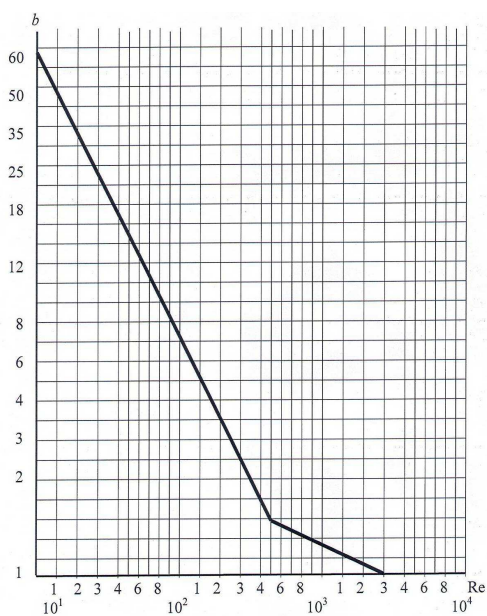
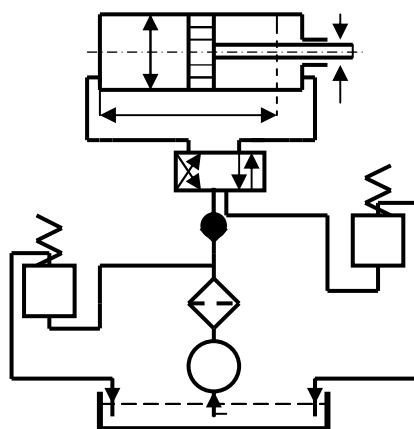


ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА



ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА



Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Методические указания
по выполнению расчётно-графической работы
для студентов 2 и 3 курсов дневной и заочной форм обучения
направлений 110300, 140100, 140200, 140500, 150400, 150900,
151000, 270100, 280200



Тамбов
Издательство ГОУ ВПО ТГТУ
2010

УДК 621.221-62/075.5/
ББК Ж123я73-5
Ж85

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Прикладная механика и
сопротивление материалов» ГОУ ВПО ТГТУ
В.Ф. Першин

Составитель

Н.П. Жуков

Ж85 Гидравлический расчёт объёмного гидропривода с возвратно-
поступательным движением выходного звена : метод. указания /
сост. Н.П. Жуков. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. –
32 с. – 200 экз.

Представлен переработанный вариант методических указаний, в
которых приведены варианты схем, исходные данные к ним и порядок
гидравлического расчёта объёмного гидропривода для выполнения
расчётно-графической работы по разделу «Гидравлические машины и
гидропривод». Приведена рекомендуемая литература.

Предназначены для студентов 2 и 3 курсов дневной и заочной форм
обучения направлений 110300, 140100, 140200, 140500, 150400, 150900,
151000, 270100, 280200.

УДК.621.221-62/075.5/
ББК Ж123я73-5

© Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический
университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2010

Учебное издание

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ
ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА
С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ
ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

Методические указания

Составитель

ЖУКОВ Николай Павлович

Редактор **Л.В. Комбарова**

Инженер по компьютерному макетированию **И.В. Евсеева**

Подписано в печать 17.08.2010

Формат 60×84 /16. 1,86 усл. печ. л. Тираж 200 экз. Заказ № 384

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Расчётно-графическая работа по гидравлическому расчёту объёмного гидропривода выполняется на завершающем этапе изучения курса «Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод». Студенты, не выполнившие или не защитившие её вовремя, не могут быть допущены к экзамену или положительно аттестованы на зачёте.

Целью работы является изучение и усвоение на практике общей схемы гидравлического расчёта объёмного гидропривода, а также приобретение навыков работы с технической и справочной литературой.

Задание состоит из двух частей: расчётной и графической (чертёж одного из элементов гидропривода заданной схемы по указанию преподавателя).

Курсовая работа должна быть оформлена на листах формата А2, отпечатана или написана ясным, разборчивым почерком на обеих сторонах листа писчей бумаги, которые затем сброшюровываются. Она должна начинаться титульным листом, на котором указывается название университета, кафедры, расчётно-графического задания, номер учебной группы, шифр задания, фамилия и инициалы студента и преподавателя, год.

Схема задания (Приложение, рис. 1) вычерчивается на одном листе пояснительной записки формата А4 в соответствии с требованиями ЕСКД с приложением таблицы исходных данных, согласно заданному шифру (Приложение, табл. 1).

Все расчёты необходимо производить в международной системе измерений физических величин СИ. Справочные данные из устаревших источников перед использованием в расчётах следует переводить в систему СИ [6]. Вычисления необходимо производить в развёрнутом виде с указанием размерностей полученных результатов.

Все справочные данные и расчётные формулы, используемые в задании, должны сопровождаться ссылками на литературные источники.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Объёмный гидропривод состоит из следующих основных частей: насоса объёмного типа, который воспринимает механическую энергию двигателя и передаёт её перемещаемой жидкости; гидравлического двигателя (гидромотора) объёмного типа, который преобразует энергию перемещаемой жидкости в механическую энергию рабочего органа; трубопроводов, с помощью которых насос соединяется с гидравлическим двигателем; регулирующих и распределительных устройств; бака гидропривода, который является резервуаром для рабочей жидкости.

Трубопроводы, входящие в систему объёмного гидропривода, образуют четыре характерные линии: всасывающую, соединяющую бак гидропривода с насосом; нагнетательную, соединяющую насос с распределителем; исполнительную, соединяющую распределитель с силовым гидроцилиндром или гидромотором; сливную, соединяющую силовой гидроцилиндр с баком рабочей жидкости.

Большое влияние на работу гидропривода оказывает рабочая жидкость (минеральные масла). Это обуславливает необходимость тщательного подбора рабочей жидкости в соответствии с условиями работы гидропривода (температурой и давлением).

Нормальная температура работы гидропривода колеблется в пределах 50 ... 60°C.

Рекомендуется при данной температуре в зависимости от давления внутри гидроцилиндра применять рабочие жидкости со следующими вязкостными характеристиками:

– до 7,0 МПа – жидкость с кинематическим коэффициентом вязкости

$$\nu = (0,20 \dots 0,36) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с};$$

– при давлениях от 7,0 МПа до 20,0 МПа – $\nu = (0,60 \dots 1,10) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с};$

– при давлениях от 80 МПа до 140 МПа рекомендуется применять масла с бóльшей вязкостью [1].

ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Расчёт гидропривода рекомендуется вести в следующей последовательности:

– рассчитывают гидродвигатель поступательного действия;

– выбирают типоразмеры элементов гидроаппаратуры и определяют потери давления в каждом элементе;

– рассчитывают трубопроводы гидропривода (для чего всю трассу разбивают на участки, отличающиеся друг от друга характером и величиной сопротивления; устанавливают исходные данные для рассматриваемой системы или трассы в целом и характеристику каждого отдельного участка; с помощью таблиц и формул определяют коэффициенты гидравлических потерь на трение по длине λ и в местных сопротивлениях ζ ; определяют потери давления на каждом участке или на совокупности подобных участков);

– выбирают объёмный насос и определяют его параметры;

– устанавливают зависимость потребляемой мощности силового гидроцилиндра от числа оборотов насоса.

При выполнении расчётно-графической работы удобно пользоваться формуляром-таблицей, в которую заносятся исходные, промежуточные и итоговые расчётные данные (табл. 1).

| Наименование участка | Характеристика участка | | | | | Коэффициенты потерь | | Потеря давления Δp , МПа |
|----------------------|------------------------|----------------|----------------------------------|---------------------------|-----------------------|---------------------|---------|----------------------------------|
| | Вид участка | Размеры | | Скорость потока v , м/с | Число Рейнольдса Re | λ | ζ | |
| | | Длина, l , м | Площадь сечения ω , m^2 | | | | | |
| | | | | | | | | |

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

1. Расчёт начинают с выбора диаметра поршня гидроцилиндра, исходя из следующих рекомендаций:

$$D \geq \frac{S}{(1 \dots 15)}, \text{ м,}$$

где S – заданный ход поршня, м.

В соответствии с полученным значением D принимается ближайшее большее значение из ряда стандартных значений диаметров (Приложение, табл. 2).

2. Расчётным усилием на штоке P_p является суммарное усилие T , равное $T = P + P_{тр}$ с учётом механического коэффициента полезного действия гидроцилиндра $\eta_{мех}$:

$$P_p = \frac{T}{\eta_{мех}}, \text{ Н,}$$

где P – заданное усилие на штоке, Н; $P_{тр}$ – заданная сила трения (поршня о внутреннюю поверхность гидроцилиндра вследствие наличия уплотнения между внутренней поверхностью корпуса гидроцилиндра и поршнем), м; $\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,97$.

3. Давление жидкости на поршень гидроцилиндра $p_{ц}$ определяется из соотношения

$$p_{ц} = \frac{4P_p}{\pi D^2}, \text{ Па.}$$

4. Отношение диаметра штока $d_{ш}$ к диаметру поршня D выбирается на основании полученного значения $p_{ц}$, (Приложение, табл. 3).

В соответствии с выбранным отношением, согласно ЭНИСМ – М21-3, определяется диаметр штока $d_{ш}$ (Приложение, табл. 2).

5. Определяется действительный расход жидкости Q в зависимости от конструкции силового органа:
– для гидроцилиндра с односторонним штоком

$$Q = \frac{\pi}{4} S n (2D^2 - d_{ш}^2), \text{ м}^3/\text{с,}$$

где n – число двойных ходов поршня (рабочих – холостых);
– для гидроцилиндра с двухсторонним штоком

$$Q = \frac{\pi}{2} S n (D^2 - d_{ш}^2), \text{ м}^3/\text{с.}$$

6. Определяется расчётная (теоретическая) подача насоса

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_0}, \text{ м}^3/\text{с,}$$

где $\eta_0 = 0,98 \dots 0,99$ – объёмный КПД гидроцилиндра.

7. Скорости рабочего $v_{рх}$ и холостого $v_{хх}$ ходов поршня соответствующих конструкций гидроцилиндров определяются по величине действительного расхода жидкости Q :
– для конструкции гидроцилиндра с односторонним штоком

$$v_{px} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \text{ м/с}; \quad v_{xx} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_{ш}^2)}, \text{ м/с};$$

– для гидроцилиндра с двухсторонним штоком

$$v_{px} = v_{xx} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_{ш}^2)}, \text{ м/с}.$$

8. По величине хода поршня S и скоростям его перемещения определяется время рабочего и холостого ходов:

$$t_{px} = \frac{S}{v_{px}}, \text{ с}; \quad t_{xx} = \frac{S}{v_{xx}}, \text{ с}.$$

9. Рассчитывается потребляемая мощность силового гидроцилиндра по формуле

$$N_{ц} = \frac{P_p v_{px}}{\eta \eta_{дв}}, \text{ Вт},$$

где $\eta = 0,60 \dots 0,70$ – полный КПД объёмного гидропривода; $\eta_{дв} = 0,90 \dots 0,95$ – полный КПД привода (электродвигателя).

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОАППАРАТУРЫ

2.1. ЗОЛОТНИКОВЫЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ

Проходное сечение золотника в виде боковой поверхности кругового цилиндра образуется кромкой золотника и отверстия втулки. Площадь проходного сечения определяется по рекомендуемой средней скорости ($v_p = 3 \dots 5$ м/с) [2] и расходу Q_T

$$\omega_i = \frac{Q_T}{v_p}, \text{ м}^2.$$

Потеря давления в сечении ω_i определяется по формуле

$$\Delta p_i = \rho g \zeta \frac{v^2}{2g}, \text{ Па}, \quad (1)$$

где $\zeta = 5 \dots 7$ – коэффициент местного сопротивления; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

2.2. ДРОССЕЛЬ

Потеря давления определяется по формуле

$$\Delta p_d = \rho g \frac{Q_T^2}{\mu_p^2 \omega^2}, \text{ Па},$$

где ω – площадь проходного сечения дросселя, м²; μ_p – коэффициент расхода отверстия (для минеральных масел $\mu_p = 0,72 \dots 0,74$).

Обозначая постоянные параметры жидкости и типа дросселя через A , получим

$$\Delta p_d = A Q_T^2, \text{ Па}.$$

Полученная формула даёт возможность по табличным данным (Приложение, табл. 4) определить потерю давления в дросселе.

По приведённым в табл. 4 Приложения величинам потерь давления в гидроаппаратуре различного назначения $\Delta p_{ном}$ при протекании через данный элемент гидроаппаратуры номинального расхода $Q_{ном}$ и расчётной подачи насоса Q_T определяется действительная потеря давления Δp_i в каждом элементе гидроаппаратуры (в клапанах, дросселях, золотниковых распределителях)

$$\Delta p_i = \Delta p_{ном} \left(\frac{Q_T}{Q_{ном}} \right)^2, \text{ Па}. \quad (2)$$

2.3. КЛАПАНЫ

Потеря давления в клапанах различного назначения (напорных, предохранительных, обратных) определяется по следующей формуле

$$\Delta p_{\text{кл}} = \rho g \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_{\text{т}}^2}{gd^4} (1 + f_0), \text{ Па}, \quad (3)$$

где d – диаметр проходного сечения, м; f_0 – коэффициент, зависящий от профиля отверстия, его длины и рода протекающей через него жидкости, определяемый из выражения

$$f_0 = \alpha_0 \frac{v(I + \alpha')}{\varphi},$$

где α_0 – коэффициент, зависящий от рода жидкости (для минеральных масел $\alpha_0 = 0,01$, для смеси глицерина с водой при соотношении 1:1 $\alpha_0 = 0,013$); v – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; I – длина канала круглого сечения, м; α' – коэффициент, зависящий от продольной формы отверстия канала (обычно $\alpha' = 0,06$); φ – коэффициент, зависящий от поперечной формы отверстия канала (для круглых сечений $\varphi = 0,04$, для кольцевых сечений $\varphi = 0,029$) [2].

Из выражения (3) видно, что для данной жидкости и типоразмера клапана величина

$$\frac{8\rho g}{\pi^2 gd^4} (1 + f_0) = B = \text{const},$$

тогда это выражение можно записать следующим образом:

$$\Delta p_{\text{кл}} = BQ_{\text{т}}^2, \text{ Па}.$$

Данная зависимость для расчёта потери давления в клапанах позволяет использовать выражение (2).

2.4. ДРОССЕЛЬНЫЙ ПОРЦИОНЕР

Для синхронизации работы нескольких гидродвигателей применяются дроссельные порционеры (делители потока) – гидроаппараты, предназначенные для разделения одного потока рабочей жидкости на два [1, с. 345; 2, с. 131; 7, с. 415 – 420].

Дроссельные порционеры работают на минеральном масле вязкостью 18 ... 60 сСт при температуре до 50°C. Рабочее давление на входе в делитель составляет 12,5 МПа. Потеря давления в делителе составляет $\Delta p = 0,3$ МПа (тип Г75-62, номинальный расход $Q_{\text{ном}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), $\Delta p = 0,4$ МПа (тип Г75-63, номинальный расход $Q_{\text{ном}} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$).

Определение потерь давления для расчётного расхода производится с применением выражения (2).

2.5. ФИЛЬТР

Потеря давления в фильтре определяется по следующей зависимости

$$\Delta p_{\text{ф}} = 5,95 \cdot 10^7 \frac{Q_{\text{т}}}{\alpha \omega} \mu, \text{ Па}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{т}}$ – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с; ω – площадь фильтрующей поверхности, м^2 (Приложение, табл. 5); α – удельная пропускная способность фильтрующего элемента, зависящая от материала фильтра, $\text{м}^3/\text{м}^2$ (Приложение, табл. 6).

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ

Гидравлический расчёт трубопроводов каждой линии (всасывающей, нагнетательной, исполнительной и сливной) сводится к определению их диаметра и потерь напора (давления) вследствие наличия гидравлических сопротивлений. Потери напора (давления) потока являются необратимыми потерями энергии, идущими на нагрев трубопроводов и самой жидкости. При этом, необходимо учитывать как потери на трение по длине, так и потери в местных сопротивлениях. К местным потерям относятся потери в гидроаппаратуре и местных сопротивлениях трубопровода (поворотах, внезапных сужениях, внезапных расширениях и т.д.).

Расчёт рекомендуется вести в следующем порядке:

1. Определяются диаметры всасывающей, нагнетательной и сливной линий.

Задаются скоростью течения жидкости в гидролиниях v_i (Приложение, табл. 7) и рассчитываются соответствующие диаметры труб

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_i}}, \text{ м}.$$

Полученные значения диаметров округляют до ближайших больших стандартных значений d в соответствии с ГОСТ 355–67 (Приложение, табл. 8).

2. Фактические скорости движения рабочей жидкости на участках трубопроводов определяются исходя из их геометрических параметров

$$v_i = \frac{4Q_T}{\pi d_i^2}, \text{ м/с.}$$

3. Суммарные гидравлические потери по длине трубопроводной системы $\sum \Delta p_l$ определяются из выражения

$$\sum \Delta p_l = \rho g \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} \right), \text{ Па,} \quad (5)$$

где λ_i – коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине соответствующей гидролинии.

При турбулентном режиме λ_i зависит от относительной шероховатости стенок трубопровода $\frac{\Delta}{d}$, где Δ – абсолютная шероховатость (Приложение, табл. 9) и определяется по графику [3, с. 31] или по формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,32 \text{Re}^{-0,25},$$

так как в трубопроводной сети объёмного гидропривода обычно имеет место зона гладкостенного гидравлического сопротивления вследствие сравнительно большой вязкости рабочей жидкости (масла).

Как известно, при ламинарном режиме течения коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине λ принято подсчитывать по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Однако при работе трубопроводов объёмных гидроприводов λ_i в практических расчётах для гидравлически гладких труб и шлангов без резких сужений, вмятин и изгибов при ламинарном режиме пользуются выражением [3, с. 32]:

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}. \quad (6)$$

4. Суммарные потери в местных сопротивлениях трубопровода $\sum \Delta p_m$ определяются из выражения

$$\sum \Delta p_m = \rho g \sum_{i=1}^n b_i \zeta_i \frac{v_i^2}{2g}, \text{ Па,} \quad (7)$$

где b_i – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий зависимость величины гидравлических потерь в местном сопротивлении от числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения рабочей жидкости (Приложение, рис. 2).

При турбулентном режиме течения $b = 1$, ζ_i – коэффициент местного сопротивления [3, с. 34 – 43], i – участок трубопровода.

Для сочленения отдельных звеньев трубопровода между собой или с элементами гидропривода используется присоединительная арматура. Для присоединений, выполненных по нормам станкостроения, приближенно принимают:

- для прямых участков $\zeta = 0,1 \dots 0,15$;
- для угловых участков $\zeta = 0,2$.

По окончании расчёта элементов гидроаппаратуры и трубопроводов определяются суммарные (общие) потери давления в схеме гидропривода

$$\sum \Delta p_{\text{общ}} = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_l, \text{ Па,}$$

где Δp_m – потери давления в каждом элементе гидроаппаратуры, Па; Δp_l – потеря давления на каждом участке трубопроводной сети объёмного гидропривода, Па.

4. ВЫБОР ТИПА ОБЪЁМНОГО НАСОСА

Определяют давление, создаваемое насосом для рассматриваемой гидравлической системы. Рабочее давление представляет собой сумму давления жидкости на поршень гидроцилиндра $p_{\text{ц}}$ и общих потерь давления в схеме гидропривода $\sum \Delta p_{\text{общ}}$, т.е.

$$p_{\text{нас}} = p_{\text{ц}} + \sum \Delta p_{\text{общ}}, \text{ Па.}$$

Выбирают тип объёмного насоса исходя из давления $p_{\text{нас}}$ и расчётной подачи насоса Q_T (Приложение, табл. 10).

Далее производят расчёт насоса выбранного типа.

5. РАСЧЁТ ЗАВИСИМОСТИ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ СИЛОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА ОТ ЧИСЛА ОБОРОТОВ НАСОСА

Порядок расчёта зависимости потребляемой мощности силового гидроцилиндра от числа оборотов насоса представлен блок-схемой (Приложение, рис. 3).

Расчёты потребляемой мощности $N_{ц}$ проводятся для чисел оборотов насоса n_j , составляющих 80, 85, 90, 95, 105, 110, 115, 120% от основного (рабочего) числа оборотов n . На основании результатов этих расчётов строится график зависимости потребляемой мощности силового гидроцилиндра от числа оборотов насоса

$$N_{ц} = f(n_j).$$

В процессе проведения расчётов мощности для разных чисел оборотов насоса n_j следует иметь в виду, что размеры объёмного насоса, гидродвигателя и трубопроводов остаются без изменения, а изменяются только производительность насоса Q_j , развиваемое им давление $P_{нас}$, скорость движения жидкости в трубопроводах v , потери напора в гидравлических сопротивлениях $\sum \Delta h_{общ}$ (или потери давления $\sum \Delta p_{общ}$).

Расход рабочей жидкости при новых числах оборотов n_j определяется по формулам:

– для шестерёнчатого насоса

$$Q_{ш} = 2\pi D_n m b n_j \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где m, D_n, b – геометрические параметры зубчатого колеса; $\eta_{об}$ – объёмный КПД насоса; n_j – число оборотов шестерни, об/с;

– для пластинчатого насоса

$$Q_{п} = 2\pi D e b n_j \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где D, b, e – геометрические параметры насоса; $\eta_{об}$ – объёмный КПД пластинчатого насоса;

– для радиально-поршневого насоса

$$Q_{рп} = 0,5\pi d^2 e z n_j \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где d, e, z – геометрические параметры; $\eta_{об}$ – объёмный КПД, равный 0,96 ... 0,98;

– для аксиально-поршневого насоса

$$Q_{ап} = 0,25\pi d^2 S z n_j \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где d, S, z – геометрические параметры; $\eta_{об}$ – объёмный КПД, равный 0,95.

**6. ПРИМЕР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА
ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ
ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

1. Схема.

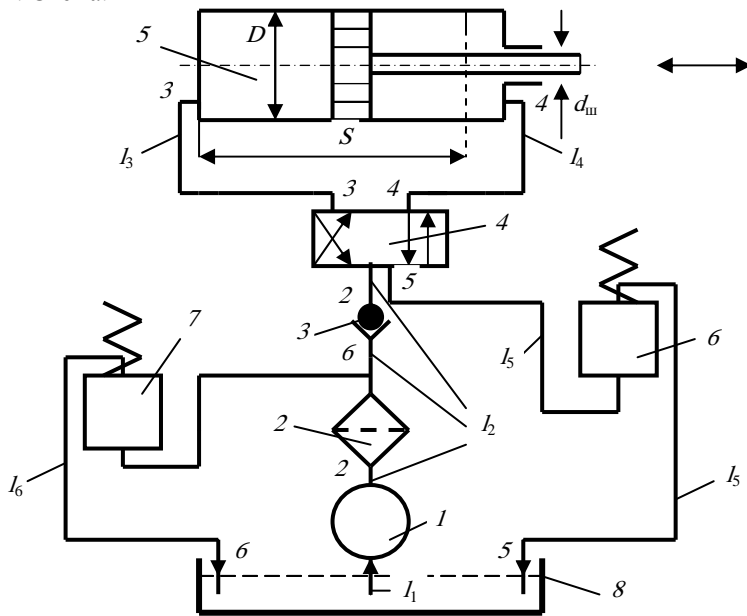


Рис. 1. Схема объёмного гидропривода:
 1 – насос объёмного типа; 2 – фильтр; 3 – клапан обратный;
 4 – распределитель золотникового типа; 5 – гидродвигатель
 поступательного действия (гидроцилиндр); 6 – клапан подпорный;
 7 – клапан предохранительный; 8 – бак с рабочей жидкостью

2. Порядок расчёта.

Требуется рассчитать потери давления в трубопроводе объёмного гидропривода в соответствии с предложенной схемой объёмного способа регулирования скорости выходного звена (рис. 1).

2.1. Исходные данные:

- длина магистралей $l_1 = 0,5$ м; $l_2 = 1,9$ м; $l_3 = l_4 = 1,5$ м; $l_5 = 0,5$ м; $l_6 = 0,6$ м;
- внутренние диаметры трубопроводов $D_{y1} = D_{y2} = D_{y5} = D_{y6} = 15$ мм; $D_{y3} = D_{y4} = 13$ мм;
- угол плавных поворотов магистралей $\alpha = 90^\circ$;
- материал трубопровода – сталь.

2.2. Решение.

Разбивают трассу на участки. В данной схеме трассу можно разделить на участки следующим образом:

- участок 1 – магистраль 1–1 (всасывающая линия);
- участок 2 – магистраль 2–2 (нагнетательная линия);
- участки 3 и 4 – магистрали 3–3 и 4–4 (исполнительная линия вместе, полагая их одинаковыми в отношении гидравлического сопротивления);
- участок 5 – магистраль 5–5 (сливная линия);
- участок 6 – магистраль 6–6 (предохранительная линия).

2.3. Выбор рабочей жидкости.

За рабочую жидкость принимаем масло индустриальное 20. При рабочей температуре $t = 40^\circ\text{C}$ её кинематическая вязкость $\nu = 29,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ [1, с. 287].

Предположим, что насос при скорости вращения 1440 об/мин обеспечивает номинальную производительность $Q = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ полностью затрачиваемую в системе (отсутствуют утечки и слив через предохранительный клапан). Для присоединения трубопроводов в местах, отмечающих на схеме начала и концы участков, использованы нормализованные прямые концевые присоединения (12 шт., 1–1, 2–2, 3–3, 4–4, 5–5, 6–6).

2.4. Устанавливаем исходные данные для рассматриваемой системы в целом и характеристики каждого отдельного участка.

I. Участок № 1.

Труба $D_{y1} = 15$ мм, $l_1 = 0,5$ м. Определяем площадь сечения трубы

$$\omega_1 = \pi \frac{D_y^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{0,015^2}{4} = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Скорость потока

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1} = 1,7 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = v_1 \frac{D_{y1}}{\nu} = 879.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение (6)

$$\lambda_1 = \frac{75}{\text{Re}_1} = \frac{75}{879} = 8,5 \cdot 10^{-2}.$$

Потери давления на трение по длине (5)

$$\Delta p_l = \lambda_1 \frac{l_1}{D_{y1}} \frac{v_1^2}{2g} \rho g = 8,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,5}{1,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{1,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,0364 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

II. Участок № 2.

Труба $D_{y2} = 15$ мм, длина $l_2 = 1,9$ м.

Определяем площадь сечения трубы

$$\omega_2 = \pi \frac{D_{y2}^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{0,015^2}{4} = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Скорость потока

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi D_{y2}^2} = \frac{3,0 \cdot 10^{-4}}{1,77 \cdot 10^{-4}} = 1,7 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = v_2 \frac{D_{y2}}{\nu} = \frac{1,7 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2}}{29,0 \cdot 10^{-6}} = 879.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине (6)

$$\lambda_2 = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{879} = 8,5 \cdot 10^{-2}.$$

Потери давления на трение по длине (5)

$$\Delta p_l = \lambda_2 \frac{l_2}{D_{y2}} \frac{\vartheta_2^2}{2g} \rho g = 8,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,9}{1,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{1,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,139 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

III. Фильтр.

Для обеспечения расхода $Q = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ выбираем фильтр пластинчатый типа Г41-11 (Приложение, табл. 5).
Потери давления в фильтре (4)

$$\Delta p_\phi = 5,95 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{Q\mu}{\alpha\omega} = 5,95 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{3,0 \cdot 10^{-4} \cdot 2,58 \cdot 10^{-2}}{0,8 \cdot 27,6 \cdot 10^{-4}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

IV. Клапан обратный.

Выбираем клапан обратный типа Г51-22, обеспечивающий номинальный расход $Q_{\text{ном}} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Потери давления при номинальном расходе 0,2 МПа, т.е.

$$\Delta p_{\text{кл}} = 0,2 \text{ МПа.}$$

V. Распределитель золотниковый (РЗ).

Потери давления в золотниковом распределителе определяем по формуле (1). Принимая скорость движения жидкости через золотник равной $\vartheta = 4 \text{ м/с}$ и коэффициент местного сопротивления $\zeta = 6$, имеем

$$\Delta p_{\text{рз}} = \zeta \rho g \frac{\vartheta^2}{2g} = 6 \cdot 8731 \cdot \frac{4^2}{2 \cdot 9,81} = 5,1 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

VI. Участки № 3 и № 4.

Магистраль исполнительного трубопровода 3–3 и 4–4. Труба $D_{y3} = D_{y4} = 13 \text{ мм}$, длина $l_3 + l_4 = 3 \text{ м}$.

Площадь сечения трубы

$$\omega_{3,4} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Скорость потока

$$\vartheta_{3,4} = 2,26 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{3,4} = 1013.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине

$$\lambda_{3,4} = \frac{75}{1013} = 7,4 \cdot 10^{-2}.$$

Потери давления на трение

$$\Delta p_{l_{3,4}} = 7,4 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3}{1,3 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{2,26^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,388 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях (плавный поворот)

$$\Delta p_{M_{3,4}} = b f \frac{v_{3,4}^2}{2g} \rho g = 1,2 \cdot 5,43 \cdot \frac{2,26^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,148 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

где $f = 5,43$ [3, с. 40, 145], так как на магистралях 3–3 и 4–4 шесть поворотов, то $\sum \Delta p_{M_{3,4}} = \Delta p_{M_{3,4}} n = 0,148 \cdot 10^5 \cdot 6 = 0,888 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

Общие потери давления на участках 3 и 4 составляют

$$\sum \Delta p_{\text{общ}_{3,4}} = \Delta p_{l_{3,4}} + \sum \Delta p_{M_{3,4}} = 0,388 \cdot 10^5 + 0,888 \cdot 10^5 = 1,276 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

VII. Силовой гидроцилиндр.

Местными сопротивлениями в силовом гидроцилиндре являются сопротивления входа и выхода жидкости в местах подвода трубопроводов исполнительных линий.

Тогда

$$\Delta p_{M_{ц}} = b (f_{\text{вх}} + f_{\text{вых}}) \frac{v_{3,4}^2}{2g} \rho g = 1,2 \cdot 2,5 \cdot \frac{2,26^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,0682 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

где $f_{\text{вх}} = 0,5$, $f_{\text{вых}} = 2$ (режим течения потока жидкости в трубопроводе – ламинарный) [3, с. 35].

VIII. Участок № 5.

Труба $D_{y5} = 15 \text{ мм}$, длина $l_5 = 0,5 \text{ м}$.

Площадь сечения трубы

$$\omega_5 = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Скорость потока

$$v_5 = 1,7 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_5 = 879.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине

$$\lambda_5 = \frac{75}{\text{Re}_5} = 8,5 \cdot 10^{-2}.$$

Потери давления на трение по длине

$$\Delta p_{l_5} = 8,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,5}{1,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{1,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,0364 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{M_5} = \sum \Delta p_{M_{пов}},$$

где
$$\sum \Delta p_{M_{пов}} = n \Delta p_{M_{пов}} = 2 \cdot 6,2 \cdot 1,4 \cdot \frac{1,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,223 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Величина коэффициента гидравлического сопротивления плавных поворотов

$$\zeta = A \lambda_5 = 73,4 \cdot 8,5 \cdot 10^{-2} = 6,2,$$

где $A = 73,4$, при $\alpha = 90^\circ$ и $\frac{R}{D_{y5}} = 100/15 = 6,7$, а $R = 100$ мм согласно [3, с. 145] и $n = 2$ – число плавных поворотов в магистрали 5–5.

Суммарные потери давления в магистрали 5–5 составят

$$\sum \Delta p_5 = \Delta p_5 + \Delta p_{M_5} = 0,0364 \cdot 10^5 + 0,223 \cdot 10^5 = 0,2564 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

IX. Клапан подпорный.

Потери давления в подпорном клапане определяем по таблице технических характеристик контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры (Приложение, табл. 4) по формуле (2)

$$\Delta p = \Delta p_{ном} \left(\frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2 = 4,0 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{3,0 \cdot 10^{-4}}{3,0 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 4,0 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

X. Потери давления в присоединениях.

Потери давления в присоединениях могут быть приближенно учтены по среднему значению ζ_{cp} (см. с. 7), усреднённым значениям скорости v_{cp} и поправки b_{cp} . Приняв $v_{cp} = 1,98$ м/с, $b_{cp} = 1,3$ и $\zeta_{cp} = 0,13$, определяем потери давления во всех присоединениях

$$\Delta p = n b_{cp} \zeta_{cp} \frac{v_{cp}^2}{2g} \rho g = 12 \cdot 1,3 \cdot 0,13 \cdot \frac{1,98^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 8731 = 0,03538 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

где $n = 12$ – количество присоединений.

3. Определение общих потерь давления в системе.

Суммируя полученные значения потерь давления на отдельных участках и в элементах гидроаппаратуры системы, определяем полную потерю давления в объёмном гидроприводе

$$\sum \Delta p_{\text{полн}} = \sum_{i=1}^n (\Delta p_{I_i} + \Delta p_{M_i}) = (0,0364 + 0,139 + 2,1 + 2,0 + 5,1 + 1,276 + \\ + 0,0682 + 0,256 + 4,0 + 0,035) \cdot 10^5 = 15,01 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\sum \Delta p_{\text{полн}} = 1,5 \text{ МПа.}$$

Полученные данные заносим в табл. 1.

7. ПРИМЕР РАСЧЁТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБЪЁМНЫХ НАСОСОВ

4.1. ШЕСТЕРЁНЧАТЫЕ НАСОСЫ

1. Мощность на валу N_b насоса определяется по формуле

$$N_b = \frac{P_{\text{нас}} Q_r}{\eta}, \text{ Вт,} \quad (8)$$

где $\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_0$ – полный КПД насоса; $\eta_0 = 0,75 \dots 0,90$ – объёмный КПД, $\eta_{\text{мех}} = 0,75 \dots 0,85$ – механический КПД.

2. Модуль зацепления m определяется из выражения

$$m = \left(0,3 \dots 0,5 \sqrt{\frac{Q_r}{\eta_0}} \right), \text{ мм,}$$

где Q_r – расчётная (теоретическая) подача насоса, л/мин.

3. Число зубьев z колеса выбирается таким, чтобы избежать как подрезку зуба при угле зацепления 20° , так и чрезмерное заострение зубьев при исправлении зацепления [2], $z = 9 \dots 17$.

4. Диаметр наружной окружности D_n определяется по формуле

$$D_n = m(z + 3), \text{ мм.}$$

5. Число оборотов зубчатых колёс выбирается из условий наименьшей и наибольшей допустимой окружной скорости. Наименьшая допустимая окружная скорость определяется по формуле

$$v_{\text{окр, мин}} = 0,17 \frac{P_{\text{нас}}}{6,84/v + \sqrt{v^2 + 0,01845}}, \text{ м/с,}$$

где v – кинематический коэффициент вязкости, Ст.

Наибольшую допустимую окружную скорость выбирают в зависимости от величины вязкости жидкости (Приложение, табл. 11).

Тогда частота вращения зубчатого колеса n определится из выражения

$$n = \frac{v_{\text{окр}}}{\pi D_n}, \text{ об/с,}$$

где $v_{\text{окр}}$ – окружная скорость, м/с; D_n – диаметр наружной окружности зубчатого колеса, м.

6. Диаметр начальной окружности $D_{\text{нач}}$ зубчатого колеса

$$D_{\text{нач}} = mz, \text{ мм.}$$

7. Ширина зубчатого колеса b определяется по формуле

$$b = \frac{Q_r \cdot 10^{-4}}{6\pi D_{\text{нач}} (D_n - D_{\text{нач}}) n \eta_0}, \text{ мм},$$

где n – число оборотов, об/с.

8. Шаг начальной окружности t_n равен

$$t_n = \pi \frac{D_n}{z}, \text{ мм}.$$

4.2. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

1. Мощность на валу насоса определяется по формуле (8). Величина η_0 для рассматриваемых насосов равна 0,96 ... 0,98.
2. Задаётся частота вращения ротора насоса n , исходя из рекомендаций $n = (16 \dots 25)$ об/с.
3. Рабочий объём насоса q

$$q = \frac{Q_r}{(n \eta_0)}, \text{ м}^3/\text{об}. \quad (9)$$

4. Число цилиндров в одном ряду (в одной плоскости) $z = 5 \dots 11$.
5. Число рядов в насосе $c = 1 \dots 3$.
6. Диаметр поршня d определяется по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi z i}}, \text{ м},$$

где $i = \frac{S}{d}$ – конструктивный параметр насоса ($i = 1 \dots 1,5$) [5], $S = 2e$ – ход поршня (определяется из соотношения $S = di$ и округляется до ближайшего чётного числа).

7. Для насосов с несколькими циклами работы (всасывания и нагнетания) за один оборот рабочий объём определяется как [5, с. 113]

$$q' = kq = k \frac{\pi d^2}{4} S z, \text{ м}^3/\text{об},$$

где k – число циклов за один оборот.

8. Проектирование блока цилиндров включает в себя определение длины цилиндра $L_{\text{ц}}$

$$L_{\text{ц}} = 0,1d + S + (1,5 \dots 2)d, \text{ м},$$

где $L \geq (1,5 \dots 2)d$ – минимальная величина заделки поршня в выдвинутом его положении.

9. Общая длина поршня $L_{\text{п}}$ плунжерного типа определяется из выражения

$$L_{\text{общпл}} = S + (1,5 \dots 2)d + (0,1 \dots 0,2)d = S + (1,6 \dots 2,2)d, \text{ м},$$

где величина $(0,1 \dots 0,2)d$ – длина выступа поршня из цилиндра в утопленном положении.

10. Принимается радиус сферы головки плунжера

$$r = (1,5 \dots 2,5), \text{ м}.$$

4.3. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

1. Определяется подача насоса

$$Q_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{г}}}{\eta_0}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где η_0 – величина объёмного КПД (для рассматриваемых типов насосов при номинальных условиях работы $\eta_0 = 0,96 \dots 0,98$).

2. Рабочий объём насоса q определяется по формуле

$$q = \frac{Q_{\text{нас}}}{n}, \text{ м}^3,$$

где n – число оборотов ротора насоса ($n = 1000 \dots 2000$ об/мин).

3. Рабочий объём одного цилиндра $q_{\text{ц}}$ определяется

$$q_{\text{ц}} = \frac{q}{z}, \text{ м}^3,$$

где z – число поршней (Приложение, табл. 12).

4. Диаметр плунжера (поршня)

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_{\text{ц}}}{\pi i}}, \text{ м},$$

где $q_{\text{ц}} = \pi d^2 \frac{S_{\text{max}}}{4}$ – рабочий объём одного цилиндра, м^3 (S_{max} и d – максимальный ход поршня и его диаметр, м); $i = \frac{S_{\text{max}}}{d}$ – конструктивный параметр насоса ($i = 1 \dots 2$).

5. Диаметр окружности цилиндрического блока

$$D_{\text{бл}} = (0,35 \dots 0,40) dz, \text{ м}.$$

6. Наружный диаметр блока $D_{\text{нар}}$

$$D_{\text{нар}} = D_{\text{бл}} + 1,6d, \text{ м}.$$

7. Угол наклона диска, при котором будет обеспечен для данных параметров требуемый рабочий объём насоса, определяется по формуле

$$\text{tg } \gamma = \frac{4q}{\pi D_{\text{бл}} d^2 z}.$$

8. Мощность на валу насоса определяется по формуле (6), где объёмный КПД для рассматриваемых насосов при номинальных условиях работы равен $\eta_0 = 0,89 \dots 0,97$, а механический КПД – $\eta_{\text{мех}} = 0,69 \dots 0,91$.

4.4. Пластинчатые насосы

1. Определяется рабочий объём насоса по формуле (9), где величина объёмного КПД для номинальной работы данного типа насосов принимается равной $\eta_0 = 0,75 \dots 0,98$, а число оборотов ротора l выбирается в соответствии с рекомендациями (Приложение, табл.13).

2. Максимальная величина эксцентриситета определяется по формуле

$$e_{\max} = k_1 \sqrt[3]{q}, \text{ м,}$$

где k_1 – коэффициент пропорциональности (Приложение, табл. 14).

3. Диаметр направляющей (статора) $D_{\text{ст}}$ определяется по формуле

$$D_{\text{ст}} = \sqrt{\frac{q}{(32 \dots 42)\pi e}}, \text{ м.}$$

4. Ширина ротора и пластин b определяется из соотношения

$$b = (1,6 \dots 2,1) D_{\text{ст}}, \text{ м.}$$

5. Длина пластин $l_{\text{пл}} = (3,5 \dots 4,1) e$, м.

6. Число пластин $z = 7 \dots 16$.

7. Мощность на валу насоса определяется по формуле (8), где $\eta_{\text{полн}} = 0,68 \dots 0,88$ – полный КПД насоса ($\eta_{\text{полн}} = \eta_0 \eta_{\text{мех}}$).

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. – Минск : Высшая школа, 1976. – 287 с.

2. Ермаков, В.В. Основы расчёта гидропривода / В.В. Ермаков. – М. : Машгиз, 1951. – 247 с.

3. Аврутин, Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / Р.Д. Аврутин. – М. : Машиностроение, 1965. – 267 с.

4. Богданович, Л.Б. Гидравлические приводы в машинах / Л.Б. Богданович. – М. : Машгиз, 1962. – 161 с.

5. Башта, Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

6. Бурдун, Г.Д. Международная система единиц / Г.Д. Бурдун, Н.В. Колашников, Л.Р. Стоцкий. – М. : Высшая школа, 1964. – 274 с.

7. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 671 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

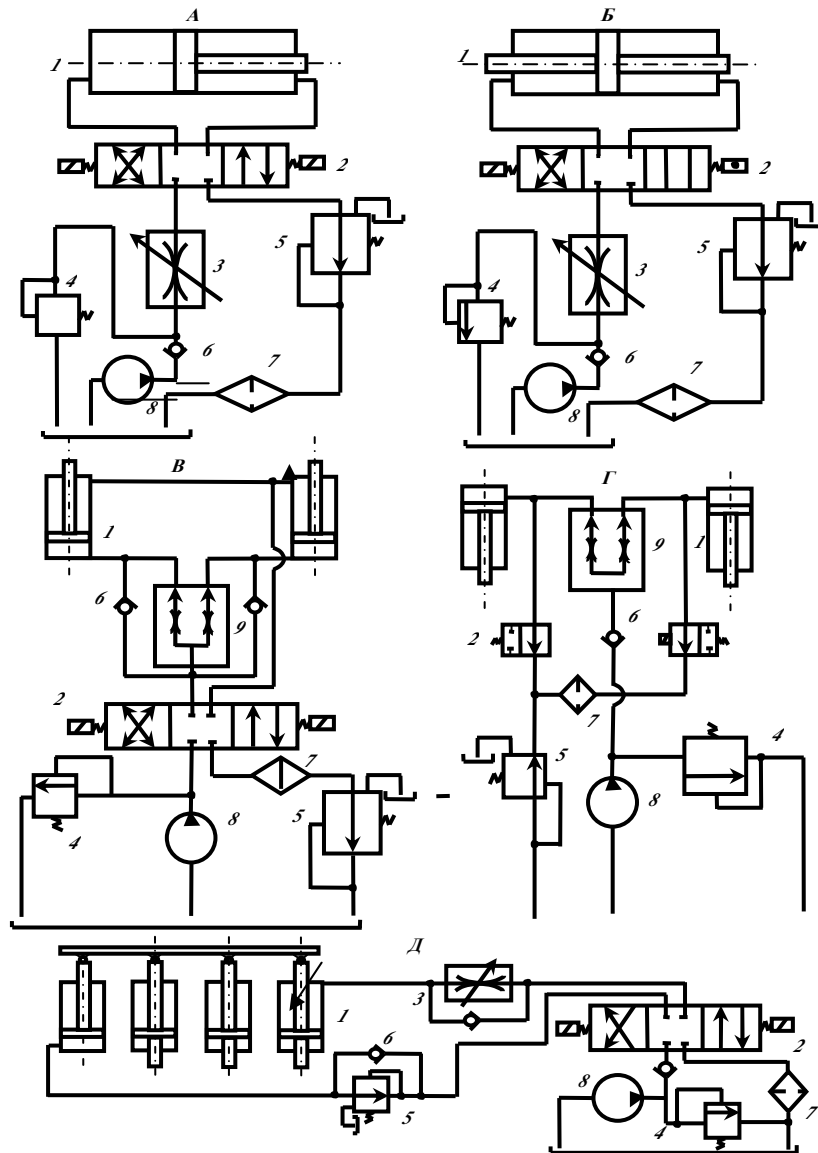


Рис. 1. Расчётные схемы задания:

1 – гидродвигатель; 2 – золотниковый распределитель; 3 – дроссель;
 4 – клапан предохранительный; 5 – золотник напорный; 6 – клапан обратный,
 7 – фильтр; 8 – насос; 9 – дроссельный порционер

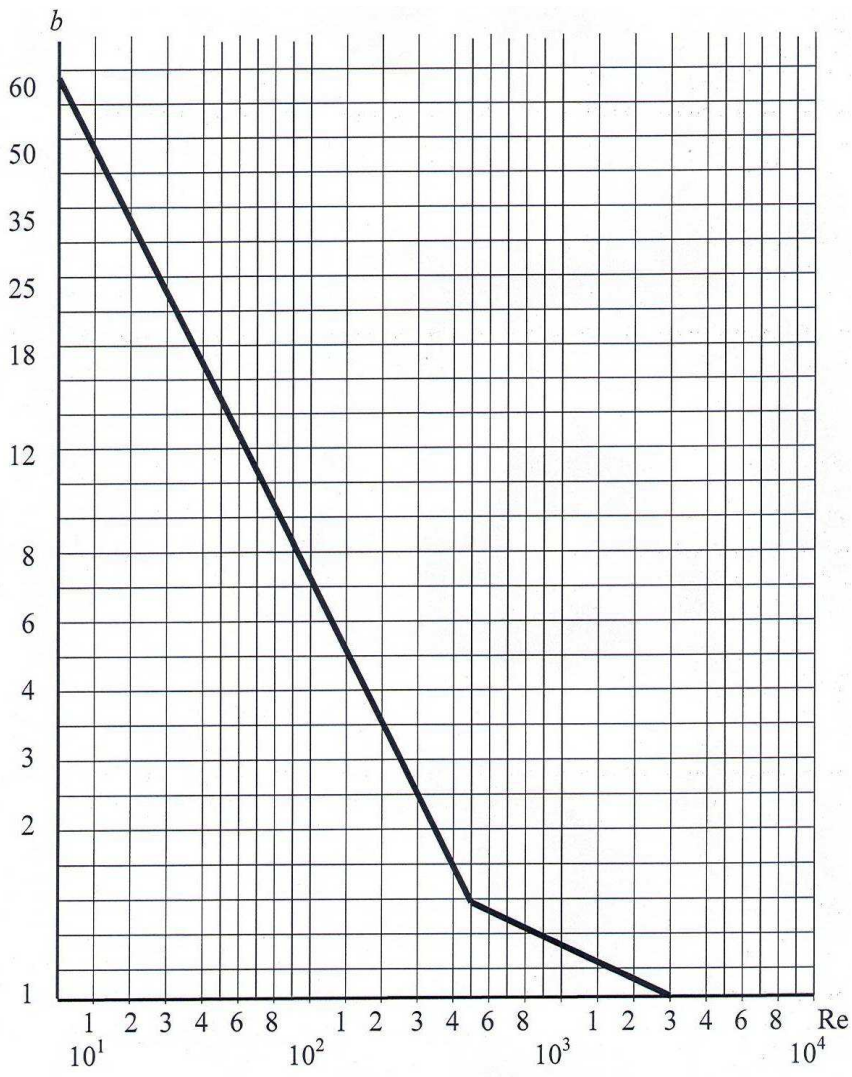


Рис. 2. График по определению поправочного коэффициента β

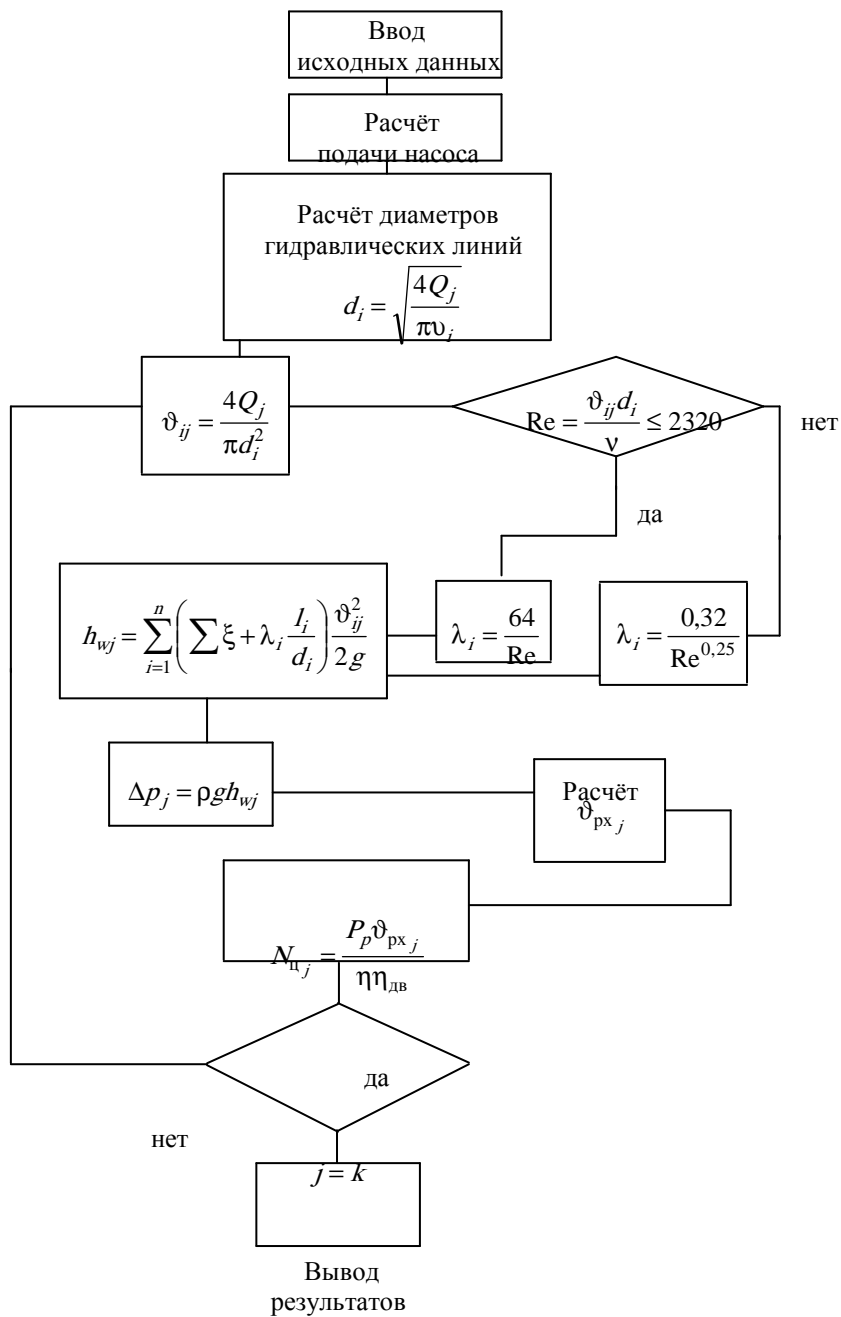


Рис. 3. Блок-схема расчёта зависимости потребляемой мощности гидроцилиндра от числа оборотов насоса

2. Основные размеры гидроцилиндра ЭНИСМ-М21-3

| $d_{ш}/D$ | Диаметр поршня D , мм | 45 | 50 | 65 | 75 | 90 | 105 | 125 | 150 |
|-----------|----------------------------|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| 0,3 | Диаметр штока $d_{ш}$, мм | 12 | 16 | 20 | 25 | 25 | 30 | 35 | 45 |
| 0,5 | | 22 | 25 | 30 | 35 | 45 | 50 | 55 | 75 |
| 0,6 | | 32 | 35 | 45 | 50 | 65 | 75 | 90 | 105 |

3. Значения параметра $K = \frac{d_{ш}}{D}$ силовых цилиндров

| | | | | | |
|---|-----------------|----------------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Усилие на штоке P_p , Н | Менее 9806,7 | 11 768 ... 29 420 | 29 420 ... 58 840 | 58 840 ... 98 067 | Более 98 067 |
| Давление в силовом гидроцилиндре p_c , Н/м ² | Менее 4 903 330 | 5 883 990 ... 6 864 660 | 7 885 990 ... 9 806 650 | 11 767 900 ... 14 709 975 | 15 690 640 ... 19 613 300 |
| Параметр K | 0,2 ... 0,3 | 0,3 ... 0,4 | 0,5 | 0,6 ... 0,7 | 0,7 |

4. Технические характеристики контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры

| Наименование элементов гидропривода | Типо-размеры | Параметры | | |
|-------------------------------------|--------------|---|---|--|
| | | Номинальный расход $Q_{ном} \cdot 10^3$, м ³ /с | Максимальное рабочее давление p_{max} , МПа | Потери давления при номинальном расходе $\Delta p_{ном}$, МПа |
| Дроссель | Г 77-24 | 1,20 | 20 | 0,02 |
| | Г 77-25 | 2,35 | 20 | 0,02 |
| | Г 77-26 | 4,70 | 20 | 0,02 |
| | Г 77-27 | 9,49 | 20 | 0,02 |
| Предохранительные клапаны | Г 55-12 | 0,017 | 0,3 ... 5,0 | 0,4 |
| | Г 55-13 | 0,050 ... 0,583 | 0,3 ... 5,0 | 0,4 |
| | Г 55-14 | 0,050 ... 1,170 | 0,3 ... 5,0 | 0,4 |
| | Г 55-15 | 0,083 ... 2,333 | 0,3 ... 5,0 | 0,4 |
| Клапаны обратные | Г 51-21 | 0,133 | 20 | 0,20 |
| | Г 51-22 | 0,300 | 20 | 0,20 |
| | Г 51-23 | 0,583 | 20 | 0,20 |
| | Г 51-24 | 1,167 | 20 | 0,20 |
| | Г 51-25 | 2,333 | 20 | 0,15 |
| | Г 51-26 | 4,667 | 20 | 0,15 |
| | Г 51-27 | 9,334 | 20 | 0,15 |

Продолжение табл. 4

| Наименование элементов гидропривода | Типо-размеры | Параметры | | |
|-------------------------------------|--------------|---|---|--|
| | | Номинальный расход $Q_{ном} \cdot 10^3$, м ³ /с | Максимальное рабочее давление p_{max} , МПа | Потери давления при номинальном расходе $\Delta p_{ном}$, МПа |
| Золотники напорные | Г 66-22 | 0,017 ... 0,300 | 0,3 ... 2,0 | 0,25 |
| | БГ 66-22 | 0,017 ... 0,300 | 0,6 ... 5,0 | 0,60 |
| | Г 66-24 | 0,050 ... 0,117 | 0,3 ... 2,0 | 0,25 |
| | БГ 66-24 | 0,50 ... 0,117 | 0,6 ... 5,0 | 0,60 |
| | Г 66-25 | 0,083 ... 2,333 | 0,3 ... 2,0 | 0,30 |
| | БГ 66-25 | 0,083 ... 2,333 | 0,6 ... 5,0 | 0,60 |

5. Технические характеристики пластинчатых фильтров

| Типоразмеры | Пропускная способность $Q \cdot 10^5, \text{ м}^3/\text{с}$ | Максимальное рабочее давление $p_{\text{max}}, \text{ МПа}$ | Площадь фильтрующей поверхности $\omega \cdot 10^4, \text{ м}^2$ |
|--------------|--|--|---|
| 0,08 Г 41-11 | 5,0 | 5,0 | 3,3 |
| 0,08 Г 41-12 | 13,3 | 5,0 | 8,8 |
| 0,08 Г 41-13 | 26,7 | 5,0 | 17,7 |
| 0,12 Г 41-13 | 41,7 | 5,0 | 27,6 |
| 0,08 Г 41-14 | 53,3 | 5,0 | 35,3 |
| 0,12 Г 41-14 | 83,3 | 5,0 | 55,2 |
| 0,08 Г 41-15 | 105,0 | 5,0 | 69,5 |
| 0,12 Г 41-15 | 166,7 | 5,0 | 110,3 |
| 0,20 Г 41-15 | 208,3 | 5,0 | 137,9 |

6. Удельная пропускная способность

| Фильтрующий материал | л/см ² | м ³ /м ² |
|---|-------------------|--------------------------------|
| Редкая сетчатая хлопчатобумажная ткань | 0,009 | 0,090 |
| Мягкое сухое волокно (1 см. толщины) | 0,015 | 0,150 |
| Густая металлическая сетка | 0,050 | 0,500 |
| Пластинчатый фильтр с зазорами 0,05 ... 0,08 мм между пластин | 0,080 | 0,800 |

7. Допустимые скорости в трубопроводах объёмного гидропривода

| Наименование линий | Допустимая скорость $v, \text{ м/с}$ |
|------------------------------|--------------------------------------|
| Всасывающая | 1,0 ... 1,5 |
| Исполнительная | 2,0 ... 3,0 |
| Сливная | 1,0 ... 2,0 |
| Нагнетательная при давлении: | |
| до 2,5 МПа | 3,0 |
| 5,0 МПа | 4,0 |
| 10,0 МПа | 5,0 |
| свыше 15,0 МПа | 8,0 ... 10,0 |

Примечание. Указание величины допустимых скоростей применимы при коротких трубопроводах ($\frac{l}{d} \leq 100$, где l и d длина и диаметр трубопровода соответственно). Для длинных трубопроводов ($\frac{l}{d} > 100$) эти величины допустимых скоростей необходимо уменьшить на 30 ... 50%.

8. Ряд номинальных (стандартных) внутренних диаметров трубопроводов объёмных гидроприводов

| $d, \text{ мм}$ | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | 13 | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 |
|-----------------|---|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|
| | | 60 | 70 | 80 | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 225 | |

9. Абсолютная шероховатость (Δ) для трубопроводов из различных материалов

| Материалы труб и способы изготовления | Значения Δ , мм |
|---------------------------------------|------------------------|
| Чугунные литые | 0,25 |
| Стальные холоднотянутые | 0,04 |
| Стальные горячекатаные | 0,04 |
| Медные, латунные, свинцовые | 0,0015 ... 0,01 |
| Алюминиевые и из алюминиевых сплавов | 0,0015 ... 0,06 |
| Стекланные | 0,0015 ... 0,01 |

10. Диапазон применения роторных насосов

| Тип насоса | Пределы рабочего давления $p_{\text{нас}}$, МПа |
|----------------------------------|--|
| Пластинчатые одинарного действия | $p_{\text{нас}} < 4$ |
| Шестерёнчатые | $4 < p_{\text{нас}} < 10$ |
| Радиально-поршневые | $10 < p_{\text{нас}} \leq 15$ |
| Аксиально-поршневые | $p_{\text{нас}} > 20$ |

11. Технические характеристики шестерёнчатых насосов

| | | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^4$, м ² /с | 0,115 | 0,238 | 0,495 | 0,747 | 1,004 | 1,254 |
| Наибольшая допустимая скорость зубчатых колёс $v_{\text{окр}}$, м/с | 5,1 | 4,5 | 3,8 | 3,5 | 3,25 | 3,0 |

12. Рекомендуемое число цилиндров аксиально-поршневых насосов

| | | | |
|---|------|-----------|-----------|
| Расход за один оборот $Q \cdot 10^4$, м ³ | до 1 | 1 ... 2,5 | свыше 2,5 |
| Рекомендуемое число цилиндров z | 7 | 9 | 11 |

13. Рекомендуемая частота вращения ротора пластинчатых насосов

| | | | |
|--|------------|---------|---------|
| Подача насоса $Q_t \cdot 10^3$, м ³ /с | свыше 1,25 | до 1,26 | до 0,83 |
| Число оборотов ротора n , об/мин | 1200 | 1500 | 1800 |

14. Значение параметра k_1

| | | | |
|---|------|---------|----------|
| Величина рабочего объёма насоса $q \cdot 10^4$, м ³ | до 2 | 2 ... 5 | 5 ... 10 |
| Величина k_1 | 1 | 0,8 | 0,8 |

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ | 4 |
| ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ВОЗВРАТНО- ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА | 4 |
| 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ..... | 5 |
| 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОАППАРАТУРЫ..... | 7 |
| 2.1. Золотниковый распределитель..... | 7 |
| 2.2. Дроссель..... | 7 |
| 2.3. Клапаны..... | 8 |
| 2.4. Дроссельный порционёр..... | 8 |
| 2.5. Фильтр..... | 9 |
| 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДА..... | 9 |
| 4. ВЫБОР ТИПА ОБЪЁМНОГО НАСОСА..... | 11 |
| 5. РАСЧЁТ ЗАВИСИМОСТИ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ СИЛОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА ОТ ЧИСЛА ОБОРОТОВ НАСОСА..... | 11 |
| 6. ПРИМЕР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА..... | 13 |
| 7. ПРИМЕР РАСЧЁТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБЪЁМНЫХ НАСОСОВ..... | 19 |
| 4.1. Шестерёнчатые насосы..... | 19 |
| 4.2. Радиально-поршневые насосы..... | 20 |
| 4.3. Аксиально-поршневые насосы..... | 21 |
| 4.4. Пластинчатые насосы..... | 22 |
| 8. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА..... | 23 |
| Приложения..... | 24 |