проекта по проектированию роторных ОГМ четырех типов - *радиально поршневых, аксиально-поршневых, пластинчатых и шестеренных*.

В общем случае выполнение курсового проекта – 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.

Данный курсовой проект предусматривает расчет и проектирование ОГМ, и должен включать в себя 3 листа графической части (ф. А1) и пояснительную записку (объемом 40-50 листов ф. А4).

В графической части должен быть представлен чертеж общего вида и сборочный чертёж гидромашины, а также «детализовка» (детали, входящие в состав гидромашины, назначаются преподавателям на консультативных занятиях).

Структура пояснительной записки должна быть следующей: титульный лист; задание на курсовой проект; лист рецензии; содержание; введение; основная расчетная часть (включает предварительный и проверочный расчет гидромашины); заключение (выводы); список используемой литературы; приложения.

Задание оформляется на типовом бланке с исходными данными, выданными преподавателем, ведущим данную дисциплину, а также должно быть утверждено руководителем и заведующим кафедрой.

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, технических требований, таблиц;

2.321-84 Обозначения буквенные;

2.701-84 Схемы, виды и типы. Общие требования к выполнению;

7.1-84 Библиографическое описание документов. Общие требования и правила составления;

7.32-91 Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления;

8.417-81 Единицы физических величин;



## 1. Роторные аксиально-поршневые гидромашины

*Роторная аксиально-поршневая гидромашинa* – машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше  $45^\circ$ . Эти машины обладают наилучшими весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также просты по конструкции.

Наиболее распространенное число цилиндров в аксиально-поршневых машинах равно 5-9, диаметры цилиндров гидромашин (насосов, гидромоторов) обычно находятся в пределах от 10 до 50 мм, а рабочие объемы машин - в пределах от 5 до 1000 см<sup>3</sup>. Максимальный угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы обычно равен в насосах  $20^\circ$  и в гидромоторах  $30^\circ$ .

Частота вращения насосов общемашиностроительного применения средней мощности равна 750-2000 об/мин. Эти гидромашины применяются в основном при давлениях 20-40 МПа.

Насосы и гидромоторы этих типов имеют высокий объемный КПД равный 0,97-0,98. Общий КПД этих насосов до 0,95.

По возможности регулирования аксиально-поршневые гидромашины делятся на регулируемые и нерегулируемые.

Конструктивно аксиально-поршневые машины классифицируют следующим образом:

1) по кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции делятся на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском;

2) по виду передачи силового момента делятся на гидромашины карданного и бескарданного типа. Аксиально-поршневые машины карданного типа делятся в свою очередь на машины с одинарным и двойным карданом;

3) по виду привода делятся на гидромашины с шатунным и бесшатунным приводом.

### 1.1 Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском

Устройство и принцип действия.

У аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском, оси ведущего звена и вращения ротора совпадают. Гидромашины с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рисунок 1.1). Поршни 3 связаны с наклонным диском 4 точечным касанием (рисунок 1.1, а) или шатуном 7 (рисунок 1.1, б). Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна А и Б. Для обеспечения движения поршней во время всасывания применяют принудительное ведение поршней через шатун 7 (рисунок 1.1, б), а для поршней с точечным касанием – цилиндрические пружины 6 (рисунок 1.1, а).

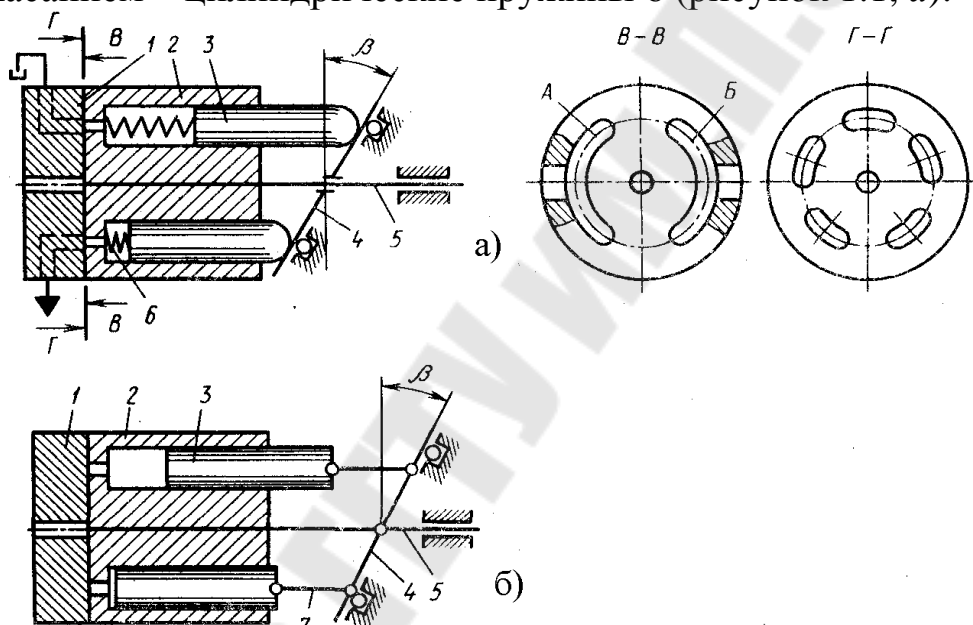


Рисунок 1.1 – Схемы работы аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском: а – с точечным касанием поршней; б – с принудительным ведением поршней

Принцип работы гидромашин в режиме насоса следующий. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят рабочие процессы всасывания и нагнетания. При вращении вала, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном А (рисунок 1.1). Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распределительного диска. При этом объемы камер увеличиваются, и жидкость под действием перепада давлений запол-

няет их. Так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетающим окном Б. При этом поршни перемещаются по направлению к распределительному диску и вытесняют жидкость из рабочих камер. К данному классу относятся гидромашины типа РНАС, УНА4, РМНА, Г13, 210, А1, А2, В13 и др.

## 1.2 Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком

Устройство и принцип действия.

У аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком, оси ведущего звена и вращения ротора совпадают. В гидромашине с наклонным блоком (рисунок 1.2) поршни 3 расположены в блоке 2 цилиндров и шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем 4 вала 5. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна А и Б. Карданный механизм 6 осуществляет кинематическую связь вала 5 с блоком 2 цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

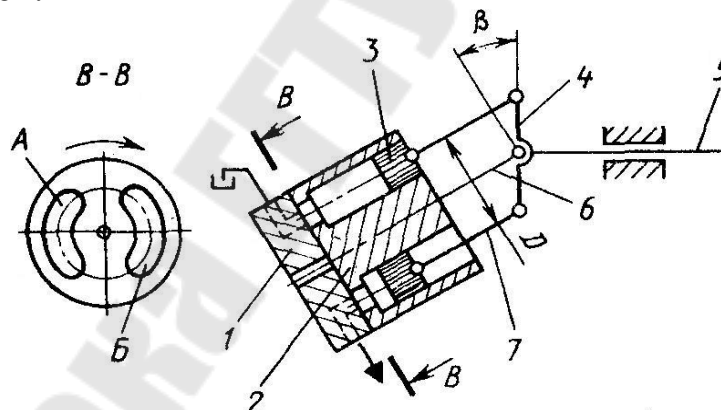


Рисунок 1.2 – Схема работы аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком

Во время работы гидромашин в *режиме насоса* при вращении вала поршни совершают сложное движение – вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например, по часовой стрелке (сечение В-В), рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном А. Поршни перемещаются в этих камерах в направлении распределительного диска. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, ра-

бочая жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их; так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетательным окном Б. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса. К гидромашинам этого типа относятся насос-моторы серии МН и 210.

### 1.3 Последовательность расчета основных параметров аксиально-поршневой гидромашин

Расчет поршневой группы. Его начинают с предварительного расчета блока цилиндров.

Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашин с наклонным диском определяется по выражению:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ (м}^3\text{)} \quad (1.3.1)$$

где  $z$  – число поршней;

$d_n$  – диаметр поршня, (м);

$D$  – диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке, (м);

$\beta$  – угол наклона диска, (град).

Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком определяется по выражению ([8], с. 78):

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \sin \beta, \text{ (м}^3\text{)} \quad (1.3.2)$$

где  $\beta$  – угол наклона блока цилиндров, (град).

Основные размеры блока цилиндров представлены на рисунке 1.3.

Число поршней  $z$  выбирают по рекомендации ([9], с. 117) в зависимости от рабочего объема. При рабочем объеме гидромашин до  $100 \text{ см}^3$   $z = 5$  или  $7$ , от  $100$  до  $250 \text{ см}^3$  –  $z = 9$ , свыше  $250 \text{ см}^3$  –  $z = 11$ .

Основными геометрическими параметрами блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин являются диаметр  $D$  окружности расположения осей цилиндров, наружный диаметр  $D_{\text{нар}}$  блока цилиндров и диаметр  $d_n$  поршней (цилиндров). При этом:

$$D \approx 0,35 \dots 0,4 \cdot d_n \cdot z. \quad (1.3.3)$$

$$D_{\text{нар}} \approx D + 1,6 \cdot d_n. \quad (1.3.4)$$

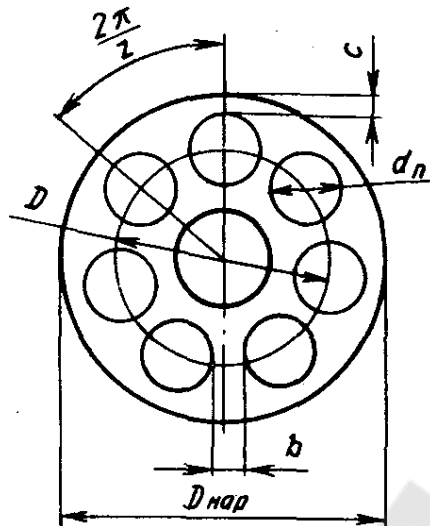


Рисунок 1.3 – Геометрические размеры блока цилиндров

Толщина стенки между цилиндрами в блоке:

$$b \geq 0,2 \cdot d_{\text{п}} \quad (1.3.5)$$

Толщина стенки между цилиндром и наружной поверхностью:

$$c \geq 0,3 \cdot d_{\text{п}} \quad (1.3.6)$$

Угол наклона диска или блока цилиндров  $\beta$  задается конструктивно и находится в пределах 12...35 градусов, при этом в гидромашинах с наклонным диском угол  $\beta$  составляет 12-22 градусов, у гидромоторов до 30 градусов, а в гидромашинах с наклонным блоком 20-35 градусов.

Подставив соотношение (1.3.3) в формулы (1.3.1) и (1.3.2), получаем зависимость для определения диаметра блока цилиндров.

Для аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском:

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot z^2 \cdot \{0,35 \dots 0,4\} \cdot \text{tg} \beta}}, \text{ (м)} \quad (1.3.7)$$

Для аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком:

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot z^2 \cdot \{0,35 \dots 0,4\} \cdot \sin \beta}}, \text{ (м)}. \quad (1.3.8)$$

Величина диаметра поршня гидромашины является стандартной, и ее значение устанавливает ГОСТ 12447-80. Согласно данному стандарту нормальные диаметры (мм) деталей подвижных уплотняющих цилиндрических пар (поршни, плунжеры) и их втулки должны входить в следующий ряд: 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400;

(450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000. В скобках указаны значения дополнительного ряда.

После округления диаметра поршня необходимо подкорректировать поправочный коэффициент (0,35...0,4) в формулах (1.3.7, 1.3.8), а в случае необходимости и уточнить угол  $\beta$ .

Все размеры должны назначаться исходя из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69) и ряда нормальных углов (ГОСТ 8908-69).

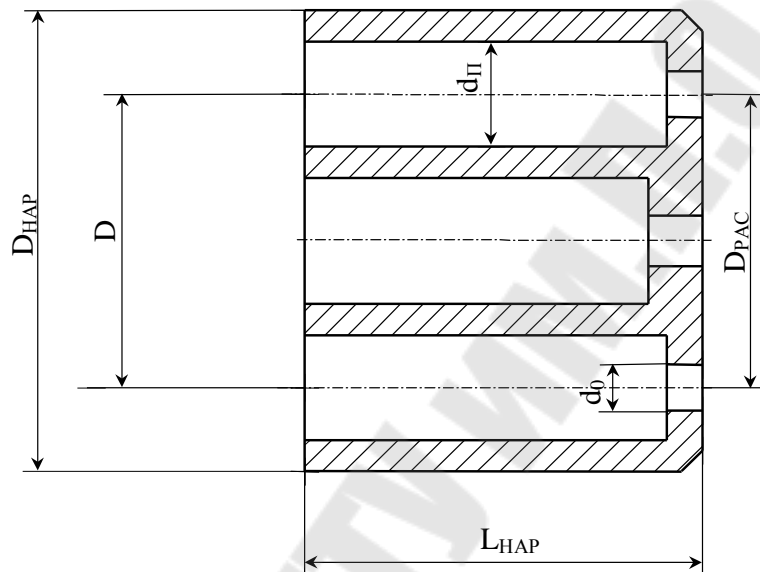


Рисунок 1.4 – Эскиз блока цилиндров

Приблизительную длину блока цилиндра находят исходя из следующего соотношения:

$$L_{\text{нар}} \approx (3,5...4) \cdot d_{\text{п}}, \text{ (м)} \quad (1.3.9)$$

При проектировании блока цилиндров необходимо обеспечить заделку плунжера при крайнем выдвинутом его положении, чтобы устранить возможность смятия цилиндра под действием боковой силы и обеспечить герметичность соединения. Минимальная величина заделки  $L$  поршня в выдвинутом его положении должна быть не менее  $L > (1,5...2) \cdot d$ .

В соответствии с этим длина цилиндра (глубина расточки в блоке цилиндров):

$$L_{\text{ц}} = 0,1 \cdot d_{\text{п}} + h + (1,5...2) \cdot d_{\text{п}}, \text{ (м)} \quad (1.3.10)$$

где  $h$  – ход поршня,

$$h = D \cdot \text{tg}\beta, \text{ (м)} \quad (1.3.11)$$

Толщину дна цилиндра рекомендуют принять равной  $0,3 \cdot d$ , следовательно, длина ротора (цилиндрового блока) составляет:

$$L_{\text{нар}} = 0,1 \cdot d_{\text{п}} + h + (1,5...2) \cdot d_{\text{п}} + 0,3 \cdot d_{\text{п}}, \text{ (м)} \quad (1.3.12)$$

Общая длина поршня  $L_{\text{п}}$  плунжерного типа должна быть такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра на  $(0,1 \dots 0,2) d$ . В соответствии с этим длина поршня:

$$L_{\text{п}} = h + (1,5 \dots 2) \cdot d_{\text{п}} + (0,1 \dots 0,2) \cdot d_{\text{п}} = h + (1,6 \dots 2,2) \cdot d_{\text{п}} \quad (\text{м}) \quad (1.3.13)$$

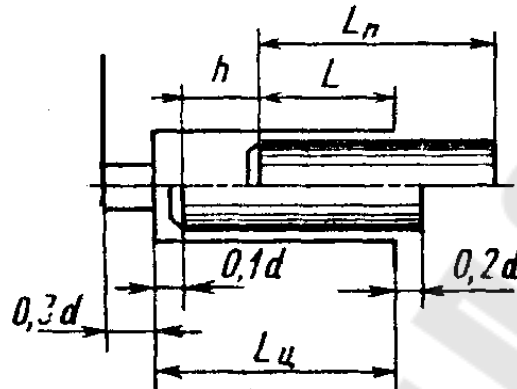


Рисунок 1.5 – Расчётная схема блока цилиндра и плунжера

Радиус сферы головки плунжера обычно принимают:

$$r = (1,5 \dots 2,5) \cdot d_{\text{п}} \quad (\text{м}) \quad (1.3.14)$$

Размеры питающего окна блока цилиндров, через которые подводится и отводится рабочая жидкость, выбирают исходя из максимальной допустимой скорости потока в питающем окне. Скорость жидкости питающего окна не должна превышать более чем в 2,2-2,5 раза среднюю скорость поршня. Для насосов с подпиткой наибольшая скорость жидкости в окне не должна быть более 8 м/с, для самовсасывающих насосов – 2...4,5 м/с, для гидромоторов может достигать 10-12 м/с. Для расчета необходимо определить расход рабочей жидкости через гидромашину:

$$Q_{\text{т}} = \frac{V_0 \cdot n}{60}, \quad (\text{м}^3/\text{с}) \quad (1.3.15)$$

где  $V_0$  – объемная постоянная гидромашины, ( $\text{м}^3$ );

$n$  – номинальная частота вращения вала гидромашины, (об/мин).

Площадь питающего окна равна:

$$F_{\text{пит}} = \frac{Q_{\text{т}}}{v_{\text{доп}}}, \quad (\text{м}^2) \quad (1.3.16)$$

где  $Q_{\text{т}}$  – расход рабочей жидкости без учета утечек, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );

$v_{\text{доп}}$  – допустимая скорость жидкости, (м/с).

Питающие окна могут иметь круглую (а) или дугообразную (б) форму (см. рисунок 1.6).

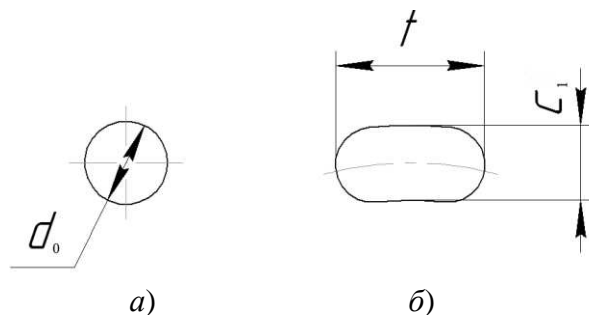


Рисунок 1.6 – Формы питающих окон блока цилиндра

В случае круглых окон (см. рисунок 1.6, а) их диаметр  $d_0$  можно определить по формуле:

$$d_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{пит}}}{\pi}}, \text{ (м)} \quad (1.3.17)$$

В случае дугообразных окон (см. рисунок 1.6, б) их размер можно определить из следующих зависимостей. Ширину отверстия в доннышке блока цилиндра обычно выбирается равной половине диаметра поршня:

$$C_1 = 0,5 d_{\text{п}}, \text{ (м)} \quad (1.3.18)$$

Длина  $t$  отверстия может приниматься равной диаметру или превышать его из условия, что угол охвата отверстия (окна) больше угла охвата окружности цилиндра на  $4 \dots 6^\circ$  (или на  $0,0698 \dots 0,104$  радиан). Тогда величина  $t$  определяется как:

$$t = \left[ \frac{d_{\text{п}}}{D} + (0,0698 \dots 0,104) \right] \cdot D = \left[ \frac{d_{\text{п}}}{D} + (0,0349 \dots 0,052) \right] \cdot D, \text{ (м)} \quad (1.3.19)$$

В случае проектирования торцевого распределителя, диаметр окружности расположения центров питающих отверстий  $D_{\text{рас}}$  может совпадать с диаметром  $D$  окружности расположения осей цилиндров,  $D = D_{\text{рас}}$  или же быть меньше  $D > D_{\text{рас}}$ , т. е. сверлится под некоторым углом.

Во втором случае  $D_{\text{рас}}$  можно рассчитать по одной из формул:

$$D_{\text{рас}} = \frac{d_0 \cdot z}{\pi \cdot k}, \text{ (м)} \quad (1.3.20)$$

где  $k = 0,7 \dots 0,9$  – поправочный коэффициент.

$$D_{\text{рас}} = \frac{D}{2} \cdot \left[ 1 + \cos(90 - \beta) \right], \text{ (м)} \quad (1.3.21)$$

После этого приступаем к расчету торцевого распределителя.

В аксиально-поршневых ОГМ, как правило, преобладает применение торцевого распределения рабочей жидкости. Торцовый распределитель аксиально-поршневых гидромашин выполняется, как правило, в виде плоского или сферического диска. Поскольку цилиндрический



блок у проектируемого насоса вращается, упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна в распределительном диске и каналы (отверстия) в доньшке блока цилиндров.

При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного диска. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами распределительного диска и через них – с магистралями всасывания и нагнетания.

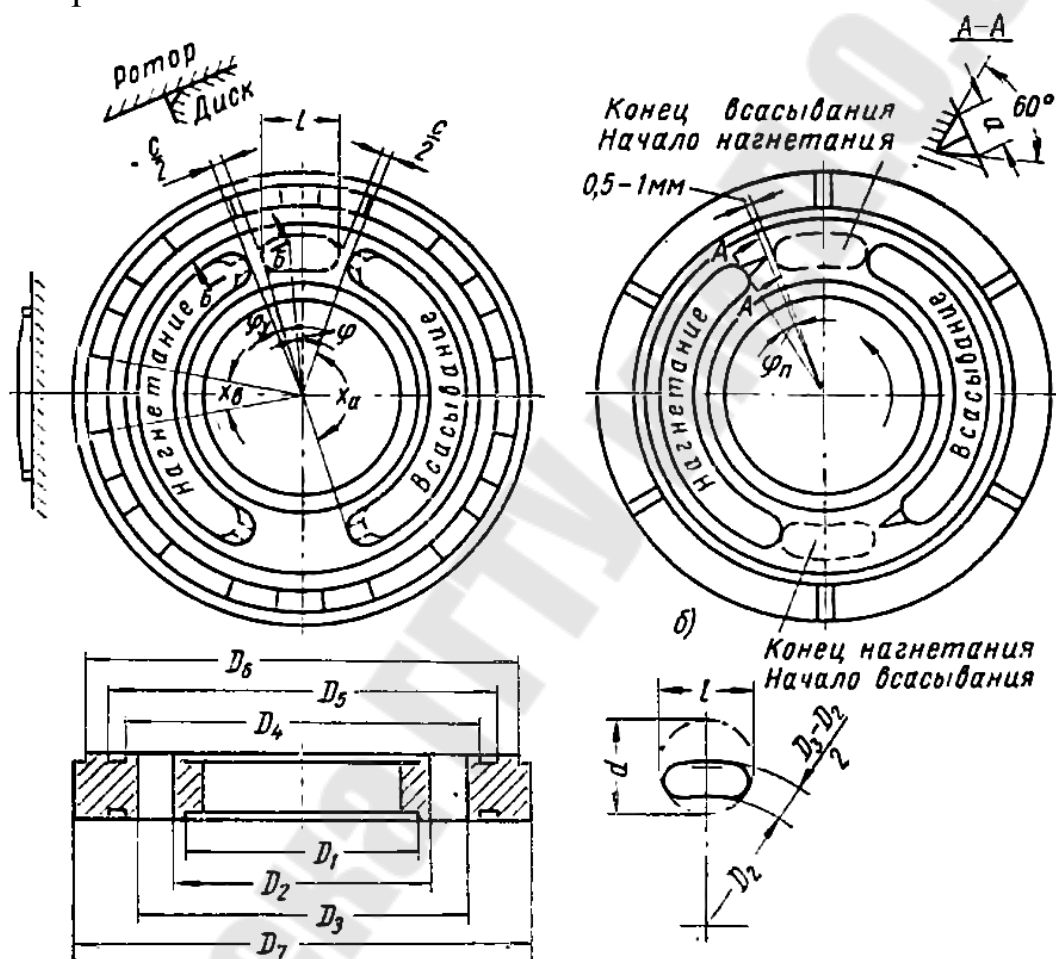


Рисунок 1.7 – Пример внешнего вида плоского распределительного диска

Ширина перемычки между окнами обычно выбирается равной

$$s = (1,1 \dots 1,2) \cdot d_k \text{ (м)} \quad (1.3.22)$$

где  $d_k$  – диаметр (или большая ось, если отверстие не круглое) канала соединяющий блок цилиндров и распределительный диск.

Для обеспечения безударного перехода жидкости из полости всасывания в полость нагнетания и наоборот, в узле распределения выполняют дроссельные канавки, длина которых определяется углом  $\varphi' = 8 \dots 10^\circ$ , ширина – 1...2 мм.

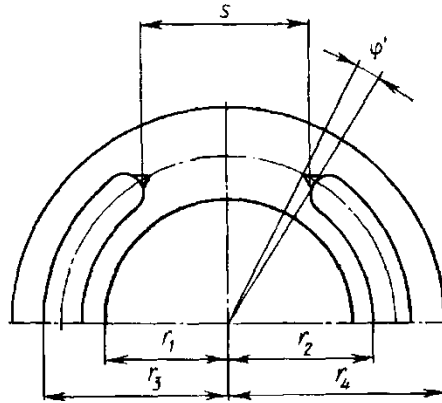


Рисунок 1.8 – Схема к расчету торцового распределителя

Уточненный расчет параметров распределителя выполняют с учетом сил, действующих в стыковом зазоре. На блок цилиндров со стороны поршней направлено усилие, прижимающее блок к распределителю, со стороны распределителя усилие, отжимающее блок. Для нормальной работы распределителя необходимо, чтобы прижимающая сила была несколько больше отжимающей.

Для расчета размеров торцового распределителя необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{cases} \lambda \cdot d_n^2 \cdot \frac{z}{2} = R_4^2 + R_3^2 - R_2^2 - R_1^2 \\ R_4 \cdot R_1 = R_2 \cdot R_3 \end{cases}, \quad (1.3.23)$$

где  $\lambda = 0,9 \dots 0,98$  – коэффициент, показывающий соотношение отжимающей и прижимающей сил;

$R_1, R_2, R_3, R_4$  – размеры торцового распределителя.

Для определения размера  $R_4$  воспользуемся дополнительными условиями:

$$R_2 = \frac{D - d_0}{2}, \quad (1.3.24)$$

$$R_3 = \frac{D + d_0}{2}, \quad (1.3.25)$$

$$R_1 = \frac{R_2 \cdot R_3}{R_4}. \quad (1.3.26)$$

Подставив выражения (1.3.24-1.3.26) в первое уравнение системы (1.3.23) и преобразовав, получаем биквадратное уравнение относительно  $R_4$ :

$$R_4^4 + R_4^2 \cdot \left( R_3^2 - R_2^2 - \lambda \cdot d_n^2 \cdot \frac{z}{2} \right) - R_2^2 \cdot R_3^2 = 0. \quad (1.3.27)$$

После определения  $R_1, R_2, R_3, R_4$  и уточнения их в соответствии с рядом нормальных размеров, следует выполнить проверку коэффициента  $\lambda$ :

$$\lambda = 2 \cdot \frac{R_4^2 + R_3^2 - R_2^2 - R_1^2}{d_{\text{п}}^2 \cdot z} \quad (1.3.28)$$

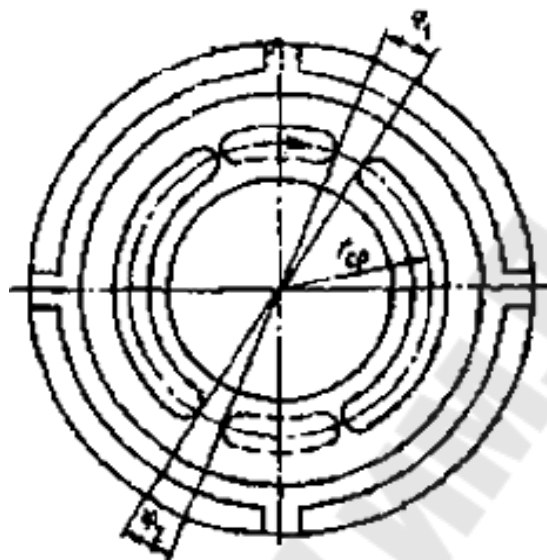


Рисунок 1.9 – Схема к расчету углов перекрытия торцового распределителя

В торцовых (плоских) распределителях различают углы перекрытия  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  (рисунок 1.9). Эти углы выбирают в основном из условия возможного устранения как чрезмерного разряжения, так и сжатия жидкости и обеспечения минимального перепада давления между полостью цилиндра и того окна распределителя, с которым цилиндр в текущий момент соединен.

При переходе из зоны всасывания в зону нагнетания жидкость предварительно сжимается на участке  $\varphi_1$ , что способствует устранению «заброса» давления в момент соединения запертой полости с полостью нагнетания, снижению шума, увеличению долговечности машины. Угол перекрытия  $\varphi_1$ , при котором будет достигнуто требуемое сжатие жидкости в цилиндре:

$$\varphi_1 = \arccos \left[ 1 - \frac{V}{E \cdot S \cdot R_{\text{д}} \sin \beta} (p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}) \right], \quad (1.3.29)$$

где  $E$  – модуль упругости жидкости;

$S$  – площадь цилиндра;

$R_{\text{д}} = D_{\text{рас}}/2$ ;

$p_{\text{вс}}$  – давление в зоне всасывания;

$p_{\text{н}}$  – давление в зоне нагнетания;

$V$  – объем жидкости в цилиндре при  $\varphi = 0$  и  $p = p_{bc}$

$$\varphi_2 = \arccos \left[ \frac{V'}{E \cdot S \cdot R_d \sin \beta} (p_H - p_{bc}) - 1 \right] \quad (1.3.30)$$

где  $V'$  – объем жидкости в цилиндре при  $\varphi = 180^\circ$  и давлении  $p_H$ .

После завершения расчета торцового распределителя приступим к проектированию гидростатических подпятников. В аксиально-поршневых машинах используются как плоские гидростатические подпятники, так и гидравлическая разгрузка сферических опор (см. рисунок 1.10).

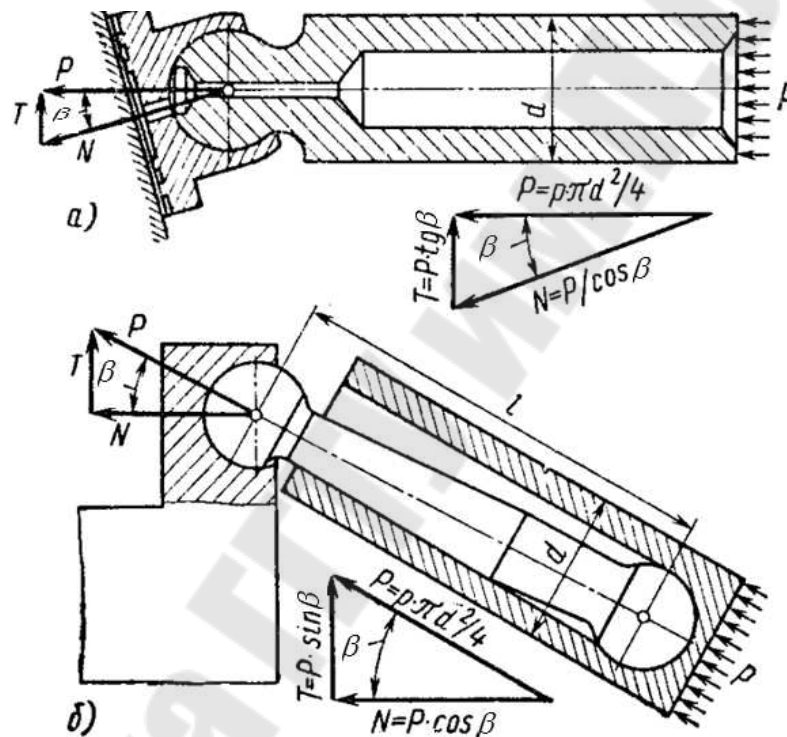


Рисунок 1.10 – Поршни двух видов с гидростатической разгрузкой:  
а – плунжерного типа; б – шатунного типа.

В поршнях шатунного типа для подвода жидкости выполнены радиальные сверления в поршне и осевое сверление в штоке, в некоторых конструкциях осевое сверление выполняют и в штоке, и в поршне. Специфика устройства сферических опор с гидростатической разгрузкой требует учета величины дросселирования потока при подаче жидкости через радиальное сверление, располагаемое на каком-то удалении от доньшка поршня. Во всем остальном, расчеты плоской и сферической гидростатической опоры не отличаются между собой.

Наибольшее усилие, передаваемое поршнем диаметром  $d_p$ , находящимся под давлением  $p_H$  рабочей жидкости, должно допускать

долговечную работу контактирующих друг с другом сферической головки и гнезда под нее в поршне. Это условие определяется из соотношения:

$$p_H \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} = \sigma \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \quad (1.3.31)$$

где  $\sigma$  – удельное давление в месте контакта; для стальной закаленной головки, работающей в бронзовом гнезде,  $\sigma_{\text{max}} = 300 \text{ кГ/см}^2 = 30 \text{ МПа}$ .

При этих условиях получаем, что наибольшее допустимое давление будет  $p_{\text{max}} = 150 \text{ кГ/см}^2$ . Для второй сферической головки диаметром  $d_3$ , работающей в более напряженных условиях, рекомендуется обеспечивать  $\sigma = 100\text{-}150 \text{ кГ/см}^2$ .

Диаметр шатуна  $d_2$  рассчитывается на сжатие исходя из допустимого напряжения  $\sigma_{\text{сж}} = 800\text{-}1200 \text{ кГ/см}^2$ .

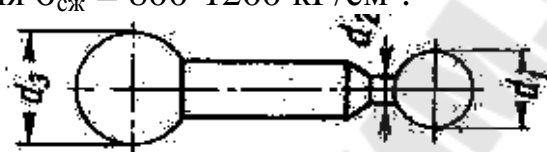


Рисунок 1.11 – Сферические головки шатуна

Рассмотрим расчет плоского гидростатического подпятника поршня по рисунку 1.12.

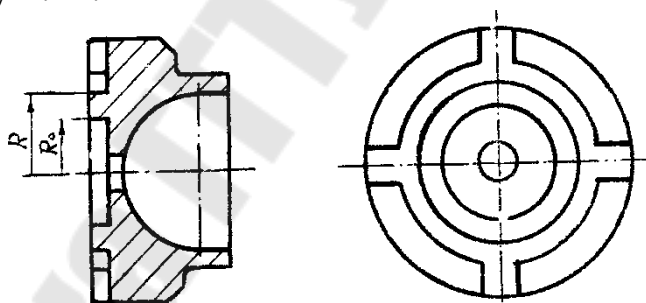


Рисунок 1.12 – Эскиз плоского поршневого подпятника

Такая конструкция поршней применяется в гидромашинах бескарданного типа. Опорную поверхность подпятника можно выполнить двояко: с опорными поясками за пределами уплотнительных поясков, или без опорных поясков. В любом случае в упрощенную расчетную формулу входят размеры уплотнительных поясков. Размеры опорных поясков назначаются из конструктивных соображений, преследуя в основном цель обеспечения устойчивости против опрокидывания. Это условие записывается в виде выражения:

$$\lambda_{\text{п}} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2}{2} = \frac{R^2 - R_0^2}{\ln \frac{R}{R_0}}, \quad (1.3.32)$$

где  $\lambda_{\pi} = 0,97 \dots 0,98$  коэффициент превышения сил, прижимающих поршень над отжимающими силами.

Из практики проектирования, отношение  $R/R_0 = 1,2 \dots 1,7$ . Выбрав это отношение в рекомендуемых пределах, преобразуем (1.3.32) и получим соотношение для определения  $R_0$ :

$$R_0 = \sqrt{\frac{\lambda_{\pi} \cdot d_{\pi}^2 \cdot \ln R/R_0}{2 \cdot \left( \frac{R}{R_0} - 1 \right)}} \quad (1.3.33)$$

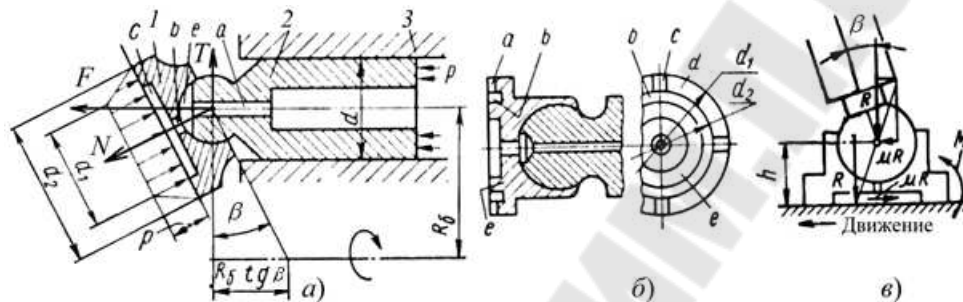


Рисунок 1.13 – Схемы гидростатической опоры

*Гидростатическая разгрузка* – это система, которая включает в себя разгружающую рабочую камеру башмака *c* (рисунок 1.13, *a*), дросселирующие щели между башмаком и опорным диском *b*, дросселирующие отверстие в плунжере *a* (выполняет роль регулятора системы). Геометрические формы деталей устройства, свойства рабочей жидкости, жесткость пружины и давление  $p$  определяют зависимость величины зазора  $\delta$  и динамические особенности системы.

Расчет кольцевых опор производится, исходя из того, что в статических условиях опоры находятся в равновесии под действием следующих сил (давлением жидкости в корпусе насоса пренебрегаем):

а) усилия гидравлического прижима, противоположного реакции  $N$ , действующей перпендикулярно к плоскости наклонного диска (1.13, *a*):

$$N = \frac{F}{\cos \gamma} = \frac{p \cdot f}{\cos \gamma} \quad (1.3.34)$$

где  $F = p \cdot f$  – сила давления  $p$  рабочей жидкости на площадь поршня диаметром  $d$ ;

$\beta$  – угол наклона диска;

б) усилия пружины  $F_{\text{пр}} - 3$  (рис. 13, *б*), приходящегося на одну опору:

$$F_{\text{пр1}} = \frac{F_{\text{пр}}}{z \cdot \cos\beta}, \quad (1.3.35)$$

где  $z$  – число поршней;

в) усилия отжима  $F_{\text{от}}$  кольцевой опоры, возникающего в результате давления  $p$  жидкости на поверхности ее выточки  $d_1$  (рисунок 1.13, а) и среднего давления в зазоре опорного пояска. Усилие  $F_{\text{от}}$  определяется из условия, что в выточке опоры действует рабочее давление  $p$ , что обычно и соблюдается, так как утечка жидкости при правильно сконструированной кольцевой опоре пренебрежимо мала.

Практически можно принять, что в торцовом зазоре между кольцевой поверхностью опоры, ограниченной диаметрами  $d_1$  и  $d_2$  и поверхностью наклонной шайбы, давление распределяется по линейному закону. Тогда усилие  $F_{\text{от}}$  будет численно равно объему усеченного конуса высотой  $p$  с диаметрами оснований  $d_1$  и  $d_2$ :

$$F_{\text{от}} = \frac{\pi \cdot p}{12} \cdot (d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2) \quad (1.3.36)$$

Для того чтобы максимально устранить утечки через торцовый зазор кольцевой опоры, принимается отношение площади поршня  $S$  к площади опорной поверхности  $S_0$  равным  $S/S_0 = 1,15 \div 1,20$ , следовательно, площадь опорной поверхности равна:

$$S_0 = \frac{F_{\text{от}}}{p} = \frac{\pi}{12} \cdot (d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2) \quad (1.3.37)$$

В схеме разгруженного поршня (рисунок 1.13, а) одновременно осуществляется также и частичная разгрузка сферической головки поршня **2**, за счет того, что рабочая жидкость одновременно подводится к камере **e**, образованной срезом части сферы. Усилие давления жидкости, подводимой в камеру **e** на площадь среза, а также давление жидкости, проникшей в зазор сферической пары, противодействуют усилию давления на торец поршня.

Фактором, ограничивающим возможность уменьшения площади опорно-уплотнительного пояска башмака, является допустимое смятие материала. С целью увеличения контактной площади поясков башмака при одновременном обеспечении требуемой разгрузки от силы давления жидкости, применяют башмаки, в которых на контактной поверхности выполняется дополнительная разгрузочная канавка **b**, соединенная радиальными прорезями (каналами) **c** со сливом (рисунок 1.13, б).

При конструировании разгрузочной гидростатической опоры поршня следует учитывать, что башмак нагружается опрокидывающим моментом, обусловленным силами трения  $F_{тр}$  его по наклонному диску. Этот момент стремится опрокинуть башмак в направлении движения (рисунок 1.13, в). Величина  $F_{тр}$  зависит для данного коэффициента трения  $\mu$  от усилия  $R$ , которым башмак прижимается к диску. Величина усилия  $R$  определяется разностью сил (без учета трения поршня в цилиндре):

$$R = N - F_{от}, \quad (1.3.38)$$

где  $N = P/\cos\beta$  – нормальная составляющая (реакция опоры) силы давления жидкости на поршень (рисунок 1.13);

$F_{от}$  – усилие гидростатической разгрузки (грузоподъемность гидростатического подшипника).

Сила трения  $F_{тр}$  будет стремиться развернуть башмак относительно центра сферы поршня, расстояние  $h$  которое от поверхности скольжения является плечом приложения этой силы. В соответствии с этим опрокидывающий момент башмака определится по формуле:

$$M = F_{тр} \cdot h = \mu \cdot R \cdot h \quad (1.3.39)$$

Следовательно, при увеличении угла  $\beta$  и высоты  $h$  положения центра, результирующая сил на скользящем башмаке может выйти за пределы опорной его поверхности, что приведет к опрокидыванию башмака. Для устранения этого стремятся понизить коэффициент трения  $\mu$ , а также уменьшают высоту  $h$  центра сферы и силу  $R$  и ограничивают величину угла наклона  $\beta$  значением  $15 - 22^\circ$ .

Рассмотрим расчет прижимного диска (см. рисунок 1.14). Радиус  $r$  определяется из треугольника  $OCO_1$ :

$$r = \frac{d_{нар.опоры} + s}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \quad (1.3.40)$$

где  $d_{нар.опоры}$  – наружный диаметр кольцевой опоры;

$s$  – расстояние между опорами ( $s=1,5-2,5$  мм)

$$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z}.$$

Диаметр окружности  $D_c$  (см. рисунок 1.15), на которой расположены центры отверстий под кольцевые опоры в прижимном диске, определяется по уравнению:



$$D_{ц} = r \cdot \frac{1 + \cos \alpha_{\max}}{\cos \alpha_{\max}} \quad (1.3.41)$$

где  $\cos \alpha_{\max}$  – наибольший угол наклона (обычно не превышает  $\alpha_{\max} = 22^\circ$ , (см рисунок 1.15))

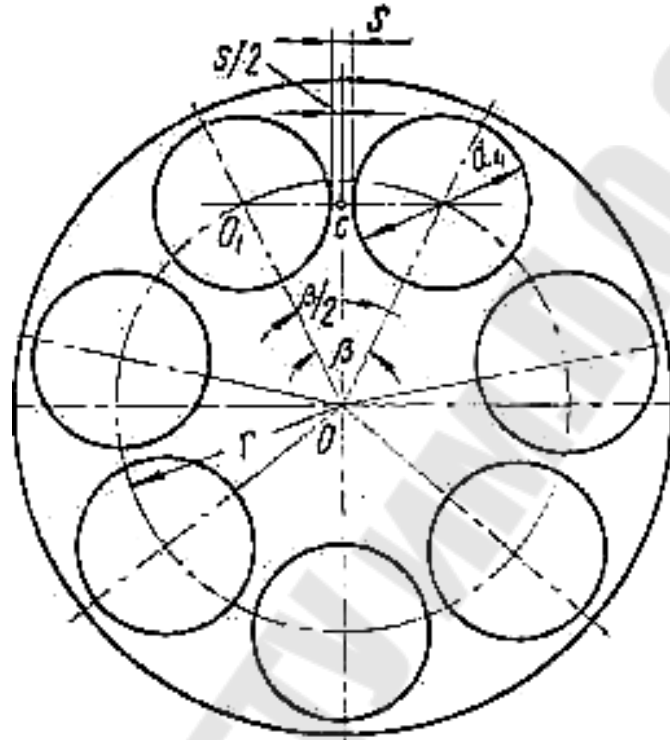


Рисунок 1.14 – Схемы гидростатической опоры

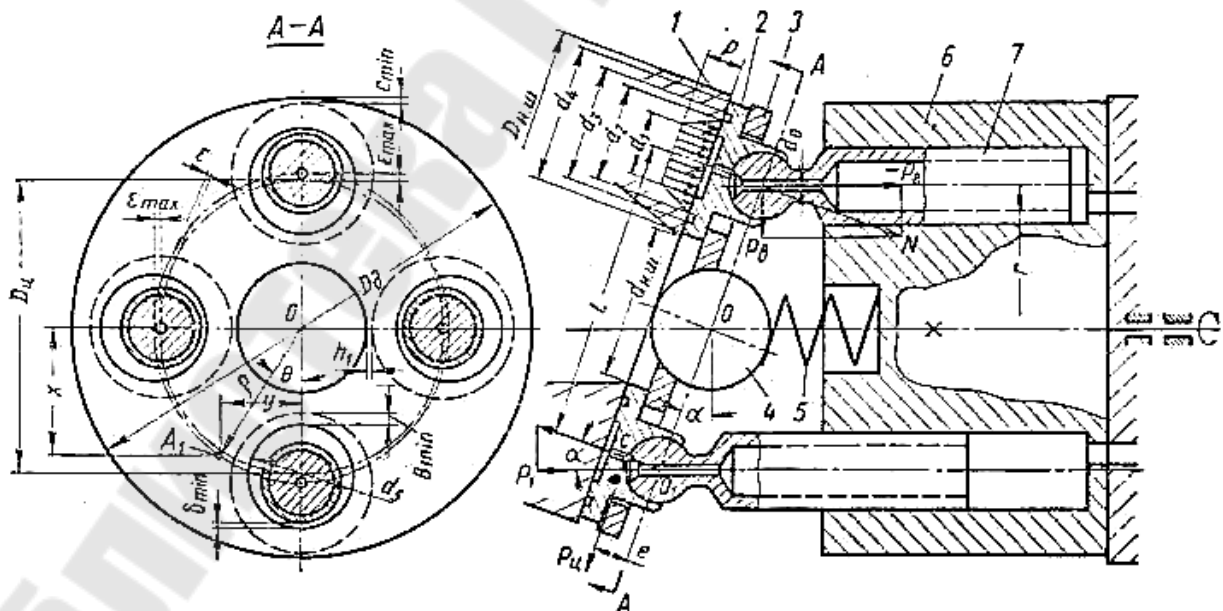


Рисунок 1.15–Кинематическая схема насоса (гидромотора) с бесшатунным приводом и кольцевыми гидростатическими опорами

Диаметр отверстия в прижимном диске определяется по выражению (на рисунке 1.15 обозначено как  $d_5$ ):

$$d_{\text{приж. диска}} = d_{\text{ш}} + 2\varepsilon_{\text{max}} + 2\delta_{\text{min}} \quad (1.3.42)$$

где  $d_{\text{ш}}$  – диаметр шейки кольцевой опоры;

$\varepsilon_{\text{max}}$  – наибольшее смещение центра кольцевой опоры относительно центра отверстия в прижимном диске:

$$\varepsilon_{\text{max}} = r \cdot \frac{1 - \cos \alpha_{\text{max}}}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{max}}} \quad (1.3.43)$$

$\delta_{\text{min}}$  – минимальный зазор между отверстием в прижимном диске и шейкой кольцевой опоры ( $\delta_{\text{min}} = 0,5 - 1,5$  мм).

Наружный диаметр определяется по выражению (на рисунке 1.15 обозначено как  $d_4$ ):

$$d_{\text{нар. опоры}} = d_{\text{приж. диска}} + 2(\varepsilon_{\text{max}} + b_{\text{min}}) \quad (1.3.44)$$

где  $b_{\text{min}}$  – минимальное перекрытие отверстия в прижимном диске кольцевой опорой, обычно  $b_{\text{min}} = 1,5 - 2,5$  мм.

Наружный диаметр прижимного диска определяется по выражению:

$$D_{\text{д}} = 2 \cdot \frac{r}{\cos \alpha_{\text{max}}} + d_{\text{нар. опоры}} + 2c_{\text{min}} \quad (1.3.45)$$

где  $c_{\text{min}}$  – минимальное расстояние от края кольцевой опоры до края прижимного диска, обычно  $c_{\text{min}} = 0,5 - 1,5$  мм.

Наружный диаметр  $D_{\text{н.ш.}}$  наклонной шайбы (траверсы) можно принимать:

$$D_{\text{н.ш.}} \approx D_{\text{д}} \quad (1.3.46)$$

Диаметр отверстия  $d_{\text{н.ш.}}$  в наклонной шайбе определяется по выражению:

$$d_{\text{н.ш.}} \leq 2r - d_{\text{нар. опоры}} - 2h_1 \quad (1.3.47)$$

где  $h_1$  – минимальное расстояние от края кольцевой опоры, пересекающей меньшую ось эллиптической траектории, до края отверстия, обычно  $h_1 = 0,5 - 1,5$  мм.

Прочностной расчет блока цилиндров производится по методике расчета на прочность толстостенных труб с условным наружным диаметром  $d_{\text{T}}$ :

$$d_{\text{T}} \geq A \cdot d \quad (1.3.48)$$

$$A = \frac{d_{\text{T}}}{d} \quad (1.3.49)$$

Прочность блока цилиндров оценивается по нормальным напряжениям  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} \cdot p_{H \max} \leq [\sigma] \quad (1.3.50)$$

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;

- для бронзовых блоков цилиндров из *БрОСН 10-2-3*, *БрОФ 10-1* принимают  $p_{H \max}=25$  МПа.

$[\sigma]$  – критическое напряжение:

$[\sigma]= 150$  МПа - для сталей *X12Ф1*, *12ХНЗА*, *18ХНЗА*;

$[\sigma]= 60$  МПа - для бронзовых блоков цилиндров (*БрОСН 10-2-3*, *БрОФ 10-1*).

Жесткость блока цилиндров определяется по деформации их стенок  $\delta$  в опасном сечении:

$$\delta = \frac{d}{E} \left( \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) p_{H \max} \quad (1.3.51)$$

где  $E$ -модуль упругости:

– для сталей  $E=(2,1 \dots 2,3) \cdot 10^5$  МПа;

– для бронзы, меди и латуни  $E=(1,0 \dots 1,3) \cdot 10^5$  МПа;

$\mu$  - коэффициент Пуассона:

– для стали  $\mu= 0,25 \dots 0,33$ ;

– для бронзы и меди  $\mu = 0,31 \dots 0,35$ ;

$\delta$  - деформация стенок в опасном сечении:

–  $\delta \leq 0,007$  мм – сталь;

–  $\delta \leq 0,008$  мм – бронза, медь, латунь.

#### 1.4 Вопросы изготовления деталей аксиально-поршневых насосов

Для изготовления скользящих пар аксиально-поршневых насосов в большинстве случаев применяют пару сталь-бронза. Упорно-распределительный диск (золотник) изготавливают в основном из стали *X12Ф1* в паре с цилиндрическим блоком из оловянисто-свинцовой бронзы. В насосах больших размеров из бронзы изготавливают лишь трущиеся поверхности блока (втулки цилиндров и торцовую опору), сам же блок изготавливают из стали типа *12ХНЗА*. В насосах малого размера цилиндрический блок изготавливают целиком из бронзы, в

частности, из сурьмянистой бронзы ( $HB \geq 60$ ), в паре с распределительным диском (золотником) из стали ХВГ ( $HRC > 60$ ).

Применяют также распределительные диски из нитрированной стали ( $HRC 60 \dots 62$ ) в паре с цилиндрическим блоком из свинцовисто-оловянистой или сурьмянистой бронзы. В этом случае поршни изготавливают из цементируемой стали 12 ХНЗА с твёрдостью рабочих поверхностей  $HRC 58$  или из стали ХВ2, имеющей из специального поверхностного упрочнения твёрдостью  $HRC 55 \dots 60$ .

Для улучшения приработки и уменьшения износа торцы бронзовых цилиндрических блоков и распределительных дисков обычно покрывают тонким слоем (в несколько микрон) антифрикционных материалов (серебром, индием с подслоем свинца и свинцом). Для снижения трения и повышения стойкости к загрязнениям в насосах, предназначенных для работы при температуре жидкости от  $-54$  до  $+427^\circ\text{C}$ , стальные детали покрывают серебром.

Для обеспечения достаточной прочности цилиндрического блока и для удовлетворения одновременно с этим антифрикционным требований по качеству скольжения применяют стальные цилиндрические блоки с наплавкой поверхностей трения (внутренних поверхностей цилиндров и торца) антифрикционным цветным металлом. Сопряжённые с цилиндром детали (поршень и распределительный золотник) в этом случае изготавливаются также из стали.

Поршни изготавливают часто также из шарикоподшипниковой стали ШХ15 с закалкой до  $HRC 62 \dots 64$ . Для стального цилиндрического блока ( $HRC 60$ ) поршни изготавливают обычно из бериллиевой бронзы.

Для условий эксплуатации при высоких температурах ( $>150^\circ\text{C}$ ) поршни и гильзы покрывают серебром. Для изготовления же насосов, предназначенных для работы при температуре выше  $500^\circ\text{C}$ , применяют никелевые сплавы.

Обработка торцов упорно-распределительного диска обычно производится по 8...9-му, а цилиндрического блока по 9...10-му классам чистоты. Обработка рабочих поверхностей поршней и цилиндров обычно находится в пределах 10...12-го класса чистоты. Поршень помещают в цилиндр с диаметральной зазором в пределах  $0,010 \dots 0,015$  мм. При обработке торцовых поверхностей необходимо выдержать плоскостность опорных торцов цилиндрического блока и распределительного диска, а также их перпендикулярность к осям

вращения; не прямолинейность этих поверхностей не должна превышать 0,005 мм.

Окружные скорости на трущихся торцевых поверхностях не должны превышать 8...10 м/с, среднее значение скорости движения поршней в цилиндрах 4...6 м/с.

Особо следует указать на недопустимость люфтов в поршневой группе, которые могут образовываться при некачественной завальцовке сферических головок шатунов в поршнях. Эти люфты могут нарушать фазораспределение, а также вызвать в результате ударного действия на поршни давления жидкости дополнительные динамические нагрузки, снижающие механическую прочность насоса. В частности, наблюдаются случаи разрушения по этой причине поршневых шатунов.

Поршень соединяют со сферическим поршневым штоком обычно с помощью завальцовки. Это соединение должно быть достаточно жёстким и прочным, чтобы преодолеть действующие в данном соединении силы, к которым относятся: усилие, развиваемое вакуумом в цилиндре, силы инерции поршня и силы трения его в цилиндре.

## **1.5. Уточнённый расчет аксиально поршневых гидромашин**

### **1.5.1 Расчет вала**

#### **1.5.1.1 Определение диаметров участков вала**

Проектировочный расчет валов проводят на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров ступеней вала.

Валы редукторов рекомендуется изготавливать из конструкционных углеродистых и слабо легированных марок стали (сталь 40, сталь 45, сталь 40Х, сталь 40ХН). Для повышения механических свойств обычно вводят общую термообработку до твёрдости НВ 230-260 и при необходимости (шлицевый хвостовик или вал-шестерня) поверхностную закалку до твёрдости HRC 38-42.

Проектный расчёт валов редуктора выполняют только по напряжениям кручения (как при чистом кручении), то есть при этом не учитывают напряжений изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Для компенсации этого значения допускаемых напряжений на кручение выбирают заниженными в пределах  $[\tau]_к = 12...15 \text{ Н/мм}^2$ .

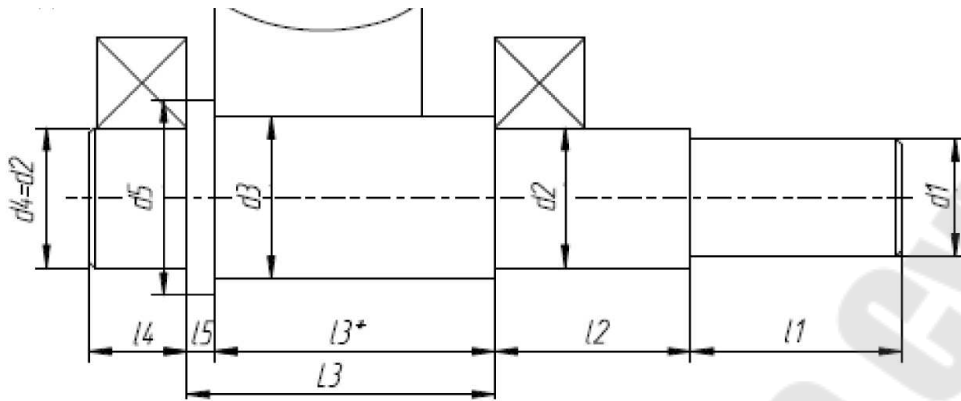


Рисунок 1.16 – Эскиз вала

Диаметр ступени вала под полумуфту определяется по формуле:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau_k}} \quad (1.5.1)$$

где  $M_k = T$  – крутящий момент, равный вращающемуся моменту на валу, Н·м

Длина ступени вала под полумуфту равна:

$$l_1 = (1,5 \dots 2) \cdot d_1 \quad (1.5.2)$$

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t \quad (1.5.3)$$

где  $t$  – значение высоты буртика (см. таблицу 1.5.1)

Длина ступени вала будет равна:

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 \quad (1.5.4)$$

Диаметр вала под упор подшипника:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r \quad (1.5.5)$$

где  $r$  – координата фаски подшипника (см. таблицу 1.5.1)

Длина ступени вала  $l_3$  определяется графически на эскизной компоновке.

Диаметр ступени вала под подшипник:

$$d_4 = d_2 \quad (1.5.6)$$

Длина ступени вала  $l_4$  будет равна ширине подшипника  $B$ .

Значения высоты  $t$  заплечика (буртика) и координаты фаски  $r$  подшипника определяют в зависимости от диаметра ступени  $d$  по следующей таблице:

Таблица 1.5.1 – Значения высот буртика и фаски подшипника

$d$ (мм)	17..24	25..30	32..40	42..50	52..60	62..70	71..85
$t$	3	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,6
$r$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5

Согласно ГОСТ 6636-69, полученный диаметр вала, округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280.

### 1.5.1.2 Расчет реакций опор вала

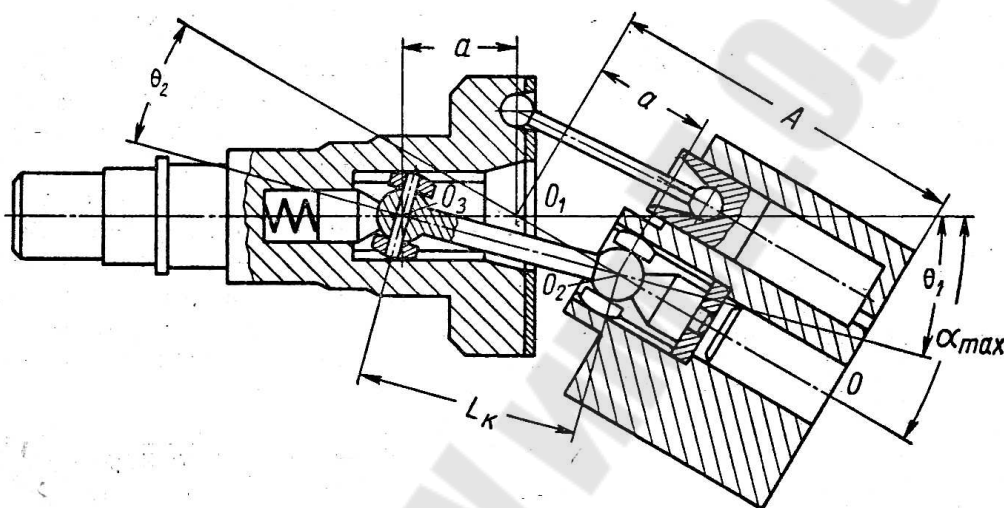


Рисунок 1.17 – Схема сдвоенного кардана

В конструкциях насосов и гидромоторов применяется обычно не одинарный, а сдвоенный кардан, конструктивная схема которого приведена на рисунке 1.17. Обозначив угол поворота карданного вала через  $\tau$ , а углы, образованные его осью с осями приводной шайбы и ротора, соответственно  $\theta_1$  и  $\theta_2$ , можем написать:

$$\operatorname{tg} \varphi = \cos \theta_1 \cdot \operatorname{tg} \tau; \operatorname{tg} \theta = \cos \theta_2 \operatorname{tg} \tau. \quad (1.5.7)$$

Из этих уравнений получим:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\cos \theta_2}{\cos \theta_1} \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (1.5.8)$$

При расчете сдвоенного кардана рекомендуется принимать

$$L_K = 0,6 \cdot A, \quad (1.5.9)$$

$$\theta_{1\max} = \theta_{2\max} = \frac{\alpha_{\max}}{2}, \quad (1.5.10)$$

где  $L_K$  – длина карданного вала;

$A$  – расстояние от центра поворота насосного блока до плоскости торцового распределения;

$\alpha_{\max}$  – наибольший угол наклона.

Расстояние  $a$  от центра  $O_1$  поворота блока до центров  $O_2$  и  $O_3$  при заданном условии рассчитывается по уравнению:

$$a = \frac{L_K}{2 \cdot \cos \frac{\alpha_{\max}}{2}}. \quad (1.5.11)$$

Величина момента  $N$  будет:

$$N = p \cdot F \cdot \sin \alpha_B = p \cdot F \cdot \sin \alpha \cdot R \cdot \sin \varphi. \quad (1.5.12)$$

Одна из последних тенденций развития аксиальных роторно-поршневых насосов и гидромоторов отражена в конструкции бескарданного типа, лишенной шатунов, в которой возвратно-поступательное перемещение поршней осуществляется посредством кольцевых гидростатических опор (см. рисунок 1.15).

Начальный контакт этих опор с плоскостью наклонной шайбы 1 обеспечивается прижимным диском 3, поджатым при помощи сферической опоры 4 и центральной пружины 5, усилие которой обеспечивает также необходимое предварительное торцовое уплотнение стыка плоскостей ротора и распределительного диска.

Равномерное вращение входного вала с угловой скоростью со при помощи шпоночного соединения передается ротору 6, в котором размещены поршни 7, имеющие сферические головки, соединенные с опорами 2.

Такие насосы проще насосов с шатунами и в сравнении с ними допускают работу при больших давлениях рабочей жидкости, так как сферические головки поршней могут иметь большие диаметры, чем диаметры головок шатунов, расположенных в теле поршня.

Преимуществом их является также то, что применение для передачи осевых усилий поршней на наклонную шайбу гидростатически уравновешенных опор устраняет необходимость в упорных подшипниках, воспринимающих эти усилия в аксиально-поршневых насосах иных типов.

Принцип действия гидростатически уравновешенной опоры показан на рисунке 1.15.

Рабочая жидкость из полости поршня через отверстие в нем диаметром  $d_0$  и сверление в кольцевой опоре 2 поступает в выточку диаметром  $d_1$  на торцовой поверхности опоры, благодаря чему под ней создается усилие, частично уравновешивающее осевое усилие, действующее на поршень, а также обеспечивается смазка трущихся поверхностей торца опоры и шарового ее сочленения с поршнем.



### 1.5.1.3 Определение долговечности подшипников

Расчетный срок службы подшипников качения в часах определим по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha, \quad (1.5.13)$$

где  $C$  – каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, Н;

$\alpha=3,3$  – степенной показатель для роликоподшипников;

$\alpha=3$  – степенной показатель для шарикоподшипников;

$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$  – эквивалентная нагрузка подшипника в Н, для определения которой принимаем:

$$Y=0, X=1,$$

$V=1$ , так, как относительно вектора нагрузки вращается внутреннее кольцо;

$F_a = 0$  – осевая нагрузка отсутствует;

$k_\sigma = 1$  – коэффициент безопасности, для спокойной без толчков нагрузки;

$k_T = 1$  – температурный коэффициент безопасности, для температуры до 100 °С;

$F_r$  – радиальная нагрузка.

### 1.5.1.4 Расчет вала на статическую прочность

Расчет на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

Крутящий момент, передаваемый валом:

$$M_k = 9,55 \cdot \frac{N}{n}, \quad (1.5.14)$$

где  $N$  – мощность, потребляемая насосом, кВт.

Изгибающий момент в опасном сечении:

$$M_{\text{и}} = A \cdot h, \quad (1.5.15)$$

где  $h$  – расстояние между подшипником и плоскостью опасного сечения (м);

$A$  – значение реакции в опоре (Н).

Для расчетного сечения вала определяем моменты сопротивления:

1) Осевой:

$$W_{и} = \frac{1}{32} \cdot \left( \pi \cdot d_f^4 + b \cdot z \cdot \left( d_a - d_f \right) \left( d_a + d_f \right) \right), \quad (1.5.16)$$

где  $d_a$  – наружный диаметр шлица;  
 $d_f$  – внутренний диаметр шлица;  
 $z$  – число зубьев шлица;  
 $b$  – ширина шлица.

2) Полярный:

$$W_{к} = 2 \cdot W_{и} \quad (1.5.17)$$

Определяем напряжения в расчетном сечении от изгиба:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} \quad (1.5.18)$$

Определяем напряжения в расчетном сечении от кручения:

$$\tau_{к} = \frac{M_{к}}{W_{к}} \quad (1.5.19)$$

Механические свойства стали 40Х из которой изготавливается вал, имеют следующие справочные данные:

- предел прочности  $\sigma_B = 850$  МПа;
- предел текучести  $\sigma_T = 700$  МПа;
- предел выносливости при изгибе  $\sigma_{и} = 560$  МПа.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$n_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{и}} \quad (1.5.20)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, из которого изготавливается вал.

По касательным напряжениям расчет произведем по формуле:

$$n_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{\tau_{к}}, \quad (1.5.21)$$

где  $\tau_T$  – предел текучести вала по касательным напряжениям.

Согласно энергетической теории прочности, наиболее верной для пластичных материалов:

$$\tau_T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \quad (1.5.22)$$

Запас прочности по статической несущей способности для пластичного материала определим по формуле:

$$n_T = \frac{n_{\sigma_T} \cdot n_{T\tau}}{\sqrt{n_{\sigma_T}^2 + n_{T\tau}^2}} > n_{\text{доп}} = 2,2, \quad (1.5.23)$$

где  $n_{\text{доп}}$  – допустимая величина запаса прочности.

### 1.5.1.5 Определение прогиба вала ротора

Определение прогиба вала ротора:

$$y_K = \frac{1}{E \cdot Y_X} \cdot \frac{P_P \cdot (H - d)^2 \cdot d^2}{3 \cdot [(H - d) + d]} \quad (1.5.24)$$

Это выражение справедливо в предположении постоянной по длине жесткости вала. Условно будем считать, что вал имеет жесткость, равную жесткости прослабленного шлицевого участка с наружным диаметром  $D_H$ , внутренним  $D_B$ , шириной зуба  $b$  и числом зубьев  $Z$ .

С учетом размеров, полученных при предварительном расчете шлицевого соединения, определяем момент сечения:

$$Y_X = \frac{\pi \cdot D_B^4 + b \cdot (D_H - D_B) \cdot (D_H + D_B)^2 \cdot Z}{64}.$$

### 1.5.1.6 Проверка прочности шлицевого и шпоночного соединения (срез, смятие)

*Шпонка призматическая.*

Расчетом проверяется отсутствие смятия той части боковой поверхности шпонки, которая выступает над валом:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (t - t_1)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.5.25)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м;

размеры шпоночных соединений  $d$ ,  $h$ ,  $l_p$ ,  $t$ , пояснены на рисунке

1.18.

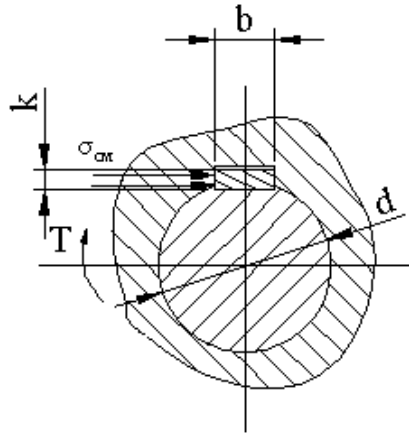


Рисунок 1.18 – Схема для расчета соединения призматической шпонкой

Формула (1.5.25) носит условный характер, поскольку неравномерность распределения напряжений смятия по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса при выборе допускаемых напряжений. Высота рабочего участка шпонки может быть приближенно принята  $k=0,4 \cdot h$ .

Условие прочности на срез учтено при стандартизации призматических и сегментных шпонок, поэтому при проектировании проверка на срез не обязательна.

*Шпонка сегментная.*

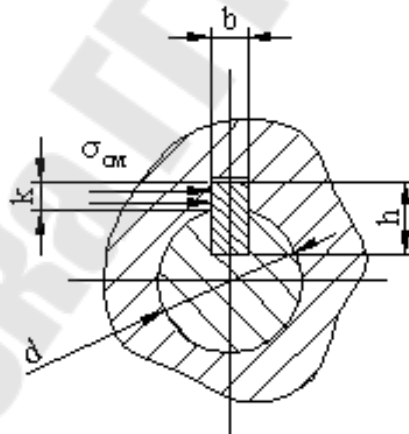


Рисунок 1.19 – Схема для расчета соединений сегментной шпонкой

Расчет сегментных шпонок производится из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l \cdot (d - t_1)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l \cdot k} \leq [\sigma_{см}] \quad (1.5.26)$$

Рабочую длину шпонки  $l$  можно рассчитать по формуле:

$$l = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (d_{ш} - h)} \quad (1.5.27)$$

### Шпонка клиновая.

Под нагрузкой ступица стремится повернуться относительно вала и напряжения на рабочих гранях шпонки перераспределяются – около одного края возрастают, у противоположного пропорционально уменьшаются.

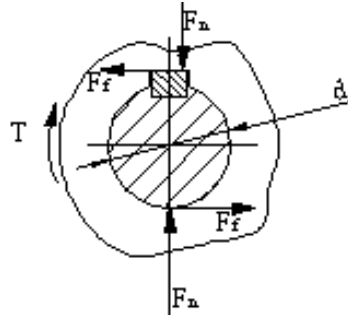


Рисунок 1.20 – Схема для расчета соединения клиновидной шпонкой

Расчетные формулы будут иметь вид:

– в соединении с одной шпонкой:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot T}{b \cdot l_p \cdot \left( \frac{d}{2} + 6 \cdot f \cdot d \right)} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (1.5.28)$$

– в соединении с двумя шпонками, поставленными диаметрально противоположно:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot T}{b \cdot l_p \cdot \left( \frac{d}{2} + 3 \cdot f \cdot d \right)} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (1.5.29)$$

– в соединении с двумя шпонками, поставленными под углом 45° по окружности сечения вала, (для двух шпонок наилучший вариант):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot T}{b \cdot l_p \cdot \left( \frac{d}{2} + 3 \cdot f \cdot d \right)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.5.30)$$

$f$  – коэффициент трения между валом, ступицей и шпонкой,  $f=0,13 \dots 0,18$ .

### Расчет шлицевых соединений.

Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях шлицевого соединения для данных условий эксплуатации  $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \dots 120$  МПа.

Фактическое напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_k}{\psi \cdot z \cdot h \cdot l \cdot r_{\text{ср}}} \leq 100 \text{ МПа} \quad (1.5.31)$$

где  $z$  – число зубьев шлица;

$\psi = 0,75$  – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$l$  – рабочая длина шлица;

$f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения;

$h = \frac{(d_a - d_f)}{2} - 2 \cdot f_{\text{тр}}$  – высота поверхности контакта зубьев;

$d_a$  – наружный диаметр шлица;

$d_f$  – внутренний диаметр шлица;

$r_{\text{ср}} = \frac{d_f + d_a}{4}$  – расстояние от центра оси до поверхности кон-

такта;

$M_k$  – крутящий момент на валу.

### 1.5.1.7 Расчет штифтового соединения на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ МПа}, \quad (1.5.32)$$

где  $Q$  – сила действующая перпендикулярно оси штифта;

$d$  – диаметр штифта, мм

$[\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ МПа}$  – допустимое напряжение среза

Сила действующая перпендикулярно оси:

$$Q = \frac{\mu \cdot M_k \cdot 10^3}{\frac{D}{2}}, \quad (1.5.33)$$

где  $\mu = 0,05$  – коэффициент трения;

$M_k$  – крутящий момент;

$D$  – диаметр расположения штифта.

### 1.5.1.8 Расчет резьбового соединения крышки и корпуса

Для крепления крышки к корпусу насоса предусматриваем болтовое соединение из 4 болтов.

Условие прочности болтового соединения:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot \sigma_p}}, \quad (1.5.34)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, мм;  
 $P$  – сила, действующая вдоль оси болта, Н;  
 $\sigma_{p_0}$  – допустимое напряжение при растяжении, МПа, (для материала Сталь 45  $\sigma_{p_0} = 190$  МПа).

На крышку, как на распределительный диск, действует отжимающая сила  $P_0$ , следовательно, на каждый болт действует сила:

$$P = \frac{P_0}{4}. \quad (1.5.35)$$

Согласно ГОСТ 7805-70, назначаем болты.

### 1.5.2 Определение усилия пружин, обеспечивающего прижим подпятников к опорному диску

Усилие пружин определяется по выражению:

$$P_{\text{пр}} = \sum P_{i \text{ max}} + \sum P_1 + \sum P_2 + \sum P_3 + \sum P_4, \quad (1.5.36)$$

где  $\sum P_{i \text{ max}}$  – максимальная суммарная сила инерции, действующая на плунжера, соединенные с подпятниками;

$\sum P_1$  – усилие пружины подпятников, предотвращающее поворот их под действием центробежной силы инерции;

$\sum P_2$  – усилие, необходимое для перемещения плунжеров при ходе всасывания, создающееся вследствие разряжения под плунжерами;

$\sum P_3$  – усилие, создающее уплотнение между торцом подпятника и плоскостью опорного диска;

$\sum P_4$  – усилие, обусловленное трением плунжеров.

#### 1.5.2.1 Определение силы $P_{i \text{ max}}$

$$\sum P_{i \text{ max}} = \xi \cdot \omega^2 \cdot m_{\text{п}} \cdot r \cdot \text{tg} \beta, \quad (1.5.37)$$

где  $\xi = 3,17$  – коэффициент для  $Z = 7$  шт. плунжеров;  $\xi = 2,88$  – коэффициент для  $Z = 9$  шт. плунжеров;  $\xi = 2,53$  – коэффициент для  $Z = 11$  шт. плунжеров;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – частота вращения ротора;

$m_{\text{п}} \approx 0,1 \dots 0,4$  кг – масса плунжера с подпятником,

$r$  – радиус расположения плунжеров в роторе.

### 1.5.2.2 Определение усилия $P_1$

$$\sum P_1 = \frac{2 \cdot m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z + 1}{d_{\text{п}} \cdot \cos \beta} \cdot \frac{z + 1}{2}, \quad (1.5.38)$$

где  $m_0 \approx 0,02 \dots 0,07$  кг – масса подпятника;  
 $e$  – расстояние от центра тяжести подпятника до центра сферической головки плунжера.

### 1.5.2.3 Определение усилия $\sum P_2$

$$\sum P_2 = P_{\text{в}} \cdot F \cdot \frac{Z + 1}{2}, \quad (1.5.39)$$

где  $P_{\text{в}}$  – допустимое разрежение в поршневой камере;  
 $F$  – площадь сечения плунжера.

### 1.5.2.4. Определение усилия $\sum P_3$

$$\sum P_3 = F_1 \cdot \sigma_{\text{в}} \cdot \cos \beta \cdot \frac{Z + 1}{2}, \quad (1.5.40)$$

где  $F_1$  – площадь кольцевых поверхностей подпятника за вычетом площади дренажных пазов;  
 $\sigma_{\text{в}} = 0,1$  МПа – удельное давление на поверхностях скольжения, необходимое для создания достаточного уплотнения, препятствующего засасыванию воздуха через стык между ними.

### 1.5.2.5 Определение усилия $\sum P_4$

$$\sum P_4 = \mu \cdot (P_3 \cdot \text{tg} \beta + m_{\text{п}} \cdot r \cdot \omega^2) \cdot \frac{Z + 1}{2}, \quad (1.5.41)$$

где  $\mu = 0,05$  – коэффициент трения.

## 1.6 Проверка плотности и нагруженности стыков

Для того, чтобы максимально уменьшить утечки по подвижным стыкам насоса (трущиеся пары "подпятник – опорный диск" и "распределительный диск – ротор"), необходимо обеспечить уплотняющее усилие при минимальном давлении рабочей жидкости с тем



условием, чтобы при максимальном удельные давления в стыке не превышали допускаемых.

### 1.6.1 Расчет стыка "подпятник – опорный диск"

Начальное уплотнение по торцу подпятника в рассматриваемой конструкции создается пружинами ротора. При этом должно быть обеспечено удельное давление в стыке при ходе всасывания  $\sigma_v = 0,1$  МПа.

С другой стороны, при ходе нагнетания удельное давление на торце подпятника не должно превышать допускаемого значения:

$$[\sigma_{\Pi}] = 2,5 - 3,0 \text{ МПа} \quad (1.6.1)$$

Силы, действующие на стык "подпятник – опорный диск", показаны на рисунке 1.21.

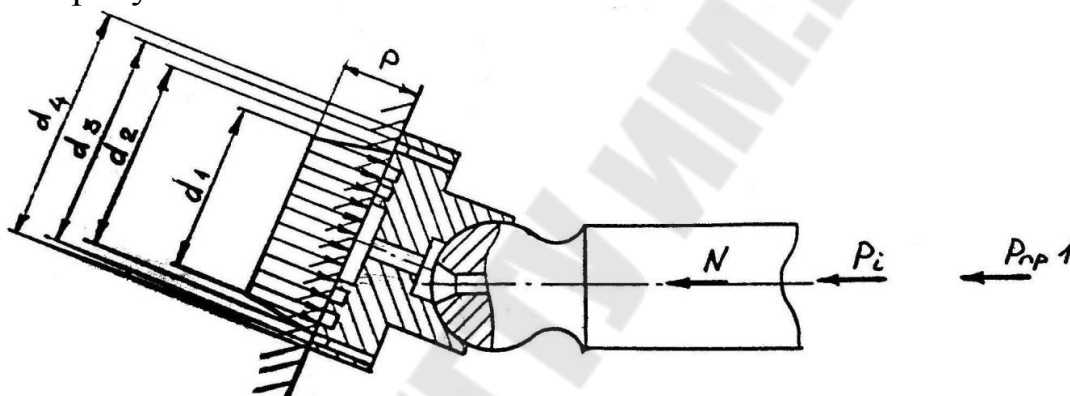


Рисунок 1.21 – Схема сил, действующих на стык "подпятник – опорный диск"

Определение удельных давлений на торце подпятника:

а) усилие гидравлического прижима:

$$N = \frac{P \cdot F}{\cos \beta}; \quad (1.6.2)$$

б) усилие пружины, приходящееся на один плунжер:

$$P_{\text{pp1}} = \frac{P_{\text{pp}}}{z \cdot \cos \beta}; \quad (1.6.3)$$

в) усилие отжима  $P_0$ , возникающего на поверхности выточки  $d_1$  подпятника и в зазоре опорного поиска.

Усилие  $P_0$  определяется из условия, что в выточке подпятника действует рабочее давление  $P$ , что обычно соблюдается, так как утечка жидкости пренебрежимо мала. Можно принять, что в торцовом зазоре между кольцевой поверхностью подпятника, ограниченной диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ , разность между которыми мала, и поверхностью опорного диска давление распределяется по линейному закону.

Тогда усилие конуса высотой  $P$  и диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ :

$$P_0 = \frac{\pi \cdot P}{12} \cdot (d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2); \quad (1.6.4)$$

г) удельное давление  $\sigma_n$  на торцевой поверхности подпятника при ходе нагнетания плунжеров (без учета силы трения между поршнем и ротором):

$$\sigma_n = \frac{N - P_0 + P_{\text{ПР1}} + P_i}{F_1}, \quad (1.6.5)$$

где  $F_1$  – площадь кольцевых поверхностей опоры;  
 $P_i$  – сила инерции подпятника с плунжером:

$$P_i = m_n \cdot \omega^2 \cdot r \cdot tg\beta. \quad (1.6.6)$$

### 1.6.2. Расчет стыка «распределительный диск - ротор»

Для того, чтобы обеспечить надежный прижим ротора к распределительному диску, должен быть произведен соответствующий расчет, исключающий возможность раскрытия стыка.

На рисунке 1.22 представлена эпюра распределения давления по торцу ротора (заштрихованная трапецеидальная площадка). При этом кольцевая площадка, лежащая на торце ротора против окна "а", в распределительном диске нагружается полным давлением рабочей жидкости, а площадки с размерами  $\frac{D_2 - D_1}{2}$  и  $\frac{D_4 - D_3}{2}$  нагружаются давлением, распределенным по треугольнику.

В результате на торец ротора действуют силы  $P_1, P_2, P_3$ , величины которых определяются следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{\pi \cdot P}{16} \cdot (D_2^2 - D_1^2), \\ P_2 &= \frac{\pi \cdot P}{8} \cdot (D_3^2 - D_2^2), \\ P_3 &= \frac{\pi \cdot P}{16} \cdot (D_4^2 - D_3^2). \end{aligned} \quad (6.7.)$$

Сила  $P_H$ , прижимающая ротор к торцу распределительного диска, определяется уравнением:

$$P_H = P \cdot F \cdot \frac{z}{2}. \quad (1.6.8)$$

Для того чтобы предотвратить раскрытие стыка между ротором и распределительным диском, должно быть обеспечено превышение

$\Delta P$  сил, прижимающих ротор, над силами, отжимающими ротор от распределительного диска:

$$\Delta P = P_H + P_{\text{ПР}} - P_1 - P_2 - P_3. \quad (1.6.9)$$

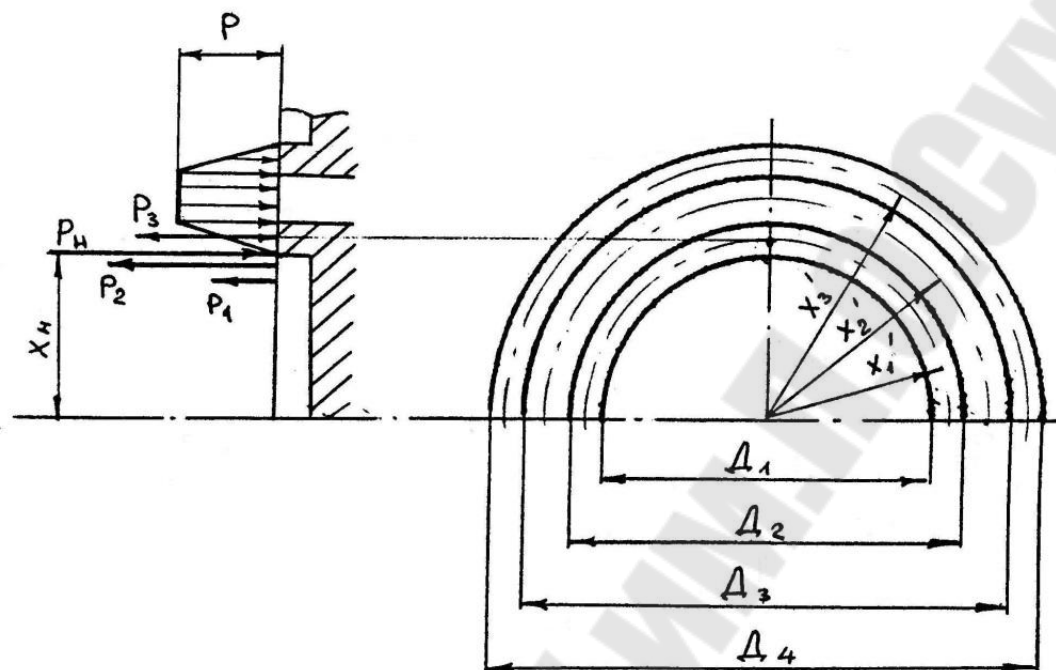


Рисунок 1.22 – Эпюра распределения давления по торцу ротора

На основании опытных данных в общем случае должно быть соблюдено:

$$\frac{\Delta P}{P_H} \leq 0,14. \quad (1.6.10)$$

Должно быть также обеспечено превышение момента  $\Delta M$ , создаваемого силой  $P_H$  относительно оси ротора, над суммой моментов, создаваемых силами  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  относительно той же оси. Это условие записывается следующим образом:

$$\Delta M = P_H \cdot X_H - P_1 \cdot X_1 - P_2 \cdot X_2 - P_3 \cdot X_3, \quad (1.6.11)$$

где  $X_H$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  – точки приложения сил.

Указанные силы рассматриваются как равнодействующая равномерно распределительной нагрузки, действующей по полукольцам со средними радиусами соответственно  $X_1'$ ,  $X_2'$ ,  $X_3'$ , которые определяются по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} X_1' &= \frac{D_1}{2} + \frac{D_2 - D_1}{3} \\ X_2' &= \frac{D_2}{2} + \frac{D_3 - D_2}{4} \end{aligned} \quad (1.6.12)$$

$$X_3' = \frac{D_3}{2} + \frac{D_4 - D_3}{6}$$

Точки приложения указанных сил определяются как центры тяжести полуколец со средними радиусами  $X_1'$ ,  $X_2'$ ,  $X_3'$ :

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{2}{\pi} \cdot X_1', \\ X_2 &= \frac{2}{\pi} \cdot X_2', \\ X_3 &= \frac{2}{\pi} \cdot X_3', \\ X_H &= \frac{2 \cdot r}{\pi}. \end{aligned} \quad (1.6.13)$$

Полученное значение должно находиться в пределах допустимых значений:

$$\frac{\Delta M}{P_H \cdot X_H} \leq 0,14. \quad (1.6.14)$$

Удельное давление на плоскости контакта ротора и распределительного диска:

$$\sigma = \frac{\Delta P}{\sum f} < [\sigma], \quad (1.6.15)$$

где  $\sum f$  – суммарная площадь уплотняющих поясков и разгрузочных площадок;

$[\sigma] = 1,4$  МПа – допустимое удельное давление.

$$\sum f = \frac{\pi}{4} \cdot [D_2^2 - D_1^2 + D_4^2 - D_3^2 + D_6^2 - D_5^2] \quad (1.6.16)$$

## 1.7 Определение удельных давлений в сопряженных деталях

Удельные давления на поверхностях контакта деталей не должны превышать допускаемых значений для каждого конкретного материала.

### 1.7.1 Расчет удельных давлений в сопряжении «шаровая втулка - прижимной диск»

Расчет проведем для нейтрального положения диска.

При расчете будем исходить из условия, что удельные давления на поверхности контакта изменяются по синусоидальному закону (рисунок 1.23).

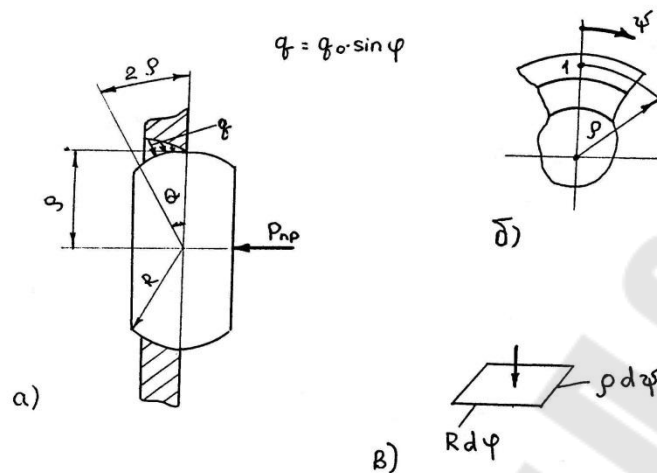


Рисунок 1.23 – Схема к расчету удельных давлений в сопряжении "шаровая втулка – прижимной диск":  $q_0$  – максимальное значение удельных давлений;  $\varphi$  – угол, отсчитываемый вдоль образующей шарового пояса от вертикальной плоскости, проходящей через центр сферы

Определим удельные давления на поверхности контакта шаровой втулки и прижимного диска.

Равнодействующая  $Q$  горизонтальных составляющих сил давления на поверхности контакта уравнивает усилие центральной пружины:

$$P_{\text{пр}} = Q. \quad (1.7.1)$$

Для определения горизонтальной равнодействующей сил давления  $Q$  вырежем в точке 1 (см. рисунок 1.23) элементарную площадку шарового пояса, отстоящую от оси пояса на расстоянии  $\rho$  (рисунок 1.22в), со сторонами  $R \cdot d\varphi$  и  $\rho \cdot d\psi$ . Элементарная площадь равна:

$$dS = R \cdot d\varphi \cdot \rho \cdot d\psi, \quad (1.7.2)$$

где  $R$  – радиус сферической поверхности;

$\psi$  – угол, отсчитываемый в направлении, перпендикулярном образующей шарового пояса (рисунок 1.23, б).

Радиус положения элементарной площадки:

$$\rho = R \cdot \cos \varphi.$$

Тогда:

$$dS = R^2 \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot d\psi. \quad (1.7.3)$$

Давление, действующее на площадку  $dS$ :

$$dQ = q_0 \cdot R^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot d\psi. \quad (1.7.4)$$

Горизонтальная проекция этой элементарной силы:

$$dQ = dQ' \cdot \sin \varphi = q_0 \cdot R^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot d\psi. \quad (1.7.5)$$

Горизонтальная равнодействующая сил давления:

$$Q = \int dQ = \int_0^{2\pi} d\psi \cdot \int_0^{\theta} q_0 \cdot R^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi, \quad (1.7.6)$$

где  $\theta$  – угол контакта (см. рисунок 1.23).

Решив данный интеграл, находим:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot q_0 \cdot R^2 \cdot \sin^3 \theta. \quad (1.7.7)$$

Приравнявая это положение усилию пружины  $P_{\text{ПР}}$ , определяем:

$$q_0 = \frac{3 \cdot P_{\text{ПР}}}{2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \sin^3 \theta}, \quad (1.7.8)$$

где  $h$  – толщина нажимного диска в пределах зоны контакта;

$\sin \theta = \frac{h}{R}$  – синус угла контакта.

Тогда:

$$q_0 = \frac{3 \cdot P_{\text{ПР}} \cdot R}{2 \cdot \pi \cdot h^3}. \quad (1.7.9)$$

С изменением угла наклона прижимного диска удельные давления на поверхности его контакта с шаровой втулкой изменяются обратно пропорционально косинусу этого угла:

$$q_{\theta}(\alpha) = \frac{q_{\theta}}{\cos \beta}. \quad (1.7.10)$$

### 1.7.2. Расчет удельных давлений в сопряжении «плунжер – ротор»

В расчете будем исходить из условия, что плунжер консольно нагружен вертикальной составляющей  $P_{\text{В}}$  реакции  $N$  нажимного диска (рисунок 1.24, а), её горизонтальная составляющая  $P_r$  уравновешена силой давления рабочей жидкости:

$$P_r = P \cdot F; \quad (1.7.11)$$

$$P_{\text{В}} = p \cdot F \cdot \text{tg} \beta = p \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \text{tg} \beta. \quad (1.7.12)$$

Примем также, что удельное давление на поверхности контакта в каждом поперечном сечении плунжера изменяется по синусоидальному закону (рисунок 1.24, б):

$$q = q_0 \cdot \sin \psi, \quad (1.7.13)$$

где  $\psi$  – угол, отсчитываемый от диаметральной плоскости плунжера, перпендикулярной вектору силы  $P_B$ , вдоль направляющей поверхности контакта.

Будем считать, что вдоль образующей поверхности контакта равнодействующая  $q_P$  удельных давлений в поперечном сечении изменяется линейно.

Для определения положения нейтрального сечения II запишем уравнение моментов относительно точки O:

$$\frac{1}{2} \cdot q_{P1} \cdot l_1 \cdot \left(a + \frac{l_1}{3}\right) = \frac{1}{32} \cdot q_{P3} \cdot (l - l_1) \cdot \left(a + l - \frac{l - l_1}{3}\right), \quad (1.7.14)$$

где  $q_{P1}$ ,  $q_{P3}$  – равнодействующие удельных давлений в поперечных сечениях 1 и 3, соответственно;

$a$  – вылет плунжера;

$l$  – длина части плунжера в роторе;

$l_1$  – расстояние от торца ротора до нейтрального сечения плунжера 2.

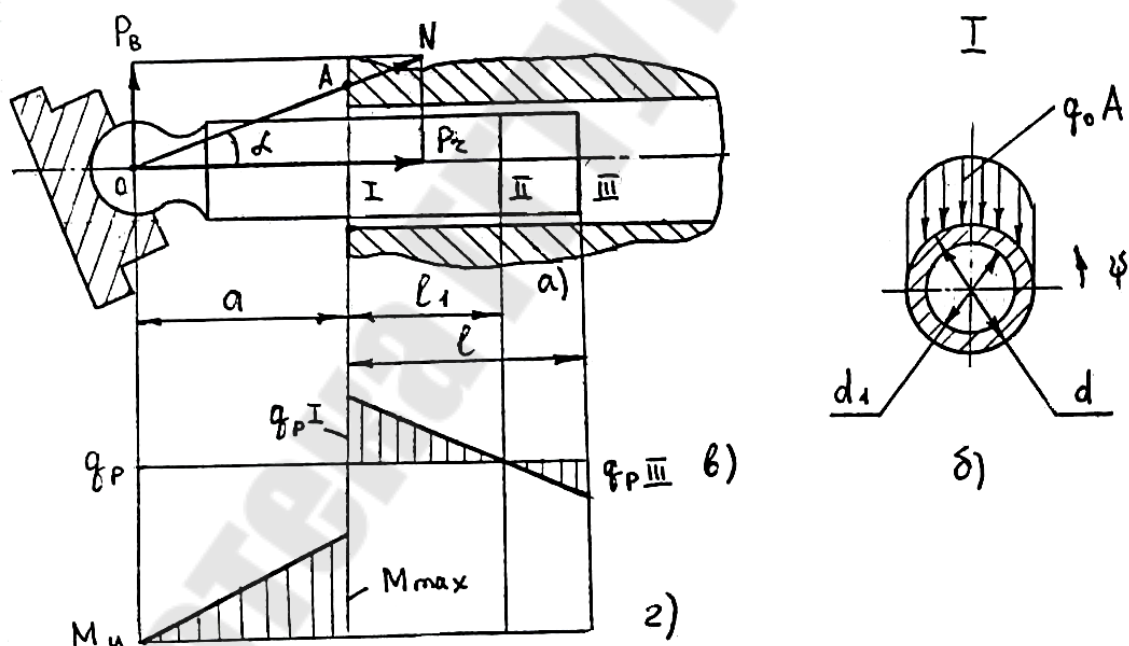


Рисунок 1.24 – Схема к расчету удельных давлений в сопряжении «плунжер – ротор»

Учитывая соотношение (см. рисунок 1.24, в):

$$q_{P3} = q_{P1} \cdot \frac{l - l_1}{l_1}, \quad (1.7.15)$$

Решая уравнение моментов относительно  $l_1$ , получим:

$$l_1 = \frac{l}{3} \cdot \frac{3 \cdot a + 2 \cdot l}{2 \cdot a + l}. \quad (1.7.16)$$

Легко убедиться, что  $l_1 > l - l_1$ , а значит  $q_{P1} > q_{P3}$ .

Равнодействующая удельных давлений в любом сечении:

$$q_P = 2 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d}{2} \cdot q_0 \cdot \sin^2 \psi \cdot d\psi = q_0 \cdot \frac{\pi \cdot d}{4}. \quad (1.7.17)$$

Для определения равнодействующей в опасном сечении I составим уравнение проекций сил на направление силы  $P_B$  с учетом  $q_{P3}$ :

$$P_B = \frac{1}{2} \cdot q_{P1} \cdot l_1 - \frac{1}{2} \cdot q_{P1} \cdot \left( \frac{l - l_1}{l_1} \right)^2. \quad (1.7.18)$$

Подставляя выражения  $P_B$  и  $l_1$ , получим:

$$P \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \operatorname{tg} \beta = q_{01} \cdot \frac{\pi \cdot d}{8} \cdot \frac{l^2}{3 \cdot a + 2 \cdot l}, \quad (1.7.19)$$

$$q_{01} = \frac{2 \cdot P \cdot d \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (3 \cdot a + 2 \cdot l)}{l^2}, \quad (1.7.20)$$

где  $a_{\max}$  – наибольший вылет плунжера;

$l$  – длина плунжера в роторе.

### 1.8. Определение скорости потока

Скорость потока рабочей жидкости в узких сечениях не должна превышать допустимых значений, установленных экспериментальным путем.

#### Окно ротора

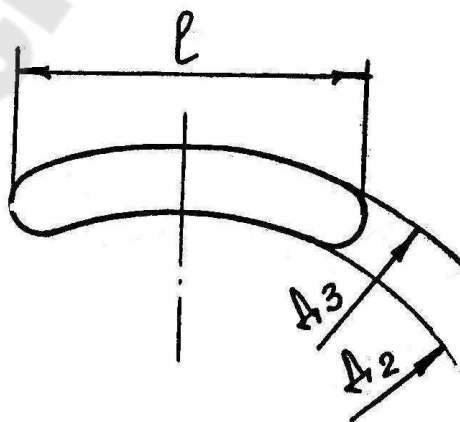


Рисунок 1.25 – Схема к определению скорости потока



### 1.8.1. Расчет скорости потока жидкости в окнах ротора

Скорость рабочей жидкости в распределительных окнах ротора:

$$v_P = \left(\frac{dS}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{F}{f_p}, \quad (1.8.1)$$

где  $\left(\frac{dS}{dt}\right)_{\max}$  – наибольшая скорость плунжера в роторе:

$$\frac{dS}{dt} = \omega \cdot r \cdot \operatorname{tg}\beta;$$

$f_p$  – площадь окна ротора.

Согласно опытным данным должно соблюдаться следующее условие:

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{\max} \leq 3 \text{ м/с} \text{ – условие выполняется;} \quad (1.8.2)$$

$$v_P \leq 6 \text{ м/с} \text{ – условие выполняется.} \quad (1.8.3)$$

### 1.8.2. Расчет скорости потока жидкости в окне распределительного диска

Скорость потока жидкости в окне распределительного диска определяется по формуле:

$$v_0 = \frac{Q}{f_0}, \quad (1.8.4)$$

где  $f_0$  – площадь окна распределительного диска:

$$f_0 = \frac{D_3 - D_2}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{360} \cdot X_a \cdot \frac{D_2 + D_3}{2} - 0,215 \cdot \frac{D_3 - D_2}{2}\right), \quad (1.8.5)$$

где  $X_a = 130^\circ$  – угол, на котором расположено окно распределительного диска.

Согласно опытным данным должно соблюдаться:

$$v_0 \leq 4,5 \text{ м/с} \text{ – условие выполняется.} \quad (1.8.6)$$

## 2. Радиально-поршневые насосы

### 2.1. Общие сведения и классификация

Различают поршневой и плунжерный возвратно-поступательные насосы; в первом рабочие органы выполнены в виде поршней, во втором – в виде плунжеров. Насосы, у которых число поршней более трех, называются многопоршневыми.

Роторно-поршневой гидромотор или насос представляет собой гидромашину с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и поршней или плунжеров, вращающихся вместе с ротором и имеющих возвратно-поступательное движение в цилиндрах машины.

Роторно-поршневые насосы являются в большинстве случаев реверсивными насосами, т.е. направление потока которых можно изменять на противоположное при том же направлении вращения вала.

*Роторная радиально-поршневая гидромашина* представляет собой гидромашину (насос или гидромотор), у которой оси поршней или плунжеров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней углы более  $45^\circ$ .

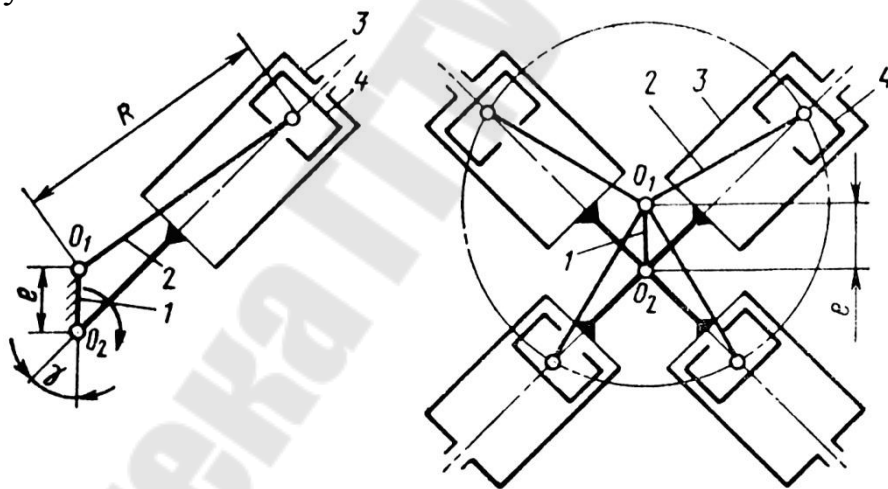


Рисунок 2.1 – Кинематические схемы роторно-поршневых насосов

В роторных радиально-поршневых насосах жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) поршнями или плунжерами. Кинематической основой этого насоса является кривошипно-шатунный механизм, в котором неподвижным звеном является кривошип *1* (рис. 2.1., *a*), цилиндр же *3* вращается с постоянной угловой скоростью вокруг оси  $O_2$ , а шатун *2* вращается с переменной скоростью вокруг оси  $O_1$ . Расстояние  $e$  между этими осями называется эксцентриситетом. Т.к. поршень *4* связан с шатуном *2*, вращающимся вокруг оси  $O_1$  он

будет при вращении цилиндра 3 совершать в нем возвратно-поступательные перемещения с ходом  $h = 2 \cdot e$ , при которых камеры цилиндров будут последовательно (через каждые  $180^\circ$  поворота) увеличиваться и уменьшаться, т.е. будет происходить всасывание и нагнетание жидкости.

Взяв несколько цилиндров 3, оси которых пересекаются в общем центре вращения  $O_2$ , а шатуны 2 поршней 4 шарнирно связаны с осью  $O_1$ , получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров (рис. 2.1., б). Т.к. цилиндры 3 в этой схеме вращаются вокруг неподвижной оси  $O_2$ , то ее используют как распределительную цапфу (золотник), в которой выполняются каналы всасывания  $a$  и нагнетания  $b$  (рис. 2.2.). Цилиндры 3 посажены своим основанием на распределительную цапфу и отверстиями в доньшках соединяются с осевыми сверлениями  $a$  и  $b$ .

Кинематика механизма сохранится, если ведение поршней осуществлять с помощью кольца 2 (рис. 2.3.). Для этого поршни связываются с помощью пружин, давления жидкости подкачивающих насосов и пр. со статорным кольцом 2, ось которого смещена относительно оси вращения цилиндрического блока 3.

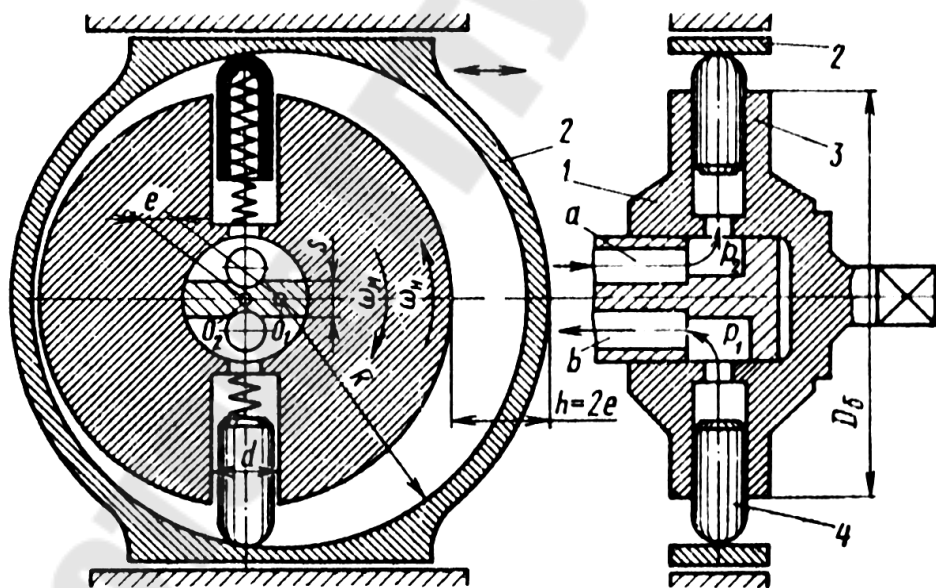


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема радиально-поршневого насоса

Насос имеет свободно посаженный на цапфу 1 (диаметр  $D$ ) цилиндрический блок 3 (рис. 2.3., а) с равномерным расположением по окружности нескольких (5–9) цилиндров (диаметр  $d$ ). Поршни 4 прижимаются к статорному кольцу 2 под действием центробежных сил и усилий пружин 5. Распределение жидкости осуществляется через выполненные в цапфе 1 окна  $a$  и  $b$  (рис. 2.3., б), с которыми при враще-

нии блока поочередно соединяются цилиндры через отверстия в их доньшках (размер  $k$ ). Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями. При переходе цилиндров через нейтральное положение (вертикальную ось) они перекрываются перевальной переключкой распределительной цапфы, ширина  $s$  которой больше размера отверстия в доньшках цилиндров  $s > k$ .

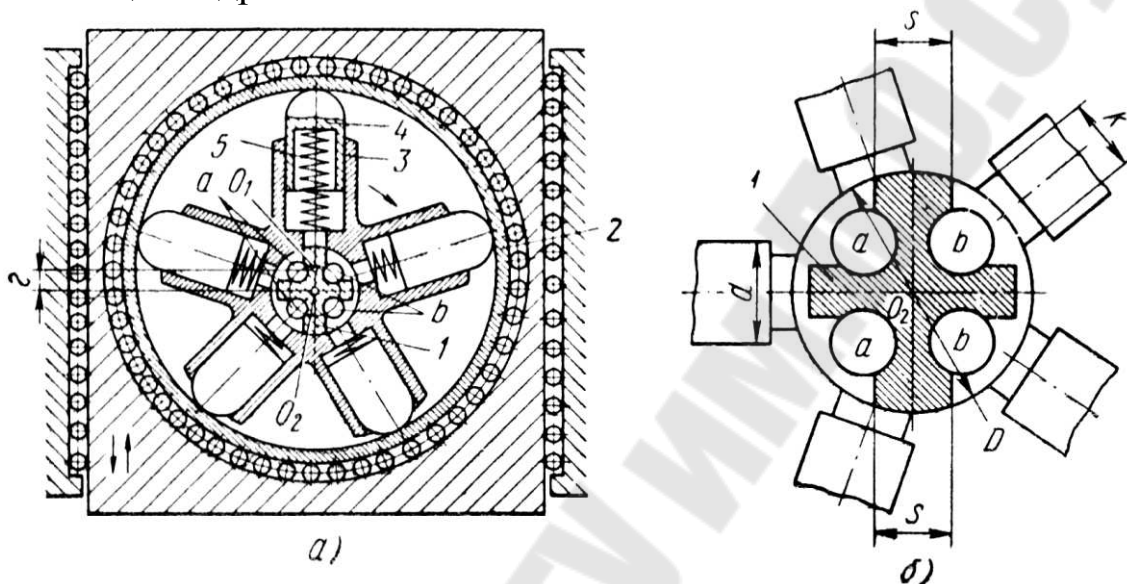


Рисунок 2.3 – Конструктивная схема радиального многопоршневого насоса

При работе машины в качестве насоса поршни связываются со статором при помощи различных механических устройств или пружин, помещенных в цилиндры, а также при помощи сил давления жидкости вспомогательного насоса (насоса подкачки). Для снижения сил трения поршней о статорное кольцо последнее выполняется обычно в виде обоймы роликового подшипника 2 (рис. 2.3., а). Поршни при движении увлекают обойму, т.о. трение скольжения головок поршней заменяется трением качения роликов.

Для обеспечения надежного ведения поршней сила прижима их к статорному кольцу должна превышать суммарную силу противодействия, слагаемую из:

- а) силы трения поршня в цилиндре;
- б) силы инерции поршня;
- в) силы отрицательного давления на поршень, возникающей в зоне всасывания в результате образования вакуума под поршнем (расчет ведется исходя из наличия полного вакуума в цилиндре).

При работе гидромашины в качестве гидромотора поршни во

время рабочего хода перемещаются от центра под действием рабочего давления жидкости, поступающей от источника питания (насоса), а во время нерабочего (холостого) хода – к центру, вследствие эксцентричного расположения ротора 1 относительно статора 2.

Радиально-поршневые гидромашины изготавливают мощностью до 3000 кВт и выше с расходом жидкости до 8000 л/мин. Насосы этого типа малых размеров выполняют для давлений до 100 МПа. Эти насосы в основном все регулируемые. Цилиндры обычно располагают в несколько рядов (до шести), поэтому получают высокую подачу насоса или большой крутящий момент на валу гидромотора. В одном ряду обычно располагают от 5 до 13 цилиндров.

Под многорядными насосами понимают объемный насос, у которого оси рабочих органов расположены в нескольких параллельных плоскостях. Эти насосы имеют большой срок службы, они более громоздки и имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей.

## 2.2 Конструктивные разновидности

Кинематически роторно-поршневые насосы построены на базе рассмотренного кривошипного механизма, в котором неподвижным звеном является кривошип 1 (рис. 2.4), цилиндр же вращается вокруг его оси  $O_2$  и шатун 2 - вокруг оси  $O_1$ . Поскольку поршень 4 связан с шатуном 2, поршень при вращении цилиндра 3 будет совершать в нем возвратно-поступательные движения, которые используются для процессов нагнетания и всасывания. Благодаря тому, что цилиндр 3 в этой схеме вращается вокруг оси  $O_2$ , представляется возможным использовать ее в качестве золотникового распределительного  $O_2$  устройства.

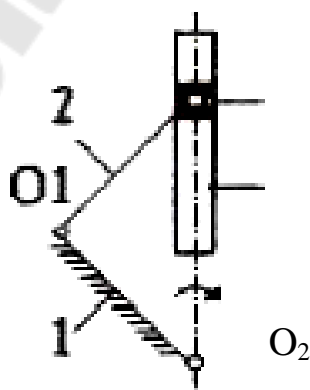


Рисунок 2.4 – Кривошипный механизм

Ниже рассматриваются конструкции роторно-поршневых насосов известной немецкой фирмы Rexroth.

*Радиально-поршневой насос фирмы Rexroth типа P2.*

В этом насосе поршни крепятся на вале привода звездообразно. Движение поршней происходит в радиальном направлении. Существуют насосы с клапанным и золотниковым распределением, с регулируемым и регулируемым рабочим объемом. Кроме того, различают насосы с внутренней кривой хода поршня (поршни находятся под наружным давлением) и насосы с внешней кривой хода поршня (поршни находятся под внутренним давлением).

Самовсасывающий насос, изображенный на рис. 2.5, имеет клапанное распределение. Давление поступает на поршень извне. Объем постоянный. Насос состоит из корпуса 1, эксцентрикового вала 2, элементов 3 с поршнями 4, всасывающим клапаном 5 и клапаном давления 6. Под элементом насоса следует понимать действующий однопоршневой насос, привинченный к корпусу. Поршни находятся в элементах и прижимаются к эксцентриковому валику пружинами. Каждый поршень совершает за один оборот вала два хода.

Во время вращения эксцентрикового вала через осевое отверстие в вале всасывается жидкость, которая через радиальные отверстия с силой идет вперед, попадая по каналам во всасывающий клапан.

Всасывающий клапан состоит из пластинки, которая с помощью слабой пружины прижимается к уплотнительной кромке. При движении поршня к центру вала объем полости поршня увеличивается. Возникает подсос, в результате которого пластинка отходит от уплотнительной кромки и в полость поршня начинает поступать жидкость (элемент 3.1).

Когда эксцентриковый вал снова выталкивает поршень, он давит на пластинку всасывающего клапана, прижимая ее к уплотнительной кромке (элемент 3.2). Одновременно шар клапана давления 6 выходит из седла (элемент 3.3). Теперь жидкость из отдельных элементов насоса по каналам течет в полость давления. Рабочий объем насоса зависит от диаметра поршней и их числа. Поскольку производительность зависит от рабочего давления и объема, от диаметра поршня зависит и предел рабочего давления. В целях обеспечения равномерной подачи жидкости рекомендуется пользоваться нечетным числом поршней.

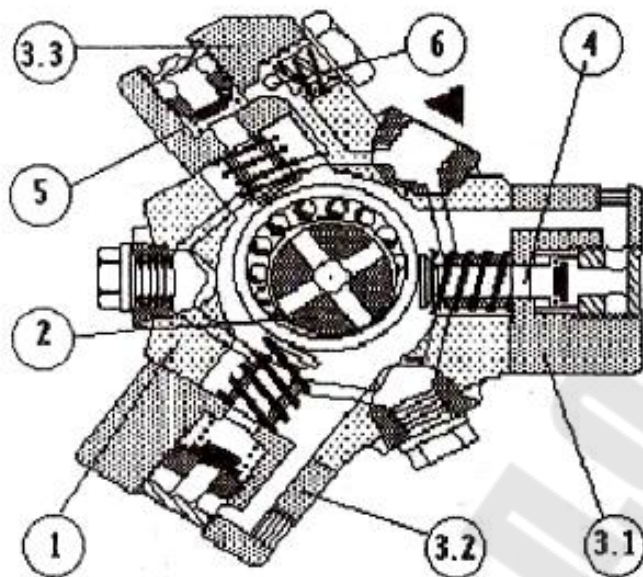


Рисунок 2.5 – Радиально-поршневой насос фирмы Rexroth типа P2

*Самовсасывающий насос фирмы Rexroth с клапанным распределением типа R4.*

На рис.2.6 изображен самовсасывающий насос типа R4 с клапанным распределением. Поршни этого насоса находятся под наружным давлением. От насоса Рексрот серии R2 он отличается особенностью конструкции поршней. Полный поршень со всасывающим клапаном 2 находится во втулке 3 и с помощью пружины 4 прижимается к эксцентрику 5. Рабочая поверхность поршня соответствует радиусу эксцентрика.

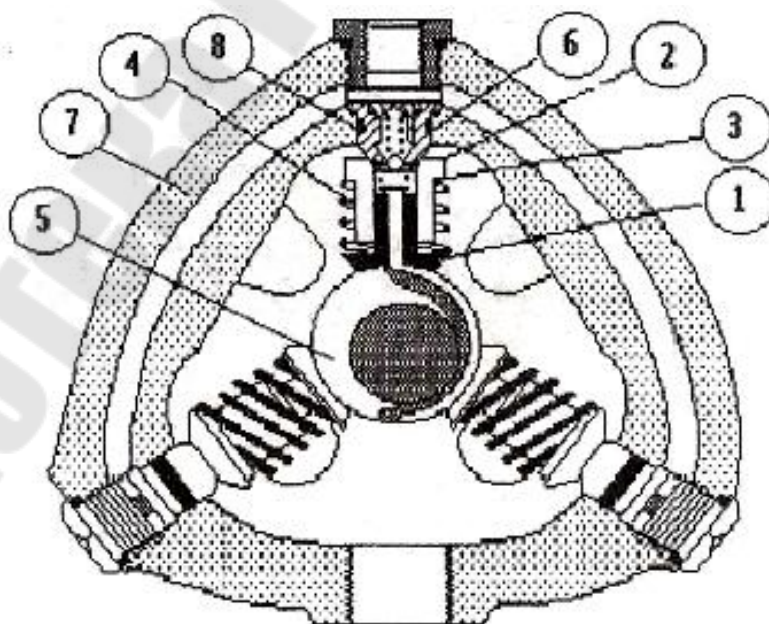


Рисунок 2.6 – Самовсасывающий насос фирмы Rexroth с клапанным распределением типа R4

Втулка имеет шарообразную форму и с помощью цапфы 6 крепится на подшипниках к корпусу 7. В цапфе имеется клапан давления 8. Таким образом, с помощью пружины обеспечивается свободный зажим поршня между эксцентриковым валом и цапфой (гидростатическая разгрузка поршня). При движении поршня вниз объем полости поршня во втулке увеличивается. Возникает подсос, в результате чего пластинка клапана отходит от уплотнительной кромки.

Одновременно через радиальную канавку эксцентрика полость всасывания соединяется с поршнем. Через канавку и проточку в поршне камера наполняется жидкостью, при движении поршня вверх эксцентрик прерывает контакт с корпусом. Пластинка прижимается к уплотнительной кромке, а шар выходит из седла. Жидкость течет к выходу из насоса.

В момент вращения эксцентрика элемент насоса производит маятниковое движение. В этом насосе можно применять 3, 5 и 10 поршней и три различных формы эксцентриситета. В целях лучшей дозировки цилиндрические блоки могут включаться порознь.

Патент 183075, СССР "Радиально-поршневой гидромотор".

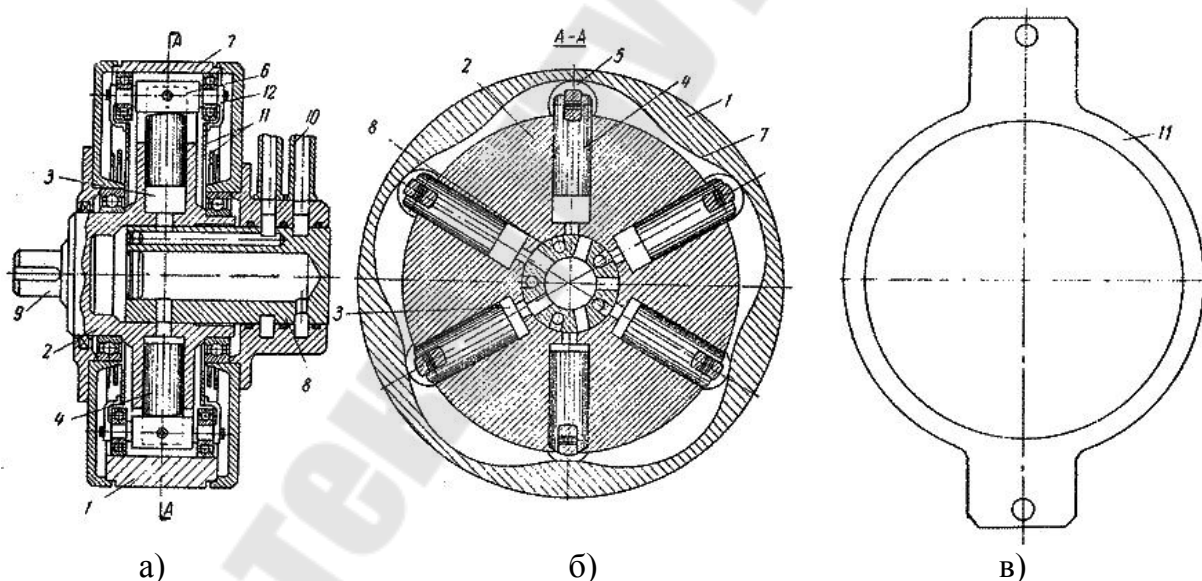


Рисунок 2.7 – Радиально-поршневой гидромотор: а) гидромотор в разрезе; б) разрез А-А; в) упругий элемент

Известны радиально-поршневые гидромоторы, в которых число поршней в ряду  $z$  и количество рабочих профилей  $x$  выбрано таким, что при делении первого на их общий делитель  $m$  частным является чётное число, а при делении второго - нечётное.

Радиально поршневой гидромотор состоит из корпуса-статора 1, ротора 2, в рабочих цилиндрах 3 которого перемещаются поршни 4.



Поршни посредством роликов 5, укрепленных на траверсах 6, взаимодействуют с направляющими 7 статора 1. Гидромотор содержит также распределитель 8, вал 9 и устройство 10 подачи и отвода рабочей жидкости.

При работе гидромотора поршни 4, перемещающиеся от периферии к центру, своими траверсами 6 воздействуют на траверсы поршней 4, движущихся от центра к периферии, с которыми они попарно соединены упругими элементами 11 - кольцевыми пружинами, прикрепленными к траверсам 6 переходными деталями 12. Поскольку практически невозможно изготовить направляющие 7 с идеальной точностью и профиль каждой имеет свои погрешности, пружины 11 устанавливаются с некоторым предварительным поджатием. Такая связь обеспечивает принудительное выдвигание поршней 4, всасывание рабочей жидкости, и исключается отрыв роликов 5 от направляющих 7 даже при очень быстрой смене режимов.

В описываемом гидромоторе для повышения надёжности и увеличения долговечности траверсы  $n$ -ой и  $n + \frac{z}{2m}$  поршневых групп попарно соединены между собой упругими элементами.

Описываемый гидромотор позволяет расширить область применения гидроприводов, увеличить маневренность и повысить надёжность их в эксплуатации.

### 2.3 Предварительный расчет гидромашины

*Исходные данные необходимые для расчета*

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

Показатели	Обозначение	Размерность
Рабочий объём	$q$	м <sup>3</sup> /об
Крутящий момент	$M$	Н·м
Номинальная скорость вращения	$n_{ном}$	об/мин
Максимальная скорость вращения	$n_{max}$	об/мин
Максимальное давление	$P_{max}$	МПа

*Определение диаметра цилиндра  $d$  и хода поршня  $h$ .*

Отношение  $\frac{h}{d}$  для машин с радиальным расположением цилиндров в начале расчета принимаем равным 0,4.

Рабочий объем определяется по формуле:

$$q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot x \cdot y \cdot z, \quad (2.1)$$

где  $d$  – диаметр поршня;

$h$  – ход поршня;

$x$  – кол-во ходов поршня за один оборот вала;

$y$  – кол-во рядов поршней;

$z$  – кол-во поршней в ряду.

Из формулы рабочего объема находим диаметр цилиндра:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{q}{z \cdot y \cdot x \cdot \frac{h}{d}}}, \quad (2.2)$$

Соответственно находим  $h$  (мм).

Вычисленные значения  $d$  и  $h$  округляются так, чтобы значение  $q$  было близко к заданному (по ГОСТ 6540-68).

Выполняется пересчет  $q$  в соответствии с принятыми  $d$  и  $h$ .

Погрешность составит:

$$\sigma = \frac{q_2 - q_1}{q_1} \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

### *Кинематический расчет гидромотора.*

Перемещение, скорость и ускорение поршня.

При профилировке направляющей рекомендуется использовать сочетание параболического закона движения поршня с движением по спирали Архимеда, поскольку при указанной направляющей легко согласовать равномерную работу гидромотора с оптимальным рабочим циклом.

Поэтому определим основные данные для построения графиков приведенных скоростей и ускорений для данного сочетания:

1) Профильный угол – угол, занимаемый одним профилем:

$$\alpha_x = \frac{360^\circ}{x}, \quad (2.4)$$

где  $x$  – количество ходов поршня за один оборот вала.

2) Рабочий и сливной углы направляющей

$$\alpha_p = \alpha_c = \frac{\alpha_x}{2} - 2 \cdot \Delta, \quad (2.5)$$

где  $\Delta$  - величина перекрытия профиля направляющей, рекомендуется принимать  $\Delta=0,5^\circ \dots 1,0^\circ$ . Принимаем  $\Delta=0,75^\circ$ .

3) Угловой шаг поршней:

$$\Delta\theta = \frac{360^0 \cdot m}{x \cdot z}, \quad (2.6)$$

где  $m$  – общий дополнительный множитель между числом поршней и числом рабочих профилей.

4) Количество угловых шагов поршня, которые могут уложиться на рабочем угле направляющей:

$$\frac{\alpha_p}{\Delta\theta} = \alpha^* + b^*, \quad (2.7)$$

где  $\alpha^*$  – целое число;

$b^*$  – правильная дробь.

5) Минимальная величина участка движения с постоянной скоростью  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = b^* \cdot \Delta\theta. \quad (2.8)$$

Величины участков ускоренного ( $\alpha_1$ ) и замедленного ( $\alpha_3$ ) движения выбираются так, чтобы они были кратны угловому шагу  $\Delta\theta$ . Кроме того, для снижения контактных напряжений в направляющей величина приведенного ускорения  $\alpha_{\alpha_1}$  на участке  $\alpha_1$  должна быть минимальной.

Исходя из указанных условий находим:

$$\alpha_1 = 2 \cdot \Delta\theta,$$

$$\alpha_3 = 1 \cdot \Delta\theta.$$

6) Максимальное значение приведенной скорости:

$$V_{\alpha_{\max}} = \frac{h}{\frac{\alpha_1}{2} + \frac{\alpha_3}{2} + \alpha_2}, \quad (2.9)$$

7) Величины приведенных ускорений  $\alpha_{\alpha_1}$  и  $\alpha_{\alpha_3}$  на участках  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$ :

$$\alpha_{\alpha_1} = \frac{V_{\alpha_{\max}}}{\alpha_1}, \quad (2.10)$$

$$\alpha_{\alpha_3} = \frac{V_{\alpha_{\max}}}{\alpha_3}, \quad (2.11)$$

Используя полученные данные, строятся графики приведенных скоростей и ускорений поршневой группы. Пример построения графика приведен на рисунке 2.8.

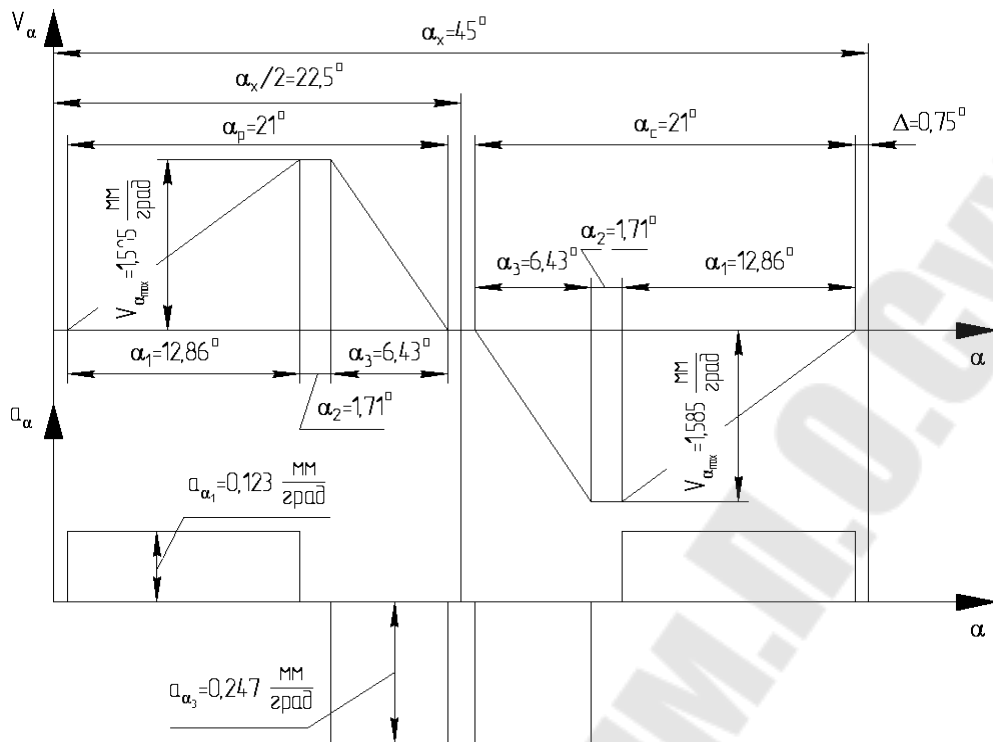


Рисунок 2.8 – Графики приведенных скоростей и ускорения поршневой группы  
*Равномерность работы гидромотора.*

Равномерность работы гидромотора зависит от числа поршней, количества ходов поршня за один оборот и профиля направляющей.

Рассмотрим равномерность работы радиально-поршневого многоходового гидромотора, приняв следующие допущения:

- а) подача рабочей жидкости в гидромотор постоянна;
- б) КПД гидромотора равен 100%;
- в) момент инерции вращающихся масс не влияет на равномерность работы гидромотора;
- г) динамическая нагрузка, приложенная к поршневой группе в связи с ее ускорением и замедлением при обкатывании ролика по направляющей, не влияет на равномерность работы гидромотора;
- д) рабочая жидкость считается несжимаемой.

Коэффициент неравномерности скорости находится по формуле:

$$\delta_{\omega} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (2.12)$$

где  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$ ,  $\omega_{\text{ср}}$  – максимальная, минимальная и средняя угловые скорости вращения гидромотора.

Максимальное значение угловой скорости будет при минимальном значении суммы  $\sum v_{\alpha}$ , и наоборот:

$$\omega_{\max} = \frac{Q}{F \cdot \Sigma_{\min} \cdot v_{\alpha}}, \quad (2.13)$$

$$\omega_{\min} = \frac{Q}{F \cdot \Sigma_{\max} \cdot v_{\alpha}}, \quad (2.14)$$

$$\omega_{\text{ср}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{Q}{q}. \quad (2.15)$$

При этом анализ неравномерности показывает, что разность  $\Sigma_{\max} v_{\alpha} - \Sigma_{\min} v_{\alpha}$  равна нулю, если  $b_1^* = b_2^* = 0$ , что было обеспечено в 5 пункте кинематического расчета гидромотора (величины участков ускоренного ( $\alpha_1$ ) и замедленного ( $\alpha_3$ ) движения выбраны так, чтобы они были кратны угловому шагу  $\Delta\theta$ ).

Докажем это расчетным путем и определим какое количество поршней может разместиться на первом  $\alpha$  и на третьем  $\alpha$  участках рабочего профиля при шаге между поршнями  $\Delta\theta$ :

$$\frac{\alpha_1}{\Delta\theta} = \frac{\alpha_1 \cdot x \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot m} = \alpha_1^* + b_1^*, \quad (2.16)$$

$$\frac{\alpha_2}{\Delta\theta} = \frac{\alpha_2 \cdot x \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot m} = \alpha_2^* + b_2^*, \quad (2.17)$$

где  $\alpha_1^*, \alpha_2^*$  – целые числа;

$b_1^*, b_2^*$  – правильные дроби.

Пример расчета: 
$$\frac{\alpha_1}{\Delta\theta} = \frac{12,86}{6,43} = 2 + 0.$$

$$\frac{\alpha_2}{\Delta\theta} = \frac{6,43}{6,43} = 1 + 0.$$

Также существуют и другие условия равномерности:

1) диаграмма скорости должна быть симметричной относительно вертикальной оси, проходящей через середину тахограммы;

2) диаграммы ускорения и замедления должны быть симметричными относительно вертикальных осей, проходящих через середину графика ускорения и графика замедления.

Все эти условия были соблюдены, а это необходимо и достаточно для равномерной работы гидромотора.

Однако, исследование на равномерность, рассмотренное выше, проводилось при определенных допущениях. Теперь кратко проанализируем влияние неучтенных факторов на равномерность работы гидромотора:

1) Подача рабочей жидкости в гидромотор принималась постоянной. Естественно, если насос имеет значительную неравномерность подачи, то и гидромотор даже если его собственная неравномерность равна нулю, все же будет работать с пульсацией момента и скорости. Для выравнивания подачи насоса могут быть применены и специальные устройства в виде, например, гидропневмоаккумуляторов.

2) Принималось, что инерционность движущихся масс гидромотора не влияет на равномерность. В действительности чем выше скорость вращения гидромотора, тем больше запас его кинетической энергии. Поэтому при высоких скоростях стабилизирующее действие вращающихся масс будет уменьшать неравномерность вращения гидромотора.

3) КПД гидромотора принимался равным 100%. Рассмотрим влияние отдельных составляющих потерь на равномерность.

Утечки и перетечки рабочей жидкости (объёмные потери) не влияют на равномерность работы гидромотора, поскольку от их величины зависит только скорость вращения гидромотора, которая не входит в формулы для определения коэффициента неравномерности.

Потери на трение между перемещающимися элементами гидромотора (механический КПД) влияют на равномерность гидромотора, поскольку указанные потери уменьшают величину передаваемого момента.

Потери давления рабочей жидкости при движении ее по внутренним каналам (гидравлические потери) влияют на неравномерность передаваемого гидромотором момента. Основное влияние оказывают потери в распределительном окне, которые зависят от скорости поршня и открытия распределительного окна.

4) Принято, что динамическое усилие, приложенное к поршневой группе, не влияет на равномерность. Величина усилия прямо пропорциональна массе и ускорению.

Крутящий момент гидромотора:

$$M = \Sigma M_{\text{п}} = \Delta p \cdot F \cdot \Sigma v_{\alpha} - \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot \Sigma v_{\alpha} \cdot \alpha_{\alpha}, \quad (2.18)$$

Первый член формулы постоянный, поскольку параметры гидромотора удовлетворяют условиям равномерной работы. Вторым членом формулы, как показали исследования, равен нулю, если параметры гидромотора удовлетворяют условию кратности рабочих участков шагу между поршнями.

5) Рабочая жидкость принималась несжимаемой. При правильном выборе распределителя, когда потери давления в распределительном окне незначительны и мало изменяются при рабочем цикле, изменение объёма жидкости вследствие её несжимаемости при ходе поршня не происходит и поэтому сжимаемость не влияет на равномерность. При переменных потерях в распределительном окне вследствие малого влияния их на изменение объёма сжатой жидкости допущение о несжимаемости рабочей жидкости практически не искажает решение.

Таким образом, принятые допущения правомерны, поскольку они мало влияют на точность исследования, и неравномерность работы гидромотора вследствие влияния неучтённых факторов не превышает 0,2–0,4 %, и то при высоких скоростях вращения гидромотора.

### Расчет основных узлов гидромашины.

#### Расчет статора.

Определим основные данные для построения статора.

Определение радиус-вектора кривой центров катков производится по формулам:

а) на участке  $\alpha_1$ :

$$\rho = \rho_0 + V_{\alpha_{\max}} \cdot \frac{\alpha^2}{2\alpha_1}, \quad (2.19)$$

б) на участке  $\alpha_2$ :

$$\rho = \rho_0 + \frac{V_{\alpha_{\max}} \cdot \alpha_1}{2} + V_{\alpha_{\max}} \cdot (\alpha - \alpha_1), \quad (2.20)$$

в) на участке  $\alpha_3$ :

$$\rho = \rho_0 + h - V_{\alpha_{\max}} \cdot \frac{(\alpha - \alpha_2)^2}{2 \cdot \alpha_3}, \quad (2.21)$$

где  $\rho_0$  – минимальное расстояние до центра катка от центра гидромотора;

$$\rho_0 = R_{\text{ц}} + \alpha_2 + \alpha_1 + l_{\text{п}} - l_{\text{пр}}, \quad (2.22)$$

где  $R_{\text{ц}}$  – радиус центров распределительных окон;

$\alpha_2$  – высота проходных окон блока цилиндров;

$\alpha_1$  – минимальное расстояние между поршнем и днищем цилиндра;

$l_{\text{п}}$  – длина поршня;

$l_{\text{пр}}$  – длина заделки центра ролика в поршень.

Половина профильного угла  $\frac{\alpha_x}{2} = 22,5^\circ$ .

Таблица 2 – Пример расчетных данных

$\alpha$ , град.	$\rho$ , мм	$\alpha$ , град.	$\rho$ , мм	$\alpha$ , град.	$\rho$ , мм
-1	202,062	7	205,020	16	216,919
-0,75	202,000	8	205,944	17	218,028
0	202,000	9	206,992	18	218,891
1	202,062	10	208,163	19	219,507
2	202,247	11	209,457	20	219,877
3	202,555	12	210,874	21	220,000
4	202,986	13	212,414	22	220,000
5	203,541	14	213,999	23	220,000
6	204,219	15	215,563	24	219,877

Используя полученные данные, строим профиль направляющей, соответствующий одному профильному углу  $\alpha_x = 45^\circ$  (рис. 2.9).

Рассмотрим формирование момента при движении катков поршня по рабочему участку направляющей.

На рис. 2.9 показан участок направляющей, на который воздействует каток одного из поршней. Предполагается, что каток жёстко связан с поршнем и его ось совпадает с осью поршня. В связи с криволинейностью направляющей, усилие  $P$ , развиваемое поршнем, может быть разложено на усилие нормальное к криволинейной поверхности направляющей  $N$  и тангенциальное  $T$ , перпендикулярное к линии действия силы  $P$ .

Момент, развиваемый одним поршнем:

$$M_{\Pi} = T \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (2.23)$$

где  $\rho_{\text{ср}}$  – расстояние от центра гидромотора до оси катка для данного положения ротора;

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_0 + \sqrt{\rho_0^2 + h^2}}{2}. \quad (2.24)$$

Тангенциальное усилие:

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.25)$$

где  $\gamma$  – угол между направлениями действия силы  $P$  и  $N$  (угол давления).



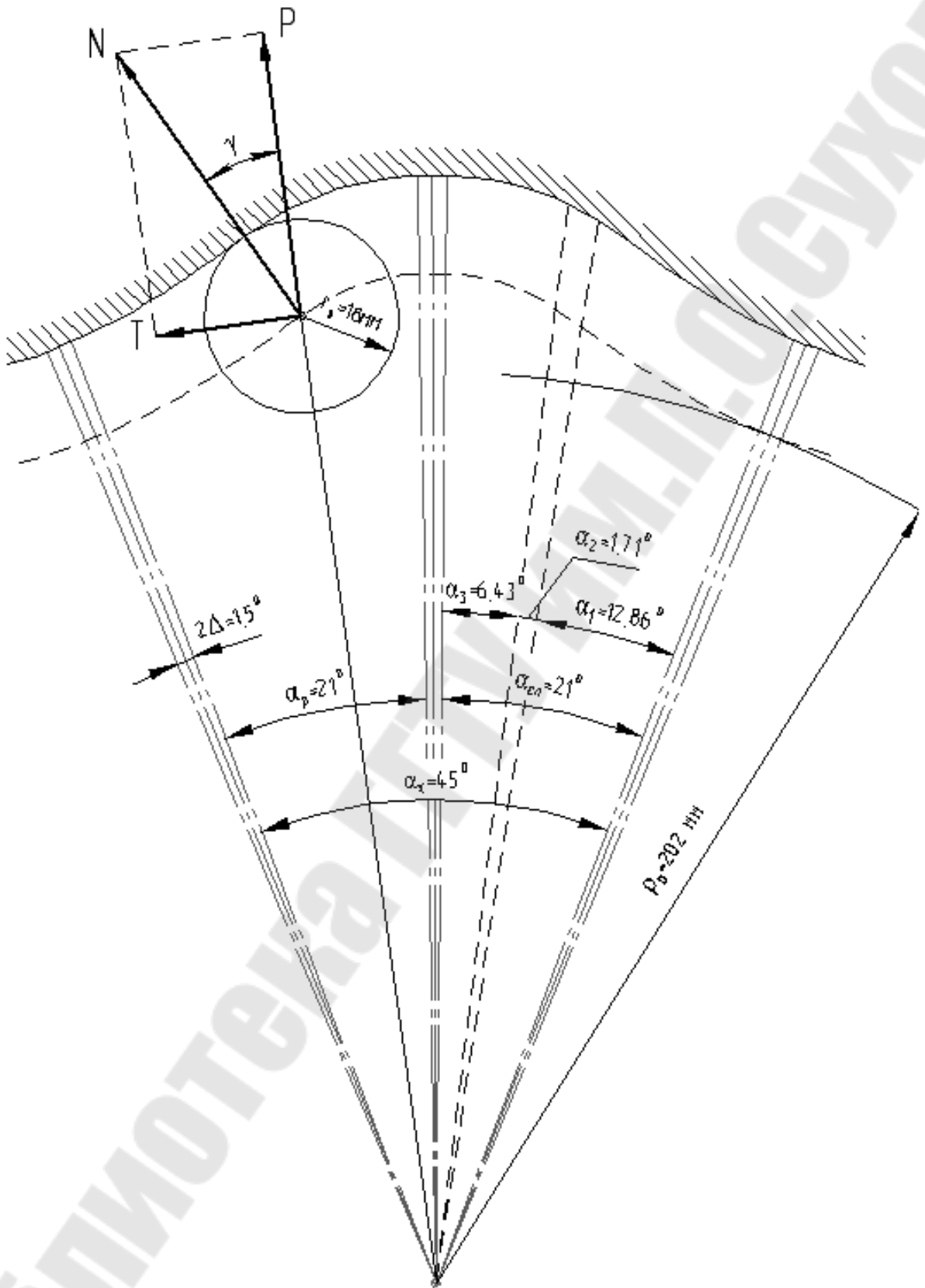


Рисунок 2.9 – Профиль статора, соответствующий одному профильному углу  $\alpha_x$  и схема сил, действующих на рабочий участок направляющей.

Угол давления является важной характеристикой гидромотора, так как от его величины зависит формирование нормального  $N$  и тангенциального  $T$  усилий.

Определим  $\gamma$ :

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{V_{\alpha\max}}{\rho_{\text{cp}}}, \quad (2.26)$$

Максимальное значение радиального усилия:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= p_{\max} \cdot F, \\ T_{\max} &= P_{\max} \cdot \operatorname{tg}\gamma. \end{aligned} \quad (2.27)$$

где  $F$  – площадь поршня:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (2.28)$$

Испытания и опыт эксплуатации радиально-поршневых высокомоментных гидромоторов показали, что последние часто плохо работают при скорости вращения 120–150 об/мин.

Поршневые группы, несмотря на небольшую скорость, работают в очень напряжённом режиме. При большой скорости вращения могут наблюдаться отрыв катка от направляющей, появление стука в гидромоторе и потеря передаваемого момента. Указанное явление может быть исключено или сведено до минимума при правильной конфигурации направляющей.

При анализе динамики гидромотора необходимо учитывать, что на поршневую группу одновременно действуют силы, соответствующие трем составляющим ускорения – переносное ускорение, относительное ускорение, ускорение Кориолиса. Отрыв катка от направляющей наиболее вероятен на сливном участке профиля, когда, кроме сил инерции, поршень поджимается к профилю только небольшим давлением в сливной магистрали.

Принимаем значение давления в сливной магистрали  $p_{\text{сл}}=2,5$  МПа, для безотрывного режима работы.

Определение контактных напряжений на профиль статора:

$$\sigma_{\text{к}} = 600 \cdot \sqrt{\frac{N}{B \cdot \rho_{\text{пр}}}}, \quad (2.29)$$

где  $B$  – длина контакта ролика с профилем (мм),

$\rho_{\text{пр}}$  – приведённый радиус кривизны;

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_{\text{р}}} + \frac{1}{r_{\text{проф}}}, \quad (2.30)$$

где  $r_p$  – радиус ролика (мм);

$r_{\text{проф}}$  – радиус профиля статора в точке начала рабочего хода:

$$r_{\text{проф}} = R_1 + r_p, \quad (2.31)$$

где  $R_1$  – радиус кривизны траектории движения центров катков в той же точке (имеет знак минус на выпуклом и знак плюс – на вогнутом участках направляющей).

При расчете направляющей необходимо соблюдать условие:  $|R| > r_p$ , в противном случае происходит заострение или подрез рабочей поверхности направляющей:

$$R_1 = \frac{\rho_0}{\alpha_0 - \alpha_{\text{ар}}}, \quad (2.32)$$

$N = P_{\text{max}}$ , так как усилие, действующее между катком и профилем направляющей будет максимально в начале рабочего хода поршня.

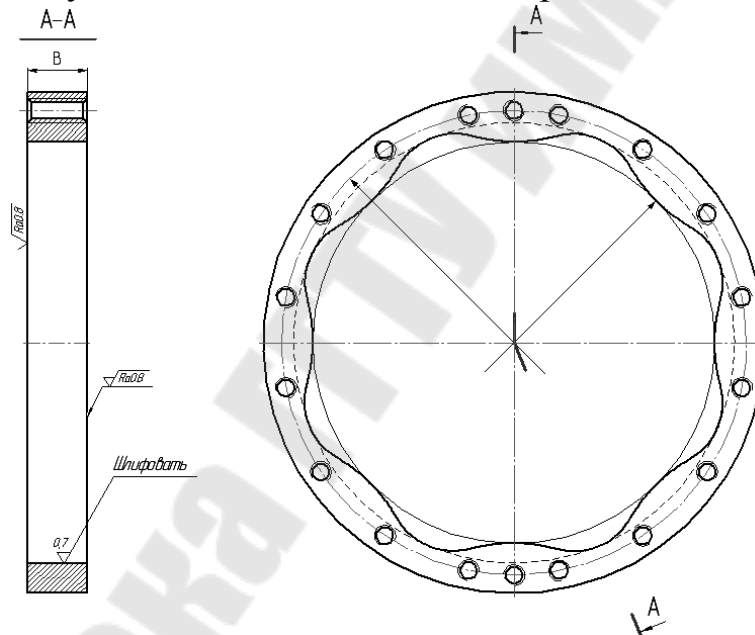


Рисунок 2.10 – Статорное кольцо

*Расчет торцевого распределителя.*

Задаваясь скоростью рабочей жидкости в проходных окнах  $v_{\text{ож}} = 5$  м/с, определим их диаметр:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_M}{60 \cdot \pi \cdot z \cdot v_{\text{ож}}}}, \quad (2.33)$$

где  $Q_M$  – расход мотора.

$$Q_M = q_M \cdot n_{\text{max}}. \quad (2.34)$$

Принимаем  $d_0$  (мм).

Приняв значение скорости жидкости в проходных каналах  $v_{\text{кж}} = 4$  м/с, и число каналов на нагнетании в распределителе  $i_{\text{кн}} = 8$  находим их диаметр:

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{м}}}{60 \cdot \pi \cdot i_{\text{кн}} \cdot v_{\text{кж}}}}, \quad (2.35)$$

Принимаем  $d_{\text{к}}$  (мм).

Для выравнивания диаметра окон распределителя и диаметра окон блока цилиндров, а, следовательно, для уменьшения гидравлических потерь при распределении жидкости круглые каналы будут заменены на овальные с такой же площадью сечения.

Для этого находим площадь изначальной окружности с диаметром:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ мм.} \quad (2.36)$$

Принимаем диаметр овального сечения равным диаметру в проходных окнах распределителя  $d$ . Находим размеры необходимой формы окна, путём простых геометрических вычислений с помощью схемы, представленной на рис. 2.11

Площадь окружности с диаметром:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ мм}^2. \quad (2.37)$$

Вычтем площади окружностей, и разделив результат на известную нам одну из сторон прямоугольника  $d$ , находим неизвестный размер  $l$ :

$$l = \frac{S_1 - S_2}{d}, \text{ мм.} \quad (2.38)$$

Принимаем  $l$  (мм).

Необходимо данные овальные сечения расположить по окружности, для этого зададимся числом окон и диаметром центров окон.

Диаметр расположения цилиндров  $D_{\text{ц}}$  (мм) (принимаем при  $d_{\text{п}}$  (мм) и условии, что минимальная толщина стенки ротора должна составлять  $\delta_{\text{min}} = 0,22 \cdot d_{\text{п}}$ ).

Диаметр окружности центров окон на роторе принимаем  $D_{\text{ц}}$  (мм), что совпадает с диаметром окружности центров распределительных окон.

Установим систему поджима торцевого распределителя к ротору в осевом направлении.

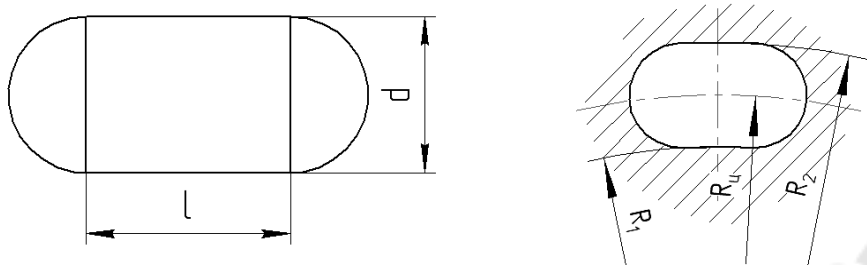


Рисунок 2.11 – Схема проходного окна распределителя

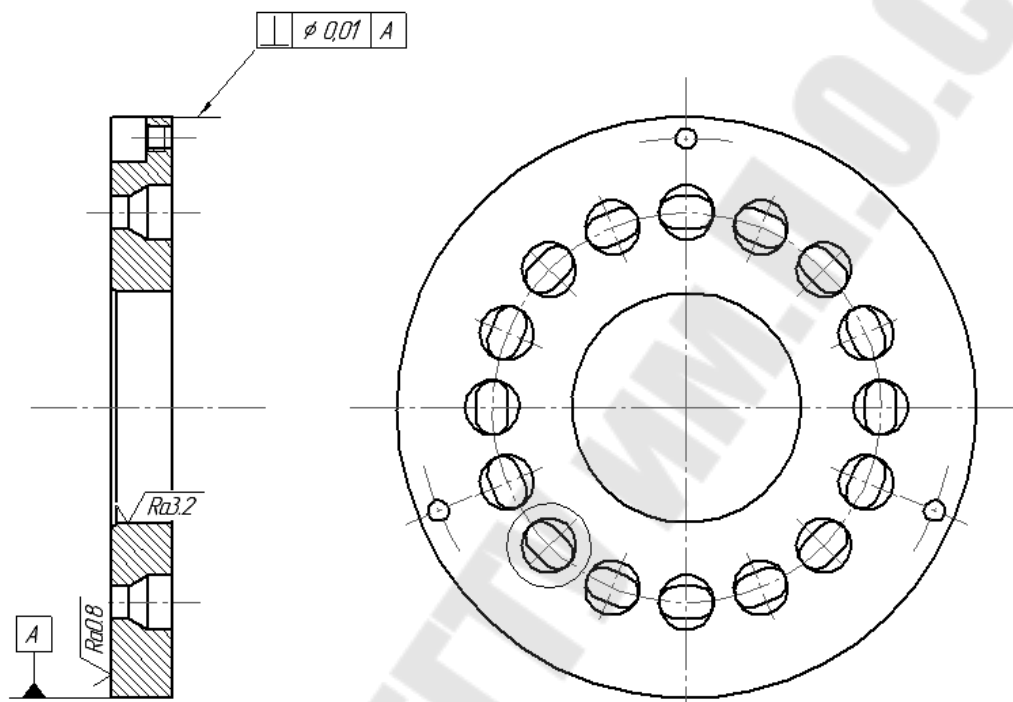


Рисунок 2.12 – Плоский торцевой распределитель

Для этого рассчитаем осевую силу от действия силы давления со стороны распределителя

$$F_{\text{осmax}} = p_{\text{max}} \cdot i_{\text{кн}} \cdot S_{\text{отв}}, \quad (2.39)$$

Принимаем для расчетов радиальную составляющую  $F_{\text{Гmax}} = 1400\text{Н}$ .

Эквивалентные нагрузки (с учетом коэффициента  $K_E = 0,56$ ):

$$F_{\text{ос}} = F_{\text{осmax}} \cdot K_E, \quad (2.40)$$

$$F_{\text{ос}} = F_{\text{осmax}} \cdot K_E, \quad (2.41)$$

Для этого усилия подберем пружину со следующими характеристиками:

- диаметр проволоки,  $d$  (мм);
- средний диаметр пружины,  $D$  (мм);
- модуль сдвига,  $G$  (МПа);
- число рабочих витков,  $n$ ;

- число поджатых витков,  $n_2$ ;
- число зашлифованных витков,  $n_3$ ;
- допускаемые касательные напряжения, (МПа);
- жесткость пружины,  $C$  (Н/мм);
- максимальная сила сжатия  $F_3$  (Н);
- максимальная деформация (ход) пружины  $s_3$  (мм);
- шаг пружины  $t$  (мм);
- высота пружины в сжатом состоянии  $H_3$  (мм);
- высота пружины в свободном состоянии  $H_0$  (мм).

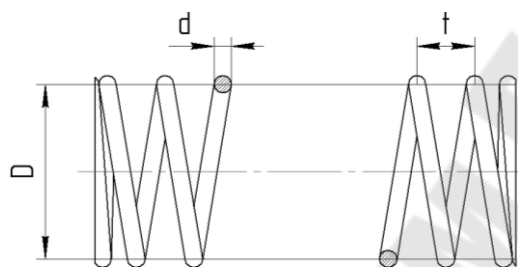


Рисунок 2.13 – Пружина

#### Расчет поршневой группы.

Конструктивная схема поршневой группы гидромотора Сопраст СА 50 предусматривает передачу тангенциального усилия при помощи боковых поверхностей роликов.

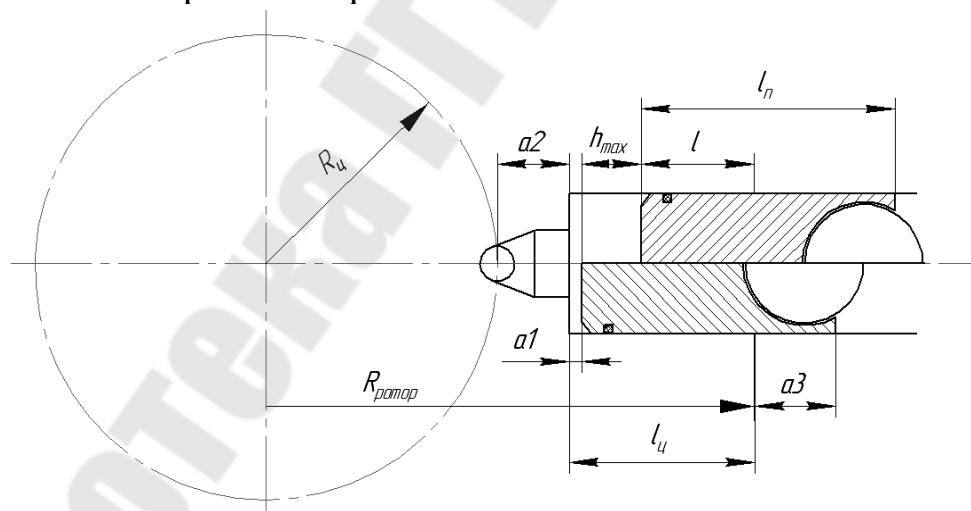


Рисунок 2.14 – Расчетная схема поршневой группы

Принимаем значения.

Минимальное расстояние между поршнем и днищем цилиндра:

$$\alpha_1 = 0,1 \cdot d_{\text{п}}, \quad (2.42)$$

Высота проходных окон ротора:

$$\alpha_2 = 0,3 \cdot d_{\text{п}}. \quad (2.43)$$

Длина выступающей из цилиндра части поршня при его крайнем втянутом в ротор положении:

$$\alpha_3 = 0,5 \cdot d_{\text{п}}. \quad (2.44)$$

Длина заделки поршня, исключая смятие цилиндров под действием тангенциальной силы  $l = d_{\text{п}}$  (мм).

Тогда:

Длина цилиндра:

$$l_{\text{ц}} = \alpha_1 + h_{\text{max}} + l. \quad (2.45)$$

Длина поршня:

$$l_{\text{п}} = \alpha_3 + h_{\text{max}} + l. \quad (2.46)$$

## 2.4 Прочностной расчет

Расчет ротора.

Диаметр ротора:

$$D_{\text{р}} = 2 \cdot l_{\text{ц}} + D_{\text{ц}} + 2 \cdot \alpha_2. \quad (2.47)$$

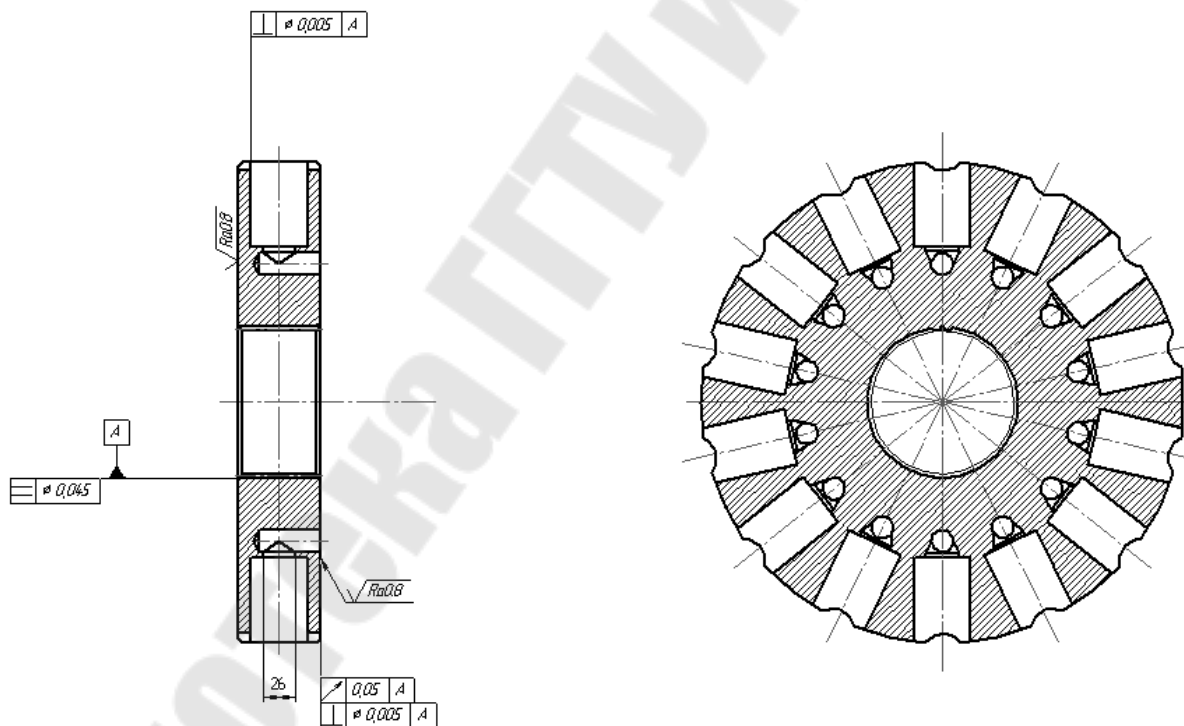


Рисунок 2.15 – Ротор

Ротор изготавливается из антифрикционного материала или из стали. В качестве материалов ротора, в паре со стальным торцевым распределителем, можно использовать фосфорито-оловянистую бронзу Бр ОФ – 10 – сплав, содержащий 58% меди и 38% цинка, сурьмянистую бронзу, а также сталь Ст12ХН3А, Ст20Х с термообработкой

(цементацией)  $HRC \geq 60$ . В конструкции ротора выполняется расточка под шлицевое соединение с валом машины.

Расчет ротора радиально-поршневой машины на прочность.

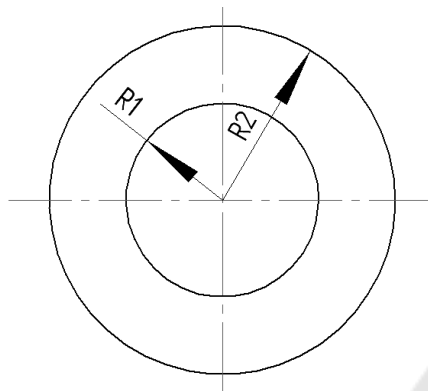


Рисунок 2.16 – Схема условной толстостенной трубы

Ротор такой гидравлической машины рассчитывается как условная толстостенная труба, рис. 2.16, где  $R_1$  – радиус цилиндра,  $R_2$  – наружный радиус этой условной трубы:

$$R_1 = \frac{d_{\text{п}}}{2}, \quad (2.48)$$

$$R_2 = R_1 + \delta_{\text{min}}, \quad (2.49)$$

где  $\delta_{\text{min}} = 0,22 \cdot d_{\text{п}}$  – наименьшая толщина стенки ротора.

Принимаем  $R_2$  (мм).

При работе рассматриваемой гидравлической машины под нагрузкой, в стенках его ротора возникают тангенциальные  $\sigma_r$  и радиальные  $\sigma_t$  нормальные напряжения, величина которых определяется по формулам Ламе (ротор испытывает напряжения только от давления рабочей жидкости и опасные точки на внутренней поверхности цилиндра возникнут при минимальном  $R_1$ ).

$$\sigma_{r \text{ max}} = p_{\text{max}} \text{ МПа};$$

$$\sigma_{t \text{ max}} = \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot p_{\text{max}}. \quad (2.50)$$

Исходя из полученных данных выбираем материал ротора марку стали.

## 2.5. Расчет КПД гидромашин

Потери в гидромоторе складываются из механических, гидравлических и объемных потерь:

$$\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.51)$$



### Механические потери.

При обкатывании роликов по направляющей статора имеют место потери энергии, зависящие от силы трения:

$$\epsilon_{\text{мп}} = f \cdot k_p \cdot \left[ \left( \frac{\rho_o}{h} + 0,5 \right) \cdot \frac{\pi \cdot c}{x} + \frac{1}{\left( \frac{\rho_o}{h} + 0,5 \right) \cdot \frac{\pi \cdot c}{x}} \right], \quad (2.52)$$

где  $\epsilon_{\text{мп}}$  – коэффициент потерь на трение;

$f = 0,002$  – коэффициент трения качения;

$k_p$  – коэффициент учитывающий давление на сливном участке направляющей статора:

$$k_p = 1 + \frac{2 \cdot P_c}{P_H}, \quad (2.53)$$

$c$  – коэффициент использования направляющей статора:

$$c = \frac{\alpha_p}{\frac{\alpha_x}{2}}. \quad (2.54)$$

Находим коэффициент потерь.

При обкатывании роликов по расточкам боковых поверхностей:

$$\epsilon_{\text{мм}} = 2 \cdot f \cdot \frac{h \cdot x}{\pi \cdot c} \cdot \left( \frac{k_p}{2 \cdot \rho_o + h} + 2 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{\omega^2}{P} \right), \quad (2.55)$$

где  $G$  – вес поршневой группы, равный 4,2 (кгс);

$P$  – сила от давления масла на поршни одной поршневой группы

$$P = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} \cdot P_H. \quad (2.56)$$

Потери на трение распределителя по ротору, потери на трение качения в подшипниках ротора, а также потери по уплотнению ввиду их незначительности не учитываются.

### Объёмные потери.

Утечки в паре поршень – цилиндр:

$$\Delta Q_p = 1,75 \cdot \frac{\pi \cdot d_H \cdot s^3 \cdot P_H}{24 \cdot \mu \cdot L_{\text{ср}}} \cdot z \cdot y, \quad (2.57)$$

где  $s$  – радиальный зазор между цилиндром и поршнем, равный 0,005 (мм);

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости масла ВМГЗ при  $50^\circ C = 8,8 \cdot 10^{-5} \left( \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}}{\text{см}^2} \right)$ :

$$L_{\text{ср}} = \frac{h}{\ln \frac{L_1}{L_2}}, \quad (2.58)$$

где  $L_1$  (мм),  $L_2$  (мм) – максимальная и минимальная длина щели утечки.

Расход жидкости через щель между поршнем и цилиндром в связи с движением поршневой группы:

$$\Delta Q_v = \frac{q \cdot s \cdot \omega}{\pi \cdot d_{\text{п}}}. \quad (2.59)$$

Суммарные утечки через поршневые пары:

$$\Delta Q_z = \Delta Q_p - \Delta Q_v. \quad (2.60)$$

Перетечки рабочей жидкости в паре распределитель-ротор:

$$\Delta Q_{\text{п}} = \frac{3,5 \cdot \Delta p \cdot s^3 \cdot x}{12 \cdot \mu \cdot l_{\text{п}}}, \quad (2.61)$$

где  $l_3$  (мм) – эквивалентная длина распределительного окна;  
 $s$  – зазор;

$l_{\text{п}}$  – средняя эквивалентная по перетечкам, длина щели:

$$l_{\text{п}} = \frac{l_1 \cdot (l_2 + l_3)}{l_3 + 2 \cdot l_2 \cdot \ln \frac{2 \cdot l_2}{l_2 - l_1}}, \quad (2.62)$$

где  $l_1$  (мм) – ширина окна распределителя;

$l_2$  (мм) – ширина перемычки между напорным и сливным окном распределителя;

$l_3$  (мм) – ширина перемычки между окнами в роторе;

$l_4$  (мм) – длина утечки из окна распределителя в корпус.

Утечки в дренаж по распределителю:

$$\Delta Q_{\text{др}} = \frac{3,5 \cdot \Delta p \cdot l_{\text{ут}} \cdot s^3 \cdot x}{12 \cdot \mu \cdot l_4}, \quad (2.63)$$

где  $l_{\text{ут}}$  – средняя длина щели утечки:

$$l_{\text{ут}} = l_1 + \frac{l_1^2}{l_1 + l_3}, \quad (2.64)$$

Объёмные потери, обусловленные сжатием жидкости в подпоршневом пространстве:

$$\Delta Q_{\text{сж}} = \frac{V_{\text{пп}} \cdot x \cdot y \cdot z \cdot p_{\text{н}}}{E_{\text{ж}}}, \quad (2.65)$$

где  $V_{\text{пп}}$  – мертвый объём, см<sup>3</sup>;  
 $E_{\text{ж}}$  – модуль упругости жидкости (кгс/см<sup>2</sup>).  
 Объёмный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q_{\text{м}} - \Sigma Q_i}{Q_{\text{м}}}. \quad (2.66)$$

*Гидравлические потери.*

Расчет гидравлических потерь ведём при максимальной скорости вращения гидромотора:

Потери при входе жидкости в распределитель:

$$\Delta p_1 = \xi \cdot \frac{Q_{\text{м}}^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g \cdot F^2}, \quad (2.67)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления при разделении, повороте и сужении потока;

$\gamma$  – удельный вес масла, кгс/см<sup>2</sup>;

$F$  – сечение отводящего канала, см<sup>2</sup>.

Так как поток жидкости два раза проходит местное сопротивление, то потери определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{вх}} = 2 \cdot \Delta p_1. \quad (2.68)$$

Потери при входе жидкости в канал и выходе из канала:

$$\Delta p_{\text{п}} = 4 \cdot \xi \cdot k_v \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g}, \quad (2.69)$$

где  $k_v = 2$  – коэффициент увеличения скорости;

$\xi = 2$  – коэффициент сопротивления при повороте потока на 90°.

Средняя скорость жидкости в канале:

$$v_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot Q}{x \cdot F_{\text{к}} \cdot c \cdot z}, \quad (2.70)$$

Площадь сечения канала:

$$F_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4}. \quad (2.71)$$

Потери при прохождении окна распределителя:

$$\Delta p_p = \xi_{\text{пр}} \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} v_{\text{жр}}^2, \quad (2.72)$$

где  $\xi$  – приведенный коэффициент сопротивления;

$F_{\text{пор}}$  – поперечное сечение одной поршневой группы;

$F_{\text{max}}$  – площадь поперечного сечения при полностью открытом окне;

Расчетная скорость жидкости:

$$v_{\text{жр}} = v_{\text{рmax}} \cdot \frac{F_{\text{пор}}}{F_{\text{max}}}, \quad (2.73)$$

Для определения приведенного коэффициента сопротивления необходимо рассчитать коэффициент асимметрии цикла:

$$c_{\text{ц}} = \frac{\alpha - \frac{\alpha_p}{2}}{\frac{\alpha_p}{2}}, \quad (2.74)$$

Коэффициент начала открытия окна:

$$c_{\text{н}} = \frac{\Delta_2}{\frac{\alpha_p}{2}}, \quad (2.75)$$

По графику принимаем  $\xi = 1,125$ ;

Динамические потери давления:

$$\Delta p_d = \xi_d \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot v_{\text{окр}}^2, \quad (2.76)$$

где  $v_{\text{окр}} = D_p \cdot \omega / 2$  – относительная скорость распределительных поверхностей;

$\xi_d = 7,6 + 147000 / \text{Re}$  – коэффициент динамических потерь;

$\text{Re} = \frac{v_{\text{окр}} \cdot l_{\text{Э}}}{\nu}$  – число Рейнольдса;

Гидравлический КПД определяется по формуле:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\Delta p - \sum \Delta p_1}{\Delta p}. \quad (2.77)$$

### 3. Пластинчатые гидромашины

Роторно-пластинчатый насос и гидромотор по форме вытеснителей, и по способу замыкания вытесняемого объема относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин (шиберов), помещенных в радиальных прорезях вращающегося ротора, а вытесняемые объемы – замыкаются между двумя соседними вытеснителями и поверхностями статора и ротора.

*Пластинчатая гидромашина* – это роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин, совершающих вращательное и возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движения. Эти машины являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Пластинчатые гидромашины делятся на машины одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия происходит один рабочий цикл, т.е. одно всасывание и нагнетание.

Машины однократного действия могут быть регулируемы и нерегулируемы. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми.

Пластинчатые гидромашины могут быть:

- реверсивными;
- нереверсивными.

По количеству пластин гидромашины делятся на:

- двухпластинчатые;
- многопластинчатые.

Когда требуется обеспечить поступление в систему двух независимых потоков рабочей жидкости применяют сдвоенные насосы.

По виду распределения жидкости пластинчатые гидромашины бывают:

- с цапфенным распределением;
- с торцевым (боковым) распределением.

В зависимости от типа пластинчатой гидромашин они выпускаются на различное давление от 6,3 МПа до 30 МПа, с рабочим объемом от 3 до 230 см<sup>3</sup>, частота вращения 600...3000 об/мин (чаще всего 960 или 1500 об/мин). По герметичности пластинчатые гидромашины уступают другим типам гидромашин, объемный КПД находится в диапазоне 0,64...0,93, полный КПД 0,5...0,85.

В сравнении с шестеренными машинами пластинчатые обеспечивают более равномерную подачу, а в сравнении с поршневыми – проще по конструкции, дешевле, меньше по габаритам и менее требовательны к фильтрации жидкости.

В станкостроении пластинчатые насосы применяются главным образом в гидроприводах подачи агрегатных, сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станков, а также в гидроприводах стола и других механизмов шлифовальных станков, в гидроприводах для транспортировки, индексации, зажима и загрузки деталей, обрабатываемых на автоматических станочных линиях.

Пластинчатые насосы применяются также в гидропрессах, автопогрузчиках, экскаваторах, бульдозерах и других строительно-дорожных машинах, в прокатном оборудовании (блужинги, прокатные станы), в автомобилях (усилители приводов руля, механизмы опрокидывания самосвалов), в химическом машиностроении (приводы для вращения различных мешалок), в корабельных механизмах (приводы лебедок для подъема грузов, устройства для изменения шага винта), лесозаготовительных машинах, для литья под давлением, пищевом машиностроении и т. п.

### **3.1 Пластинчатые насосы одинарного действия**

#### *Двухпластинчатый насос одинарного действия.*

Наиболее простым насосом пластинчатого типа является насос с двумя пластинами 3 и 5, подвижно монтируемыми в общем сквозном радиальном пазу ротора 7 (рисунок 3.1, а). Эти пластины образуют с поверхностями ротора 7 и смещенного относительно него на величину  $e$  статора 1 две серпообразные камеры (полости)  $a$  и  $b$ . Ротор 7 должен иметь плотный контакт со статором 1. Такая особенность позволяет конструировать только не регулируемые насосы.

При повороте ротора 7 относительно оси  $O_1$  в направлении, указанном стрелкой, объем камеры  $a$  насоса, соединенной с всасывающей полостью 6, увеличивается, а камеры  $b$ , соединенной с нагнетательной полостью 4, уменьшается, следовательно происходит всасывание и нагнетание жидкости. Ротор 7 имеет плотный контакт с нижней частью статора 1, поэтому одна из пластин 3 или 5 в любом положении ротора 7 отделяет всасывающую полость 6 от нагнетательной 4. Для возможности радиального перемещения пластин и обеспечения

плотного контакта со статором, между пластинами установлена пружина 2.

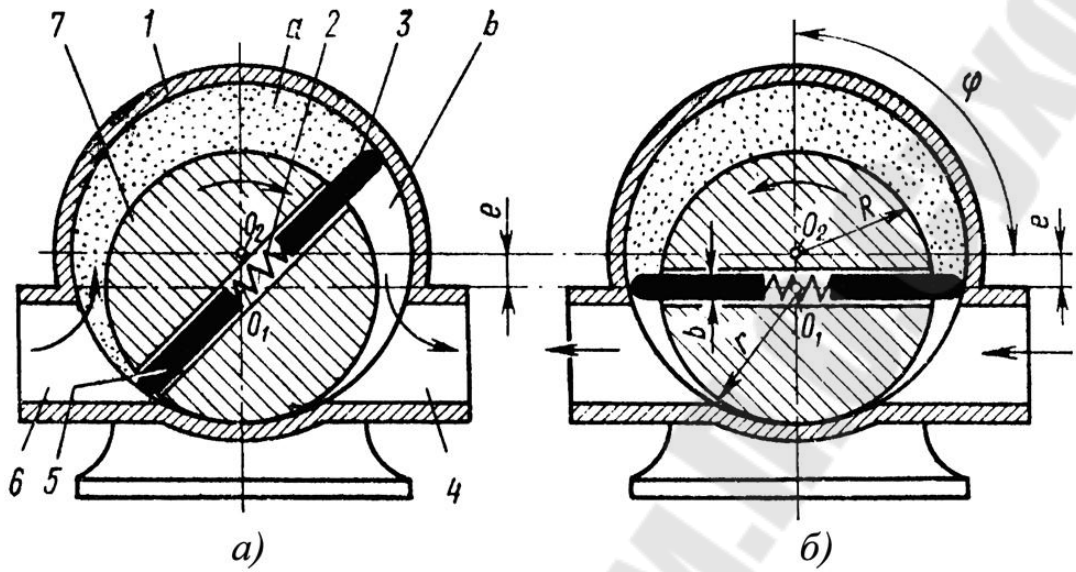


Рисунок 3.1 – Схемы двухпластинчатых насосов одинарного действия: принципиальная (а) и расчетная (б)

### Многопластинчатые насосы одинарного действия.

Для снижения пульсации подачи применяют насосы с несколькими пластинами (рисунок 3.2).

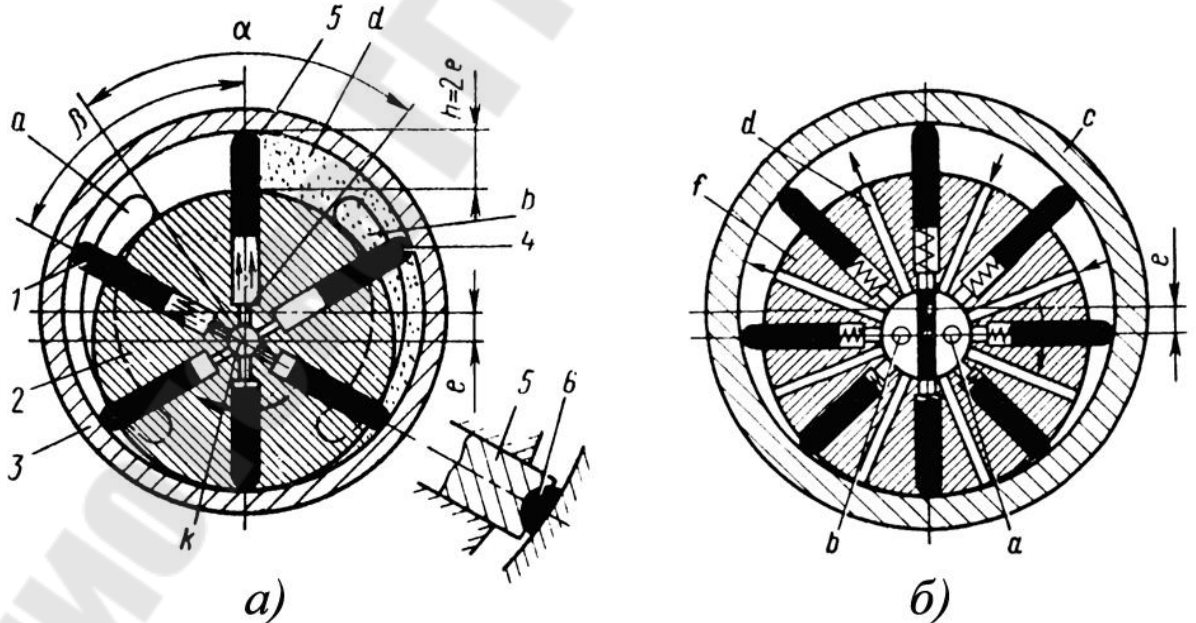


Рисунок 3.2. – Схемы многопластинчатых насосов: с торцевым распределением (а) и с цапфеным распределением (б)

Насос (рисунок 3.2., а) состоит из вращающегося ротора 2, в радиальных прорезях которого помещены пластины 1, и статорного

кольца 3, ось которого смещена относительно оси ротора на величину  $e$ . Всасывание осуществляется через серпообразное окно  $a$  (для данного направления вращения), а нагнетание – через окно  $b$ ; окна выполнены на боковых крышках насоса.

Т.к. геометрическая ось статорного кольца 3 эксцентрична относительно оси ротора 2, объемы рабочих камер при вращении ротора изменяются. Герметичное разделение полостей всасывания  $a$  и нагнетания  $b$  осуществляется пластинами при проходе ими перевальной (разделительной) перемычки между этими окнами. Для этого окна располагают по обе стороны нейтральной (в данном случае вертикальной) оси на таком расстоянии, чтобы при любом положении ротора между ними находилось не менее одной пластины. Для повышения герметичности пластины 5 некоторых насосов снабжают свободно посаженным уплотнительным элементом 6, кривизна внешней поверхности которого соответствует кривизне статорного кольца. Жидкость под давлением подводится через осевое  $k$  и радиальные сверления в прорези ротора под пластины.

В этих насосах обычно применяют положительное перекрытие, т.е. рабочая камера в среднем положении размещается на перевальной (разделительной) перемычке, изолированно от полости всасывания  $a$  и от полости нагнетания  $b$ . Для устранения компрессии жидкости в рабочей камере при проходе ее через перевальную перемычку и для уменьшения неравномерности подачи превышение размера перемычки над раствором концов пластин должно быть как можно меньше. Полное устранение компрессии достигается при условии равенства угла  $\beta$  между двумя смежными пластинами (рисунок 3.2.,  $a$ ) углу  $\alpha$  между окнами всасывания и нагнетания ( $\alpha = \beta$ ). Подобное условие соответствует так называемому нулевому перекрытию.

Эти насосы обычно имеют 6 – 12 пластин. При увеличении числа пластин повышается равномерность потока нагнетаемой жидкости.

Применяются также насосы с цапфенным распределением жидкости (рисунок 3.2.,  $b$ ). Напорное  $a$  и всасывающее  $b$  окна размещены в неподвижной цапфе. С рабочими камерами эти окна соединены радиальными отверстиями  $d$  в роторе  $f$ . Изменение подачи осуществляется путем перемещения внешнего барабана (статора)  $c$ .

### 3.2 Пластинчатые насосы двукратного действия

Пластинчатые насосы одинарного действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 6,3



МПа). Недостатком этих пластинчатых гидромашин является трудность герметизации вытеснителей, большая нагрузка на ось ротора и пластины от сил давления жидкости. Поэтому в практике распространены нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного (или четырехкратного) действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД. Они пригодны для работы при более высоком, чем у насосов однократного действия, давлении жидкости (14 МПа и выше).

Внутренняя поверхность статора 1 (фасонного профиля) выполнена так, что участки кривой, расположенные между окнами питания  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  и  $b_2$ , прорезанными в торцевых дисках, являются дугами окружностей, описанных из центра ротора, а участки, приходящиеся на эти окна, выполнены плавно сопрягающимися кривыми (рисунок 3.3).

Окна  $a_1$  и  $a_2$  соединены литыми каналами корпуса с полостью всасывания, а окна  $b_1$  и  $b_2$  – с полостью нагнетания.

При вращении ротора 2 пластины 3 прижимаются к поверхности статора 4 под действием центробежной силы и силы давления жидкости, подводимой через кольцевые проточки с на боковых дисках в радиальные пазы ротора под торцы пластин 3 (рисунок 3.3, а).

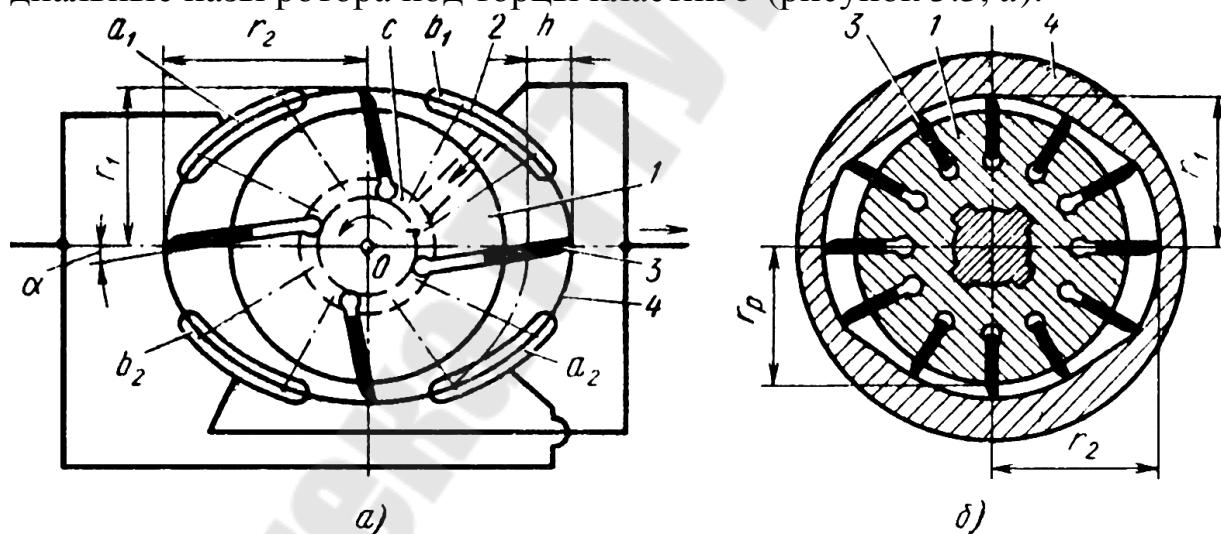


Рисунок 3.3. – Схемы пластинчатого насоса с наклонным (а) и радиальным (б) расположением пластин

Пластины, копируя при вращении форму статора, дважды всасывают жидкость за один оборот и дважды её нагнетают. Т.к. рабочее давление жидкости действует на диаметрально противоположные стороны ротора (со стороны окон  $b_1$  и  $b_2$ ), подшипники ротора практически разгружаются от сил давления жидкости. Для более полной уравновешенности радиальных сил давления жидкости на ротор число пластин должно быть четным (4...16 пластин).

Пазы в роторе, в которых находятся пластины 3 обычно выполняют наклонно под углом  $\alpha$  к радиусам (рисунок 3.3, а) или с радиальным расположением (рис.3, б). Подбором величины угла  $\alpha > 0$  можно изменить направление действия силы реакции, которая будет действовать на пластину так, что силы трения не будут вызывать изгибающих напряжений (угол  $\alpha$  равен углу трения). Но наклонное положение пластин исключает возможность реверса насоса.

### 3.3 Разгрузка пластин

Ограничения по давлению в пластинчатом насосе обусловлены тем, что при высоком давлении пластины при проходе зоны всасывания прижимаются с большим усилием к поверхности статора, в результате чего жидкость, находящаяся между пластинами и статором, выдавливается и между ними возникает сухое трение. Последнее приводит к нагреванию поверхностного слоя пластины в месте контакта ее со статором до температуры, которая может превышать температуру отпуска стали, т.е. интенсивный износ стали.

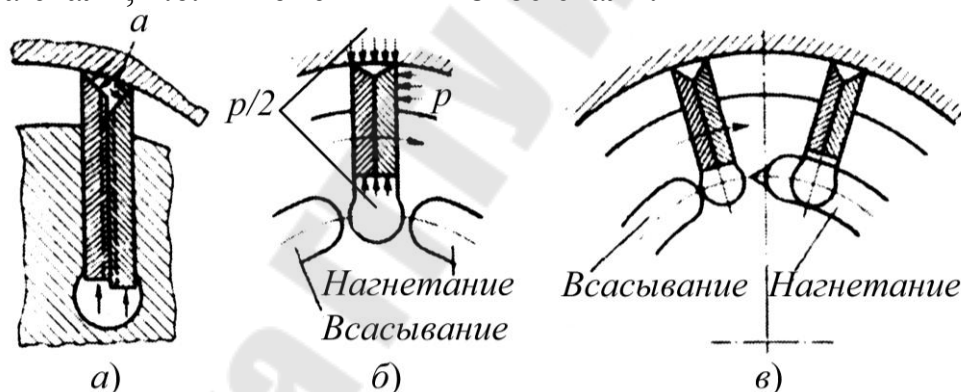


Рисунок 3.4. – Схемы разгрузки рабочих пластин

Для уменьшения силы прижатия пластины к статорному кольцу предусматривают разгрузку, размещая в каждом пазу ротора две свободно посаженные пластины (рис.4, а). Скошенные концы пластин прилегают к статорному кольцу по двум кромкам и образуют с ним замкнутую камеру *a*. Эта камера соединяется каналом малого сечения с полостью под пластиной, следовательно, в камере возникает разгружающее давление, величина которого, из-за сопротивления соединяющего канала и некоторой; утечки из камер, будет меньше, чем давление в полости под пластиной.

Часто насосы выполняются так, что полости пазов под пластинами сообщаются на рабочих участках соответственно с всасыванием и нагнетанием и отсекаются от них лишь в промежуточных положе-

ниях (рисунок 3.4, б). При прохождении этих промежуточных участков, происходит разгрузка пластины, так как давление в верхней камере, образованной скошенными кромками, и давление в камере под пластиной становятся равными среднему значению ( $p/2$ ) между давлениями всасывания и нагнетания.

Для снижения ударного действия обратного потока жидкости в конце прохода рабочей клетки разделительной переемычки, со стороны нагнетательного окна выполняется щелевидная прорезь «ус» (рисунок 3.4, в).

### 3.4 Конструктивные разновидности пластинчатых машин

*Пластинчатый насос с плавающим диском.*

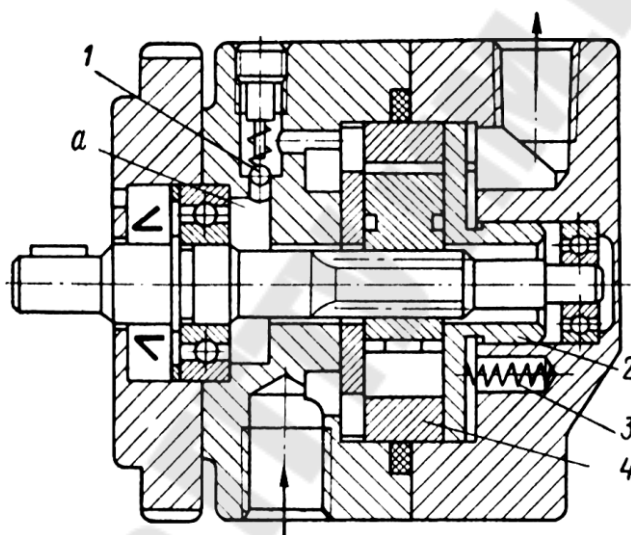


Рисунок 3.5. – Пластинчатый насос двойного действия с плавающим боковым диском

Для упрощения изготовления пластинчатого насоса и повышения его КПД один из дисков (диск 2 на рисунок 3.5) часто выполняют плавающим с поджатием его к торцу статора 4 давлением жидкости и несколькими спиральными пружинами 3. Усилие прижима в этом случае увеличивается с повышением давления. В тот момент, когда насос не работает и в системе отсутствует давление, начальное усилие прижима, необходимое для пуска насоса в ход, обеспечивается пружинами 3. Камера *a* перед уплотнительной манжетой валика соединена через нагрузочный клапан 1 небольшого давления (1–1,5 атм.) с всасывающей полостью, благодаря чему манжета предохраняется от возможности повышения давления и одновременно устраняется возможность подсоса воздуха через нее.

### Регулируемый пластинчатый насос типа Г12-5...М.

Насос относится к классу роторных регулируемых пластинчатых гидромашин однократного действия и предназначен для создания переменного по величине потока рабочей жидкости в гидросистемах станочного оборудования.

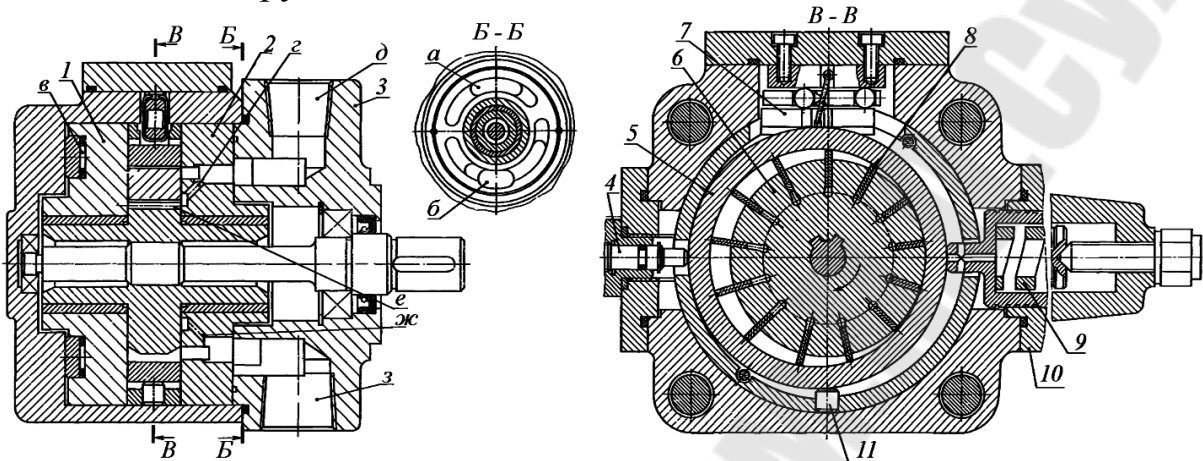


Рисунок 3.6. – Регулируемый пластинчатый насос типа Г12-5...М

Рабочие камеры насоса (рисунок 3.6) ограничены цилиндрическими поверхностями ротора 6, статора 5, боковыми поверхностями соседних пластин 8 и торцовыми, поверхностями переднего 1 и заднего 2 распределительных дисков.

При вращении ротора по часовой стрелке, из-за эксцентричного расположения центральных осей ротора и статора, пластины совершают сложное движение: переносное вращательное (совместно с ротором) и относительное возвратно-поступательное в его плоских пазах. За первую половину оборота объем камер увеличивается, а за вторую – уменьшается, что соответствует тактам всасывания и нагнетания насоса. Жидкость поступает в отверстие 3 и через окно б диска 2 передней крышки 3 подводится в рабочие камеры, расположенные в нижней полуплоскости насоса. При вращении ротора эти камеры перемещаются в верхнюю полуплоскость, где их объем постепенно уменьшается, а рабочая жидкость через окно а в диске 2 и крышке 3 нагнетается в выходное отверстие д насоса. Из-за несимметричного расположения окон всасывания б и нагнетания а относительно горизонтальной оси насоса со стороны рабочих камер на статор действует неуравновешенная сила гидростатического давления, горизонтальная составляющая которой воспринимается пружиной 9 регулятора 10 насоса.

С увеличением давления в напорной магистрали насоса статор, установленный в корпусе на неподвижной *11* и подвижной *7* опорах, смещается, сжимая пружину *9*. Величина эксцентриситета и рабочего объема насоса уменьшается. Максимальный рабочий объем определяется регулировкой винтового упора *4*. Поджим пластин к статору обусловлен действием центробежных сил и сил гидростатического давления. С этой целью под пластины, находящиеся в зоне нагнетания, через отверстие *г* подводится давление нагнетания, а под пластины, находящиеся в зоне всасывания, через отверстие *жс* поступает жидкость из линии всасывания насоса. Для компенсации торцовых зазоров между ротором и распределительными дисками задний диск *1* сделан «плавающим» и на его нерабочей поверхности выполнена кольцевая камера *в*, связанная с линией нагнетания насоса.

*Двухпоточный насос типа БГ12-2...М.*

Широкое применение в промышленности нашли сдвоенные пластинчатые насосы (рисунок 3.7), причем оба насоса обычно имеют различную подачу и могут работать с объединенной или разделенными (независимыми) подачами. Объединенные насосы нашли широкое применение в гидросистемах прессов, в которых начальная подача происходит при большой скорости и с малой нагрузкой и последующая – с небольшой скоростью, но с большой нагрузкой. Насос *I* с малой подачей используется на давление до 6,5 МПа, а насос *II* с большей подачей – на давление до 2,5 атм. Насос *I* обычно применяют для холостых (быстрых) перемещений рабочих органов машин, а насос *II* – для рабочих перемещений рабочих органов.

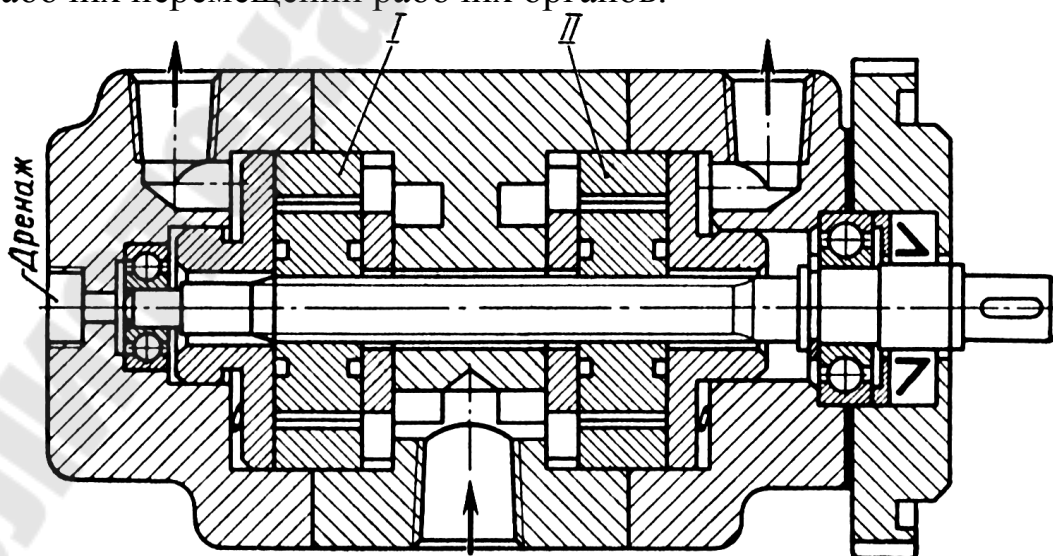


Рисунок 3.7. – Сдвоенный пластинчатый насос

### 3.5. Профилирование статорного кольца

Существенное значение при работе насоса имеет профиль кривой статора, который определяет кинематику и динамику пластины. Профиль кривой должен выбираться таким образом, чтобы отсутствовали удары, т. е. мгновенное конечное изменение скорости пластины относительно ротора, в результате которого силы инерции теоретически возрастают до бесконечности. При этом возможен отрыв пластины от профиля кривой статора, что приводит к ненормальному шуму насоса и быстрому износу пластин и статора.

Выбираем в качестве профиля статора кривую, обеспечивающую линейное изменение относительной скорости и постоянное ускорение пластины относительно ротора.

Рабочий объём насоса, выполненного по схеме, когда в подаче участвуют пластины, определяется, как:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot B \cdot (R - r_0) \cdot (R + r_0) \quad (3.5.1)$$

где  $V_0$  – рабочий объём насоса, см<sup>3</sup>/об;

$R$  – больший радиус профиля, см;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, см;

$B$  – ширина ротора, см.

Для устранения возможности отрыва пластин от статора и исходя из опыта использования насосов данного типа, задаёмся следующими соотношениями:

$$K_1 \leq 1,27 = \frac{R}{r_0}; \quad (3.5.2)$$

$$K_2 = 2,5 \dots 2,5 = \frac{R}{B}.$$

Подставляя выбранные конструктивные параметры и соотношения в формулу (3.5.1), решаем полученное уравнение относительно  $R$ .

$$\frac{V_0}{R^3} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{K_1}\right);$$

$$\frac{V_0}{R^3} = \frac{2 \cdot \pi}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right);$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_0 \cdot K_2}{2 \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right)}}.$$

Таким образом, получаем:

$$r_0 = \frac{R}{K_1}.$$

Ширину ротора, определяем согласно формуле (3.5.1), по уже известным  $R$  и  $r_0$ :

$$B = \frac{V_0}{2 \cdot \pi \cdot (R^2 - r_0^2)}.$$

Проверяем получившийся рабочий объём насоса по выражению (3.5.1), отличие не должно превышать не более чем 5%, а так же выполнения условий возможности отрыва пластин от статора по выражению (3.5.2).

Угол  $\alpha$ , внутри которого расположена кривая профиля статора, определяется как:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon,$$

где  $\varepsilon = \beta + K_\beta$  – угол, соответствующий уплотняющим перемычкам, внутри которого профиль образуется радиусами  $r_0$  и  $R$ ;

$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z}$  – угол, на котором расположены пластины;

$z$  – количество пластин, согласно рекомендациям, принимаем  $z = 10 \dots 16$ ;

$K_\beta = 4^0 \dots 8^0$  ( $\varepsilon \geq \beta$  на величину  $K_\beta$  для обеспечения герметичности насоса).

Уравнение кривой статора  $\rho = f(\varphi)$  имеет вид:

– при  $0 \leq \varphi < \frac{\alpha}{2}$ ,

$$\rho = r_0 + \frac{2 \cdot (R - r_0)}{\alpha^2} \cdot \varphi^2;$$

– при  $\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha$ ,

$$\rho = 2 \cdot r_0 - R + \frac{4 \cdot (R - r_0)}{\alpha} \left[ \varphi - \frac{\varphi^2}{2 \cdot \alpha} \right] = 2 \cdot r_0 - R + 4 \cdot (R - r_0) \left[ \frac{\varphi}{\alpha} - \frac{1}{2} \left( \frac{\varphi}{\alpha} \right)^2 \right].$$

Профиль статора не должен включать прямолинейных участков.

Строим эскиз профиля статора. рисунок 3.8, расчетные данные сводим в таблица 3.1.

Таблица 3.1–Профилирование статорного кольца.

φ, град	0	4	8	12	16	20	24	48
φ/α								
(φ/α) <sup>2</sup>								
0,5·(φ/α) <sup>2</sup>								
ρ, мм								

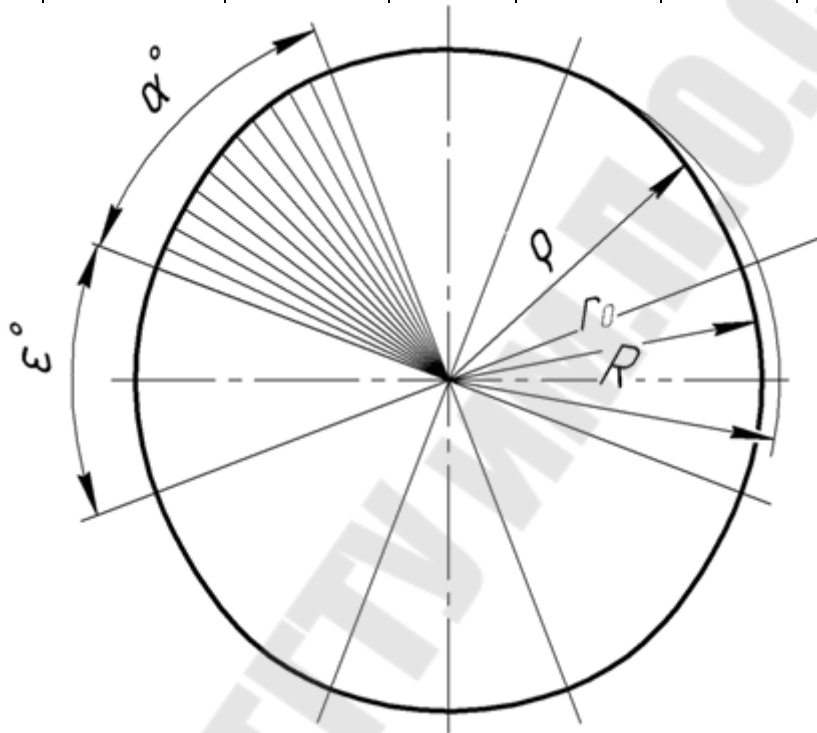


Рисунок 3.8 – Эскиз статорного кольца

### 3.6. Расчет геометрии пластин

#### 3.6.1 Расчет длины пластин

Прижатие пластин только за счет центробежной силы возможно при условии:

$$R - r_0 \leq \frac{\alpha^2}{4} \cdot \left( r_0 - \frac{l}{2} \right) \cdot k_{\text{э}}, \quad (3.6.1)$$

где  $k_{\text{э}}$  – коэффициент, учитывающий силу трения пластин в пазу, определяемый экспериментально ( $k_{\text{э}} \geq 2$ );

$R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм;

$l$  – длина пластины, мм.



Согласно (3.6.1), находим:

$$l \leq 2 \cdot \left( r_0 - \frac{4 \cdot k_{\text{э}} \cdot (R - r_0)}{\alpha^2} \right), \text{ мм.}$$

Принимая зазор между поверхностью статора, описанной малым радиусом  $r_0$  и поверхностью ротора, описанной радиусом  $r_p$ , равным 1 мм (согласно рекомендациям), получаем, что радиус ротора равен:

$$r_p = r_0 - 1, \text{ мм.}$$

Тогда, наибольшая длина выступающей из ротора части пластины,  $l_1$ , равна

$$l_1 = R - r_p, \text{ мм.}$$

Так как для нормальной работы насоса необходимо обеспечить

$$\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89,$$

где  $l_2$  – наименьшая длина части пластины, находящейся в пазу ротора, то:

$$l_2 \geq \frac{l_1}{0,89}, \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем  $l$ , мм, и определяем  $l_2 = l - l_1$ , мм, проверяя условие  $\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89$ .

### 3.6.2. Расчет угла наклона пластин

Максимальный допустимый угол наклона пластин по отношению к радиусу  $R$ :

$$\zeta = \frac{1}{2} \arctg \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right), \quad (3.6.2)$$

где  $R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм.

При этом угол  $\theta$  наклона пластин относительно радиуса ротора связан с  $\zeta$ , как

$$\sin \zeta = \frac{r_p}{R} \cdot \sin \theta \quad (3.6.3)$$

Принимаем  $\theta = 4^\circ$ ,  $\zeta = 3,41^\circ$ :

$$\zeta = \arcsin\left(\frac{r_p}{R} \sin \theta\right).$$

Надёжность работы пластин в смысле предотвращения заклинивания тогда определяется как:

$$K = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg} \zeta}. \quad (3.6.4)$$

### 3.6.3. Расчет угла скоса верхней кромки пластины

Угол скоса верхней кромки пластины:

$$\lambda = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0}\right) - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{b}{R + r_0} + \Delta v, \quad (3.6.5)$$

где  $\Delta v$  – запас по углу, должен быть не менее  $10^\circ$ ,

$b$  – толщина пластины, мм, согласно рекомендациям, принимаем  $b = 1,5$  мм;

$R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм.

## 3.7. Расчет проходных сечений распределителя

### 3.7.1 Расчет размеров основных всасывающих окон

Существенное значение для работы насоса имеет наибольшая скорость всасывания рабочей жидкости, которая имеет место при угле поворота ротора  $\varphi \approx \alpha/2$  и вычисляется, как:

$$v_{\max} = \frac{\omega \cdot B \cdot (R - r_0) \cdot (R + 3 \cdot r_0)}{4 \cdot \alpha \cdot \left[ r_0^2 - r_p^2 + \frac{r_0 \cdot (R - r_0)}{3} + \frac{(R - r_0)^2}{20} \right]} \leq 7 \text{ м/с}, \quad (3.7.1)$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения ротора;

$n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;

$R$  – больший радиус профиля, м;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, м;

Значение скорости всасывания может быть снижено без значительного ущерба для эксплуатационных характеристик насоса за счет выполнения на роторе фасок 0,8 мм, при этом площадь выреза в распределительном диске, через который рабочая жидкость поступает в камеры насоса:

$$S_0 = \frac{\alpha}{120} \cdot \left[ 3 \cdot (R^2 + r_0^2) + 14 \cdot R \cdot r_0 - 60 \cdot r_p'^2 \right], \quad (3.7.2)$$

где  $r_p'$  — радиус ротора с учетом фаски, мм.

### 3.7.2. Расчет проходного сечения вспомогательных всасывающих окон

Согласно выбранному профилю статора максимальная скорость движения пластин в пазах ротора имеет место при  $\varphi = \alpha/2$  и с учетом наклона пластин равна:

$$\begin{aligned} \frac{d\rho}{dt} &= \frac{4 \cdot (R - r_0)}{\alpha^2 \cdot \cos \zeta} \cdot \omega \cdot \varphi, \\ \left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{\max} &= \frac{2 \cdot (R - r_0)}{\alpha \cdot \cos \zeta} \cdot \omega. \end{aligned} \quad (3.7.3)$$

Тогда максимальный расход жидкости в под пластинами:

$$q_{\max} = \left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{\max} \cdot 2 \cdot b \cdot B, \quad (3.7.4)$$

где  $b$  — толщина одной пластины, м.

Поперечное сечение каналов под пластинами должно иметь площадь  $s$  (подвод жидкости идёт с двух сторон):

$$s = \frac{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2}{4} = \frac{q_{\max}}{2 \cdot v_{\text{в макс}}},$$

где  $v_{\text{в макс}} = 1-2$  м/с — максимальная скорость жидкости при заполнении каналов под пластинами;

$d_{\text{вс}}$  — диаметр выполняемых каналов, м.

Тогда, диаметр вспомогательных каналов:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{\max} \cdot \frac{b \cdot B}{v_{\text{в макс}}}} \quad (3.7.5)$$

Конструктивно принимаем  $d_{\text{вс}}$ , мм.

Вспомогательные каналы под пластины располагаем на радиусе:

$$r_1 = r_0 - l - \frac{d_{\text{вс}}}{2}$$

Окончательно принимаем  $r_1$ , мм.

### 3.7.3 Расчет геометрии перегородок распределителя

Расстояния от оси перегородки до границ основных всасывающих и нагнетательных окон в распределительных дисках:

– на радиусе  $R$ :

$$h_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (3.7.6)$$

Принимаем  $h_1$ , мм;

– на радиусе  $r$ :

$$h_2 = r_0 \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (3.7.7)$$

Принимаем  $h_2$ , мм.

### 3.7.4. Расчет дросселирующих отверстий основных окон

#### 3.7.4.1. Размеры дросселирующей прорези нагнетающих окон

Радиус, на котором расположены дросселирующие отверстия основных окон нагнетания:

$$r_{\text{пл}} = \frac{r_0 + r_p}{2}. \quad (3.7.8)$$

Размеры прорези при переходе пластины из зоны всасывания в зону нагнетания:

– полная длина прорези:

$$l_{\text{пл}} = \frac{2 \cdot R}{\cos \omega_{\text{пл}}} \cdot \sin \frac{\varepsilon - \beta}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}, \quad (3.7.9)$$

где  $\omega_{\text{пл}}$  – угол между направлением прорези и перпендикуляром к вертикальной оси симметрии диска ( $\omega_{\text{пл}} = 22^\circ$ );

– угол на котором расположена рабочая часть прорези:

$$\varphi_{\text{пл}} = \frac{180^\circ \cdot l_{\text{пл}}}{\pi \cdot r_{\text{пл}}}; \quad (3.7.10)$$

– размер прорези (с учетом того, что жидкость подводится с двух сторон), ([1], стр.64):

$$a_{\text{пл}} = 6 \cdot 4 \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{\text{ж}}^2}} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot V_1 / 2 \cdot \sqrt{p_{\text{H max}}}}{\varphi_{\text{пл}}}} \quad (3.7.11)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$\mu$  – коэффициент расхода, установленный экспериментально;

$E_{\text{ж}}$  – модуль упругости рабочей жидкости;

$p_{\text{Hmax}}$  – наибольшее давление нагнетания ( $p_{\text{Hmax}} = p_{\text{H}}$ ), Па;

$V_1$  – объём жидкости между пластинами на радиусе  $R$ , м<sup>3</sup>.

$$V_1 = \frac{B}{2} \cdot (R^2 - r_p^2) \cdot \sigma, \quad (3.7.12)$$

где  $\sigma = \frac{2 \cdot 2 \cdot b}{R + r_0}$ , рад – угол, учитывающий объём, занимаемый пластинами.

Таким образом, максимальное значение мгновенного расхода с учетом дросселирующих щелей:

$$q_{\text{max1}} = \frac{9}{5} \cdot \mu \cdot \frac{n}{\varphi_{\text{пл}}} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_{\text{H}}}{\gamma}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_1^2 \cdot p_{\text{H}} \cdot \varphi_{\text{пл}} \cdot \gamma \cdot a_{\text{пл}}^2}{25 \cdot E_{\text{ж}}^2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot n}}, \quad (3.7.13)$$

где  $\gamma$  – удельный вес перекачиваемой жидкости, Па, ([4], стр.16, 17).

И тогда коэффициент неравномерности подачи:

$$\delta_{\text{нс1}} = \frac{4 \cdot q_{\text{max1}}}{Q_{\text{и}}} \cdot 100\%, \quad (3.7.14)$$

где  $Q_{\text{и}}$  – идеальная подача насоса:

$$Q_{\text{и}} = V_0 \cdot n.$$

### 3.7.4.2. Размеры дросселирующей прорези всасывающих окон

Размеры прорези при переходе пластины из зоны нагнетания в зону всасывания рассчитываем по следующим формулам, подставляя  $r_0$  вместо  $R$ :

$$-l_{\text{п2}} = \frac{2 \cdot R}{\cos \omega_{\text{п1}}} \cdot \sin^2 \frac{\varepsilon - \beta}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2};$$

$$-\varphi_{\text{пв1}} = \frac{180^\circ \cdot l_{\text{п2}}}{\pi \cdot r_{\text{п2}}};$$

$$-V_2 = \frac{B}{2} \cdot (R^2 - r_p^2) \cdot \sigma, \text{ м}^3;$$

$$a_{\text{п2}} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{\text{ж}}^2}} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot V_1 / 2 \cdot \sqrt{p_{\text{Hmax}}}}{\varphi_{\text{пл}}}}, \text{ мм}.$$

Таким образом, максимальное значение мгновенного расхода на всасывании с учетом дросселирующих щелей:

$$q_{\max 2} = \frac{9}{5} \cdot \mu \cdot \frac{n}{\varphi_{п2}} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_H}{\gamma}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_2^2 \cdot p_H \cdot \varphi_{п2} \cdot \gamma \cdot a_{п2}^2}{25 \cdot E_{ж}^2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot n}}, \text{ см}^3/\text{с}.$$

Коэффициент неравномерности расхода во всасывающей магистрали:

$$\delta_{нс2} = \frac{4 \cdot q_{\max 2}}{Q_{и}} \cdot 100\%.$$

### 3.7.5. Расчет дросселирующих отверстий вспомогательных окон

Дросселирующие отверстия располагаем на радиусе  $r_1$ , мм.

#### 3.7.5.1. Размеры дросселирующей прорези нагнетающих окон

Расчет ведём по следующим формулам, подставляя  $r_1$  вместо  $R$ :

$$- l_{пв1} = \frac{2 \cdot R}{\cos \omega_{пв1}} \cdot \sin \frac{\varepsilon - \beta}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}, \text{ мм};$$

$$- \varphi_{пв1} = \frac{180^\circ \cdot l_{пв1}}{\pi \cdot r_1}, \text{ рад};$$

$$- a_{пв1} = 6 \cdot 4 \cdot \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{ж}^2}} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot V_B \cdot \sqrt{p_{H \max}}}{\varphi_{пв1}}}.$$

где  $V_B$  – объём жидкости под пластинами:

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_{вс}^2}{4} \cdot B, \quad (3.7.15)$$

$$q_{\max в1} = \frac{9}{5} \cdot \mu \cdot \frac{n}{\varphi_{пв1}} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_H}{\gamma}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_B^2 \cdot p_H \cdot \varphi_{пв1} \cdot \gamma \cdot a_{пв1}^2}{25 \cdot E_{ж}^2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot n}}.$$

И тогда коэффициент неравномерности подачи:

$$\delta_{нсв1} = \frac{4 \cdot q_{\max в1}}{Q_{и}} \cdot 100\%.$$

### 3.7.5.2. Размеры дросселирующей прорези всасывающих окон

Расчет ведём по формулам:

$$- l_{\text{пв2}} = \frac{2 \cdot R}{\cos \omega_{\text{пв2}}} \cdot \sin \frac{\varepsilon - \beta}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}, \text{ мм};$$

$$- \varphi_{\text{пв2}} = \frac{180^0 \cdot l_{\text{пв2}}}{\pi \cdot r_2}, \text{ рад};$$

$$- a_{\text{пв2}} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{\text{ж}}^2} \cdot \frac{n \cdot V_{\text{в}} \cdot \sqrt{p_{\text{н max}}}}{\varphi_{\text{пв2}}}};$$

$$- q_{\text{max в2}} = \frac{9}{5} \cdot \mu \cdot \frac{n}{\varphi_{\text{пв2}}} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_{\text{н}}}{\gamma}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_{\text{в}}^2 \cdot p_{\text{н}} \cdot \varphi_{\text{пв2}} \cdot \gamma \cdot a_{\text{пв2}}^2}{25 \cdot E_{\text{ж}}^2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot n}}.$$

И тогда коэффициент неравномерности расхода во всасывающем трубопроводе:

$$\delta_{\text{нсв1}} = \frac{4 \cdot q_{\text{max в2}}}{Q_{\text{и}}} \cdot 100\%.$$

### 3.7.5.3. Определение положения вспомогательный всасывающих окон

Положение вспомогательных всасывающих окон распределителя задаётся углами  $\gamma$  и  $\delta$  (см. рисунок 3.9).

Для обеспечения гарантированного поджатия пластин еще до их входа в зону нагнетания дополнительное всасывающее окно с давлением нагнетания продолжают в зону с постоянным радиусом на угол  $\gamma$  относительно геометрической нейтральной насоса:

– на радиусе  $R$ :

$$\gamma_1 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^0}{\pi} \cdot \left[ \frac{2 \cdot b}{R} + \frac{2 \cdot \left( \text{☉} + l_{\text{пв}} + \Delta \right)}{r_1} \right], \quad (3.7.16)$$

где  $r = \frac{d_{\text{вс}}}{2}$ , мм – радиус скругления вспомогательных окон;

$\Delta$  – величина перекрытий ( $\Delta = 0,5 - 1$  мм).

– на радиусе  $r_0$ :

$$\gamma_2 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^0}{\pi} \cdot \left[ \frac{2 \cdot b}{r_0} + \frac{2 \cdot \left( \text{☉} + l_{\text{пв}} + \Delta \right)}{r_1} \right]. \quad (3.7.17)$$

Конструктивно принимаем  $\gamma_1, \gamma_2$ .

Положение вспомогательных окон, осуществляющих всасывание, задаётся углом  $\delta$  относительно геометрической нейтральной насоса:

– на радиусе  $R$ :

$$\delta_1 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi \cdot r_1} \cdot \left[ r - \frac{r_1 \cdot 2 \cdot b}{2 \cdot R} \right] = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi \cdot r_1} \cdot \left[ r - \frac{r_1 \cdot b}{R} \right]; \quad (3.7.18)$$

– на радиусе  $r_0$ :

$$\delta_2 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi \cdot r_1} \cdot \left[ r - \frac{r_1 \cdot 2 \cdot b}{2 \cdot r_0} \right] = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi \cdot r_1} \cdot \left[ r - \frac{r_1 \cdot b}{r_0} \right]. \quad (3.7.19)$$

Конструктивно принимаем  $\delta_1, \delta_2$  (см. рисунок 3.9).

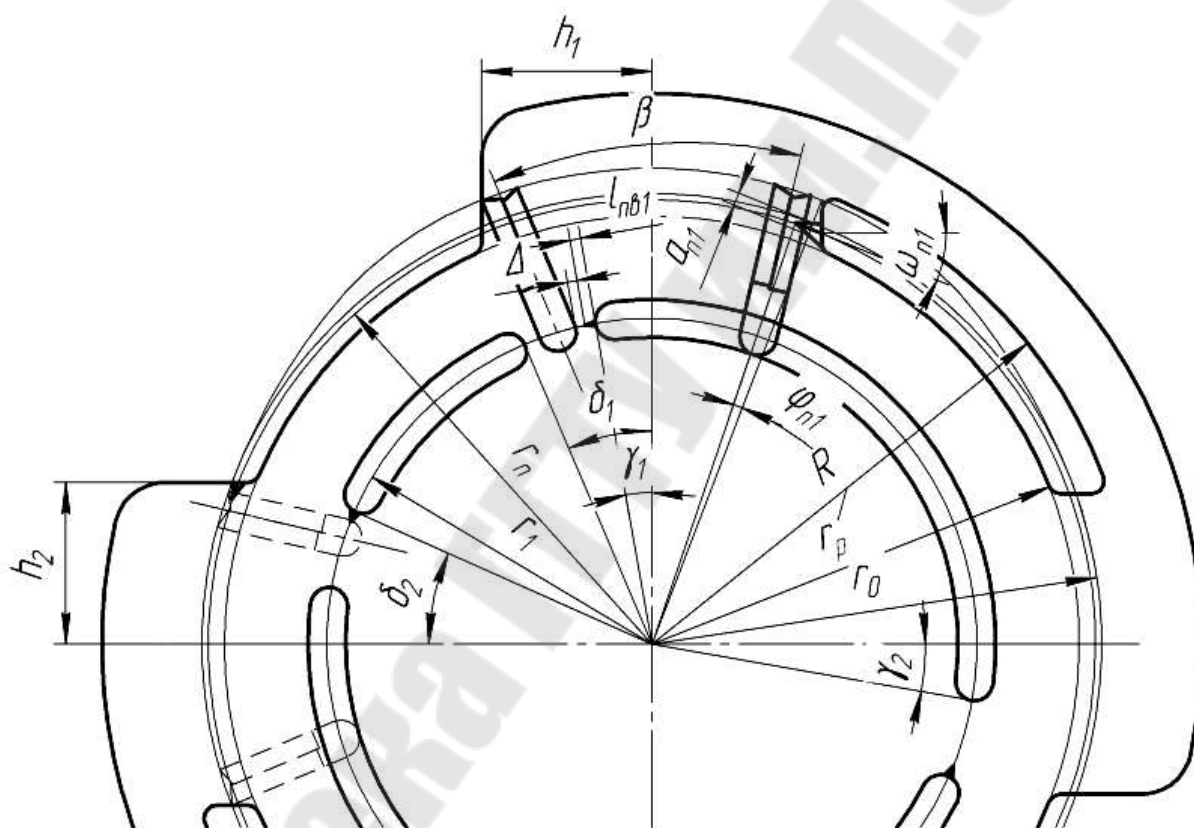


Рисунок 3.9 – Эскиз распределительного диска



### 3.8 Проектировочный расчет вала

#### 3.8.1. Определение диаметров участков вала

С учетом гидромеханических потерь и отсутствия подпора на входе в насос, крутящий момент на валу насоса:

$$M_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot V_0}{2 \cdot \pi \cdot \eta}, \quad (3.8.1)$$

где  $p_{\text{н}}$  – давление нагнетания, Па;  
 $V_0$  – рабочий объём, м<sup>3</sup>/об;  
 $\eta$  – полный КПД насоса.

Из условия статической прочности по теории наибольших касательных напряжений определяем диаметр вала, выполненного из материала Сталь 45 ГОСТ 1050-88 и нагруженного только крутящим моментом (эквивалентный момент равен крутящему):

$$\frac{M_{\text{кр}}}{W_x} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{T}}}, \quad W_x = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^3}{32}, \quad \frac{32 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^3} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{T}}},$$
$$\Rightarrow d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{кр}} \cdot n_{\text{T}}}{\sigma_{\text{T}} \cdot \pi}}, \quad (3.8.2)$$

где  $\sigma_{\text{T}} = 360 \cdot 10^6$  Па – предел текучести материала;  
 $n_{\text{T}} = 2$  – коэффициент запаса прочности.

С учетом посадки на конец вала игольчатого подшипника, принимаем  $d_{\text{в}}$ , мм. Назначаем подшипник по ГОСТ 4657-82.

Диаметр вала под ротор находим из условия технологической выполнимости эвольвентного шлицевого соединения. Назначаем шлицевое эвольвентное соединение ГОСТ 6033-80: наружный диаметр  $D_{\text{э}}$ , мм, модуль  $m$ , мм, количество зубьев  $z$ . При этом диаметр впадин шлицев  $d_{\text{ф}} = D - 2,2 \cdot m > d_{\text{в}}$ .

Для крепления насоса к электродвигателю, выходной участок вала выполняем коническим по ГОСТ 12081-72. Соединение – муфтой с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884-93.

На диаметр вала  $d_{\text{вп/п}}$  назначаем подшипник по ГОСТ 8328-75.

Диаметр буртика под подшипник,  $d_{\text{бп}}$ :

$$d_{\text{бп}} \geq d_{\text{вп/п}} + 3 \cdot r, \text{ мм},$$

где  $r$  – координата фаски подшипника.

### 3.9 Расчет сил прижима распределительного диска к статору

Сила, прижимающая диск к ротору,  $P_{\text{п}}$ , Н:

$$P_{\text{п}} = p_{\text{н}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (3.9.1)$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь прижима диска, мм<sup>2</sup>;

$p_{\text{н}}$  – давление нагнетания, МПа.

Площадь прижима диска равна кольцевой поверхности между диаметрами  $d_7$  и  $d_8$  (см. рисунок 3.10) за вычетом площади двух нагнетательных окон (в разрезе В–В заштрихованы):

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_7^2 - d_8^2) - 2 \cdot \left( \frac{\pi}{16} \cdot (d_7 + d_4) \cdot \frac{h_1 + h_2}{2} \right).$$

Для нахождения отжимающей силы определяем зону отжима угол  $\text{АОВ} = 180^\circ - \alpha$ .

Всю поверхность торца диска, на которую действует отжимающее давление, делим на 3 участка, на каждом из которых распределение давления принимается по одному закону, рисунок 3.10.

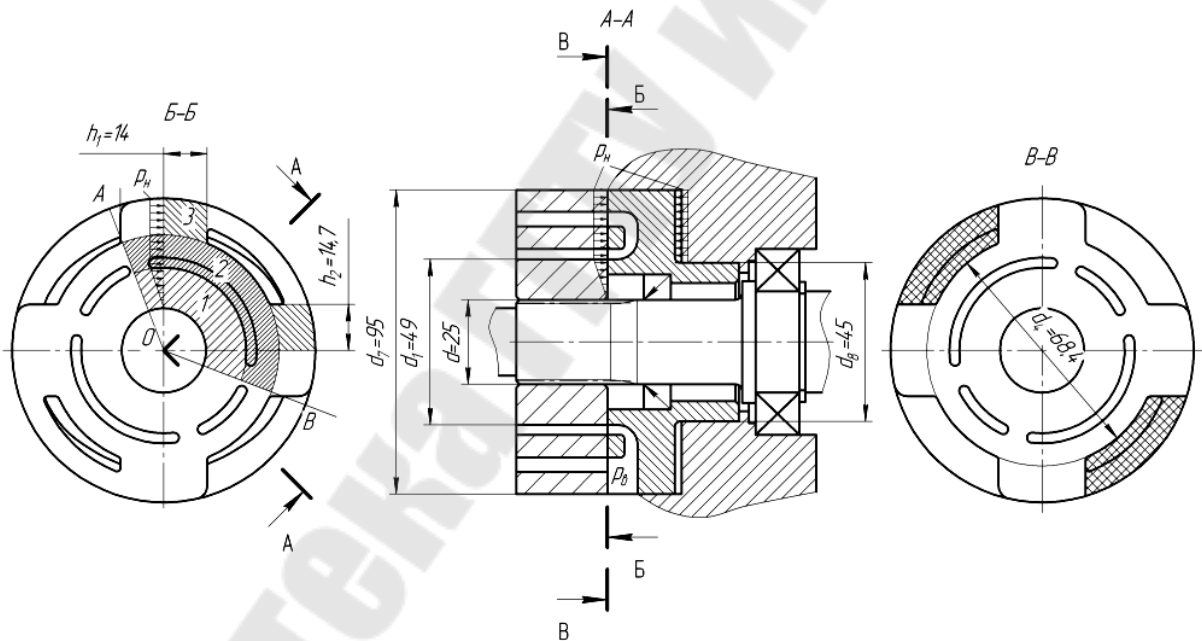


Рисунок 3.10 – Схема для расчета сил, действующих на распределительный диск

Участок I – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d$  и  $d_1$ . На участке между  $d$  и  $d_1$  принимаем изменение давления по линейному закону, см. рис.3.10. Отжимающая сила на первом участке,

$$P_1 = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \cdot \left[ \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot p_{\text{н}} - \frac{\pi}{12} \cdot (d_1^2 + d^2 + d_1 \cdot d) \cdot p_{\text{н}} \right];$$

$$P_I = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \cdot \frac{\pi}{12} \cdot \left( d_1^2 - d^2 - d_1 \cdot d \right) p_H.$$

Участок II – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_1$  и  $d_4$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания, см. рис.3.10. Отжимающая сила на втором участке:

$$P_{II} = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left( d_4^2 - d_1^2 \right) p_H.$$

Участок III – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_4$  и  $d_7$  и шириной  $h_1+h_2$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания и таких участков будет четыре, см. рис.3.10. Отжимающая сила на третьем участке:

$$P_{III} = 4 \cdot \left( h_1 + h_2 \right) \cdot \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_4}{2} \right) \cdot p_H = 2 \cdot \left( h_1 + h_2 \right) \cdot \left( d_7 - d_4 \right) p_H.$$

Таким образом, общая сила отжима:

$$P_o = P_I + P_{II} + P_{III}, \text{ Н.}$$

Для нормальной работы насоса должно выполняться условие:

$$\frac{P_{II}}{P_o} \geq 1,3.$$

### 3.10 Проверочный расчет вала

#### 3.10.1. Расчет вала на статическую прочность

Т.к. ротор насоса разгружен от действия радиальной силы, то на вал насоса действует крутящий момент  $M_{кр}$  и изгибающий момент  $M_{и}$  от радиальной силы  $F_m$ , возникающей на полумуфте.

Радиальная сила от действия муфты:

$$F_m = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_0}, \quad (3.10.1)$$

где  $D_0$  – средний диаметр на котором расположены упругие элементы муфты,  $D_0 = D$ ;

$D$  – наружный диаметр муфты, мм.

Составляем расчетную схему (рисунок 3.11), на которую наносим все внешние силы, нагружающие вал.

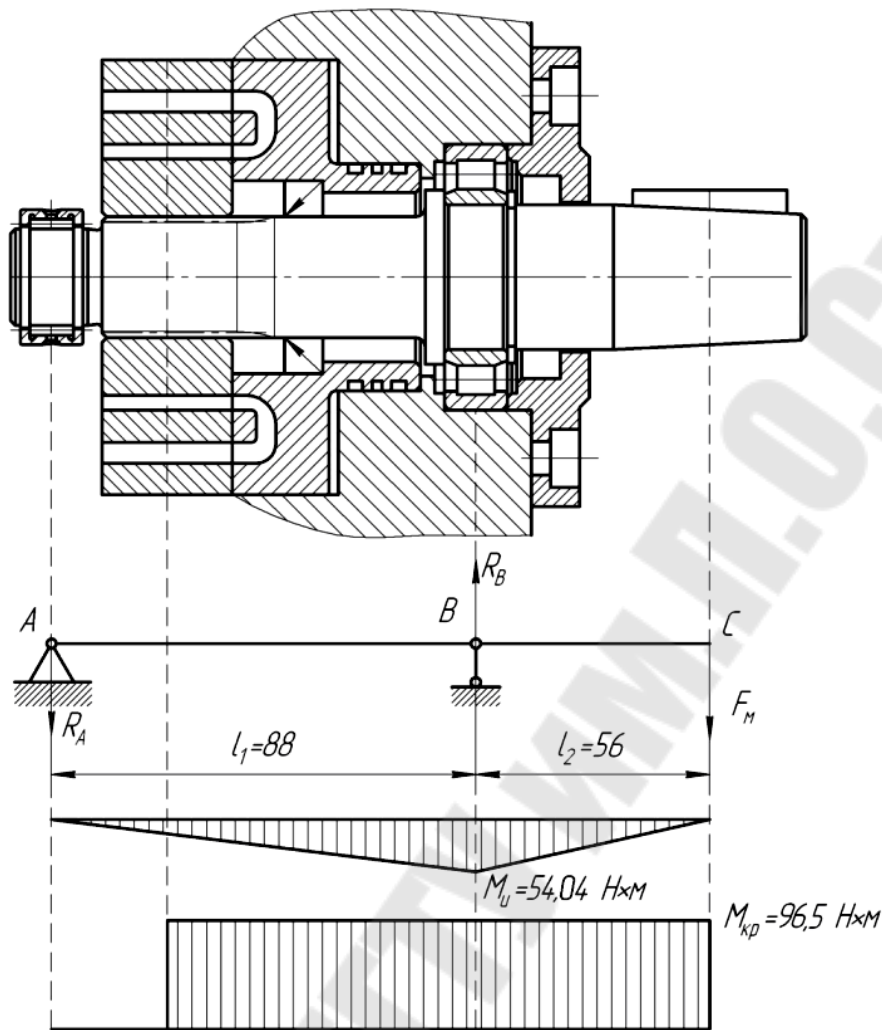


Рисунок 3.11 – Расчетная схема вала

Значения реакций определяем по расчетной схеме:

$$\sum M_A = 0; \quad R_B \cdot l_1 - F_M \cdot (l_1 + l_2) = 0 \Rightarrow R_B = \frac{F_M \cdot (l_1 + l_2)}{l_1};$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_A \cdot l_1 - F_M \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_A = \frac{F_M \cdot l_2}{l_1}.$$

Под расчетной схемой строим эпюры изгибающего  $M_{и}$  и крутящего  $M_{кр}$  моментов с указанием их значений. Опасными является участок вала под подшипником (точка В) и участок вала под распределительным диском. Эквивалентный момент:

$$M = \sqrt{M_{иВ}^2 + M_{крВ}^2}, \text{ Н} \cdot \text{ м},$$

где  $M_{иВ} = F_M \cdot l_2, \text{ Н} \cdot \text{ м}$  – изгибающий момент в точке В.

По третьей гипотезе прочности, диаметр вала должен быть не менее

$$d_B \geq 3 \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M \cdot n_T}{\sigma_T \cdot \pi}},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, Па;  
 $n_T$  – коэффициент запаса прочности.

### 3.10.2. Расчет на усталостную прочность

При совместном действии напряжений кручения и изгиба коэффициент запаса усталостной  $n$  прочности определяют по формуле:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (3.10.2)$$

где  $[n]=2,5 \dots 3$  – требуемый коэффициент запаса прочности,

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\Pi} + \psi_\sigma \cdot \sigma_c} - \text{запас усталостной прочности вала по}$$

изгибу;

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\Pi} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_c} - \text{запас усталостной прочности вала по}$$

кручению;

$\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких валов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа;

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений;

$\varepsilon_M = 0,72$  – масштабный фактор;

$\varepsilon_\Pi = 0,96$  – фактор качества поверхности;

$k_\sigma = 2,5, k_\tau = 1,8$  – коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении.

Амплитуды напряжений цикла:

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot M_{\text{и}}}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.10.3)$$

$$\tau_a = \frac{16 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d^3}. \quad (3.10.4)$$

Средние напряжения циклов:  $\sigma_c = 0, \tau_c = 0$ , т.к. симметричный цикл нагружения.

### 3.10.3. Расчет опор вала

Долговечность подшипников машин, работающих с неполной нагрузкой в одну смену, рекомендуется  $L_h = 15000$  ч.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{тр}} = P_{\text{экв}} \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}} \leq [C], \quad (3.10.5)$$

где  $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – номинальная долговечность, ч;

$[C]$  – динамическая грузоподъемность, Н;

$p$  – показатель степени, подшипников;

$P_{\text{экв}}$  – эквивалентная нагрузка.

Для подшипника по ГОСТ 4657-82,  $C$ ,  $C_0$ ,  $H$ .

$$P_{\text{экв}} = F_r \cdot K_d \cdot K_T,$$

где  $F_r = R_A$  – радиальная реакция опоры;

$K_d$  – динамический коэффициент (при лёгких толчках и кратковременных перегрузках,  $K_d = 1,2$ );

$K_T$  – температурный коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника  $t$  ( $K_T = 1$  при  $t < 100^\circ \text{C}$ ).

### 3.10.4 Расчет болтового соединения крышки и корпуса.

Для крепления крышки к корпусу насоса предусматриваем болтовое соединение из 4 болтов.

Условие прочности болтового соединения:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (3.10.6)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, мм;

$P$  – сила, действующая вдоль оси болта, Н;

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение при растяжении, МПа.

На крышку, как на распределительный диск, действует отжимающая сила,  $P_0$ , следовательно, на каждый болт действует сила:

$$P = \frac{P_0}{4}, \text{ Н}.$$

Назначаем болт по ГОСТ 7805-70.

## 4 Шестеренные насосы

### 4.1 Описание конструкции и принципа действия гидромашины

В современной промышленности для перекачивания различных жидкостей в больших объемах применяется различное насосное оборудование, которое позволяет значительно сократить время на перемещение жидкости из одной тары в другую, с минимальными потерями. Наиболее широко для этих целей применяются шестеренные насосы, способные работать с достаточно высоким КПД.

Шестеренный насос НШ-46 представлен на рисунке 4.1. Он предназначен для нагнетания чистого минерального масла в гидросистемы тракторов и строительно-дорожных машин.

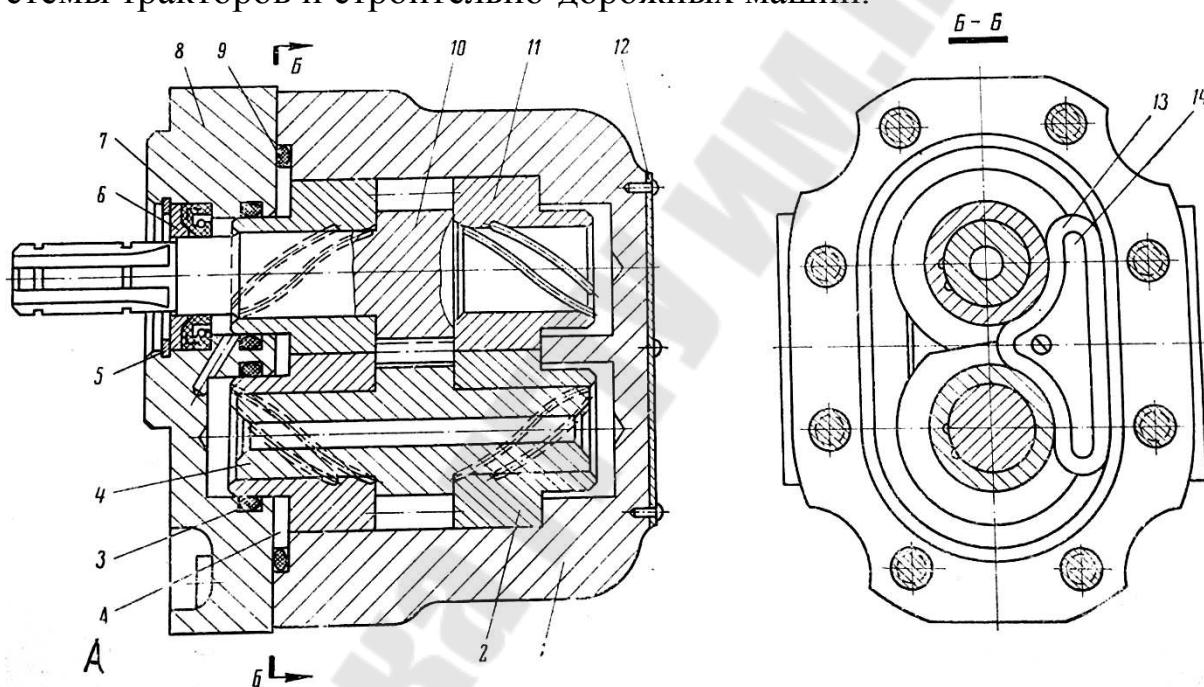


Рисунок 4.1 – Конструктивная схема шестеренного насоса НШ-46

Насос состоит из алюминиевого корпуса 1, в расточках которого помещены ведущая 10 и ведомая 4 шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки 2 и 11. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности. Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен, которая в зависимости от давления нагнетания происходит следующим образом. Масло из камеры нагнетания по каналу поступает в полость А между подвижными втулками и крышкой 8 и стремится под-

жать втулки к торцам шестерен, ликвидируя зазор между ними. Со стороны зубьев на втулки также давит масло, но на несколько меньшей площади. Таким образом, результирующее усилие, которое прижимает втулки к торцам шестерен, незначительно превосходит отжимающее усилие, сохраняя смазочную пленку. Давление масла со стороны зубьев шестерен неравномерно. Во избежание перекосов втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой площади изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением 13, направляемым пластинкой 14. Вытекание масла из полости А предотвращается уплотнительными кольцами 9 и 3.

Масло, проникающее через зазоры внутри насоса и через подшипники, отводится системой каналов в полость всасывания. Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой 7, закрепленной упорным 6 и стопорным 5 кольцами.

Принцип действия шестеренного насоса состоит в следующем. Ведущая шестерня находится в постоянном зацеплении с ведомой и приводит её во вращательное движение. При вращении шестерён насоса в противоположные стороны в полости всасывания зубья, выходя из зацепления, образуют разрежение (вакуум). За счёт этого в полость всасывания поступает рабочая жидкость, которая, заполняя впадины между зубьями обеих шестерён, перемещается зубьями вдоль цилиндрических стенок колодцев в корпусе и переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где зубья шестерён, входя в зацепление, выталкивают жидкость из впадин в нагнетательный трубопровод.

## 4.2 Конструктивные разновидности

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, из которых наиболее распространенными являются насосы первого типа.

### *Шестеренный насос с внешним зацеплением.*

Шестеренный насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода и отвода жидкости (рис.4.2). При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания, которая образована корпусом насоса и зубьями  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ . Зубья  $a_1$  и  $a_2$  при вращении шестерен вытесняют больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобожденном



зубьями  $b_1$  и  $b_2$ , находящимися в зацеплении. Разность объемов, описываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

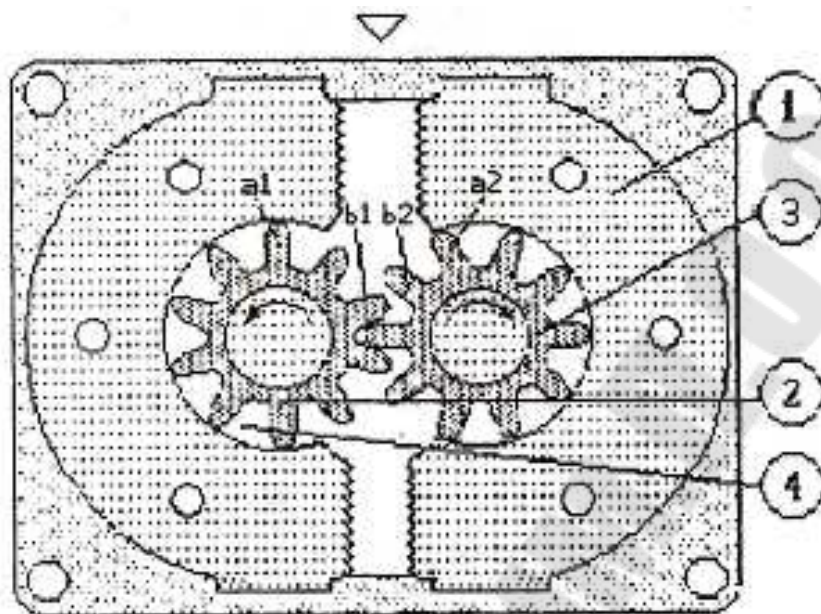


Рисунок 4.2 – Шестеренный насос

Эти насосы допускают относительно высокие числа оборотов (3000...4000 об/мин).

Увеличение числа оборотов насоса ограничивается возможностью нарушения при этом заполнения жидкостью его рабочих камер (впадин между зубьями), что приводит к понижению производительности и возникновению высокоамплитудных пульсаций давления в гидромагистрали.

#### *Шестеренный насос с внутренним зацеплением.*

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением более сложны в изготовлении, но обеспечивают более равномерный поток жидкости и более высокую производительность при одинаковых габаритах.

Насос состоит из корпуса 1 (рис.4.3, а), в котором вращаются две шестерни с аксиальным и радиальным люфтами. Сторона всасывания соединена с резервуаром, а сторона нагнетания с гидросистемой. При вращении внутренней шестерни 2 вращается и наружный венец 3, размещенный эксцентрически относительно нее в корпусе. При этом шестерни расходятся, высвобождая впадины между зубьями. Возникающее разрежение, а также атмосферное давление, действующее на поверхность жидкости в резервуаре, приводят к тому, что жидкость из резервуара поступает в насос, т.е. насос “качает”.

Жидкость, заполняющая межзубовые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где и выдавливается зацепляющимися зубьями. Для отделения (уплотнения) полостей всасывания и нагнетания применен серпообразный элемент 4, при смещении которого на 180 градусов происходит реверсирование подачи.

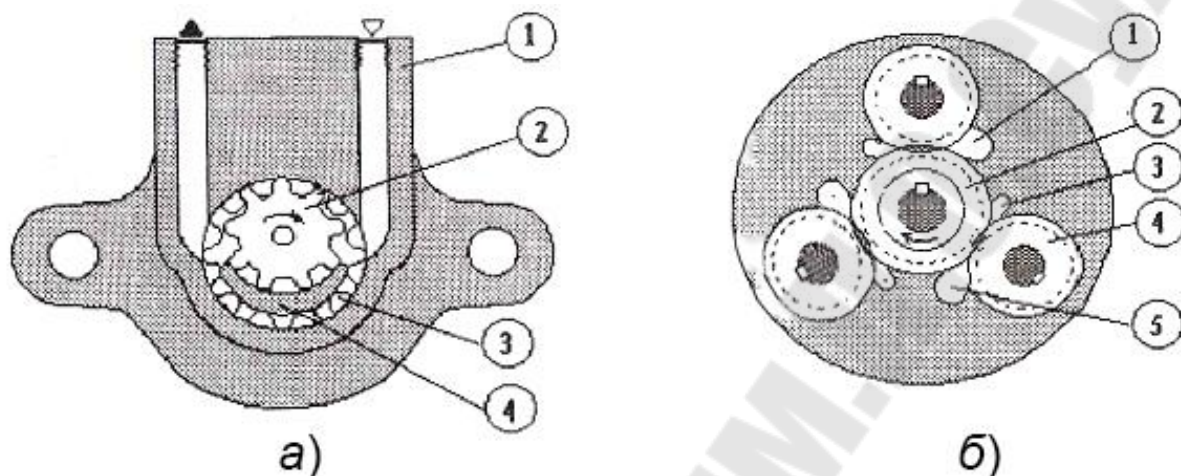


Рисунок 4.3 – Шестеренный насос с внутренним зацеплением и четырехшестеренный насос фирмы “Хеллер”

Одна ведущая шестерня осуществляет привод трех ведомых шестерен 4 (рис.4.3, б). Для каждой пары шестерен масло засасывается из бака по двум каналам. Заполнение впадин зубьев ведущей шестерни 2 происходит по каналу 1, а ведомой шестерни 4 по каналу 5, нагнетание в систему по каналу 3.

Аналогично засасывают масло и две другие пары шестерен, нагнетая его независимыми потоками в систему.

#### *Комбинация шестеренных насосов.*

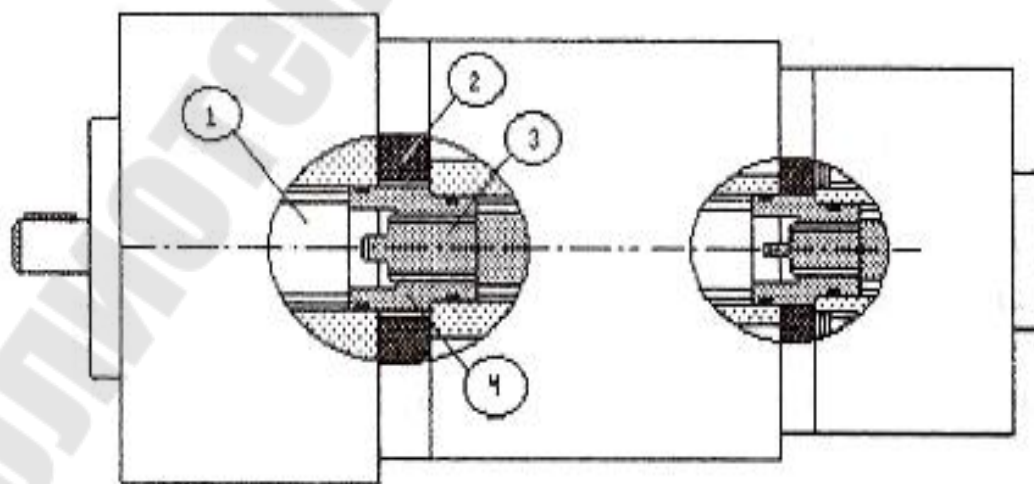


Рисунок 4.4 – Комбинация шестеренных насосов

Для создания нескольких независимых потоков отдельные насосы соединены в комбинацию из двух или трех насосов. Приводной вал присоединяемого насоса 3 (рис.4.4) имеет выступ, который входит в прорезь приводного вала первого основного насоса 1. Присоединение насоса осуществляется посредством промежуточного фланца 2 и центрирующей втулки 4.

*Трехшестеренный насос фирмы “Гидравлик Ринг”. Серия PZ.*

Корпус насоса состоит из трех плит 2, 3, 4, соединенных между собой болтами 10. В расточках средней плиты 3 с небольшими радиальными и торцевыми зазорами вставлены шестерни 12, 14, 15. Шестерни насажены на валы 6, 8, 9 и посредством штифтов 5 соединены с ними. Валы смонтированы на игольчатых подшипниках. Осевое перемещение игольчатых подшипников ограничивается крышками 7, уплотненными по наружному диаметру резиновыми кольцами. Шестерня 14 является ведущей, а шестерни 12 и 15 - ведомыми.

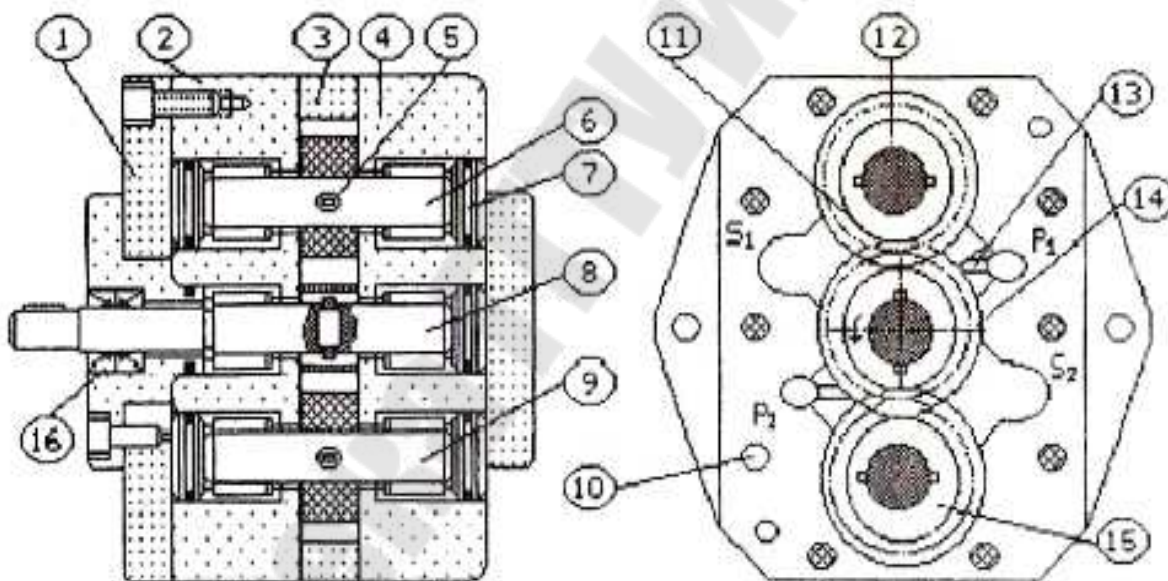


Рисунок 4.5 – Трехшестеренный насос фирмы “Гидравлик Ринг”. Серия PZ

При вращении шестерен насоса в направлении, указанном стрелками, объем впадин зубьев в полости всасывания заполняется маслом из каналов S. Когда зубья входят в зацепление, масло из впадин зубьев вытесняется в систему двумя потоками по каналам P1 и P2.

Для устранения запираания масла между зубьями профрезерованы канавки 13. Отвод утечек, проникающих в подшипники, осуществляется в полость всасывания по каналам 11. Для устранения утечек по приводному валу установлены манжеты 16.

### 4.3 Предварительный расчет гидромашины

*Предварительное определение модуля.*

Для предварительного определения модуля шестерни по заданной производительности сначала рассчитаем теоретическую подачу насоса:

$$Q_T = V \cdot n, \quad (4.1)$$

где  $V$  – рабочий объем насоса,  $\text{дм}^3$ ;

$n$  – частота вращения, об/мин;

Определим действительную подачу насоса:

$$Q_d = Q_T \cdot \eta_{об}, \quad (4.2)$$

где  $\eta_{об}$  – объемный КПД насоса;  $\eta_{об} = 0,92$ .

Для предварительного определения модуля воспользуемся формулой:

$$m = 0,24 \dots 0,44 \sqrt[3]{Q_d}. \quad (4.3)$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем модуль  $m$ , мм.

*Определение ширины шестерни.*

Для шестеренных насосов отношение ширины шестерни  $b$  к модулю  $m$  не должно превышать (6...9).

Предварительно определяем ширину шестерни:

$$b = 7 \cdot m. \quad (4.4)$$

Уточняем модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot (z + 0,2) \cdot 10^{-6}}}, \quad (4.5)$$

где  $z$  – число зубьев шестерни.

В шестеренных насосах обычно применяются шестерни с малым количеством зубьев, наиболее часто в пределах (8...14), так как шестерни с малым числом зубьев и большим модулем имеют значительно меньший габарит.

В соответствии с аналогом принимаем число зубьев шестерни  $z$ . По ГОСТ 9563-60 окончательно принимаем модуль  $m$ , мм.

Уточняем ширину шестерни:

$$b = \frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot m^2 \cdot (z + 0,2) \cdot 10^{-6}}. \quad (4.6)$$

Окончательно принимаем ширину шестерни  $b$ , мм.

Определим теоретическую производительность насоса в  $\text{см}^3$  за один оборот на один мм ширины зуба:

$$q' = \frac{Q_{\Gamma}}{b \cdot n} \cdot 1000. \quad (2.7)$$

*Определение основных параметров шестерен.*

Определяем основные параметры шестерен. В таблице 4.1 приведены рассчитанные основные параметры шестерен. Для всех линейных величин, определяющих геометрические элементы профиля зуба, даны их значения для модуля, равного единице. Как указано в таблице, при определении этих величин для модуля  $m$  приведенные значения должны быть помножены на модуль.

Таблица 4.1 – Основные данные положительных шестерен

Параметры	Условное обозначение	Единица измерения	Формула величины для модуля $m$	Значение величины	
Число зубьев	$z$	–	–		
Теоретическое расстояние между центрами	$A_{\Gamma}$	мм	$z \cdot m$		
Действительное расстояние между центрами	$A_{\text{д}}$	мм	$\left( \frac{z}{2} + 1 \right) \cdot m$		
Диаметр начальной окружности	$d_1$	мм	$\left( \frac{z}{2} + 1 \right) \cdot m$		
Диаметр окружности головок	$D_e$	мм	$\left( \frac{z}{2} + 3 \right) \cdot m$		
Диаметр окружности впадин	$D_t$	мм	$6,747 \cdot m$		
Диаметр основной окружности	$d_0$	мм	$7,5174 \cdot m$		
Основной шаг	$t_0$	мм	$2,9521 \cdot m$		
Угол зацепления передачи в град.	$\alpha$	–	–		
Профильное смещение рейки	$\zeta$	мм	$0,6236 \cdot m$		
Размеры для зубомера	Толщина зуба по начальной окружности	$S$	мм	$1,7166 \cdot m$	
	Высота зуба по начальной окружности	$h$	мм	$1,0826 \cdot m$	

Продолжение таблицы 4.1

Размер блочной скобы на 2 зуба		$M$	мм	$4,9656 \cdot m$	
Толщина зуба у вершины		$S_e$	мм	$0,1991 \cdot m$	
Боковой зазор между зубьями (по дуге начальной окружности)		$\Delta$	мм	$0,08 \cdot m$	
Степень перекрытия		$\varepsilon$	–	–	
Размеры разгрузочной канавки	Расстояние от оси до начала канавки	$C_{max}$	мм	$1,77 \cdot m$	
	Глубина по каждому торце	$y'$	мм	$1,3 \cdot 10^{-6} \cdot m$	
Теоретическая производительность для случая неиспользования заземленного объема		$q'$	$\frac{\text{см}^3}{\text{мм} \cdot \text{об}}$	$58,24 \cdot 10^{-3} \cdot m^2$	
То же для случая полного использования заземленного объема		$q''$	$\frac{\text{см}^3}{\text{мм} \cdot \text{об}}$	$58,60 \cdot 10^{-3} \cdot m^2$	
Высота скоса на рабочей стороне зуба ведомой шестерни		$a_1$	мм	$0,05 \cdot m$	
Пульсация расхода		$\sigma'$	%	–	
Максимальный угол эвольвенты		$\gamma_e$	–	–	
Площадь зуба (полная)		$S_z$	мм <sup>2</sup>	$3,24 \cdot m^2$	
Площадь впадины (полная)		$S_w$	мм <sup>2</sup>	$4,1714 \cdot m^2$	

Для построения зубчатого зацепления определяем следующие параметры.

Расстояния между осями зубьев по делительной окружности:

$$b_3 = m \cdot z \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right). \quad (4.8)$$

Угол между осями зубьев:

$$\alpha_3 = \frac{360^\circ}{z}. \quad (4.9)$$

Радиус галтели зуба:

$$\rho = 0,38 \cdot m. \quad (4.10)$$

*Приближенный расчет нагрузок на опоры шестерен.*

Расчет выполняем по следующим формулам.

Исходя из аналитического метода определим полную нагрузку на подшипники:

$$P = 0,85 \cdot P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot D_e, \quad (4.11)$$

где  $D_e$  – диаметр окружности головок (табл. 4.1), мм;

Точка зацепления, соответствующая максимальному крутящему моменту находится от начала зацепления на расстоянии:

$$l_{2x} = k_1 \cdot t_0, \quad (4.12)$$

где  $k_1 = 0,74$  при  $z = 8$ ;

$t_0$  – основной шаг (табл. 4.1).

Определим максимум функции  $x$ :

$$x = \frac{t_0}{2}, \quad (4.13)$$

Длина линии зацепления:

$$l = \overbrace{2x - x}^{\curvearrowright} 2, \quad (4.14)$$

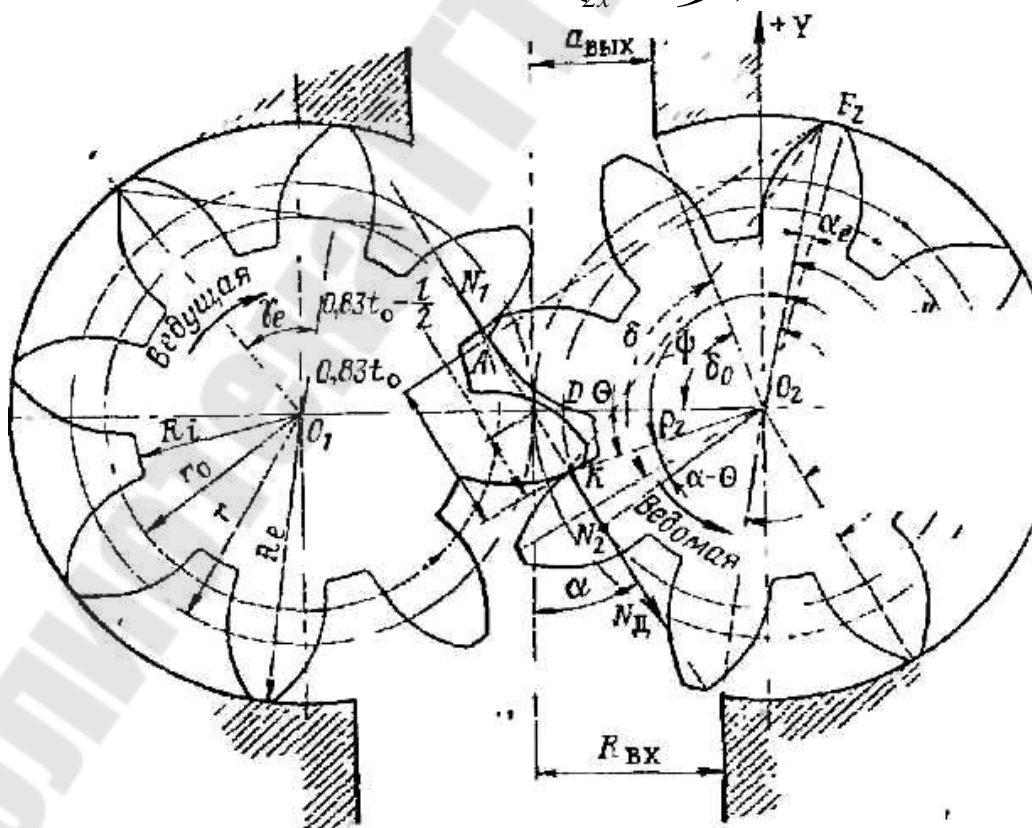


Рисунок 4.6 – Схема к расчету нагрузки на опоры ведомой шестерни

Расстояние от центра ведомой шестерни до выбранной точки зацепления  $K$  определяется из прямоугольного треугольника  $O_2N_2K$  (рис. 4.6):

$$\zeta_2 = \sqrt{r_0^2 + \left[ r_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \left( l_{2x} - \frac{l}{2} \right) \right]^2}, \quad (4.15)$$

где  $r_0 = d_0/2$  – радиус основной окружности, мм;

$\alpha$  – угол зацепления передачи (табл. 4.1);

Определим угол зацепления между  $\zeta_2$  и осью  $x$ :

$$\theta = \arcsin \left( \frac{\left( l_{2x} - \frac{l}{2} \right) \cdot \cos \alpha}{\zeta_2} \right). \quad (4.16)$$

Определим угол между радиусом-вектором, проведенным в крайнюю точку эвольвенты зуба, и радиусом основной окружности, проведенным в точку касания:

$$\gamma_{\text{врасч}} = \arccos \left( \frac{r_0}{R_e} \right), \quad (4.17)$$

где  $R_e$  – радиус, проведенный в крайнюю точку эвольвенты зуба;

$$R_e = \frac{m \cdot \zeta + 2r_0}{z}, \quad (4.18)$$

Определяем угол от принятой точки зацепления до вершины зуба, ограничивающего зону высокого давления. Для этого сначала определяем угол между линией центров и радиусом, проведенным к кромке выходного окна:

$$\delta_0 = \arccos \left( \frac{r - a_{\text{ВЫХ}}}{R_e} \right), \quad (4.19)$$

где  $r$  – радиус основной окружности;

$a_{\text{ВЫХ}}$  – радиус нагнетающего окна.

Определим радиус основной окружности:

$$r = \frac{m \cdot z}{2}. \quad (4.20)$$

Определим радиус нагнетающего окна:

$$a_{\text{ВЫХ}} = \frac{d_{\text{ВЫХ}}}{2}, \quad (4.21)$$

где  $d_{\text{ВЫХ}}$  – расчетный диаметр нагнетающего окна:



$$d_{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot v \cdot 60000}}, \quad (4.22)$$

где  $v$  – скорость рабочей жидкости,  $v = 3,5$  м/с;

Принимаем диаметр нагнетающего окна  $d_{\text{вых}}$ , мм.

Определяем угол от вершины зуба:

$$\delta = \delta_0 + \left( \alpha - \text{inv} \alpha - \theta \right) + \text{inv} \gamma_{\text{врасч}}, \quad (4.23)$$

где  $\text{inv} \alpha - \theta$  – инволюта разности углов  $\alpha$  и  $\theta$ ;

$\text{inv} \gamma_{\text{врасч}}$  – инволюта угла  $\gamma_{\text{врасч}}$ .

Находим целое число частного от деления угла  $\delta$  на угловой шаг:

$$\frac{\delta \cdot z}{2 \cdot \pi} = n_1 + \text{дробь}. \quad (4.24)$$

Значит  $n_1 = 1$ .

Определяем искомый угол  $\psi$ :

$$\psi = \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot (n_1 + 1) + \text{inv} \gamma_{\text{врасч}} + \text{inv} \alpha - \theta - a_b, \quad (4.25)$$

где

$$a_b = \frac{\pi}{z} - 2 \cdot \left( \text{inv} \gamma_{\text{врасч}} + \text{inv} \alpha \right). \quad (4.26)$$

Определяем угол от начала переходной зоны до линии всасывания (до кромки выходного окна):

$$\psi_{01} = \arcsin \left( \frac{r - R_{\text{вх}}}{R_e} \right) + \frac{3 \cdot \pi}{2} - \left( \psi - \theta \right), \quad (4.27)$$

где  $R_{\text{вх}}$  – радиус всасывающего окна:

$$R_{\text{вх}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot v \cdot 60000}}, \quad (4.28)$$

где  $v$  – скорость рабочей жидкости,  $v = 1,5$  м/с.

Принимаем радиус всасывающего окна  $R_{\text{вх}}$ , мм.

Находим угол, на который распространяется переходная зона от нагнетания к всасыванию:

$$\psi_0 = \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot n_2 + a_b, \quad (4.29)$$

где  $n_2$  – число угловых шагов, заключенных в угле  $\psi_{01}$ ;

$$\psi_{01} \cdot \frac{z}{2 \cdot \pi} = n_2 + \text{дробь}. \quad (4.30)$$

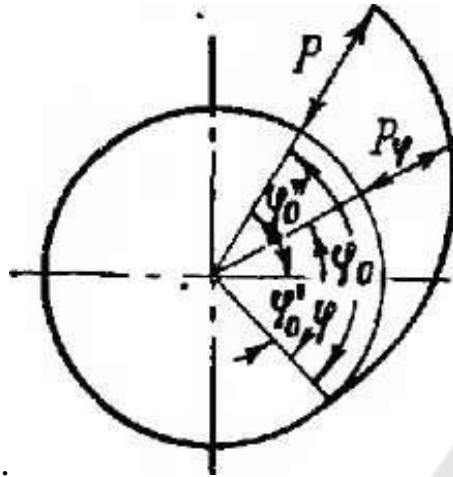


Рисунок 4.7 – Схема к определению сил давления жидкости в переходной зоне

Разбиваем угол  $\psi_0$  (рис. 4.7) на две части, разделенные осью  $x$ , и находим каждую из них:

$$\psi_0'' = \pi - (\psi - \theta), \quad (4.31)$$

$$\psi_0' = \psi_0 - \psi_0''. \quad (4.32)$$

Проекции на оси  $x$  и  $y$  гидравлических сил, действующих со стороны нагнетания, найдем как проекции сил, действующих на  $KF_2$  или как сумму проекций сил, действующих на  $O_2K$  и  $O_2F_2$ :

$$P_{rx} = P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot \left[ \zeta_2 \cdot \sin \theta \cdot R_e \cdot \sin(\psi - \theta) \right], \quad (4.33)$$

$$P_{ry} = P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot \left[ R_e \cdot \cos(\psi - \theta) \right] \zeta_2 \cdot \cos \theta. \quad (4.34)$$

Для определения проекций на оси  $x$  и  $y$  гидравлических сил, действующих в переходной зоне от нагнетания к всасыванию, в приведенном приближенном методе расчета принято, что перепад давлений происходит постепенно и что давление в любой точке переходной зоны пропорционально углу от начала этой зоны (рис. 4.7). Находим проекции этих сил:

$$P'_{rx} = \frac{-P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot R_e}{\psi_0} \cdot \left[ \psi_0 \cdot \sin(\psi_0'') \right] \cos(\psi_0'') \cos(\psi_0'), \quad (4.35)$$

$$P'_{ry} = \frac{-P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot R_e}{\psi_0} \cdot \left[ \sin(\psi_0') \right] \sin(\psi_0'') \psi_0 \cdot \cos(\psi_0''). \quad (4.36)$$

Определим крутящий момент, передаваемый ведомой шестерней, в рассматриваемый момент времени:

$$M_k = P_{\text{НОМ}} \cdot b \cdot \frac{R_e^2 - \zeta_2^2}{2 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (4.37)$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД насоса,  $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ .

Находим нормальное давление на зуб в рассматриваемой точке зацепления:

$$N_{\text{д}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_0}. \quad (4.38)$$

Определяем проекции сил давления на оси  $x$  и  $y$ :

$$N_{\text{дх}} = N_{\text{д}} \cdot \sin \alpha, \quad (4.39)$$

$$N_{\text{ды}} = -N_{\text{д}} \cdot \cos \alpha. \quad (4.40)$$

Суммируем проекции всех сил на оси  $x$  и  $y$ :

$$X = P_{\text{rx}} + P'_{\text{rx}} + N_{\text{дх}}, \quad (4.41)$$

$$Y = P_{\text{ry}} + P'_{\text{ry}} + N_{\text{ды}}. \quad (4.42)$$

Найдем равнодействующую этих сил:

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (4.43)$$

В том случае, если опоры расположены симметрично, опорные реакции ведомой шестерни равны:

$$R_a = \frac{P}{2}, \quad (4.44)$$

$$R_b = \frac{P}{2}. \quad (4.45)$$

## 5. Героторные гидромашины

### 5.1 Общие сведения

Применяются также насосы с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зуба (рисунок 5.1, *a*), в которых отсутствует разделительный элемент. Эти насосы получили название героторных. Зубья шестерен, показанных на рисунке 5.1, *a*, находятся в симметричном относительно вертикальной оси положении. Оси шестерен смещены одна относительно другой на величину  $e$ , обеспечивающую зацепление. Отделение полости нагнетания от полости всасывания (герметизация) здесь достигается путем непрерывного контакта зубьев внутренней и внешней (кольцевой) шестерен в зонах разделительных перемычек между окнами всасывания и нагнетания. Для обеспечения этого контакта рабочие поверхности этих зубьев должны иметь такой профиль, чтобы они обкатывались одна по другой, причем контакт зубьев при проходе ими нижней разделительной перемычки заменяет собой разделительный элемент.

Межзубовые впадины сообщаются с всасывающими и нагнетательными каналами с помощью серпообразных окон на боковых крышках. Кольцевая шестерня своей внешней поверхностью вращается в подшипнике скольжения.

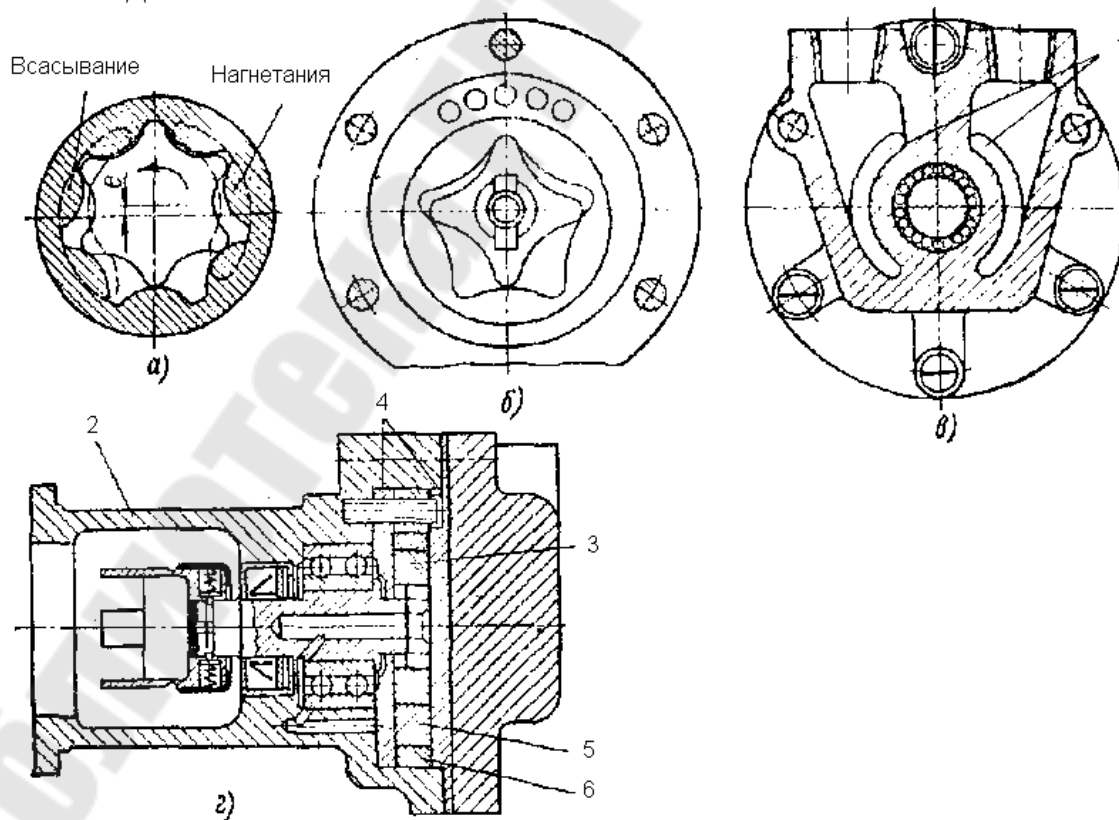


Рисунок 5.1 – Героторный насос

На рисунке 5.1 б–г показана конструкция четырехзубого насоса этого типа.

Ротор 5 насоса представляет собой шестерню внутреннего зацепления с зубьями особой формы. Ротор помещен в стальном или бронзовом цилиндре 6, который, в свою очередь, запрессован в корпус 2 из алюминиевого сплава. С роторной шестерней 5 находится в зацеплении ведущая цилиндрическая шестерня 3 с внешним зацеплением, у которой количество зубьев меньше на один, чем у роторной шестерни. Шестерни 3 и 5 имеют одинаковую ширину и ограничены с торцов двумя чугунными дисками 4, в которых выполнены серпообразные всасывающее и нагнетательное окна 1. Жидкость засасывается и нагнетается через то или другое окно в чугунных дисках 4.

Эти насосы пригодны для работы при давлениях до 14 МПа, частота их вращения 1800 об/мин для малых (до 100 л/мин) и 1200 об/мин для больших (150 л/мин) подач. Подобные машины пригодны также для работы в качестве гидромоторов. По литературным сведениям они в отдельных случаях строятся на давление 30 МПа и частоту вращения до 5000 об/мин.

## 5.2 Методика расчёта героторного насоса

Этот расчёт распространяется на гидромашины с эпициклоидальным зацеплением, включающие шестерню с наружными зубьями и колесо с внутренними зубьями, число которых на единицу больше числа зубьев шестерни. Схема образования профиля зуба шестерни приведена на рисунке 5.2.

При предварительном расчете таких гидромашин исходят из рабочего объема, который приближенно определяется из уравнения:

$$V_{\text{п}} = 4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot r^2 \cdot h_{\text{п}} \cdot (z + 1 - \bar{R}), \quad (5.2.1)$$

откуда

$$r = \sqrt{\frac{V_{\text{п}}}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot h_{\text{п}} \cdot (z + 1 - \bar{R})}}, \quad (5.2.2)$$

где  $z$  – число зубьев шестерни (внутреннего ротора);

$h_{\text{п}}$  – приблизительная ширина шестерни;

$r$  – радиус окружности, обкатывающейся без скольжения по основной окружности радиусом  $R_0$  (см. рисунке 5.2) при построении профиля зубьев шестерни;

$$\lambda = \frac{e}{r}; \quad (5.2.3)$$

где  $e$  – эксцентриситет между осями шестерни и колеса;

$$\bar{R} = \frac{R}{r}; \quad (5.2.4)$$

$R$  – номинальный радиус зуба колеса, равный радиусу обрабатывающего инструмента при изготовлении шестерни.

Подставляя в выражение (5.2.2) принимаемые значения  $z$ ,  $\lambda$ ,  $\bar{R}$  и  $h_{\text{п}}$ , определяем радиус  $r$ . Величину  $h_{\text{п}}$  целесообразно принимать, задавшись соотношением:

$$a = \frac{h_{\text{п}}}{2 \cdot R_{\text{н}}}, \quad (5.2.5)$$

где  $R_{\text{н}} = b \cdot r$  – радиус окружности вершин зубьев шестерни, здесь:

$$b = z + 1 + \lambda - \bar{R}.$$

В этом случае:

$$r = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{п}}}{8 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot a \cdot b \cdot (b - \lambda)}}. \quad (5.2.6)$$

При расчете гидромашин с шестерней, вал которой является цапфой подшипника скольжения, уравнение (5.2.1) решают совместно с уравнением:

$$R_{\text{н}} \cdot h_{\text{н}} \cdot p = c \cdot d^2 \cdot q, \quad (5.2.7)$$

где  $d$  – диаметр цапфы подшипника;

$c$  – коэффициент, определяющий отношение длины рабочей части цапфы к диаметру  $d$ ;

$p$  – давление рабочей жидкости;

$q$  – удельное давление на опорную поверхность подшипника.

Выразим диаметр цапфы в следующем виде:

$$d = 2 \cdot k \cdot r \cdot (b - 2 \cdot \lambda), \quad (5.2.8)$$

где  $k = \frac{d}{2 \cdot R_{\text{в}}}$ ;

$R_{\text{в}} = R_{\text{н}} - 2 \cdot e = r \cdot (b - 2 \cdot \lambda)$  – радиус окружности впадин между зубьями шестерни.

Подставив выражение (5.2.5) в уравнение (5.2.4) и решив его совместно с равенством (5.2.1), получим:

$$r = \sqrt[3]{\frac{A \cdot b}{\lambda \cdot (b - 2 \cdot \lambda)^2 \cdot (b - \lambda)}}, \quad (5.2.9)$$

где 
$$A = \frac{V_{\text{п}} \cdot p}{16 \cdot \pi \cdot c \cdot k^2 \cdot q}.$$

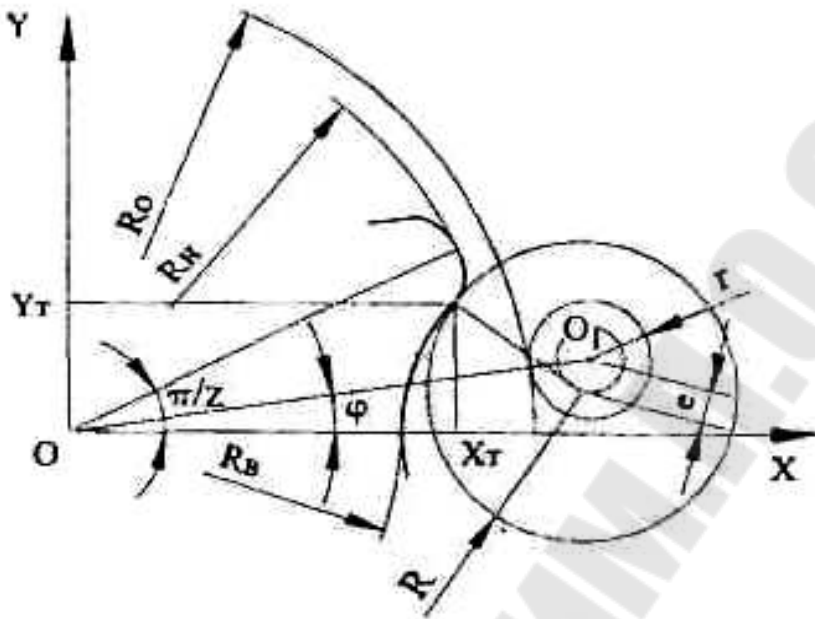


Рисунок 5.2 – Схема образования профиля зуба шестерни

Радиус определяется по одной из приведенных формул: (5.2.2), (5.2.3) или (5.2.6), в зависимости от исходных данных и требований к конструкции проектируемой гидромашин:

— для гидромашин, используемых при низких давлениях ( $p \leq 3$  МПа), от которых требуются минимальные габариты, следует принимать  $z = 4$  или  $6$ ;

— для машин с давлением  $p > 3$  МПа желательно принимать  $z = 6$  или  $8$ . Большое число зубьев позволяет при одном и том же давлении получить более высокий объемный КПД.

Величину  $\lambda$  рекомендуется принимать из диапазона  $0,7 < \lambda < \lambda_{\text{max}}$ , при этом большее ее значение приводит к уменьшению радиуса  $R$ . Исходя из предельно возможных значений этого радиуса  $R_{\text{min}} = e + z$  и  $R_{\text{max}} = r \cdot \bar{R}_{\text{max}}$ , определим допустимое значение  $\lambda_{\text{max}}$  из неравенства:

$$\frac{R_{\text{min}}}{R_{\text{max}}} \leq 1. \quad (5.2.10)$$

Согласно работе:

$$\bar{R}_{\text{max}} = \frac{3 \cdot (z + 1)}{z + 2} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot z \cdot (1 - \lambda)^2}{z + 2}}. \quad (5.2.11)$$

С учетом уравнения (5.2.8) решаем неравенство (5.2.7) и получаем:

$$\lambda_{\max} = \frac{1-t}{(1+t)}, \quad (5.2.12)$$

где 
$$t = \frac{(z+2)^3}{27 \cdot z \cdot (z+1)^2}.$$

Расчетные значения  $\lambda_{\max}$  приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Расчетные значения  $\lambda_{\max}$  в зависимости от числа зубьев

$z$	4	6	8	10	12
$\lambda_{\max}$	0,851	0,878	0,891	0,899	0,904

Далее определяется относительный радиус  $\bar{R}$ . При предварительном расчете следует принимать  $\bar{R} = R_{\max}$ .

Параметры  $p$  и  $q$  должны быть оговорены в исходных данных. Коэффициент  $a$  или ширина шестерни  $h_n$ , а также коэффициенты  $c$  и  $k$  выбирают, исходя из конструктивных требований. В существующих конструкциях гидромашин эти коэффициенты колеблются в диапазонах:

- $a$  — от 0,2 до 3 и более (широкие шестерни используются преимущественно в гидромоторах);
- $c$  — от 0,8 до 1,5 (более короткие цапфы обеспечивают большую жесткость, предотвращающую их чрезмерный прогиб при высоких давлениях);
- $k$  — от 0,6 до 0,8 (меньшие значения  $k$  позволяют уменьшить утечки по торнам шестерен и должны предусматриваться для гидромашин на более высокое давление).

По полученному расчетному значению  $r$  вычисляются параметры:

$$e = r \cdot \lambda; R = r \cdot \bar{R}; R_H = r \cdot b; R_B = R_H - 2 \cdot e; \quad (5.2.13)$$

и приблизительное значение ширины шестерни:

$$h_n = 2 \cdot a \cdot R_H. \quad (5.2.14)$$

При вычислении радиуса  $r$  по формуле (5.2.6) ширина шестерни определяется из выражения (5.2.7) или (5.2.1).

Целесообразно рассчитать несколько вариантов с разными значениями  $\lambda$  с тем, чтобы выбрать наиболее приемлемые геометрические параметры шестерни.

Одним из требований, предъявляемых к конструкции гидромашин при их проектировании, является обеспечение возможно минимальных габаритных размеров и соответственно металлоемкости. Для



героторных гидромашин в качестве критерия может быть принят минимальный объем гидромашин, зависящий от размеров шестерни и вала, на котором она установлена. В этом случае объем определяется выражением:

$$W = \pi \cdot R_H^2 \cdot L \quad (5.2.15)$$

где  $L = 2 \cdot l + h$ ;

$l$  – длина опорных частей вала с обеих сторон шестерни;

$h$  – ширина шестерни.

Выражая величины  $R_H$  и  $L$  через параметры  $z$  и  $\lambda$ , можно представить объем в виде функции  $W=f(z, \lambda)$ . Проведенные расчеты показывают, что для каждого  $z$  имеется оптимальная величина  $\lambda_{\text{опт}}$ :

Таблица 5.2 – Расчетные значения  $\lambda_{\text{опт}}$  в зависимости от числа зубьев

$z$	4	6	8
$\lambda_{\text{max}}$	0,707	0,827	0,885

Для  $z > 8$  необходимо принимать  $\lambda \leq \lambda_{\text{max}}$ , так как для этих чисел зубьев:

$$\lambda_{\text{опт}} > \lambda_{\text{max}}$$

Приняв необходимый вариант за основу, параметры  $r$ ,  $e$ ,  $R$ ,  $R_H$  и  $R_B$  округляют до требуемых для производства значений. При этом необходимо, чтобы при принятых значениях  $e$  и  $z$  и соответствующем им  $\lambda$  выдерживалось соотношение:

$$R < r \cdot \bar{R}_{\text{max}}, \quad (5.2.16)$$

где  $\bar{R}_{\text{max}}$  вычисляется по формуле (5.2.11) при принятом значении  $\lambda$ .

Далее вычисляется уточненное значение рабочего объема по зависимости:

$$V = \frac{V_{\text{п}}}{1 + 0,01 \cdot \Delta V_p}, \quad (5.2.17)$$

где  $\Delta V_p = A \cdot \lambda^2 + B \cdot \lambda + C$ , а значения коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  определяются из приведенных в таблице 5.3 выражений при принятом значении  $\bar{R} = R/r$ .

Полученная уточненная величина  $V < V_{\text{п}}$ , т. е. при принятых значениях  $r$ ,  $\lambda$ ,  $R$  и  $h_{\text{п}}$  рабочий объем будет меньше требуемого, принятого в качестве исходного и обозначенного  $V_{\text{п}}$ . Чтобы получить необходимый рабочий объем, следует откорректировать ширину шестерни:

$$h = h_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}} / V. \quad (5.2.18)$$

Таблица 5.3 – Значения коэффициентов

$z$	$A$	$B$	$C$
4	$35,2 - 19,88 \bar{R}$	$10,91 \bar{R} - 21$	$8,95 - 1,485 \bar{R}$
6	$1,68 - 2,08 \bar{R}$	$0,46 + 0,44 \bar{R}$	$2,61 - 0,0 \bar{R}$
8	$-(1,52 + 1,12 \bar{R})$	$3,22 + 0,12 \bar{R}$	$0,24 \cdot (1 + \bar{R})$
10	$0,56 \bar{R} - 2,88$	$4,36 - 1,06 \bar{R}$	$0,07 \bar{R} - 0,41$

Текущие значения координат профиля зубьев шестерни определяются следующими уравнениями в параметрическом виде:

$$x_T = r \cdot (z+1) \cdot \cos\varphi - \lambda \cdot r \cdot \cos[(z+1) \cdot \varphi] - R \cdot \frac{\cos\varphi - \lambda \cdot \cos[(z+1) \cdot \varphi]}{\sqrt{1+\lambda^2} - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(z \cdot \varphi)} \quad (5.2.19)$$

$$y_T = r \cdot (z+1) \cdot \sin\varphi - \lambda \cdot r \cdot \sin[(z+1) \cdot \varphi] - R \cdot \frac{\sin\varphi - \lambda \cdot \sin[(z+1) \cdot \varphi]}{\sqrt{1+\lambda^2} - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(z \cdot \varphi)} \quad (5.2.20)$$

После подстановки в эти уравнения выбранных значений  $r$ ,  $\lambda$ ,  $z$  и  $R$  вычисляются координаты всего профиля шестерни при изменении угла  $\varphi$  от 0 до 360°.

В гидромашине с торцовым распределением, передаточное число шестерни и колеса которой равно  $z/(z+1)$ , необходимо точно определить размер распределительных окон, расположенных со стороны их торцов. Для этого требуется определить оптимальные границы зон зацепления зубьев, соответствующие началу и окончанию рабочих циклов, в частности для насоса – циклов всасывания и нагнетания. Для анализа зацепления шестерни и колеса в такой гидромашине следует рассмотреть их кинематическую схему (рисунке 5.3), имитирующую зацепление одной пары зубьев:

- $O$  и  $O_1$  - центры соответственно шестерни и колеса;
- $OO_1 = e$  - межцентровое расстояние между ними;
- $A$  - центр зуба колеса с радиусом  $AC = R$ ;
- $O_1ABO$  - параллелограмм;  
 $O_1A = OB = R_0 + r$ ;  $BD = r$ ;
- в точках  $A$  и  $B$  - шарнирное соединение звеньев; в точке  $D$  - шарнир с направляющей, вдоль которой скользит радиус  $R$ ; точка  $C$  является точкой контакта одного из зубьев колеса с зубом шестерни.

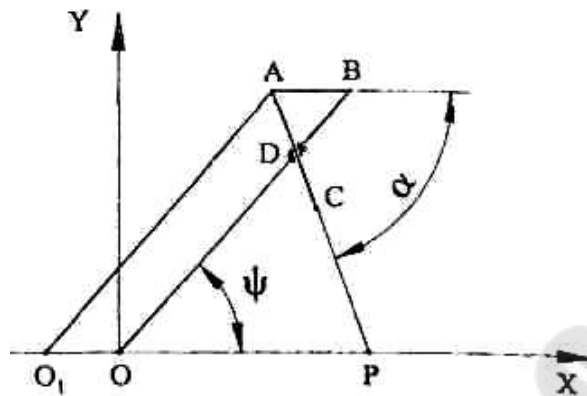


Рисунок 5.3 – Кинематическая схема имитирующая зацепление одной пары зубьев

Из подобия треугольников  $ODP$  и  $ADB$  следует, что при любом угле  $\psi$ :

$$OP = e \cdot \frac{R_0}{r} = e \cdot z, \quad (5.2.21)$$

т. е. линия действия силы, передающей крутящий момент от ведущей шестерни к ведомому колесу, пересекает ось  $X$  всегда в одной и той же точке  $P$ , являющейся полюсом зацепления.

При вращении шестерни с угловой скоростью  $\omega$  вокруг центра  $O$  колесо будет иметь угловую скорость  $\omega_1 = \frac{z \cdot \omega}{(z + 1)}$  при вращении вокруг своего центра  $O_1$ .

Координаты точки  $C$  контакта одной пары зубьев при повороте шестерни на угол  $\psi = \omega \cdot t$  ( $t$  - время) определяются из уравнений:

$$X_c = r \cdot (z + 1) \cdot \cos\psi - e + R \cdot \cos\alpha, \quad (5.2.22)$$

$$y_c = r \cdot (z + 1) \cdot \sin\psi - R \cdot \sin\alpha. \quad (5.2.23)$$

При изменении угла  $\psi$  от  $0$  до  $360^\circ$  координаты (5.2.22), (5.2.23) определяют траекторию движения точек контакта всех находящихся в зацеплении зубьев шестерни и колеса с их теоретическим профилем.

Для насоса с передаточным числом  $z/(z + 1)$  зубчатой передачи углы, соответствующие положению зубьев, будут равны:

— для цикла всасывания:

- начало  $\psi_1 = \frac{\pi}{(z + 1)}$ ;
- окончание  $\psi_2 = \frac{z \cdot \pi}{(z + 1)}$ ;

— для цикла нагнетания:

- начало  $\psi_3 = \left[ \frac{(z+2)}{(z+1)} \right] \cdot \pi$ ;
- окончание  $\psi_4 = \left[ \frac{(2 \cdot z + 1)}{(z+1)} \right] \cdot \pi$ .

Подставляя в равенства (5.2.22) и (5.2.23) значения этих углов, получим координаты точек, лежащих на линиях, ограничивающих соответствующие окна распределения. Эти линии находятся на проведенных из начала координат лучах, угол наклона которых относительно оси  $X$  для каждой из точек (рисунок 5.4)

$$\beta_n = \arctg\left(\frac{y_n}{x_n}\right), n = 1, 2, 3 \text{ и } 4. \quad (5.2.24)$$

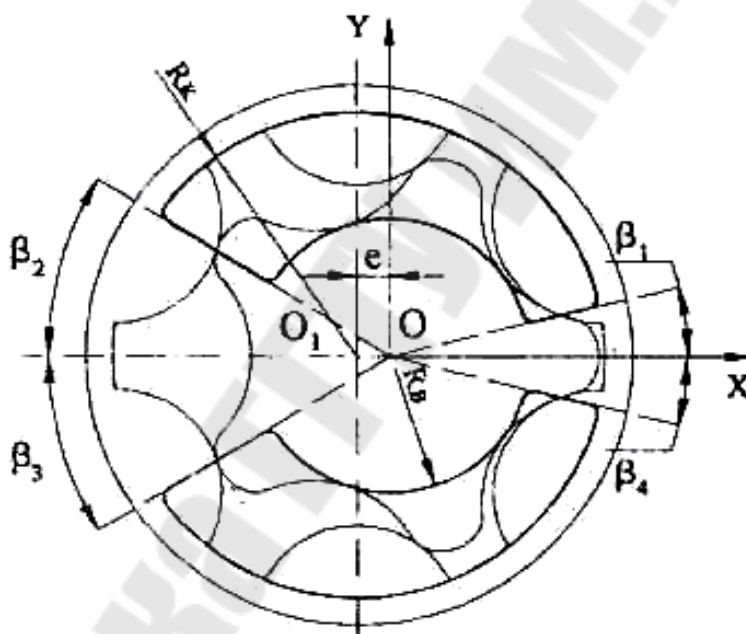


Рисунок 5.4 – Координаты точек значения этих углов цикла всасывания и цикла нагнетания

Окна целесообразно делать несимметричными, смещая одну из кромок на 0,5-1 мм в сторону вращения шестерни в начале нагнетания и всасывания. Это обеспечивает гарантированное уплотнение перемычек между окнами и содействует плавному снижению и предварительному повышению давления в межзубовых впадинах при переходе их соответственно от нагнетательного окна к всасывающему и наоборот.

Параметры колеса (рисунок 5.5), сопрягаемого с шестерней:

—  $z_k = z + 1$  – число зубьев;

- $r_b = R_0 + r - R = r \cdot (z + 1) - R$  – радиус внутреннего диаметра по вершинам зубьев;
- $R_{ц} = R_0 + r = r \cdot (z + 1)$  – радиус, на котором расположены центры окружностей зубьев;
- $\delta = \frac{2 \cdot \pi}{(z + 1)}$  – угловой шаг расположения зубьев по окружности с радиусом  $R_{ц}$ ;
- $R_k = r \cdot (z + 1 + 2 \cdot \lambda) - R + m$  – радиус окружности впадин между зубьями колеса,  $m = 0,5$  мм.

При изготовлении колеса необходимо учитывать, что рабочий участок зуба охватывает угол  $\gamma = \pi - 2 \arccos \lambda$  и радиус, на котором расположены крайние точки рабочего участка зуба (см. рисунок 5.5):

$$R_p = \frac{R \cdot \lambda}{\sin \varepsilon}, \quad (5.2.25)$$

где  $\varepsilon = \arctg \left[ \frac{R \cdot \lambda}{r \cdot (z + 1) - R \cdot \sin(\arccos \lambda)} \right]$ .

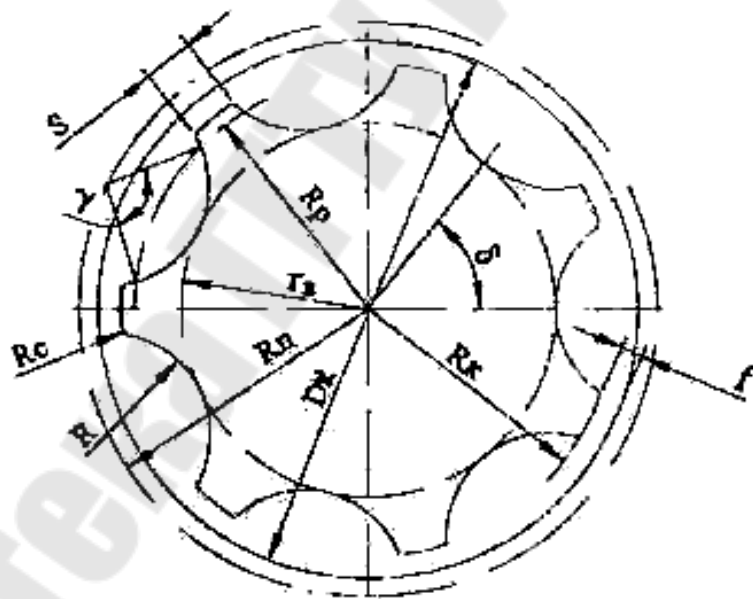


Рисунок 5.5 – Параметры колеса сопрягаемого с шестерней

Наружный диаметр колеса  $D_k$  определяют исходя из необходимой величины перемычки  $f = \left( \frac{D_k}{2} \right) - R_k$ , обеспечивающей уплотнение рабочих камер гидромашины и прочность колеса.

Впадины между зубьями колеса выполняются скругленными, радиус скругления должен быть (см. рисунок 5.5):

$$R_c \leq R_k - R_p, \text{ если } R_k - R_p < \frac{S}{2}, \quad (5.2.26)$$

$$\text{и } R_c < \frac{S}{2}, \text{ если } R_k - R_p \geq \frac{S}{2}. \quad (5.2.27)$$

Ширина впадины:

$$S = 2 \cdot R_k \cdot \sin\left(\frac{\eta}{2}\right), \quad (5.2.28)$$

$$\text{где } \eta = \delta - 2 \cdot \arcsin\left[\frac{1}{R_p} \cdot \sqrt{R^2 - \frac{(R^2 + R_c^2 - R_p^2)^2}{4 \cdot R^2}}\right].$$

По всем приведенным уравнениям определяются номинальные значения параметров шестерни и колеса. В каждом конкретном случае на эти параметры назначаются соответствующие допуски, определяющие допускаемые зазоры по торцам шестерни и колеса и между их зубьями в зацеплении с учетом эксплуатационных требований к гидромашине и производственных возможностей при ее изготовлении.

## 6. Винтовые насосы

### 6.1. Общие сведения и классификация

Увеличив угол наклона зубьев насоса с косозубыми шестернями, получим винтовой насос, который отличается надежностью, компактностью и бесшумностью в работе, равномерной подачей жидкости. Эти машины могут работать как в режиме насоса, так и гидромотора.

Винтовые насосы могут быть одно-, двух- и трехвинтовыми.

*Одновинтовой насос.*

Для перекачки жидкостей под невысоким давлением часто применяют однороторные (одновинтовые) насосы (рисунок 6.1), которые отличаются простотой изготовления и надежностью в эксплуатации. Насос имеет всего лишь одну движущуюся деталь в виде винтоподобного ротора.

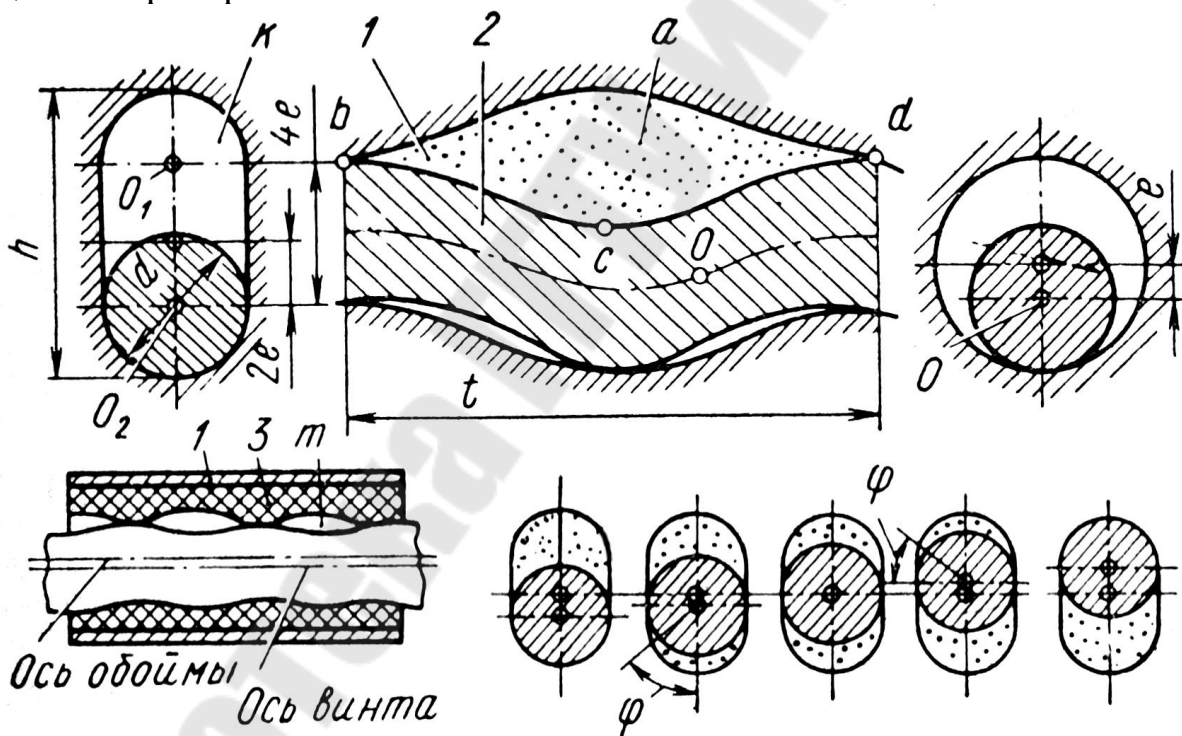


Рисунок 6.1. – Схема однороторного насоса

Замкнутая камера насоса образована ротором и неподвижной ободьей. Подача жидкости насосом происходит практически без пульсаций, благодаря чему в таких насосах отсутствуют инерционные потери, что улучшает условия всасывания. Т.к. в местах герметизации деталей происходит скольжение с качением, то насосы пригодны для рабо-

ты на загрязненных жидкостях, их применяют при добыче нефти из скважин, для откачки воды из угольных шахт, при транспортировании патоки и пр. Насосы применяют обычно при давлениях до 1 – 3 МПа и расходов от 3 до 700 л/мин; частота вращения 1000 – 15 000 об/мин.

Винтовой ротор 2 (рисунок 6.1) насоса обычно однозаходный; поперечные его сечения в любом месте представляют собой окружность диаметром  $d$ . Поверхность его образуется вращением синусоиды профиля  $bcd$  вокруг оси  $O$  и одновременным перемещением ее вдоль оси. В соответствии с этим при повороте ротора на  $360^\circ$  осевое перемещение образующей синусоиды равняется шагу  $t_{\text{рот}}$ . Центр сечения ротора смещен относительно его оси  $O$  симметрии на эксцентриситет  $e$ . При вращении он совершает движения в прорези корпуса высотой  $h$ .

Обойма 3 представляет собой полый цилиндр с профилированной внутренней поверхностью  $m$  двухзаходного винта. Шаг винтовой поверхности обоймы  $t_{\text{об}}$  равен удвоенному шагу  $t_{\text{рот}}$ . В поперечном сечении двухзаходная винтовая поверхность обоймы 3 представляет собой два полукруга  $k$  радиусом, равным радиусу сечения винта центры которых  $O_1$  и  $O_2$  находятся на расстоянии один от другого, равном  $4 \cdot e$ .

Общая площадь  $S$  проходного сечения обоймы равна сумме площадей двух полукругов и площади прямоугольника:

$$S = 4 \cdot e \cdot d + \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Внутреннюю поверхность обоймы можно представить как поверхность, образованную сложным перемещением указанного сечения при его вращении вокруг оси обоймы при одновременном движении вдоль этой оси. При этом все точки на периферии сечения обоймы описывают винтовые линии, в результате при повороте ротора на угол  $\varphi = 2 \cdot \pi$  сечение перемещается на величину шага  $t_{\text{об}}$ . Осевое перемещение  $h$  при этом равно:

$$h = t_{\text{об}} \cdot \varphi / 2 \cdot \pi.$$

Принцип действия насоса (рисунок 6.1) основан на плотном контакте профильного винтового ротора 2 с обоймой 3 корпуса 1. При вращении ротора между его поверхностью и внутренней винтовой поверхностью обоймы 3 образуются замкнутые полости  $a$ , объем которых при вращении насоса непрерывно изменяется. При этом происходит непрерывное вытеснение жидкости. Для любого углового положения ротора в поперечное сечение пары обойма – ротор попадают



две замкнутые полости переменного сечения, причем, когда одна полость исчезает полностью, вторая полость имеет наибольшую площадь сечения, равную  $4 \cdot e \cdot d$ . Изменение сечений двух замкнутых полостей при различном положении ротора представлено на рисунок 6.1.

#### *Двухвинтовой насос.*

В двухвинтовом насосе замкнутая камера образована двумя винтами, находящимися в зацеплении, и неподвижной обоймой. Такие насосы (рисунок 6.2) обычно выпускаются на относительно небольшие подачи 20 – 40 л/мин при давлении до 10 МПа.

Двухвинтовые насосы выполняются обычно с прямоугольной резьбой, что упрощает их изготовление, однако при этой резьбе ухудшается герметичность насоса. Кроме того, поскольку винты при прямоугольной резьбе не могут быть сопряженными, они должны быть связаны друг с другом при помощи зубчатой пары, размещенной в общем с винтами корпусе.

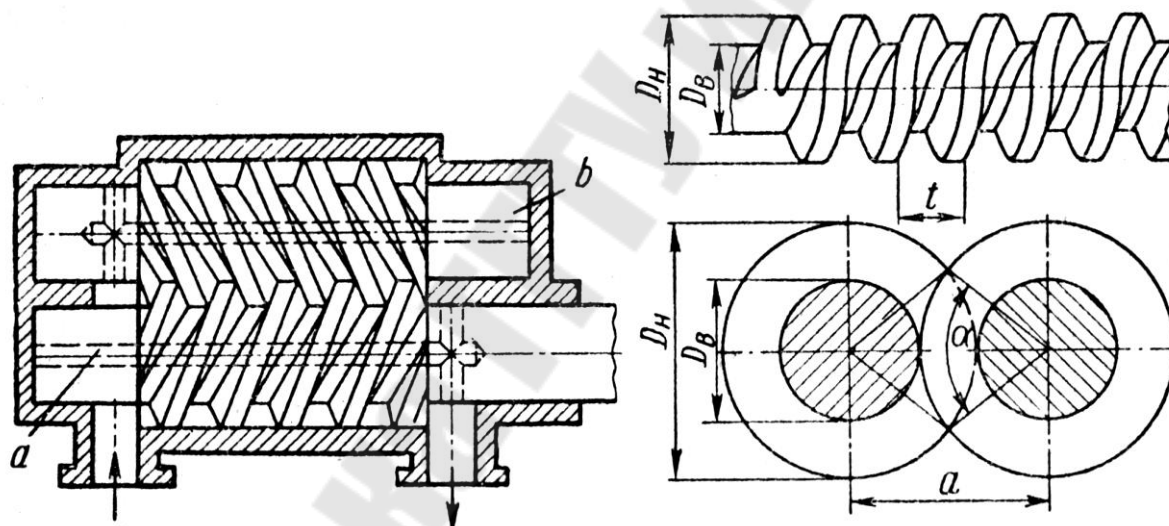


Рисунок 6.2. –Схема двухвинтового насоса

Для компенсации осевых сил, возникающих в результате действия крутящего момента, применяют гидравлическую разгрузку. Для этого рабочая жидкость через каналы *a* и *b* подводится к соответствующим торцам (рисунок 6.2). Разгрузка достигается также применением сдвоенных винтов, одна половина которых имеет правую и вторая – левую нарезки.

#### *Трехвинтовой насос.*

В практике распространены преимущественно трехвинтовые насосы. Такой насос (рисунок 6.3) состоит из трех винтовых роторов,

средний из которых является ведущим, а два боковых – ведомыми, служащими в качестве уплотнителей ведущего винта. Ведомые винты вращаются за счет действия гидростатических сил давления жидкости на витки винтов. Такие гидромашины пригодны для работы как в насосном, так и моторном режимах.

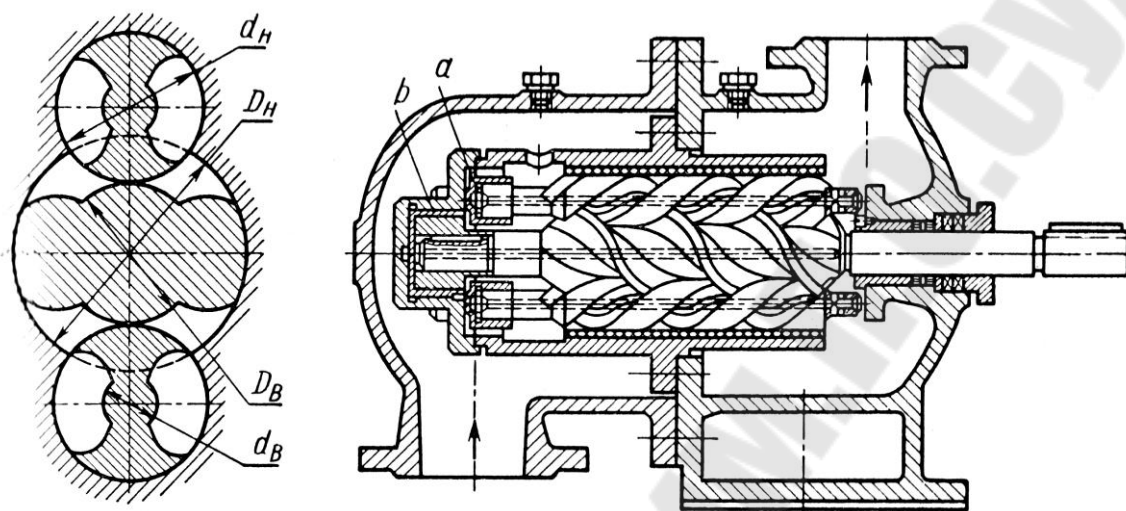


Рисунок 6.3. –Трехвинтовойнасос

Винтовой насос представляет собой одну или несколько пар вцепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса (рисунок 6.3). Нарезка одного винта входит во впадину другого, в результате объем между нарезками оказывается разделенным на несколько замкнутых полостей. Часть впадин между витками нарезки заполняется жидкостью, затем винты поворачиваются и эти впадины отсекаются от входной полости, жидкость вытесняется вдоль оси в выходную камеру. За один оборот винта жидкость, заполняющая замкнутые впадины между витками перемещается вдоль оси винта в сторону выходной камеры машины, на длину, равную шагу нарезки винта. После того, как жидкость замкнутой полости впадин переместится к выходной камере, нарезки винтов, образующие эту полость, выходят из зацепления. Вследствие уменьшения объема раскрывшейся полости впадин винтов, жидкость выдавливается из нее в выходную полость.

Герметичность мест контакта винтов с циклоидальным зацеплением обеспечивается тем, что профили их соприкасаются по точкам, образующим непрерывную линию, начиная от внутреннего до наружного диаметра зацепляющихся винтов. В сечении винтов (рисунок 6.3) контакт происходит по внутренней поверхности  $D_B$  ведущего

винта и наружным поверхностям  $d_H$  ведомых винтов равных диаметров; указанные поверхности обкатываются одна по другой.

Взаимные уплотнения по всему периметру сечения винтов образуются в начале зацепления со стороны входной полости. При вращении винтов эта система уплотнений поступательно перемещается от входной полости к выходной, при подходе к которой уплотнение раскрывается и замкнутая камера соединяется с напорной полостью. Нарезка винтов обычно двухзаходная, с углом подъема винтовой линии  $30-45^\circ$  для динамического уравнивания винтов.

Для компенсации осевых сил, которые при высоких перепадах давлений могут достигать больших значений, применяют гидростатическую разгрузку. Для этого у торцов винтов предусматривают разгрузочные поршни  $a$  и  $b$  (рисунок 6.3), под которые подводят жидкость с рабочим давлением, что создает на винтах усилия, обратные по знаку основным.

Применяют также винтовые насосы с несколькими (тремя и четырьмя) парами ведомых винтов. В общем случае число ведомых винтов для динамического уравнивания ведущего винта должно быть не менее двух. Кроме того, эти винты должны быть расположены симметрично относительно ведущего винта; при этом будет устранена поперечная составляющая давления ведущего винта на ведомый винт. Ведущий винт в этом случае уравнивается давлением жидкости в радиальном направлении, а ведомые винты отжимаются к стенке колодцев, в которых они размещены.

Для предупреждения возможности возникновения кавитационных явлений во всасывающей зоне осевые скорости рабочей жидкости во впадинах винтов должны быть не больше 8 м/с.

Винтовые машины обычно выпускаются с винтами циклоидальной профиля, который обеспечивает более высокую герметичность, чем при винтах иных профилей (прямоугольного и трапецеидального).

Трехвинтовые насосы допускают высокие частоты вращения, достигающие до 18 000 об/мин, и выпускаются на подачу до 15000 л/мин с давлением до 20 – 35 МПа. Объемный КПД насоса в зависимости от подачи и прочих параметров составляет 0,75—0,95.

## 6.2. Расчёт подачи винтового насоса

*Подача одновинтового насоса* определяется общим изменением объемов замкнутых полостей в единицу времени. За один оборот жидкость в замкнутом объеме перемещается вдоль оси обоймы на ве-

личину ее шага  $t_{об}$  и вытесняется через постоянное проходное сечение  $4 \cdot e \cdot d$ . Ввиду этого расчетная подача такого насоса при установившемся вращении не будет иметь пульсации.

Следовательно, расчетная подача одновинтового насоса определится по формуле:

$$Q_T = 2 \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot (d - d_0)^2 \right) \cdot d \cdot t \cdot n = 4 \cdot e \cdot d \cdot t \cdot n,$$

где  $h$  – высота сечения обоймы;

$d$  – диаметр поперечного сечения ротора;

$n$  – частота вращения ротора.

Эффективная подача меньше на величину объемных потерь, учитываемых объемным КПД:

$$Q_{эф} = 4 \cdot e \cdot d \cdot t \cdot n \cdot \eta_{об}.$$

Значение объемного КПД при работе на давлении до 1 МПа можно принимать равным 0,75...0,85.

Расчетная подача двухвинтового насоса определится по формуле:

$$Q = S \cdot t \cdot n,$$

где  $t$  – шаг винта;

$n$  – частота вращения винта;

$S$  – площадь сечения канавки винта, определяется по формуле (допускаем, что объем впадины равен объему выступа винта):

$$S = \frac{\pi \cdot \left( \frac{D_H^2}{4} - \frac{D_B^2}{4} \right)}{4},$$

где  $D_H$  и  $D_B$  – внешний и внутренний диаметры винта (рисунок 5.12).

В соответствии с этим расчетная подача двухвинтового насоса может быть приближенно определена по формуле:

$$Q = \frac{\pi \cdot \left( \frac{D_H^2}{4} - \frac{D_B^2}{4} \right) \cdot t \cdot n}{4}.$$

*Подача трехвинтового насоса.* При повороте ведущего винта насоса на один оборот жидкость, заполняющая пазы всех винтов, перемещается вдоль их осей на расстояние одного шага винта  $t$ . Площадь поперечного сечения каналов, образованных винтовыми пазами, равна разности площади сечения  $S$  расточки корпуса и площади сечения  $S_B$  винтов.

Рабочий объем можно вычислить по следующим соотношениям:  
— для насоса с двумя одинаковыми винтами:

$$q = (S - S_B) \cdot t = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D_H^2 - d_H^2) \cdot t,$$

где  $D_H$  и  $d_H$  – диаметры сечения расточек (внешние диаметры ведущего и ведомого винтов) (рис. 5.13);

— для насоса с тремя одинаковыми винтами:

$$q = (S - S_B) \cdot t = 1,243 \cdot d_H^2 \cdot t,$$

где  $d_H = D_B$  – наружный диаметр ведомого винта или внутренний диаметр ведущего винта.

Шаг винта, как правило, находится из соотношения:

$$\tau = \frac{10}{3} \cdot d_H.$$

Подача насоса определяется по формуле:

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где  $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,9$  – объемный КПД винтового насоса.

### 6.3. Насосы с вращающимися поршнями

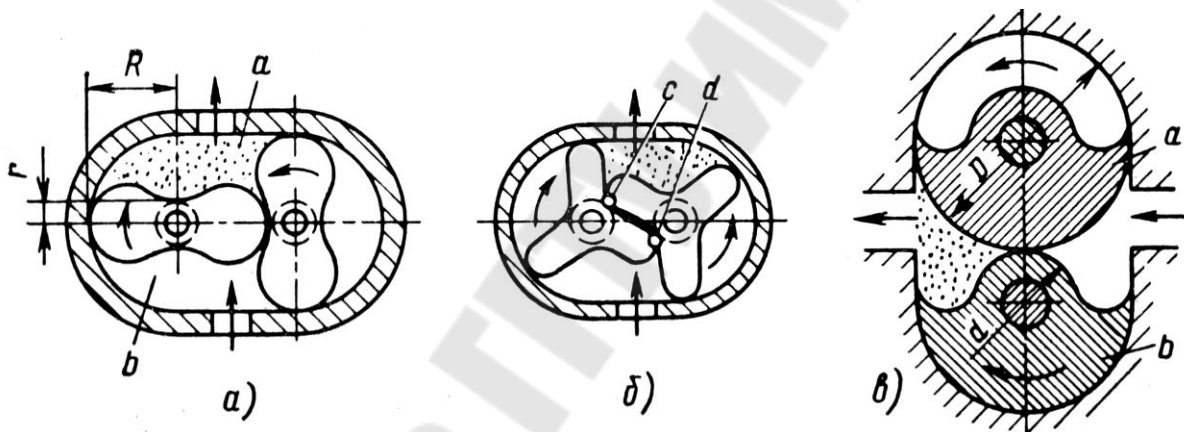


Рисунок 6.4. –Схемы насосов с вращающимися поршнями

Для вспомогательных целей и, в частности, для перекачки больших объемов вязких жидкостей под небольшим давлением, применяют насосы поршнями специальных профилей, которые получили название насосов с вращающимися поршнями (рисунок 6.4.). Профили роторов таких насосов выполнены так, что они плотно замыкаются между собой и с колодцами корпуса. При направлении вращения роторов (рисунок 6.4, а) объем верхней камеры  $a$  (отмечено точечной штриховкой) будет уменьшаться и жидкость из нее вытесняться, а объем нижней камеры – увеличиваться и жидкость будет в нее засасываться.

Поскольку подобные роторы не могут передавать момент с ведущего ротора на ведомый, они соединяются между собой шестеренной парой, расположенной вне корпуса насоса.

В насосе, состоящем из двух роторов с тремя зубьями (рисунок 6.4, б), контакт каждого из роторов происходит по двум точкам  $c$  и  $d$ . Профили выступов образуются в этом насосе кривыми, выполненными так, чтобы контакт выступов при их повороте происходил на возможно большем угле.

На рисунке 6.4, в показана схема насоса с вращающимися поршнями в виде двух обкатывающихся роторов  $a$  и  $b$  иного профиля. Роторы соединены внешней шестеренной связью и обкатываются по окружностям, образованным соответственно диаметрами  $D$  и  $d$ .

#### 6.4. Предварительный расчет гидромашины

Теоретическая подача трёхвинтовых насосов, выраженная в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , для насоса с односторонним подводом жидкости определяется по формуле:

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot (d - d_H) \cdot d_H \cdot t \cdot n = 4 \cdot e \cdot d_H \cdot t \cdot n, \quad (6.4.1)$$

где  $h$  – высота сечения обоймы;

$d_H$  – диаметр поперечного сечения ротора;

$n$  – частота вращения ротора.

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{Q_T}{4 \cdot e \cdot t \cdot n}}. \quad (6.4.2)$$

Значение  $d_H$  принимаем.

Шаг нарезания:

$$t = d_H \cdot \frac{10}{3}. \quad (6.4.3)$$

Рабочая длина винтов для насосов работающих под давлением до  $30\text{-}60 \text{ кг/см}^2$ :

$$L = 3 \cdot t. \quad (6.4.4)$$

При вращении ведущего винта рабочая жидкость, заполняющая впадины, перемещается на один шаг вдоль оси винта, и таким образом рабочий объем винтовой машины за один оборот определяется выражением:

$$\omega = F \cdot t,$$

где  $F$  – рабочая площадь поперечного сечения насоса, представляющая собой разность между площадью  $F_1$  внешнего контура абвгдежз колодцев под винты и суммарной площадью поперечного сечения винтов:

$$F = F_1 - F_2 - (2 \cdot F_3), \quad (6.4.5)$$

где  $F_2$  и  $F_3$  – площади ведущего и ведомого винтов.

Теоретическая подача насоса с учетом уровня шага нарезки:

$$Q_{\text{TH}} = F \cdot t \cdot n. \quad (6.4.6)$$

Рабочий объем определяется уравнением:

$$\omega = 4,16 \cdot d_{\text{H}}^3. \quad (6.4.7)$$

где  $p$  – разность давлений в полостях нагнетания и всасывания, МПа:

$$p = p_{\text{H}} - p_{\text{вс}}. \quad (6.4.8)$$

Теоретический крутящий момент на ведущем винте, определяются по формуле:

$$M_{\text{T}} = \frac{4,16 \cdot p \cdot d_{\text{H}}^3}{200 \cdot \pi}. \quad (6.4.9)$$

Осевые усилия, действующие на ведомые винты, определяются по формуле:

$$P_{01} = 0,42 \cdot p \cdot d_{\text{H}}^2. \quad (6.4.10)$$

Мощность на валу  $N$ , Вт, следовательно:

$$M_{\text{кр}} = 9,55 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.4.11)$$

$$d_{\text{В}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot \tau_{\text{К}} \cdot 10^{-6}}}, \quad (6.4.12)$$

где  $\tau_{\text{К}}$  - допустимое напряжение, МПа.

Принимаем значение  $d_{\text{в}}$ , см, окончательно, выходной диаметр вала, будет уточняться после выбора подшипников и конструирования вала.

Осевое усилие на ведущем винте с учетом того, что его приводной вал выходит из корпуса насоса, определяется по формуле

$$P_{02} = p \cdot (2,53 \cdot d_{\text{H}}^2 - 0,785 \cdot d_{\text{д}}^2). \quad (6.4.13)$$

На ведомые винты действуют усилия  $P_{\text{р}}$ , направленные так, как показано на рисунке 6.5:

$$P_{\text{р}} = 1,4 \cdot p \cdot d_{\text{H}}^2. \quad (6.4.14)$$

Под действием этих усилий в месте соприкосновения наружных цилиндрических поверхностей ведомого винта с цилиндрической поверхностью кольца в корпусе насоса создается удельное давление, величина которого определяется по формуле:

$$\sigma = 0,5 \cdot p. \quad (6.4.15)$$

Выбор материалов винтов и корпуса должен производиться с учетом полученной величины  $\sigma$

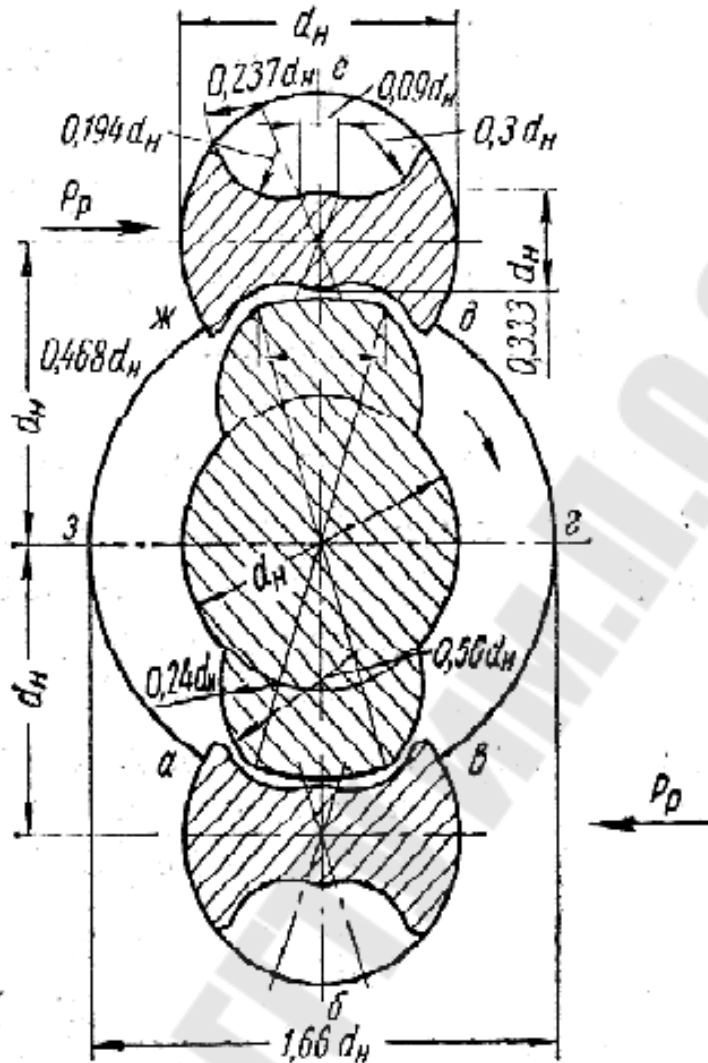


Рисунок 6.5 – Профили винтов

$$0,237 \cdot d_H = 0,948 \text{ см};$$

$$0,09 \cdot d_H = 0,36 \text{ см}.$$

Внутренний диаметр ведомого винта

$$0,3 \cdot d_H = 1,2 \text{ см};$$

$$0,468 \cdot d_H = 1,872 \text{ см};$$

$$0,333 \cdot d_H = 1,332 \text{ см};$$

$$0,24 \cdot d_H = 0,96 \text{ см};$$

$$0,56 \cdot d_H = 2,24 \text{ см}.$$

Наружный диаметр ведущего винта

$$1,66 \cdot d_H = 6,64 \text{ см}.$$



## Список используемых источников

- 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., Соковиков 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 Под общей редакцией Б. Б. Некрасова. - Мн.;; Высшая школа, 1985. - 382 с.
- 6) Башта Т. М. Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика, гидромашины 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. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т., Киев, «Техніка», 1977. 320 с.
- 15) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. изд. 8-е. М.: Машиностроение, 1999.

**Лаевский Дмитрий Викторович  
Андреевца Юлия Ахатовна**

## **ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ**

**Учебно-методическое пособие  
по курсовому проектированию для студентов  
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы  
мобильных и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 20.05.16.

Рег. № 81Е.  
<http://www.gstu.by>