

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тверской государственный технический университет»  
(ТвГТУ)

**А.Л. Яблонев**

**ГИДРОПРИВОД ГОРНЫХ, ТРАНСПОРТНЫХ  
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН:  
РАСЧЕТ И ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

*Учебное пособие*

Тверь 2024

УДК 62.822  
ББК 34.447.3

Рецензенты: кандидат технических наук технический директор ООО «Московский научно-исследовательский проектно-исследовательский институт технологий и инноваций (МНИПИИТИ)» Митусов П.Е.; кандидат технических наук доцент кафедры «Гидравлика, теплотехника и гидропривод» Тверского государственного технического университета Щербакова Д.М.

Яблонев А.Л. Гидропривод горных, транспортных и технологических машин: расчет и лабораторный практикум: учебное пособие. Тверь: Тверской государственный технический университет, 2024. 112 с.

Состоит из двух частей. В первой представлена методика расчета объемного гидропривода горных, транспортных и технологических машин с выходными звеньями возвратно-поступательного и вращательного движения. Приведен пример расчета. Указаны необходимые справочно-информационные сведения, касающиеся подбора стандартного гидравлического оборудования. Во второй части даны описания лабораторных работ по объемному гидроприводу, проводимых на стендах и моделях ТвГТУ.

Материал соответствует темам практических и лекционных занятий по образовательным программам и является дополнением к основным пособиям курсов. Рекомендовано для использования при изучении дисциплин «Гидравлика и гидравлические машины», «Гидравлика и гидропривод», «Гидравлика и гидропневмопривод», «Гидравлические и пневматические системы».

Предназначено для студентов всех технических специальностей, обучающихся по направлениям подготовки специалистов и бакалавров, а также для магистрантов и аспирантов технических вузов.

ISBN 978-5-7995-1327-6

© Тверской государственный  
технический университет, 2024  
© Яблонев А.Л., 2024

## 1. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Гидравлические и пневматические приводы *объемного действия* широко используются в различном технологическом оборудовании (например, в металлорежущих станках) и конструкциях мобильной техники (горнодобывающей, сельскохозяйственной, строительной, дорожной, авиационной, водной и т. д.). Под *объемным действием* понимается принцип работы систем, основанный на объемном вытеснении рабочей среды (жидкости или сжатого воздуха), высоком модуле упругости жидкости и законе Паскаля.

*Гидравлическим приводом* называется такое устройство, которое обеспечивает приведение в действие машин и механизмов с помощью гидравлической энергии и состоит из источника гидравлической энергии, ее потребителей, регулирующей аппаратуры и трубопроводов, по которым перемещается рабочая среда – жидкость. Гидравлический привод преобразует гидравлическую энергию рабочей среды в механическую. Среда считается рабочей, так как передает энергию и выполняет одновременно ряд функций: охлаждение, смазывание, вынос продуктов износа и т. д. Источником гидравлической энергии гидропривода является гидронасос, преобразующий подводенную к нему механическую энергию в гидравлическую. В качестве привода насоса может выступать как электродвигатель, так и двигатель внутреннего сгорания.

Потребители гидравлической энергии – двигатели, преобразующие подводенную к ним энергию в механическую работу. По виду движения различают *двигатели поступательных движений* (гидроцилиндры); *двигатели вращательных движений* (гидромоторы); *двигатели возвратно-вращательных (качательных) движений* (неполноповоротные моторы, или цилиндры с механическими передачами).

Регулирующая аппаратура представляет собой устройства, обеспечивающие настройку необходимых характеристик и параметров самих приводов.

Трубопроводы – это гидравлические линии, по которым происходит движение рабочей среды. Они могут быть жесткими (изготовленными из металлических труб) и гибкими (изготовленными из резиновых или полихлорвиниловых армированных и неармированных труб). Гибкие трубопроводы часто называют шлангами (рукавами).

В расчете гидропривода, производимом по общепринятой методике, учитывается ряд допущений: рабочая жидкость считается несжимаемой; температура, плотность и вязкость рабочей жидкости принимаются постоянными; режим работы гидропривода считается установившимся; коэффициенты гидравлических сопротивлений не изменяются; насос гидропривода осуществляет работу в бескавитационном режиме, за счет чего обеспечивается постоянная подача [1–3].

Проектирование гидропривода должно включать анализ условий работы машин и агрегатов с выявлением нагрузочных характеристик, составление принципиальной гидравлической схемы, расчет гидропривода и подбор гидроаппаратуры. При этом расчет, как правило, рекомендуется проводить в три этапа: 1) выбор параметров и предварительный (проектный) расчет; 2) основной расчет, включающий уточнение параметров с учетом потерь давления и расхода; 3) проверочный расчет [4], включающий тепловой расчет.

Предварительный (проектный) расчет подразумевает выбор режима работы, давления в гидросистеме; определение мощности привода, подачи насоса(-ов); расчет основных параметров работы гидродвигателя(-ей).

Основной расчет включает в себя расчет и выбор насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры, трубопроводов. При этом производится расчет потерь давления и расхода в гидросистеме.

Проверочный расчет выполняется для оценки степени расхождения между полученными расчетным путем данными и заданными параметрами режимов работы. При этом производится расчет КПД и тепловой расчет гидропривода.

Основными параметрами работы систем объемного гидропривода являются номинальные давление и расход. Номинальное давление  $P_n$  выбирается из ряда 1; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0–250,0 МПа [5]; номинальный расход  $Q_n$  – из ряда 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0; 250,0; 320,0; 400,0–2 500,0 л/мин [6].

Для выбора номинального давления рекомендуются соотношения по мощности, приведенные в табл. 1.1.

Таблица 1.1

*Соотношение мощности и номинального давления в гидроприводе [3; 7]*

Мощность (кВт)	Номинальное давление (МПа)
До 0,1	1,0
0,1–1,0	1,0–6,3
1,0–5,0	6,3–10,0
5,0–20	10,0–16,0
Свыше 20	Свыше 16,0

Все элементы гидропривода рекомендуется подбирать из серийно выпускаемой гидроаппаратуры и гидрооборудования. Исключение могут составлять гидравлические баки, размеры и форма которых подчиняются правилам компоновки гидроагрегата. Однако принципиальная конструкция гидробаков при этом должна без изменений соответствовать стандартным для открытых или закрытых систем.

Требуется, как правило, кроме выбора гидрооборудования, решить вопрос о приводе насоса, выбрать его тип, модель и основные параметры (мощность, частоту вращения выходного вала).

Для выполнения задания по расчету гидропривода данное пособие снабжено справочными таблицами 1–15 (см. прилож.) с характеристикой применяемых стандартных агрегатов. Текст задания, варианты заданий приведены на с. 105, в табл. 16 и на рис. 1 и 2 (см. прилож.).

### 1.1. Режим работы гидропривода

Конструкция гидропривода должна обеспечить стабильную, бесперебойную, надежную и безопасную работу в заданных условиях эксплуатации с учетом режима работы, который определяется в зависимости от коэффициента использования номинального давления, продолжительности работы под нагрузкой и числа включений в течение одного часа (табл. 1.2).

Таблица 1.2

*Режим работы гидропривода*

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления $k_p = \frac{P}{P_n}$	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой $k_F = \frac{t_F}{t}$	Число включений в час $M$	Область применения
Легкий	До 0,4	0,1–0,3	До 100	Системы управления, снегоочистители, трубокладчики, рыхлители, прессы ремонтного производства и т. д.
Средний	0,4–0,7	0,3–0,5	100–200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры, прессы мелкосерийного производства и т. д.
Тяжелый	0,7–0,9	0,5–0,8	200–400	Погрузчики, автокраны, прессы серийного производства и т. д.
Весьма тяжелый	Свыше 0,9	0,8–0,9	400–800	Экскаваторы, машины дорожные и непрерывного действия, прессы крупносерийного производства и т. д.

*Примечание.*  $P$  – планируемое давление в системе;  $P_n$  – номинальное давление в системе;  $t_F$  – время работы под нагрузкой;  $t$  – общее время работы.

## **1.2. Составление принципиальной гидравлической схемы и ее описание**

Первым этапом в составлении гидросхемы является тщательное изучение назначения и условий работы гидроагрегата, параметров и режимов работы рабочих и исполнительных органов, наличия возможной энергии для привода насоса(-ов) и т. д. Естественно, что на данном этапе широко используется и обобщается опыт разработки типовых гидравлических схем.

В ходе разработки гидравлической схемы решают принципиальные вопросы, касающиеся числа потоков гидросистемы (одно-, двух- или многопоточная); вида гидросистемы по способу циркуляции рабочей жидкости (замкнутая или разомкнутая); способа регулирования гидропривода (нерегулируемый, объемное или дроссельное регулирование); способа управления (ручной, механический, электромагнитный и т. д.); вида применяемой энергии для привода насоса(-ов); компоновки элементов гидроагрегата.

При выборе гидравлической схемы с питанием различных гидродвигателей от общего насоса следует иметь в виду, что давление перед ними не должно сильно различаться. Если же по условиям выбранных агрегатов и других условий давление требуется разное, то следует рассмотреть вопрос о двухпоточной схеме с питанием каждой группы гидродвигателей своим автономным насосом или предусмотреть в системе редукционный клапан. Но последний резко снижает КПД из-за возросшего гидравлического сопротивления.

подавляющее большинство гидросистем в горном, строительном, дорожном, коммунальном машиностроении и станкостроении выполнено с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости из-за ее простоты, безопасности и возможности совместить гидравлический бак с элементами системы охлаждения. Гидроприводы с закрытой (замкнутой) циркуляцией преимущественно применяют для привода гидромоторов в приводах хода роторных траншейных экскаваторов, экскаваторов-каналокопателей, роторных снегоочистителей и др.

Большинство машин стационарного типа выполняется с нерегулируемым гидроприводом. Объемное регулирование широко используется в тягачах землеройно-транспортных машин с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости при большой мощности привода (более 10 кВт) в сочетании с регулятором мощности. Дроссельное регулирование менее экономично, чем объемное, и может применяться в гидроприводах малой мощности и в случаях кратковременного регулирования.

В гидросистемах мобильных горных, дорожно-строительных, коммунальных машин и стационарных металлообрабатывающих станков наиболее широко задействуют ручное управление, а автоматическое

применяется на станках с числовым программным управлением и при выполнении планировочных работ на автогрейдерах, планировщиках, бульдозерах.

Для мобильных машин в качестве приводов гидронасосов чаще всего используют дизельные двигатели внутреннего сгорания с номинальной частотой вращения 1 500, 1 600, 1 700 об/мин. Для стационарных гидроагрегатов в качестве приводов применяют, как правило, электродвигатели, частота вращения роторов которых совпадает с необходимой частотой вращения приводных валов насосов [8].

Составление принципиальной гидравлической схемы целесообразно начинать с того, что необходимо отметить места расположения выбранных исполнительных гидродвигателей, которые соединяются исполнительными магистралями с запорно-регулирующей аппаратурой. Затем на напорных магистралях наносят предохранительные, исполнительные и регулирующие аппараты в соответствии с условиями эксплуатации. После этого требуется объединить линии нагнетания, слива отдельных участков схемы; при необходимости определить места установки редукционных клапанов, дросселей, обратных клапанов, приборов контроля давления и другой гидроаппаратуры. Последним этапом является встраивание в гидросистему насосной установки со всасывающей магистралью, размещение фильтров, гидравлического бака и других элементов. Предварительно составленную гидросхему нужно проанализировать на безопасность и безаварийность, оценить ее работу при возможных нарушениях в функционировании гидроаппаратов [9].

На предварительной гидравлической схеме отмечают позиции гидроаппаратов, которые расшифровываются в подрисуночной подписи. Отмечаются напорная, сливная, всасывающая и исполнительная магистрали. Работа гидросхемы описывается в различных позициях запорно-регулирующей аппаратуры.

Таким образом, на стадии составления принципиальной гидравлической схемы определяются основная номенклатура компонентов гидропривода и протяженность гидролиний (магистралей). Далее все это уточняется в ходе расчетов гидропривода.

### **1.3. Расчет гидропривода и подбор гидрооборудования**

Выбранное (заданное) номинальное давление  $P_n$  (Па) должно обеспечить заданную силу  $F$  (Н), или крутящий момент  $M_m$  (Н·м) выходного звена (рабочего органа). Расход  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) должен обеспечить скорость движения  $v$  (м/с) или частоту вращения  $\omega_m$  (с<sup>-1</sup>) выходного звена.

### 1.3.1. Расчет мощности и подачи насосов

Полезная мощность (Вт) определяется по зависимостям:  
на штоке гидроцилиндра:

$$N_{ц} = Fv; \quad (1.3.1)$$

валу гидромотора:

$$N_{м} = M_{м}\omega_{м}. \quad (1.3.2)$$

Мощность насосной установки  $N_{НУ}$  для гидроагрегата, имеющего в своем составе  $z_{ц}$  гидроцилиндров и  $z_{м}$  гидромоторов, при предварительном расчете определяется по формуле

$$N_{НУ} = k_{з\gamma}k_{зс}(N_{ц}z_{ц} + N_{м}z_{м}), \quad (1.3.3)$$

где  $k_{з\gamma} = 1,1-1,2$  – коэффициент запаса по усилию;  $k_{зс} = 1,1-1,3$  – коэффициент запаса по скорости (меньшие значения принимаются для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах эксплуатации, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом).

Расход рабочей жидкости в гидросистеме ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$Q_{гп} = \frac{N_{НУ}}{P_{н}}, \quad (1.3.4)$$

где  $P_{н}$  – номинальное давление жидкости в системе (Па).

Полученное значение расхода в кубических метрах в секунду целесообразно сразу перевести в литры в минуту ( $1 \text{ м}^3/\text{с} = 60\,000 \text{ л/мин}$ ), так как все гидрооборудование подбирается по расходу с размерностью л/мин.

В однопоточном гидроприводе с одним общим насосом его расчетная подача  $Q_{нр}$  должна равняться расходу гидропривода, т. е.

$$Q_{нр} = Q_{гп} = Q_{ц}z_{ц} + Q_{м}z_{м}, \quad (1.3.5)$$

где  $Q_{ц}$  и  $Q_{м}$  – расход гидроцилиндра и гидромотора соответственно.

Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то можно рекомендовать установку двух одинаковых насосов с подачей каждого, составляющей

$$Q_{нр} = \frac{Q_{зп}}{2}, \quad (1.3.6)$$

или подобрать два однотипных насоса с различной подачей, чтобы один из них подключать только в период совместной работы гидроцилиндров и гидромоторов. Если же подачи насосов будут сильно отличаться друг от друга, то рациональнее использовать двухпоточный гидропривод, т. е. обеспечивать раздельное питание гидроцилиндров и гидромоторов от двух независимых насосов, которые подбирают соответственно расходам [9].

### 1.3.2. Выбор насоса и его привода

В гидроприводах, работающих в легком и среднем режимах эксплуатации, рекомендуется применять пластинчатые (при давлении до



16 МПа) и шестеренные (при давлении до 20 МПа) насосы; в среднем режиме – радиально-поршневые (при давлении от 10 до 16 МПа); тяжелом – аксиально-поршневые (при давлении от 10 до 32 МПа) [4].

Основными параметрами при выборе насосов являются рабочий объем  $q_n$  (см<sup>3</sup>/об), номинальное давление  $P_n$  (МПа), номинальная частота вращения  $n_n$  (об/мин), мощность  $N_{Hy}$  (Вт). Зная мощность, номинальное давление и режим работы гидропривода, можно выбрать вид и тип насоса(-ов) мощностью  $N_n$  (табл. 1 (см. прилож.)) по условию  $N_n \geq N_{Hy}$ . При этом проверяется условие, при котором рабочий объем выбранного гидронасоса  $q_n$  должен быть больше расчетного рабочего объема  $q_{nr}$ :

$$q_n \geq q_{nr} = \frac{1000Q_{nr}}{n_n \eta_{он}}, \quad (1.3.7)$$

где  $Q_{nr}$  = л/мин;  $\eta_{он}$  – объемный КПД, принимаемый из технической характеристики насоса.

Предварительная подача насоса (л/мин)

$$Q_{пн} = \frac{q_n n_n \eta_{он}}{1000}. \quad (1.3.8)$$

Максимальное давление, создаваемое насосом  $P_{n\ max}$  ( $P_{n\ max} \leq 1,2P_n$ ) и ограничиваемое предохранительным клапаном, не должно превышать допустимого максимального давления  $P_{max}$ , приведенного в его технической характеристике:

$$P_{max} \geq P_{n\ max}. \quad (1.3.9)$$

Расчетная мощность двигателя (Вт), необходимого для привода гидронасоса, определяется по формуле

$$N_{рдв} = \frac{P_n Q_{пн}}{\eta_n}, \quad (1.3.10)$$

где  $P_n$  = Па;  $Q_{пн}$  = м<sup>3</sup>/с;  $\eta_n$  – полный КПД выбранного насоса, приведенный в его технической характеристике.

По расчетной мощности и номинальной частоте вращения входного вала насоса подбирается ближайший по каталогу приводной двигатель мощностью  $N_{пдв}$  с синхронной частотой вращения вала  $n_c$ , причем  $N_{пдв} \geq N_{рдв}$ ;  $n_c \approx n_n$ . Но каждый двигатель имеет номинальную частоту вращения вала  $n_{дв}$ , приведенную в его технической характеристике и отличающуюся от синхронной. Поэтому фактическая (действительная) подача насоса  $Q_n$  получается при подстановке в формулу (1.3.8) номинальной частоты вращения вала двигателя:

$$Q_n = \frac{q_n n_{дв} \eta_{он}}{1000}. \quad (1.3.11)$$

Краткая техническая характеристика асинхронных электродвигателей серии 4А приведена в табл. 2 (см. прилож.).

Мощность двигателя, необходимая для привода гидронасоса с учетом действительной подачи:

$$N_{dB} = \frac{P_H Q_H}{\eta_H} . \quad (1.3.12)$$

### 1.3.3. Расчет и выбор гидроцилиндров

Расчет гидроцилиндров производится, как правило, для условий совершения ими основного движения (работы), когда рабочая жидкость поступает в поршневую полость. Если это не так, то условия должны быть оговорены дополнительно. Кроме того, существуют и двухштоковые гидроцилиндры, где отсутствует поршневая полость, а обе полости являются штоковыми, что также необходимо рассмотреть.

Расчетная активная площадь поршня гидроцилиндра ( $\text{м}^2$ ), необходимая для совершения работы:

$$S_{pp} = \frac{k_{zy}k_{zc}F}{P_H}. \quad (1.3.13)$$

Предварительный диаметр цилиндра ( $\text{м}$ ) при подаче рабочей жидкости в поршневую полость рассчитывается по формуле

$$D_{пц} = \sqrt{\frac{4S_{pp}}{\pi}}, \quad (1.3.14)$$

а в штоковую полость –

$$D_{пц} = \sqrt{\frac{4S_{pp} + \pi d^2}{\pi}}, \quad (1.3.15)$$

где  $d$  – диаметр штока гидроцилиндра ( $\text{м}$ ).

По найденному диаметру цилиндра из табл. 3 (см. прилож.) подбирается гидроцилиндр стандартных размеров: диаметра цилиндра  $D$  ( $D \geq D_{пц}$ ), диаметра штока  $d$ , хода штока  $L$  ( $L \geq L_{шт}$ ). При выборе следует обращать внимание на рекомендации соотношения диаметров цилиндра и штока  $\varphi = \frac{d}{D} = 0,3-0,7$  (при давлении в гидроприводе  $P_H \leq 5,0$  МПа рекомендуется принимать  $\varphi = 0,3$ , при  $6,0 < P_H \leq 10,0$  МПа –  $\varphi = 0,5$ , а при  $10 < P_H \leq 15$  МПа –  $\varphi = 0,6$ , при  $P_H \geq 16$  –  $\varphi = 0,7$ ) [1; 10].

После выбора гидроцилиндра рассчитываются величины:

а) действительной активной площади поршня ( $\text{м}^2$ ):

при подаче жидкости в поршневую полость:

$$S_{п} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (1.3.16)$$

подаче жидкости в штоковую полость:

$$S_{п} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad (1.3.17)$$

б) расчетная скорость поршня в гидроцилиндре при действительной подаче насоса  $Q_H$ :

$$v_p = \frac{Q_H}{S_{п}k_{zc}}; \quad (1.3.18)$$

в) относительное отклонение расчетной и заданной  $v$  скорости движения поршня:

$$\delta_v = \frac{|v - v_p|}{v} \cdot 100 \%; \quad (1.3.19)$$

г) расчетное усилие на штоке гидроцилиндра при давлении в гидросистеме  $P_H$ :

$$F_p = \frac{P_H S_{п.}}{k_{зy}}, \quad (1.3.20)$$

д) относительное отклонение расчетного и заданного усилия на штоке гидроцилиндра:

$$\delta_F = \frac{|F - F_p|}{F} \cdot 100 \%. \quad (1.3.21)$$

Полученные величины относительных отклонений сравниваются с допустимой, заданной по условию (как правило,  $\delta = 10\text{--}20\%$ ). Если условие выполняется, то весь расчет на данном этапе считается выполненным, а гидрооборудование и привод – подобранными. Если величина заданного относительного отклонения меньше полученных, то расчет с выбором нового гидрооборудования (например, гидроцилиндра меньшего или большего диаметра) или иными мерами повторяется до тех пор, пока условие соблюдения точности не будет выполнено.

#### 1.3.4. Расчет и выбор гидромоторов

Гидромоторы могут быть высоко- и низкомоментные. Первые развивают высокий момент при низкой частоте вращения, вторые – низкий момент при высокой частоте вращения. В качестве низкомоментных гидромоторов используются обратимые гидронасосы, а в качестве высокомоментных – специальные гидромоторы. Передавать крутящий момент гидромоторы могут с редуктором и без редуктора (в зависимости от требуемой частоты вращения выходного вала).

Исходными данными при расчете и выборе гидромоторов служат номинальное давление в системе  $P_H$  (МПа), диапазон необходимой частоты вращения вала от  $n_{\min}$  до  $n_M$  (об/мин), мощность на валу мотора  $N_M$  (Вт), передаваемый крутящий момент  $M_M$  (Н·м). Характеристика высокомоментных гидромоторов приведена в табл. 4 (см. прилож.). Проверка выбранного гидромотора производится по приведенному в характеристике рабочему объему  $q_M$  (см<sup>3</sup>/об):

$$q_M \geq q_{Mр} = \frac{2\pi M_M}{P_H \eta_{HM} \eta_p i_p}, \quad (1.3.22)$$

где  $q_{Mр}$  – расчетный рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>/об;  $M_M = \text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $P_H = \text{МПа}$ ;  $\eta_{HM}$  – механический КПД гидромотора;  $\eta_p$  – КПД редуктора (при его отсутствии  $\eta_p = 1$ );  $i_p$  – передаточное отношение редуктора (при его отсутствии  $i_p = 1$ ).

Из формулы (1.3.22) видно, что перед тем, как выбрать гидромотор, необходимо определиться с наличием редуктора и его передаточным отношением. Расчетное передаточное отношение редуктора

$$i_{pp} = \frac{n_M}{n_{MM}}, \quad (1.3.23)$$

где  $n_M$  – частота вращения вала одноступенчатых гидромоторов, об/мин;  $n_{MM}$  – необходимая частота вращения рабочего органа (привода, выходного звена и т. д.), об/мин.

По полученным значениям  $i_{pp}$  находят редуктор с ближайшим стандартным передаточным отношением  $i_p$  из ряда 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0.

Перепад давления на гидромоторе (МПа):

$$P_M = \frac{2\pi M_M}{q_M \eta_{MM} \eta_p i_p}, \quad (1.3.24)$$

где  $M_M = H \cdot m$ ;  $q_M = \text{см}^3/\text{об}$ .

При проверке выбора и режима работы гидромотора следует также соблюдать условие [11]

$$0,8P_H \leq P_M \leq P_H. \quad (1.3.25)$$

Расчетное значение расхода, заставляющего вращаться вал гидромотора (л/мин):

$$Q_{PM} = \frac{Q_H}{1,02}, \quad (1.3.26)$$

где  $Q_H$  – действительная подача гидронасоса, л/мин (определяется по формуле (1.3.11)); 1,02 – коэффициент, учитывающий предварительные объемные потери гидросистемы.

Расчетное значение частоты вращения выходного вала, приводящего в движение исполнительный механизм (об/мин):

$$n_{PM} = \frac{1000 Q_{PM} \eta_{OM} \eta_p}{q_M i_p}, \quad (1.3.27)$$

где  $Q_{PM} = \text{л/мин}$ ;  $\eta_{OM}$  – объемный КПД гидромотора (берется из технической характеристики выбранного мотора);  $q_M = \text{см}^3/\text{об}$ .

Расчетное значение крутящего момента на выходном валу, приводящем в движение исполнительный механизм (Н·м) [8]:

$$M_{PM} = \frac{q_M P_M \eta_M i_p \eta_p}{2\pi}, \quad (1.3.28)$$

где  $q_M = \text{см}^3/\text{об}$ ;  $P_M = \text{МПа}$ ;  $\eta_M$  – КПД гидромотора (берется из технической характеристики выбранного мотора).

Далее производится расчет относительных величин:

отклонения расчетной и заданной частоты вращения приводного вала:

$$\delta_n = \frac{|n_M - n_{PM}|}{n_M} \cdot 100 \%; \quad (1.3.29)$$

отклонения расчетного и заданного момента на приводном валу:

$$\delta_M = \frac{|M_M - M_{PM}|}{M_M} \cdot 100 \% \quad (1.3.30)$$

Полученные величины относительных отклонений сравниваются с допустимыми, заданными по условию (как правило,  $\delta = 10\text{--}20\%$ ). Если условие выполняется, то весь предварительный расчет на данном этапе считается выполненным, а гидрооборудование и привод – подобранными. Если величина заданного относительного отклонения меньше полученных, то расчет с выбором нового гидрооборудования, изменением гидросхемы или иными мерами повторяется до тех пор, пока условие соблюдения точности не будет выполнено.

### 1.3.5. Выбор гидроаппаратуры

По принятым значениям номинальных давления  $P_H$  и расхода  $Q_H$  в соответствии с гидравлической схемой подбираются элементы гидропривода из ряда серийно выпускаемого гидрооборудования, при этом следует соблюдать условия:

$$P_{го} \geq P_H; \quad (1.3.31)$$

$$Q_{го} \geq Q_H \quad (1.3.32)$$

где  $P_{го}$  и  $Q_{го}$  – номинальные давление и расход гидрооборудования соответственно.

Выбор фильтров сопровождается, кроме того, их подбором по тонкости фильтрации. Следует помнить, что для прецизионных следящих систем тонкость фильтрации должна составлять 1–3 мкм; для следящих систем с высоким сроком службы (гидроприводы летательных аппаратов) – 5 мкм; для наземных гидропередат с повышенным сроком службы – 10–15 мкм; для гидропередат с ограниченным сроком службы – 25 мкм [12]. Для большинства наземных гидросистем, имеющих в качестве источников гидравлической энергии шестеренные, пластинчатые и аксиально-поршневые насосы, требуется тонкость фильтрации 25 мкм. Для гидросистем с радиально-поршневыми насосами тонкость фильтрации должна быть не менее 40 мкм.

При выборе гидроаппаратуры следует также стремиться к недопущению большого отличия величины условного прохода внутри гидроаппарата от внутреннего диаметра магистрали, в которой планируется установка гидроаппарата.

Перечень гидроаппаратов и их технические данные приведены в табл. 6–12 (см. прилож.).

### 1.3.6. Выбор диаметра трубопроводов

Выбор внутреннего диаметра (проходного сечения) трубопроводов определяется режимом движения жидкости в них. Наибольшей эффективностью работы обладают гидросистемы, в которых присутствует ламинарный режим движения рабочей жидкости. Естественно, что для достижения рационального режима необходимо оптимальное сочетание расхода и внутреннего диаметра трубопровода, так как две эти величины влияют на скорость движения жидкости, определяющую режим.

Значения номинального давления, расхода в гидросистеме, допускаемой скорости движения жидкости в напорной, сливной и всасывающей магистралях и соответствующие этим данным значения внутренних диаметров как стальных, так и гибких трубопроводов для обеспечения ламинарного режима движения жидкости принимаются по табл. 5 (см. прилож.), составленной на основе рекомендаций Экспериментального научно-исследовательского института металлорежущих станков (ЭНИМС). При этом данные для исполнительных магистралей принимаются аналогично напорным. Если же стоит задача спроектировать гидросистему со всеми магистралями одинакового внутреннего диаметра, то при выборе внутреннего диаметра следует руководствоваться данными табл. 1.3 [13]. Тогда диаметр магистралей  $d_{ур}$  (м) рассчитывается по зависимости

$$d_{ур} = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi[v]}} \quad (1.3.33)$$

где  $Q_H = \text{м}^3/\text{с}$ ;  $[v]$  – допустимая максимальная скорость движения жидкости по табл. 1.3.

Таблица 1.3

*Выбор допустимой скорости движения жидкости в магистралях по давлению в гидросистеме*

Номинальное давление в гидросистеме $P_n$ (МПа)	Допустимая максимальная скорость движения жидкости $[v]$ (м/с)
6,3	3
10	4,5
16	5,5
Более 16	6

Полученный на основе формулы (1.3.33) внутренний диаметр трубопроводов округляется в большую сторону до ближайшего стандартного из ряда 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63 мм. Однако следует отметить, что при таком способе подбора диаметра трубопроводов режим движения жидкости в гидросистеме может сильно отличаться от ламинарного.

Скорости движения рабочей жидкости в напорной магистрали наиболее высокие, поэтому любые местные сопротивления в ней вызывают значительные потери напора и давления. Окончательный выбор

внутреннего диаметра напорной и, соответственно, исполнительной магистралей должен быть согласован с диаметром проходного сечения выбранного гидравлического распределителя, так как гидравлические сопротивления типа резкого расширения или сужения в напорной магистрали приведут к снижению эффективности всей гидросистемы.

### ***1.3.7. Выбор рабочей жидкости и расчет ее объема***

Выбор рабочей жидкости (масла) производится на основе анализа режимов работы гидроагрегата и условий эксплуатации гидропривода, а также с учетом конструктивных параметров используемого гидрооборудования, особенно насоса и гидрораспределителя.

Функции рабочей жидкости не ограничиваются передачей гидравлической энергии по трубопроводам: рабочая жидкость должна иметь хорошие смазывающие, антикоррозионные и охлаждающие свойства, успешно удалять продукты износа. Максимальная температура рабочей жидкости, как правило, не должна превышать 70–80 °С. Для обеспечения требуемого температурного режима в гидроприводе предусматриваются системы охлаждения и подогрева рабочей жидкости.

Одним из параметров подбора рабочей жидкости для гидросистемы является ее кинематический коэффициент вязкости при температуре 40 °С. В ГОСТ 17479.3-85 все гидравлические масла разделены по вязкости на 10 классов (табл. 13 (см. прилож.)). Группы гидравлических масел, в зависимости от наличия присадок, делятся по ISO 3485 на 3 группы (табл. 14 (см. прилож.)).

Обозначение отечественных гидравлических масел состоит из трех групп индексов: букв «МГ» (минеральное гидравлическое); цифр, характеризующих класс кинематической вязкости; букв «А», «Б», «В», характеризующих принадлежность к одной из трех групп по эксплуатационным свойствам (наличию соответствующих функциональных присадок). В маслах всех указанных групп могут быть введены загущающие (вязкостные) и антипенные присадки, в этом случае масла соответствуют группе HV по ISO 6743/4.

Ориентировочные значения кинематических коэффициентов вязкости рабочей жидкости, обеспечивающие гидродинамическую смазку сопряженных поверхностей трения и удовлетворительные значения объемного КПД (не менее 0,8), должны быть не ниже: 16–18 сСт для шестеренных насосов; 12–14 сСт – пластинчатых насосов; 8–10 сСт – аксиально-поршневых [14]. Допустимые и оптимальные значения коэффициента вязкости для гидрораспределителей приведены в их технической характеристике. Плотность всех видов гидравлических масел (ввиду незначительного отклонения) можно принимать  $\rho_{ж} = 900 \text{ кг/м}^3$ .

Объем рабочей жидкости для открытых гидросистем в литрах равен 1,5–3-минутной действительной (фактической) подаче гидронасоса:



$$V_M = (1,5-3)Q_H, \quad (1.3.34)$$

где  $Q_H = \text{л/мин}$ .

Сначала выбирается объем, равный 1,5-минутной подаче. Если в ходе дальнейшего теплового расчета этого оказывается недостаточно, то объем увеличивается.

### 1.3.8. Расчет гидравлических параметров, характеризующих сопротивление трубопроводов

Гидравлические параметры определяют режим движения жидкости в магистральных, а следовательно, и коэффициент гидравлического трения, который необходимо знать для оценки потерь давления и напора по длине.

В ходе подбора гидрооборудования могут быть выявлены какие-либо новые условия, требующие изменения монтажной схемы, поэтому сначала уточняются длины магистралей. Для уточнения необходимо иметь монтажный чертеж (схему) гидроагрегата. Если чертеж отсутствует, то в учебных целях длины магистралей, приведенные в задании, можно оставить без изменения.

Расчеты начинают с определения скорости движения жидкости во всех четырех магистральных – всасывающей, напорной, сливной и исполнительной. При этом, как уже отмечалось ранее, диаметр и скорость движения жидкости в исполнительной магистрали принимаются аналогично напорной. С целью определения скорости пользуются, как правило, широко известной зависимостью, предложенной ЭНИМС для расчета внутренних диаметров (мм) как стальных, так и гибких трубопроводов:

$$d_y = 4,6 \sqrt{\frac{Q_n}{[v]}}, \quad (1.3.35)$$

где  $Q_n = \text{л/мин}$ ;  $[v]$  – допускаемая максимальная скорость движения жидкости по различным участкам гидросистемы (см. табл. 5 (прилож.)) (м/с).

Из формулы (1.3.35) можно легко определить среднюю скорость движения жидкости в магистральных:

$$v_i = \frac{21,16Q_n}{d_{yi}^2}, \quad (1.3.36)$$

где  $v_i$  – средняя скорость движения жидкости в  $i$ -й магистрали (м/с);  $d_{yi}$  – внутренний диаметр (условный проход)  $i$ -й магистрали (мм).

Рассчитанная по формуле (1.3.36) скорость должна быть меньше максимальной допускаемой  $[v]$ , определенной из табл. 5 (см. прилож.) или табл. 1.3 (для случая, когда внутренние диаметры всех магистралей гидросистемы одинаковы).

Количественной безразмерной характеристикой режима движения жидкости является число Рейнольдса  $Re$ , которое определяют для каждой магистрали и сравнивают с критическим числом  $Re_{кр} = 2\ 320$ :

$$Re = \frac{v_i d_{yi}}{\nu}, \quad (1.3.37)$$

где  $v_i = \text{м/с}$ ;  $d_{yi} = \text{м}$ ;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) ( $1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ), принимаемый из технической характеристики рабочей жидкости.

Если рассчитанное по формуле (1.3.37) число Рейнольдса меньше критического ( $Re_{кр} = 2\ 320$ ), то режим движения жидкости ламинарный, если больше – турбулентный.

При ламинарном режиме трубопроводы гидросистемы работают в области вязкостного сопротивления. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  для этой области определяют по формулам Пуазейля:

для стальных трубопроводов:

$$\lambda = \frac{75}{Re}, \quad (1.3.38)$$

резиновых армированных рукавов:

$$\lambda = \frac{100}{Re}. \quad (1.3.39)$$

Если режим движения жидкости турбулентный, то трубопроводы гидросистемы могут работать в одной из трех областей гидравлического сопротивления [1; 2], для каждой из которых коэффициент гидравлического трения определяется по-своему:

а) для области гидравлически гладких труб ( $2\ 320 < Re \leq \frac{10d}{\Delta_g}$ , где  $\Delta_g$  – абсолютная эквивалентная шероховатость трубопровода, принимаемая из условий задания или по справочникам для вида и состояния трубопровода) – по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3\ 164}{Re^{0,25}}; \quad (1.3.40)$$

б) для области доквадратичного сопротивления ( $\frac{10d}{\Delta_g} < Re \leq \frac{500d}{\Delta_g}$ ) – по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_g}{d_{yi}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (1.3.41)$$

в) для области квадратичного сопротивления ( $Re > \frac{500d}{\Delta_g}$ ) – по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_g}{d_{yi}} \right)^{0,25}. \quad (1.3.42)$$

### 1.3.9. Расчет потерь давления по длине в магистралях гидросистемы

Потери давления по длине в магистралях гидросистемы ( $\Pi_a$ ) возникают из-за трения рабочей жидкости о внутренние поверхности трубопроводов и определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta P_{Li} = \lambda_i \frac{L_i}{d_{yi}} \rho_{ж} \frac{v_i^2}{2}, \quad (1.3.43)$$

где  $\lambda_i$  – коэффициент гидравлического трения (сопротивления) Дарси магистрали;  $L_i$  и  $d_{yi}$  – длина и внутренний диаметр трубопровода (м);  $\rho_{ж}$  –

плотность рабочей жидкости ( $\text{кг/м}^3$ );  $v_i$  – средняя скорость движения жидкости по магистрали ( $\text{м/с}$ ).

Общие потери давления по длине в гидросистеме (Па) определяются как сумма потерь давления в напорной ( $\Delta P_{L\text{нап}}$ ), сливной ( $\Delta P_{L\text{сл}}$ ), всасывающей ( $\Delta P_{L\text{вс}}$ ) и исполнительной ( $\Delta P_{L\text{исп}}$ ) магистралях:

$$\Delta P_L = \Delta P_{L\text{нап}} + \Delta P_{L\text{сл}} + \Delta P_{L\text{вс}} + \Delta P_{L\text{исп}}. \quad (1.3.44)$$

### 1.3.10. Расчет потерь давления на местных сопротивлениях

Потери давления на  $n$  одинаковых местных сопротивлениях в магистрали с одинаковой скоростью потока рабочей жидкости возникают из-за изменения конфигурации и направления потока и определяются по зависимости, основанной на формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_{mi} = \zeta_i \frac{v_i^2}{2} \rho_{ж} n, \quad (1.3.45)$$

где  $\zeta_i$  – коэффициент местного сопротивления.

При подсчете потерь давления от местных сопротивлений на всей магистрали к данным, полученным по формуле (1.3.45), прибавляется еще  $\Delta P_{га}$  (при наличии). Это потери давления на фильтрах и других гидроагрегатах, не включенных в справочные таблицы коэффициентов местных сопротивлений.

Коэффициенты местных сопротивлений для наиболее широко распространенных случаев приведены в табл. 15 (см. прилож.). Исключениями являются резкое расширение и резкое сужение трубопровода, для которых численные значения коэффициентов местных сопротивлений находят по формулам, полученным теоретическим и полуэмпирическим путями. При резком расширении трубопровода, когда средняя скорость в формуле (1.3.45) взята перед местным сопротивлением, т. е.  $v_1$ , коэффициент местного сопротивления от резкого расширения

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (1.3.46)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади проходных сечений трубопровода до и после местного сопротивления по направлению движения жидкости.

Если же скорость берется за местным сопротивлением, т. е.  $v_2$ , то

$$\zeta_{pp}'' = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2. \quad (1.3.47)$$

Коэффициент местного сопротивления при резком сужении трубопровода  $\zeta_{pc}$  принято относить к скорости после сужения. При этом

$$\zeta_{pc} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \quad (1.3.48)$$

При определении вида и количества местных сопротивлений следует пользоваться монтажным чертежом и гидравлической схемой. Если последняя отсутствует, то в учебных целях можно пользоваться только

гидросхемой, находя по ней необходимое количество поворотов, тройников, присоединительных штуцеров и пр.

Расчет потерь давления на местных сопротивлениях из-за их многочисленности удобнее вести в форме табл. 1.4, отмечая вид местного сопротивления и производя, если необходимо, расчет коэффициента местного сопротивления и т. д.

Таблица 1.4

*Расчет потерь давления на местных сопротивлениях гидросистемы*

Участок трубопровода, скорость движения жидкости $v_i$ (м/с)	Вид местного сопротивления, расчет $\zeta_i$ (при необходимости)	Количество (шт.)	$\zeta_i$	Расчет потерь давления $\Delta P_{mi}$ (Па)
Напорный, $v_{нап} = \dots$ м/с				
$\Delta P_{мнап}$ (Па)				
Сливной, $v_{сл} = \dots$ м/с				
$\Delta P_{мсл}$ (Па)				
Всасывающий, $v_{вс} = \dots$ м/с				
$\Delta P_{мвс}$ (Па)				
Исполнительный, $v_{исп} = \dots$ м/с				
$\Delta P_{мисп}$ (Па)				

Суммарные потери давления на местных сопротивлениях в гидросистеме (Па) определяются как сумма потерь давления в напорной ( $\Delta P_{мнап}$ ), сливной ( $\Delta P_{мсл}$ ), всасывающей ( $\Delta P_{мвс}$ ) и исполнительной ( $\Delta P_{мисп}$ ) магистральных:

$$\Delta P_M = \Delta P_{мнап} + \Delta P_{мсл} + \Delta P_{мвс} + \Delta P_{мисп}. \quad (1.3.49)$$

### 1.3.11. Расчет общих потерь давления и расхода в гидросистеме

Общие потери давления в гидроприводе (Па) представляют собой сумму потерь давления по длине магистралей и на местных сопротивлениях гидросистемы:

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_M. \quad (1.3.50)$$

Потери расхода в гидросистеме обусловлены наличием гидроагрегатов, имеющих свои собственные внутренние утечки  $\Delta Q_i$  (следует напомнить, что под утечками понимаются не потери жидкости вследствие ее протекания наружу, а внутренние потери вследствие непроизводительного перетекания жидкости из полости в полость). Такими гидроагрегатами являются гидрораспределители, обратные и предохранительные клапаны, регуляторы потока, дроссели и др. Общие потери расхода в гидросистеме находят как сумму всех внутренних утечек  $m$  гидроагрегатов:

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^m Q_i. \quad (1.3.51)$$

### 1.3.12. Расчет расхода и полезного давления жидкости на входе в гидродвигатель

Действительный расход жидкости, дошедшей по гидросистеме от насоса до гидродвигателя, обеспечивается подачей насоса  $Q_H$  за вычетом потерь из-за утечек:

$$Q_D = Q_H - \Delta Q. \quad (1.3.52)$$

Расчетное полезное давление жидкости в гидродвигателе

$$P_D = P_{HH} - \Delta P, \quad (1.3.53)$$

где  $P_{HH}$  – номинальное давление, развиваемое насосом (значение давления принимается из технической характеристики насоса).

При вычислении расчетного полезного давления следует обращать внимание на то, чтобы оно не превышало номинального давления в гидросистеме ( $P_D \leq P_H$ ). Если же расчетное полезное давление больше номинального, то последнее принимается за полезное, а излишки давления нейтрализуют через настройку предохранительного клапана.

## 1.4. Проверочный расчет гидропривода

Проверочный расчет при проектировании гидропривода с использованием серийного гидрооборудования позволяет получить

действительные точные значения выходных параметров, определяющих режим работы машины.

#### **1.4.1. Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения**

Действительную скорость движения штока в гидроцилиндре (м/с) находят по формуле

$$v_{д} = \frac{Q_{д}}{S_{п}}, \quad (1.4.1)$$

где  $Q_{д} = \text{м}^3/\text{с}$ ;  $S_{п}$  – действительная активная площадь поршня гидроцилиндра ( $\text{м}^2$ ).

Относительное отклонение расчетной и заданной скорости движения поршня

$$\delta_v = \frac{|v - v_{д}|}{v} \cdot 100 \%. \quad (1.4.2)$$

Действительное усилие на штоке гидроцилиндра (Н) при давлении в гидросистеме  $P_{п}$

$$F_{д} = \frac{P_{п} S_{п}}{k_{зп}}, \quad (1.4.3)$$

где  $P_{п} = \text{Па}$ ;  $S_{п} = \text{м}^2$ .

Относительное отклонение расчетного и заданного усилия на штоке гидроцилиндра

$$\delta_F = \frac{|F - F_{д}|}{F} \cdot 100 \%. \quad (1.4.4)$$

Полученные величины относительных отклонений сравнивают с допустимыми, заданными по условию (как правило,  $\delta = 10\text{--}20 \%$ ). Если условие выполняется, то проверочный расчет на данном этапе считается выполненным, а гидрооборудование и привод – подобранными. Если величина заданного относительного отклонения меньше полученных, то расчет с выбором нового гидрооборудования, изменением гидросхемы или иными мерами повторяется до тех пор, пока условие соблюдения точности не будет выполнено.

Действительная выходная мощность на штоке гидроцилиндра (Вт)

$$N_{д} = F_{д} v_{д}, \quad (1.4.5)$$

где  $F_{д} = \text{Н}$ ;  $v_{д} = \text{м/с}$ .

Коэффициент полезного действия гидропередачи рассчитывается как отношение действительной мощности на штоке гидроцилиндра к мощности двигателя, необходимой для привода гидронасоса с действительной подачей:

$$\eta = \frac{N_{д}}{N_{дв}}. \quad (1.4.6)$$

### 1.4.2. Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном вращательного движения

Действительное значение частоты вращения выходного вала, приводящего в движение исполнительный механизм (об/мин):

$$n_{д} = \frac{1000Q_{д}\eta_{ом}\eta_{р}}{q_{м}i_{р}}, \quad (1.4.7)$$

где  $Q_{д}$  = л/мин;  $\eta_{ом}$  – объемный КПД гидромотора (берется из технической характеристики выбранного мотора);  $q_{м}$  = см<sup>3</sup>/об.

Действительное значение крутящего момента на выходном валу, приводящем в движение исполнительный механизм (Н·м) [8]:

$$M_{д} = \frac{q_{м}P_{п}\eta_{м}i_{р}\eta_{р}}{2\pi}, \quad (1.4.8)$$

где  $q_{м}$  = см<sup>3</sup>/об;  $P_{п}$  = МПа;  $\eta_{м}$  – КПД гидромотора (берется из технической характеристики выбранного мотора).

Далее производится расчет относительных величин:

отклонения действительной и заданной частоты вращения приводного вала

$$\delta_n = \frac{|n_{м} - n_{д}|}{n_{м}} \cdot 100 \%; \quad (1.4.9)$$

отклонения действительного и заданного момента на приводном валу

$$\delta_M = \frac{|M_{м} - M_{д}|}{M_{м}} \cdot 100 \%. \quad (1.4.10)$$

Полученные величины относительных отклонений сравнивают с допустимыми, заданными по условию (как правило,  $\delta = 10\text{--}20\%$ ). Если условие выполняется, то проверочный расчет на данном этапе считается выполненным, а гидрооборудование и привод – подобранными. Если величина заданного относительного отклонения меньше полученных, то расчет с выбором нового гидрооборудования, изменением гидросхемы или иными мерами повторяется до тех пор, пока условие соблюдения точности не будет выполнено.

Действительная выходная мощность на выходном валу гидромотора или редуктора (при наличии) (Вт)

$$N_{д} = \frac{\pi n_{д} M_{д}}{30}, \quad (1.4.11)$$

где  $M_{д}$  = Н·м;  $n_{д}$  = об/мин.



Коэффициент полезного действия гидропередачи рассчитывают как отношение действительной мощности на выходном валу гидромотора или редуктора (при наличии) к мощности двигателя, необходимой для привода гидронасоса с действительной подачей:

$$\eta = \frac{N_D}{N_{ДВ}}. \quad (1.4.12)$$

### 1.4.3. Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет производится для определения объема гидравлического бака и выяснения необходимости установки специальных теплообменных устройств при условии, что температура рабочей жидкости не превышает допустимую. Напомним, что максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме, как правило, не должна превышать 70–80 °С. Допустимая температура может быть задана условиями расчета, вытекающими из условий эксплуатации гидропривода.

Поскольку основной причиной нагрева рабочей жидкости является наличие гидравлических сопротивлений в гидросистеме, то, соответственно, основное уравнение для теплового расчета выглядит следующим образом:

$$N_{пот} \leq N_{охл}, \quad (1.4.13)$$

где  $N_{пот}$  – мощность тепловых потерь (Вт);  $N_{охл}$  – мощность (тепловой поток) охлаждения рабочей жидкости (Вт) [15; 16].

Мощность тепловых потерь можно определить как необходимую для нагрева гидросистемы энергию в единицу времени вследствие гидравлического трения, гидравлических сопротивлений и внутренних утечек с учетом режима работы:

$$N_{пот} = (N_{ДВ} - N_D) k_p k_F, \quad (1.4.14)$$

где  $k_p$  – коэффициент использования номинального давления;  $k_F$  – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (см. табл. 1.2), зависящий от режима работы гидропривода.

Мощность (суммарный тепловой поток) охлаждения гидросистемы рассчитывают по формуле

$$N_{охл} = k_{тп} S_6 (T_y - T_H), \quad (1.4.15)$$

где  $k_{тп}$  – коэффициент теплопередачи «масло – воздух» (Вт/м<sup>2</sup>·К);  $S_6$  – площадь поверхности охлаждения гидравлического бака (м<sup>2</sup>);  $T_y$  – установившаяся температура рабочей жидкости при эксплуатации

гидропривода (К);  $T_H$  – начальная температура рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода (К).

Строго говоря, не вся поверхность бака равномерно передает тепло в атмосферу. Исследования показывают, что тепловой поток через поверхности, смоченные рабочей жидкостью, примерно в два раза больше, чем через поверхности, не смоченные ею. Поскольку гидробак должен быть заполнен рабочей жидкостью только на  $\frac{3}{4}$  своего объема, крышка бака и верхняя его часть, не смоченные рабочей жидкостью, уменьшают суммарный тепловой поток. Однако в этом случае нельзя игнорировать и факт увеличения суммарного теплового потока вследствие охлаждения трубопроводов, гидрораспределителей и другой гидроаппаратуры. Таким образом, с целью упрощения расчетов рекомендуется пользоваться формулой (1.4.15), считая тепловые потоки от всех поверхностей гидробака одинаковыми.

Коэффициент теплопередачи «масло – воздух» определяется коэффициентами теплоотдачи «масло – стенка бака»  $\alpha_1$ , теплопроводности стенки бака  $\lambda$ , теплоотдачи «стенка бака – воздух»  $\alpha_2$  и толщиной стенки бака  $\delta$ :

$$k_{TH} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.4.16)$$

где  $\alpha_1 \approx 1\,163 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;  $\lambda \approx 58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ ; толщина стенки бака принимается по условиям компоновки или задания.

Коэффициент теплоотдачи «стенка бака – воздух» зависит от скорости окружающего воздуха  $v_o$  (м/с), обдувающего поверхность гидравлического бака [17]:

$$\alpha_2 = 5,6 + 4v_o. \quad (1.4.17)$$

На первом этапе скорость воздуха принимается 1 м/с (естественный обдув). Если при расчетах такой скорости обдува оказывается недостаточно, то применяется обдув стенок бака направленным потоком от вентилятора, тогда из (1.4.16), (1.4.17) и других формул находится необходимая скорость воздуха при обдуве.

При отношении сторон бака от 1 : 1 : 1 до 1 : 2 : 3 площадь поверхности охлаждения гидравлического бака  $S_6$  (м<sup>2</sup>) может быть упрощенно определена по формуле

$$S_6 = 6,5^3 \sqrt{V_6^2}, \quad (1.4.18)$$

где  $V_6$  – объем гидравлического бака, м<sup>3</sup>.

Расчетный объем гидравлического бака принимается, как правило, на 25 % больше, чем объем рабочей жидкости:

$$V_6 = 1,25V_M, \quad (1.4.19)$$

а затем округляется до ближайшего большего стандартного объема  $V_6$  или необходимого по условиям компоновки. ГОСТ 12448-80 устанавливает

следующие объемы баков (л): 10, 16, 25, 40, 50, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 и др.

Если в результате расчета баланс (см. формулу (1.4.13)) не выполняется, то это говорит о том, что необходимо увеличить интенсивность охлаждения посредством повышения скорости воздуха. Тогда задача теплового расчета состоит в нахождении необходимой минимальной скорости воздуха  $v_o$  для обдува. Ее находят по формуле

$$v_o \geq 0,25 \left( \frac{N_{пот}}{S_{\sigma}(T_y - T_H) - \frac{N_{пот}}{\alpha_1} - \frac{\delta N_{пот}}{\lambda}} - 5,6 \right). \quad (1.4.20)$$

Другой возможный вариант решения проблемы невыполнения условия (1.4.13) – увеличение объема бака и, соответственно, масла в нем. Тогда задача теплового расчета заключается в нахождении необходимого по условиям охлаждения объема бака.

Сначала устанавливают необходимую площадь поверхности охлаждения бака:

$$S_{\sigma} \geq \frac{N_{пот}}{k_{тп}(T_y - T_H)}. \quad (1.4.21)$$

Затем определяют объем бака:

$$V_{\sigma} \geq \sqrt{\left(\frac{S_{\sigma}}{6,5}\right)^3}. \quad (1.4.22)$$

Найденный по формуле (1.4.22) объем бака округляют в большую сторону до ближайшего стандартного объема  $V_{\sigma}''$  и, наконец, уточняют объем рабочей жидкости в баке:

$$V_M = \frac{V_{\sigma}''}{1,25}. \quad (1.4.23)$$

Каким из двух представленных вариантов предпочтительнее пользоваться или пользоваться ли ими одновременно, предлагается решать индивидуально либо в соответствии с выданным заданием.

### 1.5. Пример расчета гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения

В качестве примера предлагается рассмотреть расчет гидропривода с выходным звеном (гидродвигателем) возвратно-поступательного движения (гидроцилиндром). При этом предполагается, что работа совершается во время основного движения штока, когда рабочая жидкость поступает в поршневую полость.

### **1.5.1. Задание**

Произвести расчет гидропривода стационарного пресса с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Исходные данные:

максимальное усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра,  
 $F = 100$  кН;

допустимая скорость движения штока гидроцилиндра  $v = 0,03$  м/с;

ход штока гидроцилиндра  $L_{шт} = 200$  мм;

максимально возможное номинальное давление жидкости  
 в системе  $P = 10$  МПа;

длина напорной магистрали  $L_{нап} = 2,0$  м (материал – сталь);

длина сливной магистрали  $L_{сл} = 1,0$  м (материал – сталь);

длина всасывающей магистрали  $L_{вс} = 1,0$  м (материал – сталь);

длина исполнительной магистрали  $L_{исп} = 2,0$  м (материал – резиновый армированный рукав);

число включений в час  $M = 40$ .

Абсолютная эквивалентная шероховатость новых стальных трубопроводов  $\Delta_s = 0,05$  мм.

Температуру рабочей жидкости в установившемся режиме принять  $t_y = 70$  °С, а в начальный период  $t_n = 0$  °С. Расчеты произвести для основного движения поршня гидроцилиндра. Подобрать двигатель привода гидронасоса и всю гидроаппаратуру из стандартных изделий (за исключением гидравлического бака), выполнить тепловой расчет гидропривода. Обеспечить отклонение скорости движения штока и усилия, развиваемого штоком гидроцилиндра, от заданных не более чем на 15 %.

### **1.5.2. Определение режима работы гидропривода**

В соответствии с табл. 1.1 и 1.2 и числом включений в час устанавливается легкий режим работы гидропривода при номинальном давлении в системе  $P_n = 10$  МПа.

### **1.5.3. Составление принципиальной гидравлической схемы и ее описание**

В ходе анализа задания и условий работы гидравлического пресса выбираем однопоточную разомкнутую (открытую) гидросистему с ручным управлением гидрораспределителем. Поскольку работа пресса связана с частыми включениями и отключениями (40 включений в час), а также с постоянным реверсированием потока рабочей жидкости, предварительно выбираем трехпозиционный четырехлинейный гидравлический распреде-

литель золотникового типа с проточной разгрузкой в нейтральной секции. В качестве гидродвигателя будем использовать одноступенчатый многопозиционный поршневой гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком без устройства торможения. Основное его движение (при попадании рабочей жидкости в поршневую полость) будет сопряжено с работой пресса, а вспомогательное (при попадании рабочей жидкости в штоковую полость) – с возвращением штока в исходное состояние. Привод насоса запланируем от асинхронного электродвигателя с постоянной частотой вращения выходного вала, так как пресс является стационарной машиной.

Принципиальная гидравлическая схема пресса представлена на рис. 1.1.

Основными магистралями являются всасывающая, напорная, сливная, исполнительная.

К вспомогательным относится управляющая магистраль.

Всасывающая магистраль ограничивается приемным патрубком обратного клапана 1 (рис. 1.1) и всасывающим штуцером гидронасоса. Напорные магистрали проложены по пути «напорный патрубок гидронасоса – входное и выходное отверстие первого канала гидрораспределителя – тройник, отводящий жидкость через управляющую магистраль и предохранительный клапан 7, – тройник, отводящий жидкость через управляющую магистраль и предохранительный клапан 5»; «тройник, отводящий жидкость через управляющую магистраль и предохранительный клапан 5, – тройник, отводящий жидкость через управляющую магистраль и предохранительный клапан 7, – входное отверстие второго канала гидрораспределителя».

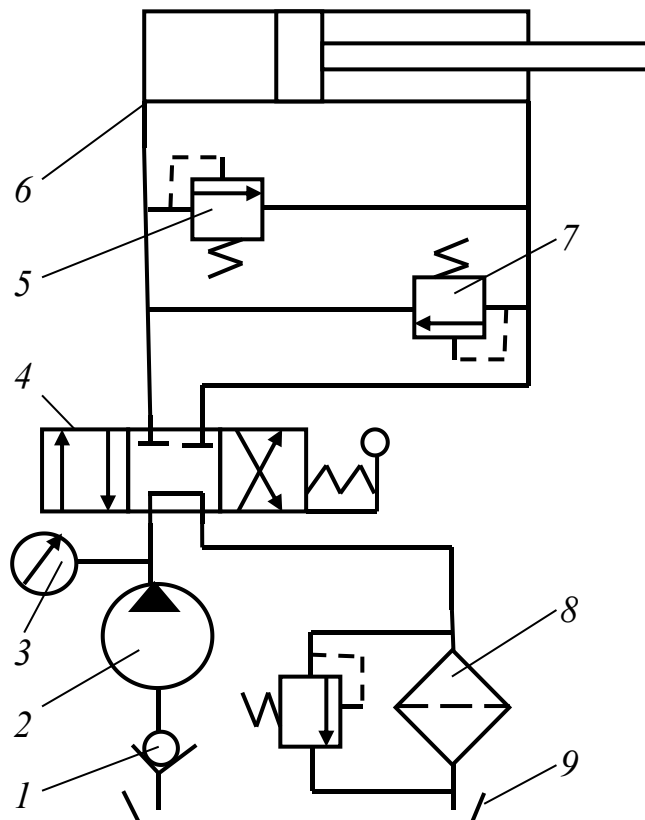


Рис. 1.1. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода прессы с гидроцилиндром двустороннего действия: 1 – обратный клапан; 2 – односторонний нерегулируемый гидронасос; 3 – манометр; 4 – четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель с ручным управлением и проточной разгрузкой насоса в нейтральной секции; 5 – предохранительный клапан; 6 – поршневой гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком; 7 – предохранительный клапан; 8 – фильтр, совмещенный с предохранительным клапаном; 9 – гидробак

Сливная магистраль проложена по пути «выходное отверстие второго канала гидрораспределителя – фильтр с предохранительным клапаном – сливной патрубком в гидробак».

Исполнительные магистрали начинаются от тройников, отводящих рабочую жидкость через управляющую магистраль и предохранительный клапан 5 (см. рис. 1.1), и заканчиваются штуцерами гидроцилиндра.

В нейтральном положении гидрораспределителя постоянно включенный насос перекачивает жидкость из бака в бак через систему проточной разгрузки, имеющуюся в нейтральной секции. При необходимости основного движения золотник гидрораспределителя перемещается рукояткой вправо, и жидкость, попадая в поршневую полость, заставляет поршень со штоком двигаться вправо. При этом жидкость из штоковой полости вытесняется в сливную магистраль, проходит через гидрораспределитель и после очистки в фильтре сливается в бак. В случае аварийного давления в напорной магистрали вследствие заклинивания поршня или встречи штока с недеформируемым препятствием открывается предохранительный клапан 5 (см. рис. 1.1), который заставляет часть жидкости сливаться в бак, минуя гидроцилиндр. При вспомогательном движении штока гидроцилиндра (возвращении назад) золотник гидрораспределителя перемещается рукояткой влево, жидкость, попадая в штоковую полость, заставляет поршень со штоком двигаться влево. При этом жидкость из поршневой полости вытесняется в магистраль, проходит через гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, сливается в бак. В случае аварийного давления в напорной магистрали вследствие заклинивания поршня открывается предохранительный клапан 7, который заставляет часть жидкости сливаться в бак, минуя гидроцилиндр. При засорении фильтра жидкость сливается в бак через совмещенный с ним открывшийся предохранительный клапан. Давление в напорной магистрали для основного движения контролируется по

манометру. Для исключения слива жидкости из гидросистемы при выключении привода установлен обратный клапан  $I$  во всасывающей магистрали.

Предварительная принципиальная гидравлическая схема может быть уточнена в ходе расчетов и подбора гидрооборудования.

#### 1.5.4. Расчет мощности и подачи насосов

Полезная мощность на штоке гидроцилиндра

$$N_{ц} = Fv = 100\,000 \cdot 0,03 = 3\,000 \text{ Вт.}$$

Мощность насосной установки для гидроагрегата, имеющего в своем составе  $z_{ц} = 1$  гидроцилиндр и  $z_{м} = 0$  гидромоторов:

$$N_{ну} = k_{зу}k_{зс} (N_{ц}z_{ц} + N_{м}z_{м}),$$

где  $k_{зу} = 1,1-1,2$  – коэффициент запаса по усилию;  $k_{зс} = 1,1-1,3$  – коэффициент запаса по скорости.

Для легкого режима работы принимаем  $k_{зу} = 1,1$ ;  $k_{зс} = 1,1$ , тогда  $N_{ну} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 3\,000 \cdot 1 = 3\,630 \text{ Вт.}$

Необходимый расход рабочей жидкости в гидросистеме

$$Q_{гп} = \frac{N_{ну}}{P_{н}} = \frac{3\,630}{10\,000\,000} = 0,000\,363 \text{ м}^3/\text{с} = 21,78 \text{ л/мин.}$$

Поскольку проектируемый гидропривод является однопоточным, то расчетная подача насоса  $Q_{нр}$  равна расходу в гидросистеме:  $Q_{нр} = Q_{гп} = 21,78 \text{ л/мин.}$

#### 1.5.5. Выбор насоса и его привода

Учитывая легкий режим работы гидроагрегата с однопоточной гидросистемой ( $M < 100$ , см. табл. 1.2), выбираем для агрегата нерегулируемый насос. Для мощности  $N_{ну} = 3,63 \text{ кВт}$  и номинального давления  $P_{н} = 10,0 \text{ МПа}$  по табл. 1 (см. прилож.) наиболее близким является нерегулируемый пластинчатый насос Г 12-22 с параметрами:  $q_{н} = 15,5 \text{ см}^3/\text{об}$ ;  $P_{нн} = 12,5 \text{ МПа}$ ;  $P_{\max} = 16,0 \text{ МПа}$ ;  $n_{н} = 1\,450 \text{ об/мин}$ ;  $N_{н} = 6,1 \text{ кВт}$ ;  $\eta_{н} = 0,6$ ;  $\eta_{он} = 0,8$ . Проверяем условие, при котором рабочий объем выбранного гидронасоса  $q_{н}$  должен быть больше расчетного рабочего объема  $q_{нр}$ :

$$q_{н} = 15,5 \geq q_{нр} = \frac{1\,000Q_{нр}}{n_{н}\eta_{он}} = \frac{1\,000 \cdot 21,78}{1\,450 \cdot 0,8} = 18,78 \text{ см}^3/\text{об},$$

где  $\eta_{он} = 0,8$  – объемный КПД выбранного насоса;  $n_{н} = 1\,450 \text{ об/мин}$  – номинальная частота вращения вала насоса.

Условие не выполняется. Расчет показал, что рабочий объем насоса Г 12-22 (15,5 см<sup>3</sup>/об) недостаточен для обеспечения заданной подачи. Таким образом, выбираем ближайший следующий насос с большим рабочим объемом. Согласно табл. 1 (см. прилож.), это нерегулируемый пластинчатый насос Г 12-23А с параметрами:  $q_n = 23,4$  см<sup>3</sup>/об;  $P_{нн} = 12,5$  МПа;  $P_{max} = 16,0$  МПа;  $n_n = 1\,450$  об/мин;  $N_n = 7,5$  кВт;  $\eta_n = 0,68$ ;  $\eta_{он} = 0,74$ .

Проверяем условие, при котором рабочий объем выбранного гидронасоса  $q_n$  должен быть больше расчетного рабочего объема  $q_{нр}$ :

$$q_n = 23,4 \geq q_{нр} = \frac{1\,000 Q_{нр}}{n_n \eta_{он}} = \frac{1\,000 \cdot 21,78}{1\,450 \cdot 0,74} = 20,29 \text{ см}^3/\text{об},$$

где  $\eta_{он} = 0,74$  – объемный КПД выбранного насоса;  $n_n = 1\,450$  об/мин – номинальная частота вращения вала насоса.

Условие выполняется.

Предварительная подача насоса

$$Q_{пн} = \frac{q_n n_n \eta_{он}}{1\,000} = \frac{23,4 \cdot 1\,450 \cdot 0,74}{1\,000} = 25,11 \text{ л/мин} = 0,000\,419 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проверяем условие, при котором максимальное давление, создаваемое насосом  $P_{нmax}$  и ограничиваемое предохранительным клапаном, не должно превышать допустимого максимального давления  $P_{max}$ , приведенного в его технической характеристике:

$$P_{max} = 16,0 \geq 1,2 P_{нн} = P_{нmax} = 1,2 \cdot 12,5 = 15 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Расчетная мощность двигателя (Вт), необходимого для привода гидронасоса:

$$N_{рдв} = \frac{P_n Q_{пн}}{\eta_n} = \frac{10\,000\,000 \cdot 0,000\,419}{0,68} = 6\,161,76 \text{ Вт} = 6,16 \text{ кВт},$$

где  $\eta_n = 0,68$  – полный КПД выбранного насоса.

По табл. 2 (см. прилож.) выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А с синхронной частотой вращения ротора  $n_c \approx n_n = 1\,500$  об/мин и мощностью  $N_{дв} \geq N_{рдв}$ . Это двигатель 4А132S4У3 мощностью  $N_{пдв} = 7,5$  кВт и номинальной частотой вращения вала  $n_{дв} = 1\,455$  об/мин.

Действительная (фактическая) подача насоса

$$Q_n = \frac{q_n n_{дв} \eta_{он}}{1\,000} = \frac{23,4 \cdot 1\,455 \cdot 0,74}{1\,000} = 25,19 \text{ л/мин} = 0,000\,42 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность двигателя, необходимая для привода гидронасоса с учетом действительной подачи:

$$N_{дв} = \frac{P_n Q_n}{\eta_n} = \frac{10\,000\,000 \cdot 0,000\,42}{0,68} = 6\,176,47 \text{ Вт} \approx 6,18 \text{ кВт}.$$

### 1.5.6. Выбор гидроцилиндра



Расчетная активная площадь поршня гидроцилиндра, необходимая для совершения работы:

$$S_{pp} = \frac{k_{zy} k_{zc} F}{P_H} = \frac{1,1 \cdot 1,1 \cdot 100\,000}{10\,000\,000} = 0,0121 \text{ м}^2.$$

Предварительный диаметр цилиндра (м) при подаче рабочей жидкости в поршневую полость

$$D_{пц} = \sqrt{\frac{4S_{pp}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0121}{3,14}} = 0,124 \text{ м}.$$

Поскольку номинальное давление в системе  $P_H = 10$  МПа, то можно принять рекомендуемое соотношение диаметра цилиндра и штока  $\varphi = \frac{d}{D} = 0,5$ . По табл. 3 (см. прилож.) выбираем гидроцилиндр с диаметром  $D = 125$  мм ( $D \geq D_{пц}$ ), диаметром штока  $d = 60$  мм, ходом штока  $L = 250$  мм и активной площадью поршня

$$S_{п} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 0,0123 \text{ м}^2.$$

Расчетная скорость поршня в гидроцилиндре при действительной подаче насоса  $Q_H = 0,000420$  м<sup>3</sup>/с:

$$v_p = \frac{Q_H}{S_{п} k_{zc}} = \frac{0,00042}{0,0123 \cdot 1,1} = 0,031 \text{ м/с}.$$

Относительное отклонение расчетной и заданной скорости движения поршня

$$\delta_v = \frac{|v - v_p|}{v} \cdot 100\% = \frac{|0,03 - 0,031|}{0,03} \cdot 100\% = 3,33\%.$$

Полученная величина менее 15 %, поэтому условие задания выполняется.

Расчетное усилие на штоке гидроцилиндра при давлении в гидросистеме  $P_H = 10$  МПа

$$F_p = \frac{P_H S_{п}}{k_{zy}} = \frac{10\,000\,000 \cdot 0,0123}{1,1} = 111\,818,18 \text{ Н}.$$

Относительное отклонение расчетного и заданного усилия на штоке гидроцилиндра

$$\delta_F = \frac{|F - F_p|}{F} \cdot 100\% = \frac{|100\,000 - 111\,818,18|}{100\,000} \cdot 100\% = 11,82\%.$$

Полученная величина менее 15 %, поэтому условие задания выполняется.

### 1.5.7. Выбор гидроаппаратуры

По принятым значениям номинальных давления  $P_H$  и расхода  $Q_H$  подбираем в соответствии с гидравлической схемой элементы гидро-

привода из ряда серийно выпускаемого гидрооборудования. При этом соблюдаем условия:  $P_{го} \geq P_H = 10 \text{ МПа}$ ;  $Q_{го} \geq Q_H = 25,19 \text{ л/мин}$ , где  $P_{го}$  и  $Q_{го}$  – номинальные давление и расход гидрооборудования соответственно.

Четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель с ручным управлением и проточной разгрузкой в нейтральной секции выбираем из табл. 6 (см. прилож.). Наиболее близок к требуемым параметрам гидрораспределитель ВММ 16.64, где В – обозначение золотниковых гидрораспределителей; ММ – ручное управление рычагом; «16» – диаметр условного прохода (мм); 64 – номер схемы исполнения (с проточной разгрузкой в нейтральной секции и пружинным возвратом в нейтральное положение). Распределитель имеет следующие параметры, приведенные в его характеристике:  $D_y = 16 \text{ мм}$ ;  $P_{\max} = 25 \text{ МПа}$ ;  $Q_{\max} = 80 \text{ л/мин}$ ;  $\Delta Q = 0,35 \text{ л/мин}$ ;  $\Delta P$  при  $Q_{\max} = 0,23 \text{ МПа}$ ;  $m = 7,3 \text{ кг}$ .

Предохранительные клапаны выбираем из табл. 7 (см. прилож.). Наиболее близок к требуемым параметрам предохранительный клапан с переливным золотником КПЕ-16, где «16» – диаметр условного прохода (мм). Предохранительный клапан имеет следующие параметры:  $Q_H = 40 \text{ л/мин}$ ;  $Q_{\min} = 8 \text{ л/мин}$ ;  $P_H = 32 \text{ МПа}$ ;  $P_{\min} = 5 \text{ МПа}$ ;  $\Delta Q = 0,4 \text{ л/мин}$ .

Обратный клапан выбираем из табл. 10 (см. прилож.). Наиболее близок к требуемым параметрам предохранительный клапан КО-12. Он имеет характеристику:  $Q_H = 32 \text{ л/мин}$ ;  $P_H = 32 \text{ МПа}$ ;  $\Delta P = 0,25 \text{ МПа}$ ;  $\Delta Q = 0,3 \text{ л/мин}$ .

Фильтр выбираем из табл. 12 (см. прилож.). Поскольку никаких особенных требований к степени очистки рабочей жидкости в задании не приведено, выбираем сливной фильтр с тонкостью очистки 25 мкм, что соответствует потребностям пластинчатого насоса, установленного в гидросистеме. Таким требованиям отвечает, например, фильтр ОМТФ091С25НА с характеристикой: тонкость очистки 0,025 мм;  $D_y = 16 \text{ мм}$ ;  $Q_H = 40 \text{ л/мин}$ ;  $\Delta P = 0,1 \text{ МПа}$ .

### **1.5.8. Выбор диаметра трубопроводов**

Поскольку задача обеспечения одинакового диаметра трубопровода во всех магистралях не поставлена, пользуемся данными табл. 5 (см. прилож.). Для ближайшего значения расхода, большего номинального  $Q_H = 25,19 \text{ л/мин}$  и номинального давления  $P_H = 10 \text{ МПа}$ , выбираем трубопроводы с внутренним диаметром магистралей:

напорной:  $d_{\text{унап}} = 12 \text{ мм}$ ;

сливной:  $d_{\text{усл}} = 20 \text{ мм}$ ;

всасывающей:  $d_{\text{увс}} = 25 \text{ мм}$ ;

исполнительной:  $d_{\text{уисп}} = 12 \text{ мм}$ .

Однако, как мы видим, внутренний диаметр напорной и исполнительной магистралей меньше условного прохода гидрораспределителя, что создаст дополнительные местные сопротивления движению потока. Поэтому для исключения этих сопротивлений окончательно принимаем внутренний диаметр напорной и исполнительной магистралей  $d_{\text{унап}} = d_{\text{уисп}} = 16$  мм.

### **1.5.9. Выбор рабочей жидкости, определение ее объема**

Так как минимальный допустимый кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости (масла) для гидросистем с пластинчатыми насосами  $\nu = 12\text{--}14$  сСт, а номинальный кинематический коэффициент вязкости для гидрораспределителя типа ВММ  $\nu = 30\text{--}35$  сСт, принимаем последнее значение кинематического коэффициента вязкости как определяющее. Такой вязкости, согласно табл. 13 (см. прилож.), соответствует гидравлическое масло класса 32 ( $\nu = 28,8\text{--}35,2$  сСт). Поскольку гидросистема работает в легком режиме нагружения, по табл. 14 (см. прилож.) выбираем масло группы А. Таким образом, марка гидравлического масла МГ-32А. Плотность гидравлического масла принимаем  $\rho_{\text{ж}} = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

Объем рабочей жидкости для открытых гидросистем в литрах равен 1,5–3-минутной действительной (фактической) подаче гидронасоса. Поскольку режим легкий, выбираем 1,5-минутную подачу:

$$V_M = 1,5Q_H = 1,5 \cdot 25,19 = 37,79 \text{ л.}$$

### **1.5.10. Выбранное стандартное оборудование и материалы для гидросистемы**

Все выбранное оборудование и его краткая техническая характеристика сведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

#### *Стандартное оборудование для рассчитываемой гидросистемы и его краткая техническая характеристика*

№ п/п	Наименование оборудования, материалов	Кол-во (шт.)	Краткая техническая характеристика оборудования, материалов
1	Гидравлический насос Г 12-23А	1	$q_n = 23,4$ см <sup>3</sup> /об; $P_{\text{нн}} = 12,5$ МПа; $P_{\text{max}} = 16,0$ МПа; $n_n = 1450$ об/мин; $N_n = 7,5$ кВт; $\eta_n = 0,68$ ; $\eta_{\text{он}} = 0,74$
2	Гидроцилиндр одноштоковый двухстороннего действия	1	$D = 125$ мм; $d = 60$ мм; $L = 250$ мм

3	Электродвигатель 4A132S4У3	1	$N_{\text{пдв}} = 7,5 \text{ кВт}; n_{\text{дв}} = 1455 \text{ об/мин}$
4	Гидравлический распределитель золотникового типа ВММ 16.64	1	$D_y = 16 \text{ мм}; P_{\text{max}} = 25 \text{ МПа};$ $Q_{\text{max}} = 80 \text{ л/мин}; \Delta Q_p = 0,35 \text{ л/мин};$ $\Delta P \text{ при } Q_{\text{max}} = 0,23 \text{ МПа}; m = 7,3 \text{ кг}$
5	Предохранительный клапан КПЕ-16	2	$Q_n = 40 \text{ л/мин}; Q_{\text{min}} = 8 \text{ л/мин};$ $P_n = 32 \text{ МПа}; P_{\text{min}} = 5 \text{ МПа};$ $\Delta Q_{\text{пк}} = 0,4 \text{ л/мин}$
6	Обратный клапан КО-12	1	$Q_n = 32 \text{ л/мин}; P_n = 32 \text{ МПа};$ $\Delta P = 0,25 \text{ МПа}; \Delta Q_{\text{ок}} = 0,3 \text{ л/мин}$
7	Фильтр тонкой очистки ОМТФ091С25НА	1	Тонкость очистки 0,025 мм; $D_y = 16 \text{ мм}; Q_n = 40 \text{ л/мин};$ $\Delta P = 0,1 \text{ МПа}$
8	Рабочая жидкость – масло гидравлическое МГ-32А	1	$\nu = 32 \text{ сСт} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$ $\rho_{\text{ж}} = 900 \text{ кг/м}^3; V_{\text{м}} = 37,79 \text{ л}$

### 1.5.11. Расчет гидравлических параметров, характеризующих сопротивление трубопроводов

Поскольку никаких дополнительных условий в ходе подбора гидрооборудования не выявлено, а монтажный чертеж гидроагрегата отсутствует, в учебных целях сохраняем заданные условием длины магистралей:

напорной:  $L_{\text{нап}} = 2,0 \text{ м};$

сливной:  $L_{\text{сл}} = 1,0;$

всасывающей:  $L_{\text{вс}} = 1,0 \text{ м};$

исполнительной:  $L_{\text{исп}} = 2,0 \text{ м}.$

Скорости движения рабочей жидкости в магистральных и их сравнение с допускаемыми максимальными по табл. 5 (см. прилож.):

$$\text{напорной: } v_{\text{нап}} = \frac{21,16Q_n}{d_{\text{унап}}^2} \leq [v_{\text{нап}}]; v_{\text{нап}} = \frac{21,16 \cdot 25,19}{16^2} = 2,08 \leq 4,25 \text{ м/с};$$

$$\text{сливной: } v_{\text{сл}} = \frac{21,16Q_n}{d_{\text{усл}}^2} \leq [v_{\text{сл}}]; v_{\text{сл}} = \frac{21,16 \cdot 25,19}{20^2} = 1,33 \leq 2,25 \text{ м/с};$$

$$\text{всасывающей: } v_{\text{вс}} = \frac{21,16Q_n}{d_{\text{увс}}^2} \leq [v_{\text{вс}}]; v_{\text{вс}} = \frac{21,16 \cdot 25,19}{25^2} = 0,85 \leq 1,4 \text{ м/с};$$

$$\text{исполнительной: } v_{\text{исп}} = \frac{21,16Q_n}{d_{\text{уисп}}^2} \leq [v_{\text{исп}}]; v_{\text{исп}} = \frac{21,16 \cdot 25,19}{16^2} = 2,08 \leq 4,25 \text{ м/с}.$$

Все рассчитанные скорости меньше допускаемых максимальных.

Для определения режима движения жидкости рассчитаем число Рейнольдса в магистральных:

$$\text{напорной: } Re_{\text{нап}} = \frac{v_{\text{нап}} d_{\text{унап}}}{\nu} = \frac{2,08 \cdot 0,016}{32 \cdot 10^{-6}} = 1\,040 < 2\,320;$$

$$\text{сливной: } Re_{\text{сл}} = \frac{v_{\text{сл}} d_{\text{усл}}}{\nu} = \frac{1,33 \cdot 0,020}{32 \cdot 10^{-6}} = 831,25 < 2\,320;$$

$$\text{всасывающей: } Re_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}} d_{\text{увс}}}{\nu} = \frac{0,85 \cdot 0,025}{32 \cdot 10^{-6}} = 664,06 < 2\,320;$$

$$\text{исполнительной: } Re_{\text{исп}} = \frac{v_{\text{исп}} d_{\text{уисп}}}{\nu} = \frac{2,08 \cdot 0,016}{32 \cdot 10^{-6}} = 1\,040 < 2\,320.$$

Во всех трубопроводах гидросистемы установлен ламинарный режим движения жидкости, поэтому расчет коэффициентов гидравлического трения  $\lambda$  магистралей производится по формулам Пуазейля с учетом того, что всасывающая, напорная и сливная гидролинии изготовлены из стальных трубопроводов, а исполнительная – из резиноармированных рукавов:

$$\text{напорной: } \lambda_{\text{нап}} = \frac{75}{Re_{\text{нап}}} = \frac{75}{1040} = 0,072;$$

$$\text{сливной: } \lambda_{\text{сл}} = \frac{75}{Re_{\text{сл}}} = \frac{75}{831,25} = 0,09;$$

$$\text{всасывающей: } \lambda_{\text{вс}} = \frac{75}{Re_{\text{вс}}} = \frac{75}{664,06} = 0,113;$$

$$\text{исполнительной: } \lambda_{\text{исп}} = \frac{100}{Re_{\text{исп}}} = \frac{100}{1040} = 0,096.$$

### 1.5.12. Расчет потерь давления по длине в магистральных гидросистемы

Потери давления по длине в гидросистеме определяются на основе формулы Дарси – Вейсбаха для магистралей:

$$\text{напорной: } \Delta P_{L_{\text{нап}}} = \lambda_{\text{нап}} \frac{L_{\text{нап}}}{d_{\text{унап}}} \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{нап}}^2}{2} = 0,072 \frac{2,0}{0,016} 900 \frac{2,08^2}{2} = 17\,521,92 \text{ Па};$$

$$\text{сливной: } \Delta P_{L_{\text{сл}}} = \lambda_{\text{сл}} \frac{L_{\text{сл}}}{d_{\text{усл}}} \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{сл}}^2}{2} = 0,09 \frac{1,0}{0,020} 900 \frac{1,33^2}{2} = 3\,582,02 \text{ Па};$$

$$\text{всасывающей: } \Delta P_{L_{\text{вс}}} = \lambda_{\text{вс}} \frac{L_{\text{вс}}}{d_{\text{увс}}} \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{вс}}^2}{2} = 0,113 \frac{1,0}{0,025} 900 \frac{0,85^2}{2} = 1\,469,57 \text{ Па};$$

$$\text{исполнительной: } \Delta P_{L_{\text{исп}}} = \lambda_{\text{исп}} \frac{L_{\text{исп}}}{d_{\text{уисп}}} \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{исп}}^2}{2} = 0,096 \frac{2,0}{0,016} 900 \frac{2,08^2}{2} = 23\,362,56 \text{ Па}.$$

Общие потери давления по длине в гидросистеме определяются как сумма потерь давления в напорной ( $\Delta P_{L_{\text{нап}}}$ ), сливной ( $\Delta P_{L_{\text{сл}}}$ ), всасывающей ( $\Delta P_{L_{\text{вс}}}$ ) и исполнительной ( $\Delta P_{L_{\text{исп}}}$ ) магистральных:

$$\begin{aligned} \Delta P_L &= \Delta P_{L_{\text{нап}}} + \Delta P_{L_{\text{сл}}} + \Delta P_{L_{\text{вс}}} + \Delta P_{L_{\text{исп}}} = \\ &= 17\,521,92 + 3\,582,02 + 1\,469,57 + 23\,362,56 = 45\,936,07 \text{ Па} \approx \\ &\approx 0,0459 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

### 1.5.13. Расчет потерь давления на местных сопротивлениях гидросистемы

Поскольку монтажная схема (чертеж) отсутствует, воспользуемся для расчета гидравлической схемой, предварительно обозначив на ней места установки штуцеров (Ш), так как иные местные сопротивления – угольники поворотные с плавным поворотом и тройники – видны без дополнительных обозначений (рис. 1.2). Установку штуцеров планируем в местах подключения гидроаппаратуры и в фитингах типа «тройник». Поскольку управляющие соединительные линии не являются по большому счету ни напорными, ни сливными магистралями, установку и расчет дополнительных штуцеров на них не предполагаем. Вместе с тем следует отметить, что студент в процессе выполнения расчетно-графической работы вправе самостоятельно принимать решение о местах установки/отсутствия штуцеров. Важно лишь наличие обоснования такого решения.

Расчет проводим в форме табл. 1.6, пользуясь сведениями, приведенными в табл. 15 (см. прилож.), формулами (1.3.45)–(1.3.48) и данными о потерях давления на гидроагрегатах.

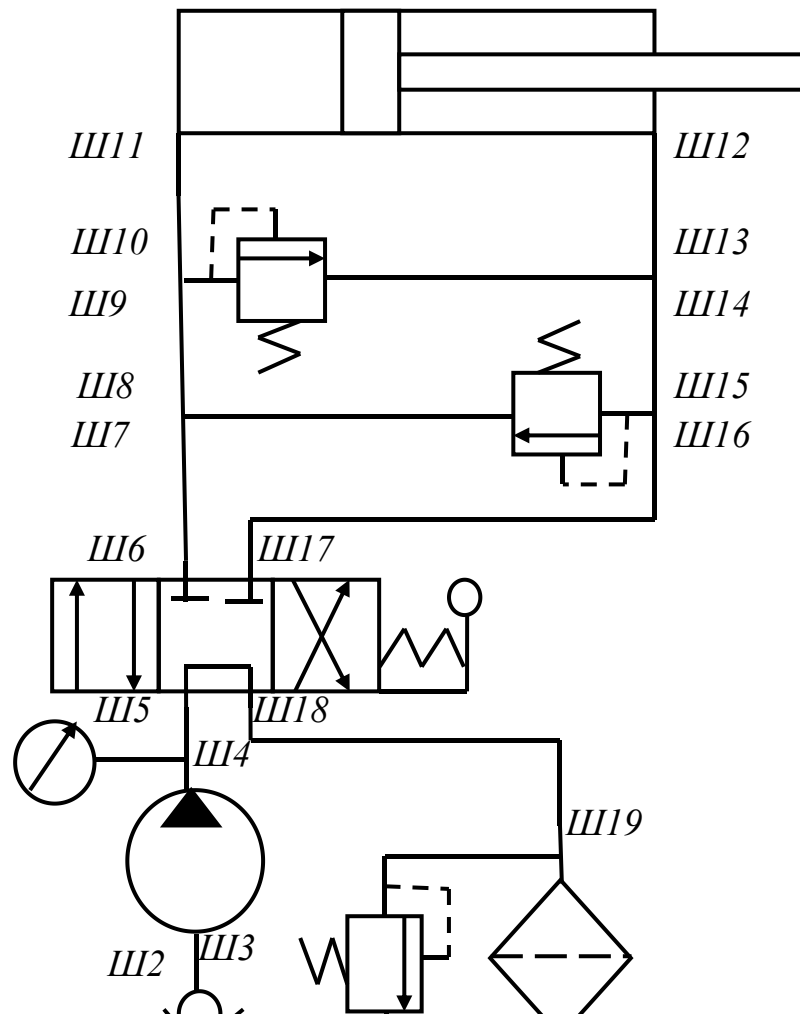


Рис. 1.2. Гидравлическая схема прессы с гидроцилиндром двустороннего действия с указанием мест установки соединительных штуцеров (*Ш*): *Ш1*, *Ш2* – вход и выход из обратного клапана; *Ш3*, *Ш4* – вход и выход из насоса; *Ш5*, *Ш6*, *Ш17*, *Ш18* – входные и выходные соединительные отверстия гидрораспределителя; *Ш7*, *Ш8*, *Ш9*, *Ш10*, *Ш13*, *Ш14*, *Ш15*, *Ш16* – фитинги (тройники), разделяющие и соединяющие поток жидкости при их движении по основным и управляющим магистралям; *Ш11*, *Ш12* – соединительные отверстия гидроцилиндра; *Ш19* – соединительное входное отверстие фильтра

## Расчет потерь давления на местных сопротивлениях гидросистемы

Участок гидросистемы, скорость движения жидкости $v_i$ (м/с)	Вид местного сопротивления и расчет коэффициентов местных сопротивлений $\zeta_i$ (при необходимости)	Кол-во (шт.)	$\zeta_i$	Расчет потерь давления $\Delta P_{mi}$ (Па)
1	2	3	4	5
Напорный, $v_{нап} = 2,08$ м/с	Угольник поворотный с плавным поворотом	2	0,12	$0,12 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 2 = 467,25$ Па
	Гидрораспределитель	1	5	$5 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 = 9\,734,4$ Па
	Тройник прямоугольный с разделением потока	2	0,9	$0,9 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 2 = 3\,504,38$ Па
	Тройник прямоугольный с соединением потока	2	0,5	$0,5 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 2 = 1\,946,88$ Па
	Штуцер	10	0,1	$0,1 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 10 = 1\,946,88$ Па
$\Delta P_{мнап}$ (Па)	$467,25 + 9\,734,4 + 3\,504,38 + 1\,946,88 + 1\,946,88 = 17\,601,79$ Па			
Сливной, $v_{сл} = 1,33$ м/с	Угольник поворотный с плавным поворотом	2	0,12	$0,12 \cdot \frac{1,33^2}{2} \cdot 900 \cdot 2 = 191,04$ Па
	Штуцер	2	0,1	$0,1 \cdot \frac{1,33^2}{2} \cdot 900 \cdot 2 = 159,2$ Па
	Резкое расширение при выходе из гидрораспределителя $\zeta_{pp} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$ , где $S_1 = \frac{\pi d_{унап}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} = 200,96$ мм <sup>2</sup> ; $S_2 = \frac{\pi d_{усл}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 314$ мм <sup>2</sup> ; $\zeta_{pp} = \left(\frac{314}{200,96} - 1\right)^2 = 0,316$	1	0,316	$0,316 \cdot \frac{1,33^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 = 251,54$ Па
	Вход в фильтр	1	0,8	$0,8 \cdot \frac{1,33^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 = 636,80$ Па



Окончание табл. 1.6

1	2	3	4	5
Сливной, $v_{сл} = 1,33$ м/с	Фильтр	1	–	100 000 Па ((табл. 12) см. прилож.)
	Выход жидкости из трубы в бак	1	1,0	$1,0 \cdot \frac{1,33^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 = 796$ Па
$\Delta P_{мсл}$ (Па)	$191,04 + 159,2 + 251,54 + 636,8 + 100\ 000 + 796 = 102\ 034,58$ Па			
Всасываю- щий, $v_{вс} = 0,85$ м/с	Вход в трубопровод	1	0,5	$0,5 \cdot \frac{0,85^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 =$ $= 162,56$ Па
	Штуцер	3	0,1	$0,1 \cdot \frac{0,85^2}{2} \cdot 900 \cdot 3 =$ $= 97,54$ Па
	Обратный клапан	1	5,5	$5,5 \cdot \frac{0,85^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 =$ $= 1\ 788,19$ Па
$\Delta P_{мвс}$ (Па)	$162,56 + 97,54 + 1\ 788,19 = 2\ 048,29$ Па			
Исполни- тельный, $v_{исп} = 2,08$ м/с	Вход в силовой гидроцилиндр	1	0,8	$0,8 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 =$ $= 1\ 557,50$ Па
	Штуцер	4	0,1	$0,1 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 4 =$ $= 778,75$ Па
	Резкое сужение (выход из гидроцилиндра) $\zeta_{рс} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)$ , где $S_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) =$ $= \frac{3,14}{4} (125^2 - 60^2) =$ $= 9\ 439,63$ мм <sup>2</sup> ; $S_2 = \frac{\pi d_{исп}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} =$ $= 200,96$ мм <sup>2</sup> ; $\zeta_{рс} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) =$ $= 0,5 \left(1 - \frac{200,96}{9\ 439,63}\right) =$ $= 0,489$	1	0,489	$0,489 \cdot \frac{2,08^2}{2} \cdot 900 \cdot 1 =$ $= 952,02$ Па
$\Delta P_{мисп}$ , Па	$1\ 557,50 + 778,75 + 952,02 = 3\ 288,27$ Па			

Суммарные потери давления на местных сопротивлениях в гидросистеме определяются так же, как и сумма потерь давления в напорной, сливной, всасывающей и исполнительной магистралях:

$$\Delta P_M = \Delta P_{МНАП} + \Delta P_{Мсл} + \Delta P_{Мвс} + \Delta P_{Мисп} = 17\ 601,79 + \quad +$$

$$102\ 034,58 + 2\ 048,29 + 3\ 288,27 = 124\ 972,93 \text{ Па} \approx 0,125 \text{ МПа.}$$

### 1.5.14. Расчет общих потерь давления и расхода в гидросистеме

Общие потери давления в гидроприводе представляют собой сумму потерь давления по длине магистралей и на местных сопротивлениях гидросистемы:

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_M = 45\,936,07 + 124\,972,93 = 170\,909 \text{ Па} \approx 0,171 \text{ МПа}.$$

Потери расхода в гидросистеме обусловлены наличием гидроагрегатов, имеющих свои собственные внутренние утечки  $\Delta Q_i$ . Так, для подобранных нами гидроагрегатов (см. табл. 1.5) утечки составляют:

для гидрораспределителя:  $\Delta Q_p = 0,35$  л/мин;

предохранительного клапана:  $\Delta Q_{пк} = 0,4$  л/мин;

обратного клапана:  $\Delta Q_{ок} = 0,3$  л/мин.

Общие потери расхода в гидросистеме находят как сумму всех внутренних утечек  $m$  гидроагрегатов:

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \sum_{i=1}^m Q_i = \Delta Q_p + \Delta Q_{пк} + \Delta Q_{ок} = 0,35 + 0,4 + 0,3 = 1,05 \text{ л/мин} = \\ &= 0,000\,017\,5 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

### 1.5.15. Расчет расхода и полезного давления жидкости на входе в гидроцилиндр

Действительный расход жидкости, дошедшей по гидросистеме от насоса до гидроцилиндра, обеспечивается подачей насоса  $Q_n$  за вычетом потерь из-за утечек:

$$Q_d = Q_n - \Delta Q = 25,19 - 1,05 = 24,14 \text{ л/мин} = 0,000\,402 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчетное полезное давление жидкости в гидродвигателе:

$$P_{п} = P_{нн} - \Delta P = 12,5 - 0,171 = 12,329 \text{ МПа},$$

где  $P_{нн} = 12,5$  МПа – номинальное давление, развиваемое насосом (из технической характеристики насоса, см. также табл. 1.5).

Поскольку расчетное полезное давление превышает номинальное в гидросистеме ( $P_n = 10$  МПа), то последнее принимается за полезное, а излишки давления нейтрализуют настройкой предохранительного клапана, т. е.  $P_n = P_{п}$ .

### 1.5.16. Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения

Действительная скорость движения штока в гидроцилиндре

$$v_d = \frac{Q_d}{S_{п}} = \frac{0,000\,402}{0,012\,3} = 0,033 \text{ м/с},$$

где  $Q_d = 0,000\,402$  м<sup>3</sup>/с;  $S_{п} = 0,012\,3$  м<sup>2</sup> – действительная активная площадь поршня гидроцилиндра.

Относительное отклонение расчетной и заданной скорости движения поршня

$$\delta_v = \frac{|v - v_d|}{v} \cdot 100 \% = \frac{|0,03 - 0,033|}{0,03} \cdot 100 \% = 10 \%$$

Действительное усилие на штоке гидроцилиндра при давлении в гидросистеме  $P_{\Pi}$

$$F_d = \frac{P_{\Pi} S_{\Pi}}{k_{зв}} = \frac{10\,000\,000 \cdot 0,0123}{1,1} = 111\,818,18 \text{ Н.}$$

Относительное отклонение расчетного и заданного усилия на штоке гидроцилиндра

$$\delta_F = \frac{|F - F_d|}{F} \cdot 100 \% = \frac{|100\,000 - 111\,818,18|}{100\,000} \cdot 100 \% = 11,82 \%$$

Полученные величины относительных отклонений меньше допустимого, заданного по условию ( $\delta = 15 \%$ ). Следовательно, весь проверочный расчет на данном этапе считается выполненным, а гидрооборудование и привод – подобранными.

Действительная выходная мощность на штоке гидроцилиндра (Вт)

$$N_d = F_d v_d = 111\,818,18 \cdot 0,033 = 3\,689,99 \text{ Вт} \approx 3,7 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия гидропередачи рассчитывается как отношение действительной мощности на штоке гидроцилиндра к мощности двигателя, необходимой для привода гидронасоса с действительной подачей:

$$\eta = \frac{N_d}{N_{дв}} = \frac{3\,689,99}{6\,176,47} = 0,6.$$

### 1.5.17. Тепловой расчет гидропривода

Расчетный объем гидравлического бака принимаем на 25 % больше, чем объем рабочей жидкости:

$$V_{\sigma} = 1,25 V_M = 1,25 \cdot 37,79 = 47,23 \text{ л.}$$

Полученный расчетным путем объем округляем до ближайшего большего стандартного по ГОСТ 12448-80 (см. п. 1.4.3):  $V_{\sigma} = 50 \text{ л} = 0,05 \text{ м}^3$ . Толщину стенки бака примем  $\delta = 3 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}$ .

При отношении сторон бака от 1 : 1 : 1 до 1 : 2 : 3 площадь поверхности охлаждения гидравлического бака  $S_{\sigma}$  может быть упрощенно определена по формуле

$$S_{\sigma} = 6,5^3 \sqrt{V_{\sigma}^2} = 6,5^3 \sqrt{0,05^2} = 0,88 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи «стенка бака – воздух» для условий естественного обдува при скорости движения воздуха  $v_0 = 1 \text{ м/с}$

$$\alpha_2 = 5,6 + 4v_0 = 5,6 + 4 \cdot 1 = 9,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Коэффициент теплопередачи «масло – воздух» определяется коэффициентами теплоотдачи «масло – стенка бака»  $\alpha_1 = 1163 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , теплопроводности стенки бака  $\lambda = 58 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , теплоотдачи «стенка бака – воздух»  $\alpha_2$  и толщиной стенки бака  $\delta = 0,003 \text{ м}$ :

$$k_{ТП} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1163} + \frac{0,003}{58} + \frac{1}{9,6}} = 9,52 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Мощность охлаждения гидросистемы при ее функционировании в рабочем режиме рассчитывается по формуле

$$N_{охл} = k_{ТП} S_{\sigma} (T_y - T_n) = 9,52 \cdot 0,88 \cdot (343 - 273) = 586,43 \text{ Вт},$$

где  $T_y = t_y + 273 = 70 + 273 = 343 \text{ К}$  – установившаяся температура рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода;  $T_n = t_n + 273 = 0 + 273 = 273 \text{ К}$  – начальная температура рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода.

Мощность тепловых потерь определяется как энергия, потерянная на нагрев гидросистемы в единицу времени вследствие гидравлического трения, гидравлических сопротивлений и внутренних утечек с учетом режима работы:

$$N_{пот} = (N_{дв} - N_{д}) k_p k_F = (6176,47 - 3689,99) \cdot 0,4 \cdot 0,2 = 198,88 \text{ Вт},$$

где  $k_p = 0,4$  – коэффициент использования номинального давления (принят по максимальному значению для легкого режима эксплуатации (см. табл. 1.2), поскольку в гидросистеме стоит предохранительный клапан, постоянно ограничивающий давление);  $k_F = 0,2$  – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (см. табл. 1.2), зависящий от режима работы гидропривода.

Поскольку основное уравнение теплового баланса выполняется ( $N_{пот} \leq N_{охл}$ ), считаем, что тепловой расчет гидропривода выполнен. Результаты расчета показали, что для охлаждения гидросистемы достаточно потока воздуха с естественной циркуляцией (охлаждение путем естественного обдува) и бака объемом 50 л.

На этом расчет гидропривода окончен.

## 2. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ГИДРОПРИВОДУ

Лабораторный практикум по курсам «Гидропневмопривод», «Гидропривод», «Гидравлические и пневматические системы» основан на применении испытательных стендов, имеющихся в наличии на кафедре «Гидравлика, теплотехника и гидропривод» ТвГТУ. Во время проведения лабораторных работ студенты всех технических специальностей на практике изучают устройства и принципы работы гидравлических машин и механизмов, а также знакомятся с методиками проведения испытаний отдельных машин и гидроприводов в целом. Выполнение лабораторных работ способствует более глубокому пониманию студентами физической сущности изучаемых гидравлических явлений и упрочнению связи теории с практикой. Каждая лабораторная работа содержит вводную часть, где в сжатой форме излагаются сведения и основные положения, имеющие прямое отношение к рассматриваемым в работе вопросам; описание установки с ее фотографией; цель работы; порядок выполнения работы и обработки опытных данных с использованием разработанных таблиц; основные контрольные вопросы к работе. Для лучшей ориентации студентов и их тренировки в практикуме присутствуют различные системы единиц с целью последующего их перевода в СИ.

Требования к оформлению лабораторных работ следующие.

1. Текстовая часть отчета о каждой лабораторной работе представлена на отдельных листах белой писчей бумаги формата А4 (210 × 297 мм), а графическая (схема установки и график, построенный в масштабе по опытным данным) – на миллиметровой бумаге. Допускается распечатывать схему установки и таблицы из практикума. Весь графический материал, в том числе надписи и обозначения, выполняется карандашом. При построении графиков на осях координат наносятся шкалы, обозначаются откладываемые величины и их размерность.

2. Каждый рисунок в отчете имеет порядковый номер и пояснительную надпись, располагаемые под рисунком.

3. К выполнению работы допускаются студенты, оформившие в соответствии с изложенными требованиями подготовительную часть отчета, включающую название работы и цель ее выполнения; основные теоретические положения работы (в конспективной форме); схему установки, а также рисунки, поясняющие физическую картину изучаемого гидравлического явления; таблицы для записи измерений и вычислений.

4. После окончания работы результаты измерений и вычислений предъявляются преподавателю для подписи.

5. Для получения оценки за выполненную лабораторную работу студент представляет преподавателю полностью оформленный отчет,

содержащий результаты измерений и вычислений, графический материал, выводы (заключение) по работе, а также защищает ее.

## 2.1. Лабораторная работа № 1

### *Испытание двукратного нерегулируемого пластинчатого насоса*

#### *Вводная часть*

Объемным насосом называется гидравлическая машина, в которой жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся с входным (всасывающим) и выходным (нагнетательным) отверстиями. В основе работы объемных насосов лежит принцип вытеснения жидкости [1; 2].

Рабочие камеры пластинчатых насосов образованы поверхностями ротора, статора (корпуса), двух смежных пластин (вытеснителей) и боковых крышек. Пластинчатые насосы являются двусторонними, обратимыми и разделяются на машины одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия за один оборот ротора насос подает в напорную гидролинию один объем рабочей жидкости, в насосах двукратного действия – два объема и т. д.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 2.1а) состоит из статора 1, ротора 2 с радиальными или наклонными (для насосов одностороннего вращения) пазами, в которых расположены пластины 3 (вытеснители). Ось вращения ротора смещена относительно расточки статора на величину эксцентриситета  $e$ . На боковых крышках корпуса имеются два окна (В и Н), соединенные со всасывающей и напорной гидролиниями. При вращении ротора пластины всегда прижаты к внутренней поверхности статора и скользят по ней. Начальный прижим пластин в насосе обычно осуществляется под действием центробежных сил, или пружин, а рабочий прижим – под действием сил давления жидкости на внутренние торцы пластин [8].

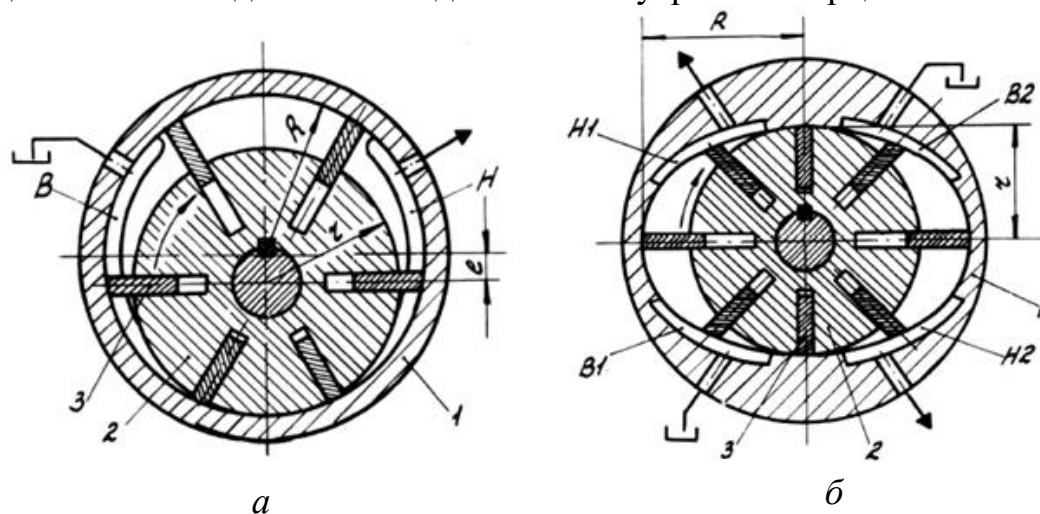


Рис. 2.1. Схемы роторных пластинчатых насосов:

*a* – однократного действия; *b* – двукратного действия

Из-за наличия эксцентриситета между ротором и статором пластины 3 совершают сложное движение: вращение вместе с ротором и возвратно-поступательное движение в пазах. При этом заключенный между двумя соседними пластинами объем по мере вращения ротора изменяется, увеличиваясь при движении пластин от полости нагнетания к полости всасывания (процесс всасывания) и уменьшаясь при движении пластин от полости всасывания к полости нагнетания (процесс нагнетания). Размер перемычки между окнами должен быть не меньше углового расстояния между соседними пластинами для устранения перетеканий жидкости из полости в полость.

Рабочий объем насоса однократного действия регулируют, изменяя эксцентриситет (в том случае, если насос регулируемый). Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверсирование подачи насоса. Из-за разности давлений в полостях нагнетания и всасывания на ротор и его опоры (подшипники) действует радиальная сила.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил применяют пластинчатые насосы двукратного действия (см. рис. 2.1б). В них ротор 2 с пластинами 3 находится в корпусе (статоре) 1 овального профиля. Число пластин – четное (не менее 8). При вращении ротора всасывание жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания *B1* и *B2*, а вытеснение – через окна *H1* и *H2*. Так как давление жидкости действует на диаметрально расположенные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. За один оборот ротора две любые соседние пластины совершают два рабочих цикла, перемещая жидкость из окна *B1* в окно *H1* и из окна *B2* в окно *H2*. Недостатком пластинчатых насосов двукратного действия является невозможность их регулирования [3].

Давление, создаваемое двух- и многократными роторными пластинчатыми насосами составляет 12–14 МПа.

Основные расчетные зависимости и методики определения искомым величин, применяемые в данной лабораторной работе, указаны ниже [18; 19].

Давление, развиваемое насосом, кгс/см<sup>2</sup>:

$$P_H = P_M + P_B, \quad (2.1.1)$$

где  $P_M$  и  $P_B$  – соответственно показания манометра и вакуумметра, кгс/см<sup>2</sup>.

Опытная подача насоса, л/с:

$$Q_{оп} = \frac{V}{t}, \quad (2.1.2)$$

где  $V$  – фиксируемый объем перекачанной насосом жидкости, замеряемый по счетчику-расходомеру, л (например,  $V = 5$  л);  $t$  – время перекачивания фиксированного объема рабочей жидкости, замеряемое по секундомеру, с.

Подача насоса, приведенная к номинальной частоте вращения насоса  $n_n$  [1; 20], рекомендованной для насоса данного типа, л/с:

$$Q_n = Q_{оп} \frac{n_n}{n_{оп}}, \quad (2.1.3)$$

где  $n_{оп}$  – опытная, замеренная тахометром частота вращения вала насоса, об/мин.

Сила, действующая на плечо рычага электродвигателя привода насоса, Н:

$$F = \frac{mg}{1000}, \quad (2.1.4)$$

где  $m$  – масса груза на весах, эквивалентная силе, действующей на плечо рычага, г;  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Сила, действующая на плечо рычага электродвигателя привода насоса в момент его холостого хода (при отключенной подаче), Н:

$$F_{xx} = \frac{m_{xx}g}{1000}, \quad (2.1.5)$$

где  $m_{xx}$  – масса груза на весах, эквивалентная силе, действующей на плечо рычага в момент холостого хода, г.

Момент на валу насоса, Н·м:

$$M_n = FL, \quad (2.1.6)$$

где  $L$  – длина плеча балансирующего рычага электродвигателя ( $L = 0,2 \text{ м}$ ).

Полезная мощность, Вт:

$$N_{нп} = Q_{оп} P_n \cdot 10^2, \quad (2.1.7)$$

где  $Q_{оп} = \text{л/с}$ ;  $P_n = \text{кгс/см}^2$ .

Мощность на валу двигателя, приводящего насос, часто называемая необходимой механической мощностью для привода насоса, Вт:

$$N_{нпр} = M_n \frac{\pi n_{оп}}{30}. \quad (2.1.8)$$

Для определения теоретической (идеальной) подачи насоса строят график  $Q_{оп} = f(P_n)$ . Точкой пересечения продленной полученной кривой с осью ординат (при  $P_n = 0$ ) отмечают на оси теоретическую подачу  $Q_{оп.т}$ .

Рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>/об:

$$q_n = \frac{6Q_{оп.т} \cdot 10^4}{n_n}, \quad (2.1.9)$$

где  $Q_{оп.т} = \text{л/с}$ ;  $n_n = \text{об/мин}$ .

Полный КПД насоса  $\eta_n$  определяется отношением мощностей

$$\eta_n = \frac{N_{нп}}{N_{нпр}}. \quad (2.1.10)$$

Коэффициент полезного действия объемных потерь насоса

$$\eta_{он} = \frac{Q_{оп}}{Q_{оп.т}}. \quad (2.1.11)$$



Лабораторная установка (рис. 2.2а) состоит из двустороннего двукратного роторного нерегулируемого пластинчатого насоса 6, электродвигателя постоянного тока 9 с балансирным рычагом 10, питающегося от выпрямителя 16 напряжением 20 В, регулируемого дросселя 3, бака 14, пульта включения насоса 15 и контрольно-измерительной аппаратуры: счетчика-расходомера 2, манометра 5, вакуумметра 7, весов 11 и тахометра 13. Насос перекачивает рабочую жидкость через всасывающую 8, напорную 4 и сливную 1 магистрали. На всасывающей магистрали установлен кран 17, предназначенный для перекрытия потока жидкости при снятии показателей работы установки на холостом ходу (без нагрузки). Для наблюдения утечек жидкости имеется кювета 12. На рис. 2.2б представлена гидравлическая схема установки.

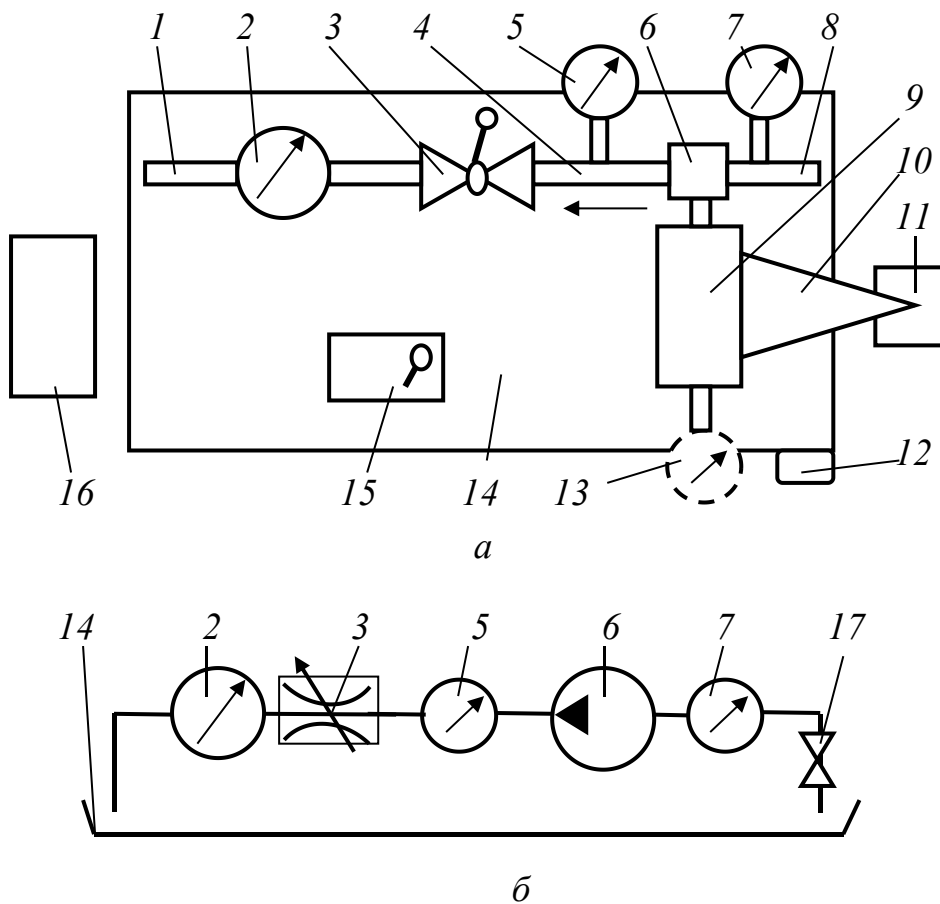


Рис. 2.2. Схемы установки для испытания пластинчатого насоса:  
 а – принципиальная; б – гидравлическая

В качестве рабочей жидкости в установке используется гидравлическое масло АМГ-10, имеющее плотность  $850 \text{ кг/м}^3$  и кинематический коэффициент вязкости при температуре  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  не менее  $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с} = 10 \text{ сСт} = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

При работе установки из бака 12 (см. рис. 2.2) рабочая жидкость по всасывающему трубопроводу 8 поступает в насос 6, затем по напорному трубопроводу 4 через регулируемый дроссель 3, счетчик-расходомер 2 и сливной трубопровод 1 сливается в бак. Давление во всасывающей магистрали контролируют по вакуумметру 7, а в напорной магистрали – по манометру 5. Частоту вращения вала насоса измеряют тахометром 13. Подачу насоса определяют по счетчику-расходомеру 2 с использованием ручного секундомера. Момент на валу насоса определяют через силу, действующую на плечо рычага насоса, с использованием весов 11 точностью до 0,1 г.

Общий вид установки представлен на рис. 2.3.

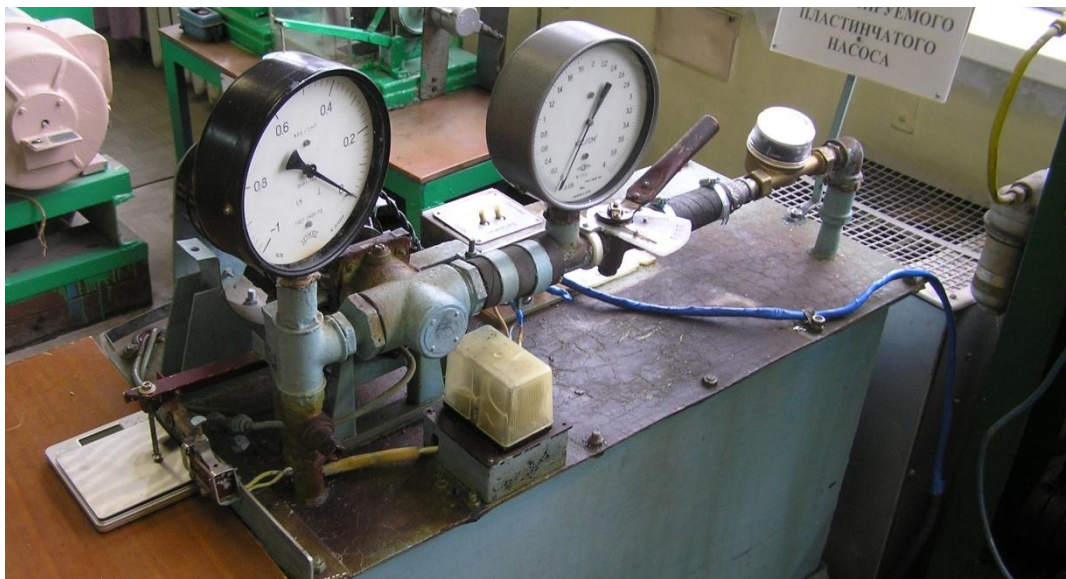


Рис. 2.3. Общий вид установки для испытания пластинчатого насоса

### *Цель работы*

1. Изучить конструкцию и принцип действия насосной установки с объемным нерегулируемым насосом роторного пластинчатого типа.
2. Освоить методику испытания нерегулируемого объемного насоса.
3. Построить характеристику нерегулируемого объемного насоса роторного пластинчатого типа.

### *Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник электропитания на электрощите лаборатории и выпрямитель 16 (см. рис. 2.2).
2. Установить на место весы и выставить их показания на «0».
3. Установить полное открытие дросселя 3, переведя его рукоятку в положение «0».
4. Установить кран 17 в положение «закрывается».



1												
2												
3												
4												

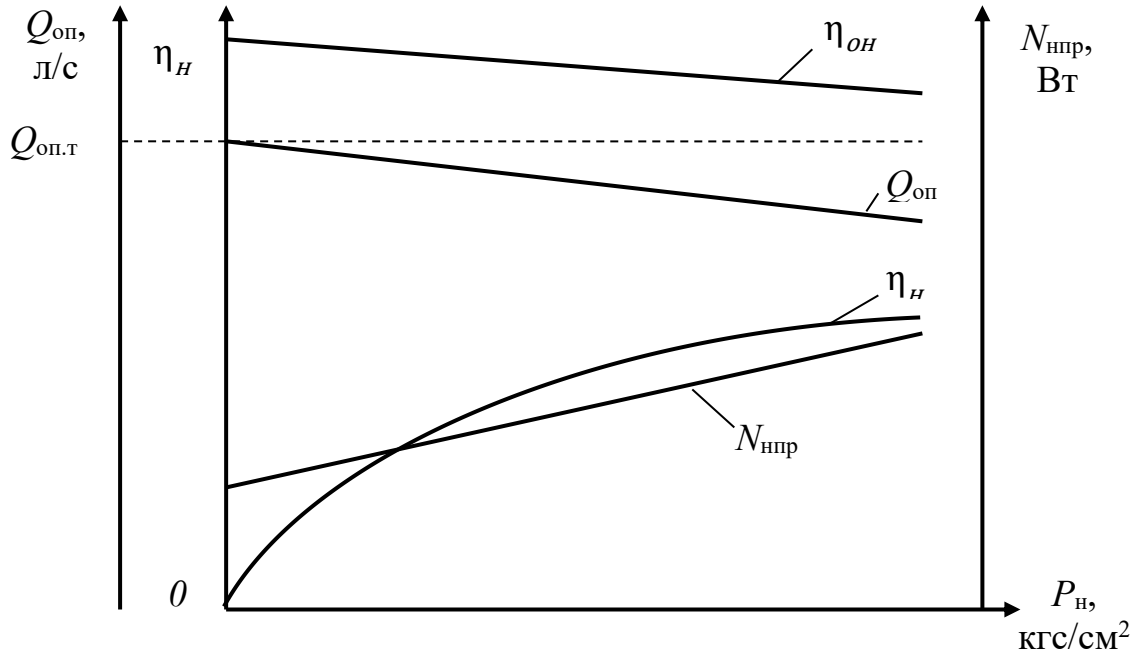


Рис. 2.4. Характеристика нерегулируемого объемного насоса

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 1*

1. Что называется объемным насосом?
2. Какой принцип лежит в основе работы объемных насосов?
3. Из каких частей состоит пластинчатый насос?
4. Назовите основные различия однократных и двукратных пластинчатых насосов.
5. Опишите способ регулирования пластинчатых насосов.
6. Как и с помощью каких приборов определяется давление, развиваемое объемным насосом?
7. Как определяется опытная подача в данной работе?
8. Как определяется момент на валу насоса в данной работе?
9. Как определить рабочий объем насоса?
10. Как определяется полный и объемный КПД насоса?

## 2.2. Лабораторная работа № 2

### *Испытание регулируемого объемного насоса*

#### *Вводная часть*

Регулируемый объемный насос позволяет обеспечивать в заданных пределах изменение подачи при постоянной частоте вращения ( $n_n = const$ ) за счет изменения его рабочего объема. Одним из примеров регулируемых насосов являются роторные аксиально-поршневые, причем наиболее простые из них не регулируются.

Характерные особенности аксиально-поршневых насосов – круговое расположение цилиндров параллельно оси ротора (блока цилиндров); торцевое распределение жидкости и сложное движение поршней: вместе с шатунами и цилиндрами они совершают вращательное движение вокруг оси ротора и поступательное движение внутри полостей цилиндров, за счет чего и происходит перекачивание жидкости (рис. 2.5).

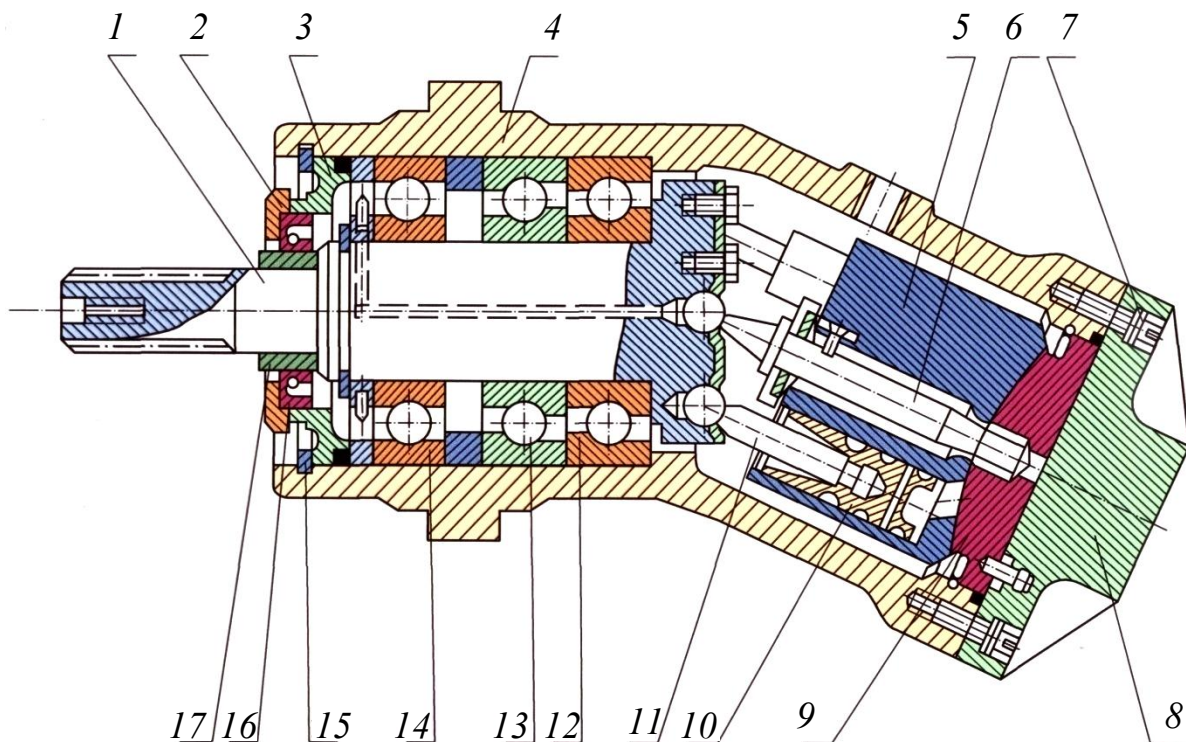


Рис. 2.5. Роторный аксиально-поршневой нерегулируемый насос:  
1 – приводной вал; 2 – крышка манжетного уплотнения;

- 3 – крышка подшипникового узла; 4 – корпус насоса;  
 5 – ротор (блок цилиндров); 6 – ось блока цилиндров;  
 7 – винт задней крышки; 8 – задняя крышка;  
 9 – торцевое распределительное устройство; 10 – поршень; 11 – шатун;  
 12–14 – подшипники качения; 15 – стопорное кольцо;  
 16 – манжетное уплотнение (манжета); 17 – дистанционная втулка

Торец блока цилиндров скользит по поверхности распределительного устройства. В нем выполнены окна, к которым подсоединены линии всасывания и нагнетания. Ось блока цилиндров одним концом фиксируется в подшипнике скольжения торцевого распределительного устройства, а другим, с расположенным на нем шаровым шарниром, крепится к заднему концу ведущего вала. Подача аксиально-поршневых насосов определяется углом  $\gamma$  наклона оси ротора относительно оси приводного вала («углом излома»).

Аксиально-поршневые насосы могут быть регулируемые и нерегулируемые. Отсутствие клапанного механизма делает их обратимыми и двусторонними. Если насос нерегулируемый, то угол  $\gamma$  составляет, как правило,  $25\text{--}28^\circ$ . Если насос регулируемый, то регулирование (изменение рабочего объема) осуществляется за счет изменения угла  $\gamma$ , который имеет пределы  $0^\circ < \gamma \leq 45^\circ$ . В некоторых насосах предусматривается установка угла наклона на два-три дискретных значения. Такое регулирование называется ступенчатым.

Для регулируемого насоса при  $n_n = \text{const}$  теоретическая (идеальная) подача  $Q_{н\text{т}i}$  зависит только от величины рабочего объема  $q_n$  и может быть оценена параметром регулирования

$$u_{нi} = \frac{Q_{н\text{т}i}}{Q_{н\text{т}max}} = \frac{q_{нi} n_n}{q_n n_n} = \frac{q_{нi}}{q_n} \quad (2.2.1)$$

Для аксиально-поршневого насоса параметром регулирования является угол наклона оси ротора. Параметр регулирования изменяется от 0 до 1 при помощи фиксирования соответствующего угла  $\gamma$  валиком управления подачей на панели управления насосом. У аксиально-поршневого двустороннего насоса 11Р-2,5А (Б-210), входящего в состав лабораторной установки, валик управления может поворачиваться на угол от 0 до  $180^\circ$ , что обеспечивает подачу насоса как в одну, так и в другую сторону, изменяя ее от 0 до  $Q_{max}$ .

В соответствии с формулой (2.2.1)

$$Q_{н\text{т}i} = q_{нi} n_n u_{нi} \quad (2.2.2)$$

Фактическая подача насоса  $Q_{нi}$  меньше идеальной на величину потерь  $\Delta Q_i$ , определяемых утечками:

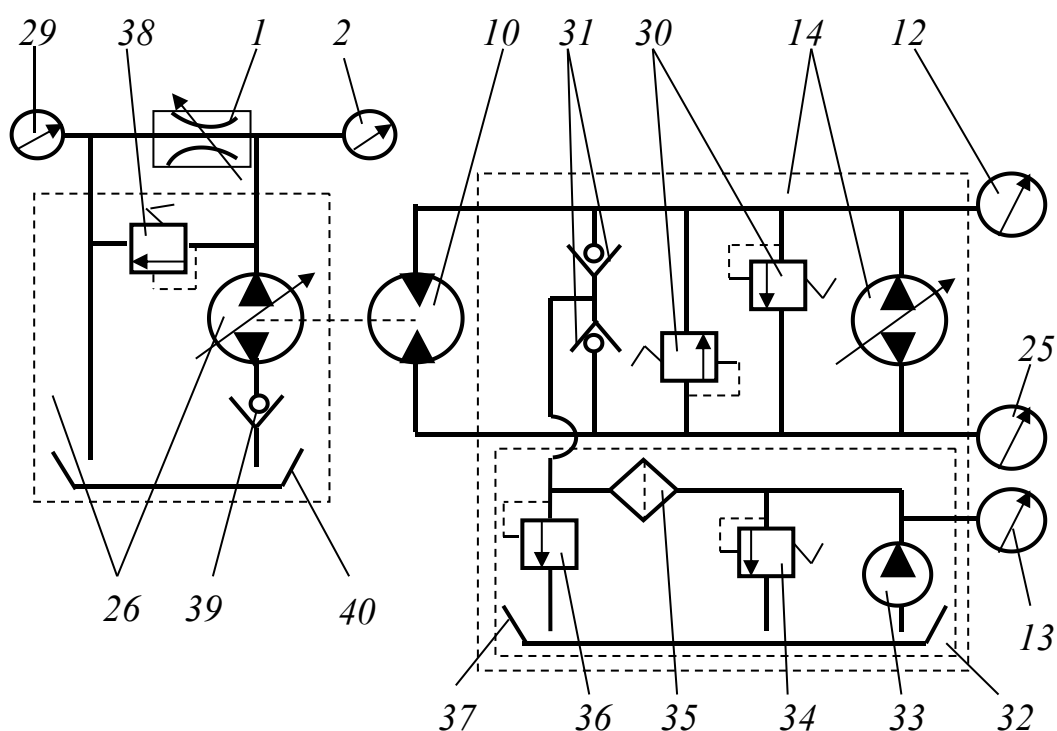
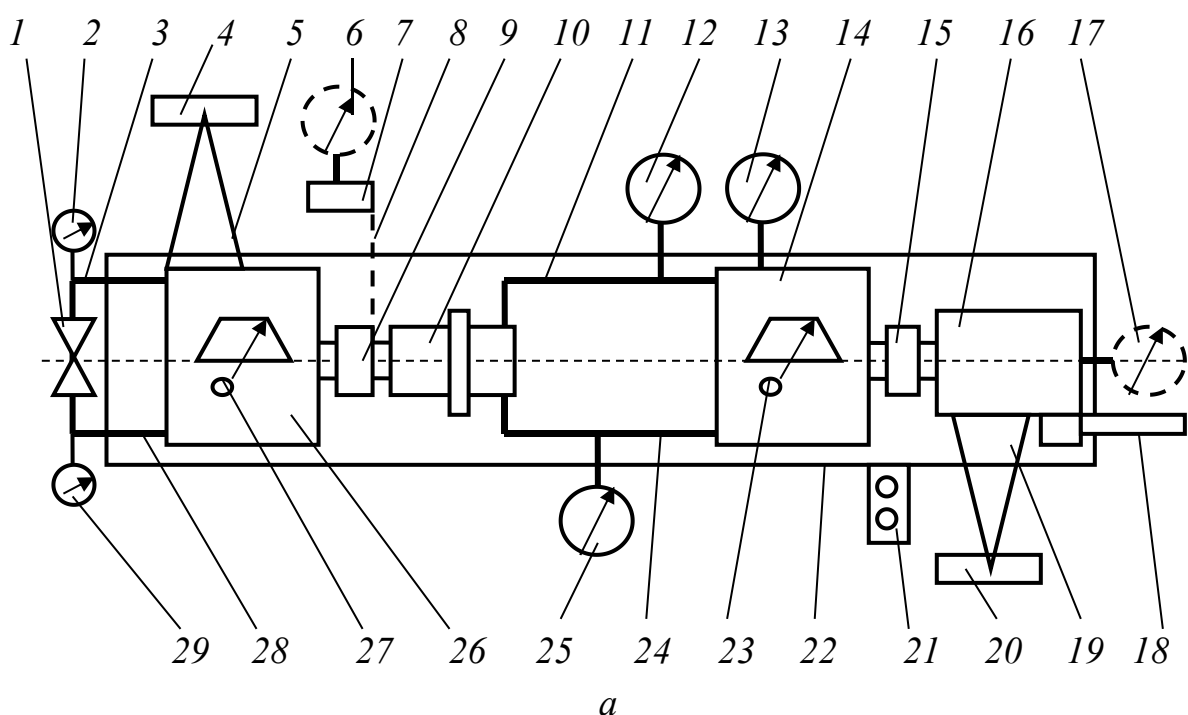
$$Q_{нi} = Q_{н\text{т}i} - \Delta Q_i = q_{нi} n_n u_{нi} - \alpha_n P_{нi}, \quad (2.2.3)$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент потерь (утечек) в гидронасосе;  $P_{нi}$  – давление, развиваемое насосом.

Регулируемый насос, в отличие от нерегулируемого, имеет не одну, а множество напорных  $Q_H = f(P_H)$  и энергетических  $N_{нпр} = f(P_H)$ ,  $\eta_H = f(P_H)$  характеристик, каждая из которых построена при определенном параметре регулирования  $u_{ни}$ . Регулировочная характеристика объемного насоса  $Q_H = f(u_{ни})$  – графическая зависимость подачи от параметра регулирования  $u_{ни}$  при постоянных значениях вязкости и плотности жидкости на входе в насос и давления на входе и выходе из насоса [18; 19; 21].

#### Описание установки

Лабораторная установка (рис. 2.6) представляет собой гидропривод с выходным звеном вращательного движения и контрольно-измерительной аппаратурой.



б

Рис. 2.6. Схемы установки для испытания гидропривода с выходным звеном вращательного движения: *а* – принципиальная; *б* – гидравлическая

Установка включает в себя раму 22 (см. рис. 2.6); приводной электродвигатель 16 асинхронного типа с частотой вращения вала ротора  $n_{\text{дв}} = 1\,450$  об/мин, статор которого выполнен свободно поворачиваемым на подшипниках качения относительно оси вращения; ограничивающие статор от поворота рычаг 19 длиной  $L_{\text{рн}} = 0,31$  м, динамометр 20 и устройство фиксации 18; соединительную муфту 15; регулируемый аксиально-поршневой насос 11Р-2,5А (Б-210) 14 (в корпусе, совмещенном с гидробаком 37), имеющий валик ручного управления подачей 23 для выбора параметра регулирования  $u_{\text{н}}$ , предохранительные 30 и обратные 31 клапаны, а также встроенную систему подпитки 32, состоящую из гидронасоса 33, предохранительных клапанов 34 и 36, фильтра 35, соединительных магистралей и манометра 13 для контроля давления в системе подпитки; напорную 11 и всасывающую 24 гидролинии; манометры для контроля давления в напорной и всасывающей гидролиниях 12 и 25; нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор 11М-2,5А (Б-310) 10, вал которого соединен с помощью муфты 9 с гидротормозным устройством 26, представляющим собой регулируемый двусторонний аксиально-поршневой насос 11Р-2,5А (Б-210), объединенный в корпусе с гидробаком 40 и имеющий валик ручного управления 27 для выбора параметра регулирования  $u_{\text{т}}$ , размещенный в корпусе, свободно поворачиваемым на подшипниках качения относительно оси вращения с ограничением поворота рычагом 5 длиной  $L_{\text{рт}} = 0,29$  м и динамометром 4; гидросистему тормозного устройства, включающую регулируемый дроссель 1, сливную 3 и напорную 28 гидролинии, манометры для контроля давления в сливной и напорной гидролиниях 29 и 2; предохранительный 38 и обратный 39 клапаны; подключаемый переносной тахометр 17; стационарный электротахометр 6, запитанный от генератора 7, приводимого во вращение через ременную передачу 8 от муфты 9; пульт управления пуском установки 21.

При нажатии на пусковую кнопку, расположенную на пульте 21, включается электродвигатель 16 и связанный с ним через муфту 15 регулируемый насос 14. Если валик ручного управления подачей насоса 23 находится в положении «0» ( $u_{\text{н}} = 0$ ) на лимбе, то угол  $\gamma$  наклона оси ротора равен нулю, соответственно, подача насоса тоже равна нулю. Если валик управления находится в положении, отличном от нуля ( $0 < u_{\text{н}} \leq 1$ ), то насос



подает рабочую жидкость в напорную гидролинию 11 и приводит во вращение гидромотор 10. Чем больше угол поворота валика 23, тем больше подача насоса и частота вращения вала гидромотора 10. При подаче жидкости в напорную гидролинию приводной вал насоса испытывает момент сопротивления, стремящийся повернуть статор электродвигателя в сторону, противоположную направлению вращения вала. Этот момент фиксируется в ходе испытаний через показания динамометра 20, на который воздействует рычаг 19, жестко связанный со статором электродвигателя 16.

Утечки жидкости в гидронасосе компенсируются системой подпитки 32, насос 33 которой включается с момента пуска в работу установки. Уменьшение давления во всасывающей гидролинии 24 по сравнению с давлением подпитки, на которое настроен предохранительный клапан 36, приводит к открытию обратного клапана 31, благодаря чему жидкость поступает во всасывающую гидролинию. Когда давление во всасывающей гидролинии достигает величины давления подпитки, поступление жидкости в нее прекращается, а в дальнейшем жидкость от насоса подпитки через клапан 31 сливается обратно в бак. Слив в бак происходит и при засорении фильтра 35 через предохранительный клапан 34.

Для создания тормозного момента на валу гидромотора 10 используется гидротормозное устройство 26, основным элементом которого является установленный на балансирной подвеске регулируемый аксиально-поршневой гидронасос, перекачивающий жидкость по замкнутому циклу из бака в бак 30. Предварительное гидравлическое сопротивление для работы установки на различных режимах обеспечивается дросселем 1. Если валик ручного управления подачей насоса 27 находится в положении «0» на лимбе ( $u_T = 0$ ), то угол  $\gamma$  наклона оси ротора равен нулю, соответственно, подача насоса и тормозной момент также равны нулю. Если валик управления находится в положении лимба, отличном от нуля ( $0 < u_T \leq 1$ ), то насос подает рабочую жидкость в напорную гидролинию 28, которая, проходя местное сопротивление в виде регулируемого дросселя 1, испытывает сопротивление, выражающееся в появлении тормозного момента на валу гидромотора. Чем больше угол поворота валика 27, тем больше подача насоса, сопротивление жидкости при ее прохождении через дроссель и, соответственно, тормозной момент. Этот момент фиксируется в ходе испытаний через показания динамометра 4, на который воздействует рычаг 5, жестко связанный с корпусом гидротормозного устройства 26.

Снятие электродвигателя с устройства фиксации 18 осуществляется **только после запуска установки** при плавном регулировании валика 23 ручного управления подачей насоса 14.

В качестве рабочей жидкости в установке используется гидравлическое масло АМГ-10, имеющее плотность  $850 \text{ кг/м}^3$  и кинематический коэффициент вязкости при температуре  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  не менее  $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с} = 10 \text{ сСт} = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Описанная выше установка позволяет проводить испытания регулируемого насоса, нерегулируемого гидромотора и гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости в целом.

Общий вид лабораторной установки для испытания гидропривода с выходным звеном вращательного движения представлен на рис. 2.7.



Рис. 2.7. Общий вид лабораторной установки для испытания гидропривода с выходным звеном вращательного движения

#### *Цель работы*

1. Изучить работу лабораторной установки с объемным регулируемым насосом.
2. Освоить методику испытания объемного регулируемого насоса.
3. Построить напорную и энергетическую характеристики насоса.

#### *Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник электропитания на электрошите лаборатории.
2. Проверить установку валиков ручного управления подачи на насосе 23 (все перечисленные здесь и далее позиции – по рис. 2.6) и тормозном устройстве 27 в нулевом положении лимба ( $u_n = 0$ ;  $u_t = 0$ ).
3. Включить электродвигатель 16, поставленный на упор устройства фиксации 18, и обеспечить требуемый температурный режим  $t = 30\text{--}50 \text{ }^\circ\text{C}$ .
4. Снять электродвигатель с упора и, задаваясь различными значениями параметра регулирования насоса  $u_{нi}$  (0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0),

обеспечить тормозным устройством тормозные моменты на каждой ступени параметра регулирования  $u_{нi}$  путем изменения параметра регулирования тормозного устройства  $u_{тi}$  (0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0).

5. При каждом опыте занести в табл. 2.3 показания манометров в напорной 12 и всасывающей 25 гидролиниях ( $P_{нап}$ ,  $P_{вс}$ ), электротахометра 6 ( $n_m$ ), динамометра 20 ( $m_n$ ).

Таблица 2.3

*Результаты измерений и вычислений по лабораторной работе № 2*

$u_{тi}$	$u_{нi}$	Замеряемые параметры				Рассчитываемые параметры						
		$P_{нап}$ (МПа)	$P_{вс}$ (МПа)	$n_m$ (об/мин)	$m_n$ (кг)	$P_n$ (МПа)	$F_n$ (Н)	$M_n$ (Н·м)	$Q_n$ (л/мин)	$N_{нп}$ (Вт)	$N_{нпр}$ (Вт)	$\eta_n$
0	0	0		0					0	0		0
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,2											
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,4											
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,6											
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,8											
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	1,0											
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
0,8												

1,0												
-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

6. Перевести валики управления на насосе и тормозном устройстве в нулевое положение, поставить электродвигатель на упор, выключить установку и рубильник на электрошите лаборатории.

7. Построить характеристики насоса:  $Q_H = f(P_H)$ ;  $N_{нпр} = f(P_H)$ ;  $\eta_H = f(P_H)$ . Сделать вывод по лабораторной работе № 2.

Система подпитки насоса 32 (см. рис. 2.6) призвана обеспечить во всасывающей магистрали неизменное давление.

При расчете параметров работы установки необходимо учесть следующее.

Давление, развиваемое насосом, МПа:

$$P_H = P_{нап} - P_{вс} \quad (2.2.4)$$

Усилие на рычаге 19 электродвигателя, Н:

$$F_H = m_H g, \quad (2.2.5)$$

где  $m_H$  – показания динамометра 20, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Момент сопротивления на валу насоса, Н·м:

$$M_H = F_H L_{рн}, \quad (2.2.6)$$

где  $L_{рн} = 0,31 \text{ м}$  – длина балансирующего рычага 19 электродвигателя.

Подача насоса  $Q_H$  может быть вычислена косвенным методом, в котором гидромотор используется в качестве расходомера. Такая возможность объясняется его высоким КПД, который находится в пределах 0,97–0,99 при изменении давления от 2 до 10 МПа. Опытная подача, л/мин:

$$Q_H = q_M n_M, \quad (2.2.7)$$

где  $q_M = 0,032 \text{ л/об}$  – рабочий объем гидромотора 11М-2,5А (Б-310);  $n_M$  – частота вращения вала гидромотора, измеряемая электротаксометром 6, об/мин.

Поскольку электродвигатель привода имеет неизменную синхронную частоту вращения  $n_{дв} = 1\,450 \text{ об/мин}$ , совпадающую с номинальной частотой вращения вала насоса  $n_H = 1\,450 \text{ об/мин}$ , то опытную подачу насоса можно считать номинальной.

Полезная мощность насоса, Вт:

$$N_{нп} = \frac{100}{6} Q_H P_H, \quad (2.2.8)$$

где  $Q_H = \text{л/мин}$ ;  $P_H = \text{МПа}$ .

Мощность на валу двигателя, приводящего насос, Вт:

$$N_{нпр} = M_H \frac{\pi n_H}{30}, \quad (2.2.9)$$

где  $M_H = \text{Н·м}$ ;  $n_H = \text{об/мин}$ .

Коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_H = \frac{N_{нп}}{N_{нпр}}. \quad (2.2.10)$$

По данным табл. 2.3 строятся напорная и энергетическая характеристики испытываемого насоса. Примеры приведены на рис. 2.8.

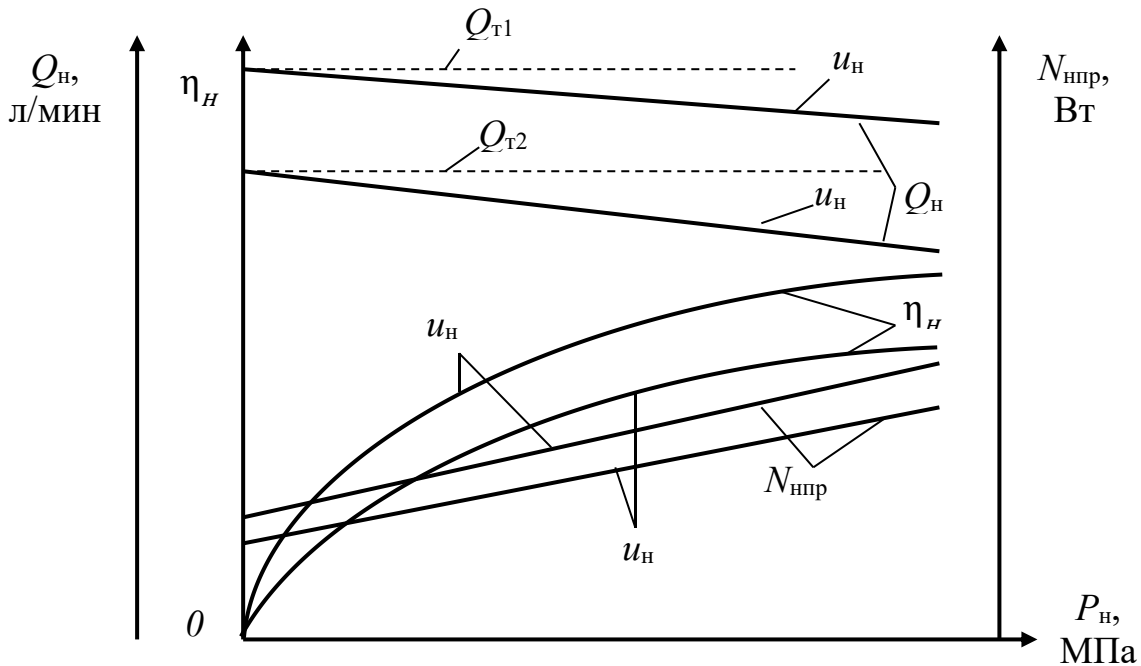


Рис. 2.8. Вид напорной и энергетической характеристик регулируемого насоса

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 2*

1. Какой объемный насос называется регулируемым?
2. Из каких основных элементов состоит аксиально-поршневой насос?
3. Как обеспечивается регулирование аксиально-поршневого насоса?
4. Что называется параметром регулирования насоса и как его определяют?
5. Что называют напорной и энергетической характеристикой объемного насоса?
6. В чем заключается используемый в работе косвенный метод определения подачи насоса?
7. Как в работе определялись полезная мощность насоса и мощность на валу двигателя, приводящего насос?
8. Как приводится в действие электротахометр и что он определяет?
9. Для чего нужна система подпитки насоса, из чего она состоит и как работает?

10. Как работает лабораторная установка (объяснить по гидросхеме)?

### 2.3. Лабораторная работа № 3

#### *Определение характеристик гидромотора*

##### *Вводная часть*

Гидромотором называется объемная гидромашина, преобразующая энергию потока жидкости в механическую энергию вращательного движения выходного звена [18]. При этом энергия жидкости не полностью переходит в механическую энергию, часть ее затрачивается на преодоление потерь.

К гидромоторам относят все виды обратимых гидронасосов ввиду их бесклапанной конструкции. Для гидромоторов входным силовым параметром является давление, а выходным – крутящий момент. Получили распространение поршневые, пластинчатые и шестеренные гидромоторы. Такие гидромоторы имеют большую частоту вращения вала и малый крутящий момент, поэтому они называются *низкомоментными*.

При необходимости создания высоких крутящих моментов при небольшой частоте вращения выходного вала применяют специальные *высокомоментные* гидромоторы, позволяющие создать гидропривод без редуктора, уменьшив вес и габариты гидропривода. Однако такие гидромоторы являются весьма дорогостоящими [12].

Как и насосы, гидромоторы бывают регулируемыми и нерегулируемыми, односторонними и двусторонними (реверсивными). Конструкции регулируемых и нерегулируемых насосов аксиально-поршневого типа были рассмотрены ранее (в лабораторной работе № 2). Напомним, что в состав лабораторной установки (см. рис. 2.6) входит нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор 10.

Основные технические показатели гидромоторов те же, что и для объемных насосов: рабочий объем  $q_m$ , расход  $Q_m$ , перепад давления на гидромоторе  $P_m$ , частота вращения вала ротора  $n_m$ , момент на валу  $M_m$ , мощность, необходимая для привода мотора  $N_{мпр}$ , полезная мощность гидромотора  $N_{мп}$ , КПД  $\eta_m$ .

Расход  $Q_m$  – количество жидкости, проходящее через гидромотор в единицу времени. Идеальный (теоретический) расход  $Q_{мт}$  меньше действительного на величину потерь  $\Delta Q$ :

$$Q_M = Q_{MT} + \Delta Q_M = Q_{MT} + \alpha_M P_M, \quad (2.3.1)$$

где  $\alpha_M$  – коэффициент утечек в гидромоторе.

Перепад давления на гидромоторе вычисляется как разность давлений на входе и выходе из него, МПа:

$$P_M = P_{нап} - P_{вс}. \quad (2.3.2)$$

Действительный расход гидромотора  $Q_M$  (л/мин) на данной установке определяют косвенным методом, с использованием этого же гидромотора в качестве расходомера, о чем было сказано в лабораторной работе № 2:

$$Q_M = q_M n_M, \quad (2.3.3)$$

где  $q_M = 0,032$  л/об – рабочий объем гидромотора;  $n_M$  – частота вращения вала гидромотора, замеряемая с помощью электротехометра, об/мин.

Как видно, действительный и теоретический расход гидромотора ( $Q_M = Q_{MT}$ ) – одна и та же величина. Такое допущение сделано для условий данной лабораторной установки из-за того, что аксиально-поршневой гидромотор 10, входящий в состав конструкции установки, имеет весьма небольшие утечки и высокий КПД – 0,97–0,99, т. е. близкий к 1,0.

Перепад давления на гидромоторе затрачивается на создание теоретического крутящего момента на валу гидромотора  $M_{MT}$  и связан с ним зависимостью

$$M_{MT} \omega_M = Q_{MT} P_M, \quad (2.3.4)$$

где  $\omega_M$  – угловая скорость вращения вала гидромотора,  $c^{-1}$ .

Отсюда можно найти значение теоретического момента, Н·м:

$$M_{MT} = \frac{30 q_M P_M \cdot 10^3}{\pi}, \quad (2.3.5)$$

где  $q_M =$  л/об;  $P_M =$  МПа.

Усилие на рычаге 5 (см. рис. 2.6) гидротормозного устройства, Н:

$$F_T = m_T g, \quad (2.3.6)$$

где  $m_T$  – показания динамометра 4, кг;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения.

Действительный момент на валу гидромотора, Н·м:

$$M_M = F_T L_{PT}, \quad (2.3.7)$$

где  $F_T$  – текущее усилие на рычаге 5 тормозного устройства, Н;  $L_{PT} = 0,29$  м – длина рычага 5.

Мощность, необходимая для привода гидромотора потоком жидкости, Вт:

$$N_{Mпр} = \frac{100}{6} Q_M P_M, \quad (2.3.8)$$

где  $Q_M =$  л/мин;  $P_M =$  МПа.

Полезная мощность на валу гидромотора, Вт:

$$N_{Mп} = M_M \frac{\pi n_M}{30}, \quad (2.3.9)$$

где  $M_M = H \cdot m$ ;  $n_M = \text{об/мин.}$

Коэффициент полезного действия гидромотора

$$\eta_M = \frac{N_{МП}}{N_{МПР}}. \quad (2.3.10)$$

Механический КПД гидромотора

$$\eta_{\text{мех } M} = \frac{M_M}{M_{MT}}. \quad (2.3.11)$$

Характеристиками гидромотора называются графические зависимости расхода, момента на валу и коэффициента полезного действия от частоты вращения вала.

### *Описание установки*

Лабораторная работа проводится на установке, представленной на рис. 2.6, 2.7 и описанной в материалах лабораторной работы № 2. Все перечисленные ниже позиции гидроагрегатов относятся к рис. 2.6.

### *Цель работы*

1. Изучить конструкцию лабораторной установки и гидроагрегатов, входящих в ее состав.
2. Освоить методику испытаний объемного нерегулируемого гидромотора.
3. Построить характеристики гидромотора.

### *Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник электропитания на электрошите лаборатории.
2. Проверить установку валиков ручного управления подачи на насосе 23 и тормозном устройстве 27 в нулевом положении лимба ( $u_H = 0$ ;  $u_T = 0$ ).
3. Включить электродвигатель 16, поставленный на упор устройства фиксации 18, и обеспечить требуемый температурный режим  $t = 30\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$ .
4. Изменяя шестью ступенями параметр регулирования  $u_{H1}$  (0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0), обеспечить шесть ступеней частоты вращения гидромотора  $n_M$  при одном параметре регулирования тормозным устройством  $u_{T1} = 0$ . Замерить при этом с помощью электротачометра 6 частоту вращения гидромотора  $n_M$ , давление рабочей жидкости  $P_{\text{нап}}$  и  $P_{\text{вс}}$ , нагрузку  $m_T$  на динамометре 4. Замеренные величины занести в табл. 2.4.
5. Установить на тормозном устройстве следующий параметр регулирования  $u_{T1}$  из ряда 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 и повторить испытания по п. 4.
6. Перевести валики управления насосом 23 и тормозным устройством 27 в нулевое положение.





	1,0										
1,0	0	0		0	0		0	0	0	0	0
	0,2										
	0,4										
	0,6										
	0,8										
	1,0										

Пример построения характеристик гидромотора представлен на рис. 2.9.

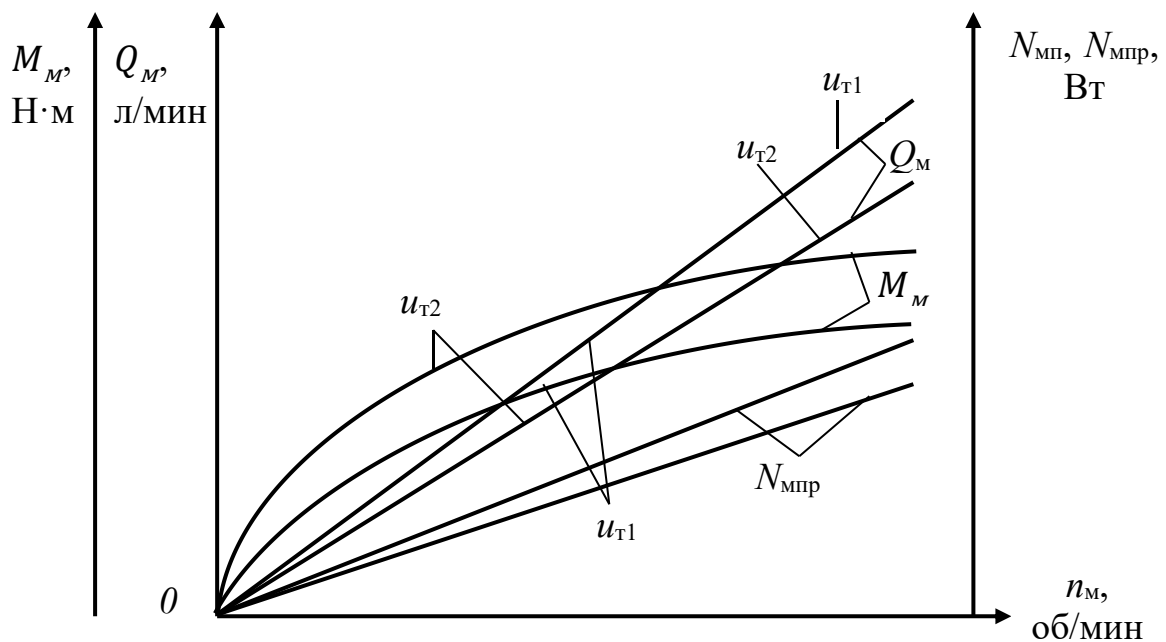


Рис. 2.9. Пример построения характеристик гидромотора

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 3*

1. Какие бывают гидромоторы и что используется в качестве низкомоментных гидромоторов?
2. Из каких основных элементов состоит аксиально-поршневой гидромотор?
3. Как определяется перепад давления на гидромоторе?
4. Как перевести единицы измерения расхода из размерности «литры в минуту» в размерности «литры в секунду» и «кубометры в секунду»?
5. Что называют характеристиками гидромотора?
6. Как в работе определялся момент на валу гидромотора?

7. Как в работе определялись полезная мощность гидромотора и мощность, необходимая для привода гидромотора потоком жидкости?
8. Как в работе определялась частота вращения вала гидромотора?
9. Как в работе определялся расход гидромотора?
10. Для чего нужны высокомоментные гидромоторы?

## 2.4. Лабораторная работа № 4

### *Определение характеристик гидропривода с объемным регулированием*

#### *Вводная часть*

Объемный гидропривод (гидросистема) – совокупность устройств, состоящая из объемного насоса, гидродвигателя, трубопроводов (гидролиний, гидросети) и аппаратуры управления, предназначенная для передачи энергии на расстояние с целью приведения в движение механизмов и машин при помощи рабочей жидкости.

Объемная гидропередача – силовой узел гидросистемы, состоящий из объемного насоса, гидродвигателя и трубопроводов.

В объемных гидроприводах обычно применяют роторные насосы: аксиально-поршневые, радиально-поршневые, пластинчатые и шестеренные. В качестве гидродвигателей для создания вращательного движения применяют гидромоторы, а для создания поступательного – гидроцилиндры.

Гидропривод, в котором скорость выходного звена гидродвигателя может / не может регулироваться по определенному закону, называют регулируемым/нерегулируемым. Различают гидроприводы с объемным и дроссельным регулированием. В гидроприводе с объемным регулированием скорость выходного звена регулируется изменением количества рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, что достигается изменением рабочего объема гидронасоса  $q_n$ , гидромотора  $q_m$  или того и другого одновременно при неизменной частоте вращения насоса ( $n_n = \text{const}$ ). Это видно из равенства теоретической подачи насоса  $Q_{нт}$  и расхода гидромотора  $Q_{мт}$  в случае отсутствия утечек жидкости:

$$Q_{нт} = Q_{мт} = q_n n_n = q_m n_m, \quad (2.4.1)$$

где  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора.

Отсюда определяется частота вращения вала гидромотора:

$$n_M = \frac{q_H n_H}{q_M}. \quad (2.4.2)$$

Рассуждая аналогично для гидропривода поступательного движения с гидроцилиндром в качестве выходного звена, можно получить

$$v_{II} = \frac{q_H n_H}{S_{II}}, \quad (2.4.3)$$

где  $v_{II}$  – скорость перемещения поршня (штока) гидроцилиндра;  $S_{II}$  – площадь поршня, на которую воздействует жидкость (эффективная площадь поршня).

Следует особо отметить, что *изменение частоты вращения вала насоса не приведет к **объемному** регулированию гидропривода!*

По сравнению с другими видами приводов, гидропривод имеет следующие преимущества, определившие его широкое применение.

1. Легко управляется и автоматизируется, позволяет в широких пределах бесступенчато изменять скорость выходного звена, обеспечивает получение больших усилий и крутящих моментов, высокое быстродействие, что дает возможность создавать следящие системы.

2. Надежно ограничивает величину нагрузки и создает удобство в компоновке машины благодаря возможности отделения насоса от гидродвигателя.

3. Имеет небольшие удельную массу и занимаемый объем (отношение массы и занимаемого объема в пространстве к мощности), а также высокую долговечность (до 20 000 ч).

В последнее время вместо механических трансмиссий на тракторах, экскаваторах, бульдозерах и других технологических машинах применяются гидравлические. Использование бесступенчатых гидротрансмиссий позволяет существенно повысить загрузку двигателей, снизить утомляемость машинистов и водителей. В конечном итоге коэффициент использования рабочего времени машинотракторных агрегатов повышается на 15–20 %. По мере развития гидропривода изменялось и значение давления рабочей жидкости в системе. Так, например, если на первых этапах развития оно составляло не более 5 МПа, то в настоящее время – 25 МПа и более. При этом экономический анализ показывает, что общая стоимость гидропривода снижается с увеличением давления [18; 19; 21].

Оценка качества гидропривода производится с учетом всех взаимосвязанных между собою параметров, отраженных в характеристиках. Характеристикой объемного гидропривода с выходным звеном вращательного движения (гидромотором) называют зависимость крутящего момента на входном (насосном) и выходном (моторном) валах и КПД передачи от частоты вращения выходного (моторного) вала при постоянной частоте вращения двигателя, приводящего во вращение вал насоса ( $n_H = \text{const}$ ):  $M_H = f(n_M)$ ;  $M_M = f(n_M)$ ;  $\eta_{гп} = f(n_M)$ .

При расчете параметров работы установки необходимо учесть следующее.

Усилие на рычаге 19 (все перечисленные здесь и далее позиции – по рис. 2.6) электродвигателя, Н:

$$F_H = m_H g, \quad (2.4.4)$$

где  $m_H$  – показания динамометра 20, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Усилие на рычаге 5 гидротормозного устройства, Н:

$$F_T = m_T g, \quad (2.4.5)$$

где  $m_T$  – показания динамометра 4, кг.

Момент сопротивления на валу насоса, Н·м:

$$M_H = F_H L_{PH}, \quad (2.4.6)$$

где  $F_H$  – текущее усилие на рычаге 19 электродвигателя во время работы, Н;  $L_{PH} = 0,31 \text{ м}$  – длина рычага 19.

Действительный момент на валу гидромотора, Н·м:

$$M_M = F_T L_{PT}, \quad (2.4.7)$$

где  $F_T$  – усилие на рычаге 5 тормозного устройства, Н;  $L_{PT} = 0,29 \text{ м}$  – длина рычага 5.

Полезная мощность гидропривода, Вт:

$$N_{ПП} = M_M \frac{\pi n_M}{30}, \quad (2.4.8)$$

где  $M_M = \text{Н·м}$ ;  $n_M = \text{об/мин}$ .

Мощность, необходимая для работы гидропривода, Вт:

$$N_{ГП} = M_H \frac{\pi n_H}{30}, \quad (2.4.9)$$

где  $M_H = \text{Н·м}$ ;  $n_H = 1450 \text{ об/мин}$ .

Коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta_{ГП} = \frac{N_{ПП}}{N_{ГП}}. \quad (2.4.10)$$

### *Описание установки*

Лабораторная работа проводится на установке, представленной на рис. 2.6, 2.7 и описанной в материалах лабораторной работы № 2. Все перечисленные ниже позиции гидроагрегатов относятся к рис. 2.6.

### *Цель работы*

1. Изучить принцип действия, устройство и конструктивные особенности лабораторной установки гидропривода с объемным регулированием.
2. Освоить методику испытаний объемного гидропривода.
3. Построить характеристики объемного гидропривода.

*Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник на электрощите лаборатории.
2. Проверить установку валиков ручного управления подачи на насосе 23 и тормозном устройстве 27 в нулевом положении лимба ( $u_H = 0$ ;  $u_T = 0$ ).
3. Включить электродвигатель 16, поставленный на упор устройства фиксации 18, и обеспечить требуемый температурный режим  $t = 30\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$ .
4. Снять электродвигатель с упора и, задаваясь различными значениями параметра регулирования тормозного устройства  $u_{Ti}$  (0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0), обеспечить тормозные моменты на первой ступени параметра регулирования насоса  $u_{Hi} = 0$ . Замерить при этом с помощью электротахометра 6 частоту вращения гидромотора  $n_M$ , нагрузку  $m_T$  и  $m_H$  на динамометрах 4 и 20. Замеренные величины занести в табл. 2.5.
5. Установить на насосе следующий параметр регулирования  $u_{Hi}$  из ряда 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 и повторить испытания по п. 4.
6. Перевести валики управления насосом 23 и тормозным устройством 27 в нулевое положение.

Таблица 2.5

*Результаты измерений и вычислений по лабораторной работе № 4*

$u_{Ti}$	$u_{Hi}$	Замеряемые параметры				Рассчитываемые параметры						
		$n_H$ (об/мин)	$n_M$ (об/мин)	$m_H$ (кг)	$m_T$ (кг)	$F_H$ (Н)	$F_T$ (Н)	$M_H$ (Н·м)	$M_M$ (Н·м)	$N_{ггп}$ (Вт)	$N_{гп}$ (Вт)	$\eta_{гп}$
0	0	1 450	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,2	1 450										
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,4	1 450										
0,2												
0,4												
0,6												
0,8												
1,0												
0	0,6	1 450										
0,2												
0,4												
0,6												

0,8														
1,0														
0	0,8	1 450												
0,2														
0,4														
0,6														
0,8														
1,0														
0	1,0	1 450												
0,2														
0,4														
0,6														
0,8														
1,0														

7. Выключить электродвигатель привода и рубильник на электрошите лаборатории.

8. Вычислить необходимые параметры по зависимостям (2.4.4)–(2.4.10) и занести их в табл. 2.5.

9. Построить графики зависимостей:  $M_H = f(n_M)$ ;  $M_M = f(n_M)$ ;  $\eta_{гп} = f(n_M)$  для различных параметров регулирования насоса  $u_{нi}$  (пример – на рис. 2.10).

10. Сделать вывод по лабораторной работе № 4.

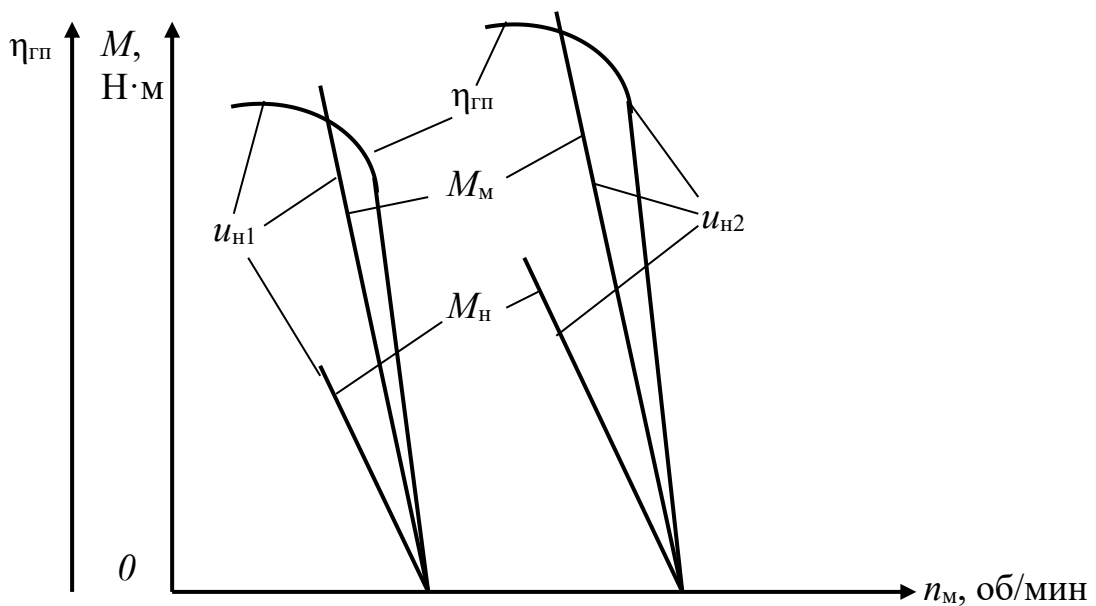


Рис. 2.10. Пример построения характеристик гидропривода

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 4*

1. Какие бывают гидроприводы по признаку их регулирования?
2. Из каких основных элементов состоит объемный гидропривод?
3. Чем гидросистема отличается от гидропередачи?

4. Какие преимущества имеет объемный гидропривод по сравнению с другими видами приводов?
5. Какие выходные звенья может иметь объемный гидропривод?
6. Как в работе определялся момент на валу гидромотора и гидронасоса?
7. Что включают характеристики гидропривода с выходным звеном вращательного движения?
8. Как в работе определялась частота вращения вала гидромотора и гидронасоса?
9. Чем полезная мощность гидропривода отличается от мощности, необходимой для работы гидропривода?
10. Каковы преимущества применения гидротрансмиссий в технике?

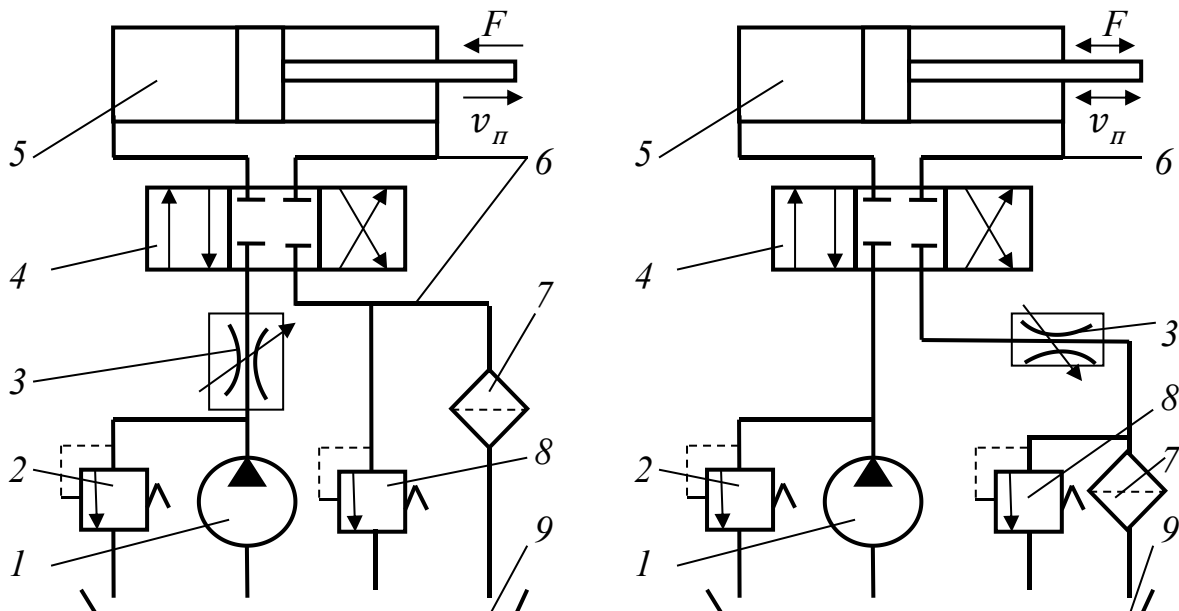
## 2.5. Лабораторная работа № 5

### *Испытание гидропривода поступательного движения с дроссельным регулированием*

#### *Вводная часть*

Дроссельный способ регулирования скорости выходного звена гидроприводов основан на том, что часть жидкости, подаваемая насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, установленный *последовательно* с гидродвигателем (на входе в гидродвигатель или на выходе из него) или *параллельно*. При этом излишки рабочей жидкости поступают в сливную магистраль через предохранительный (переливной) клапан, поддерживающий постоянное давление на выходе из насоса.

Схема гидропривода поступательного движения с *последовательно* установленным дросселем на входе в гидроцилиндр и на выходе из него представлена на рис. 2.11.





*a**б*

Рис. 2.11. Схема гидропривода с выходным звеном поступательного движения с дросселем:  
*a* – на входе в гидроцилиндр; *б* – на выходе из него

Схема, изображенная на рис. 2.11*a*, включает нерегулируемый насос 1, предохранительные клапаны 2 и 8, регулируемый дроссель 3, трехпозиционный гидрораспределитель 4, одноштоковый двусторонний гидроцилиндр 5, гидролинии 6, фильтр 7, гидробак 9. Такой гидропривод допускает регулирование скорости гидродвигателя, если направление действия нагрузки  $F$  не совпадает с направлением скорости движения  $v$  выходного звена.

Гидропривод с дросселем, установленным на выходе (см. рис. 2.11*б*), допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы  $F$  изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив.

Средняя скорость движения выходного звена гидропривода с дросселем на входе в гидроцилиндр и выходе из него определяется по формуле

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{др}}{S_{\Pi}} = \frac{Au_{др}f_{др.max}}{S_{\Pi}} \sqrt{\Delta P_{др}}, \quad (2.5.1)$$

где  $Q_{др}$  – расход через дроссель;  $S_{\Pi}$  – активная площадь поршня гидроцилиндра;  $A$  – коэффициент, определяемый по формуле

$$A = \mu_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.5.2)$$

( $\mu_{др}$  – коэффициент истечения для дросселя;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости);  $u_{др}$  – параметр регулирования дросселя, определяемый по формуле

$$u_{др} = \frac{f_{др}}{f_{др.max}} \quad (2.5.3)$$

( $f_{др}$  и  $f_{др.max}$  – текущая и максимальная площадь щели дросселя);  $\Delta P_{др}$  – перепад давления на дросселе, определяемый по формуле

$$\Delta P_{др} = P_{н.к} - \frac{F}{S_{\Pi}} \quad (2.5.4)$$

( $P_{н.к}$  – давление настройки предохранительного (переливного) клапана;  $F$  – нагрузка на штоке гидроцилиндра).

При установке дросселя на выходе из гидродвигателя тепло, выделившееся при дросселировании потока рабочей жидкости, отводится в

бак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место с дросселем на входе. В результате гидродвигатель работает в более щадящем режиме [18; 20].

Существенным недостатком последовательного включения дросселя является нестабильность скорости при изменении нагрузки. Для большей стабилизации скорости выгоден гидропривод с дросселем на входе и выходе, причем в качестве регулятора скорости целесообразно использовать дросселирующий гидрораспределитель, сочетающий в себе функции дросселя и гидрораспределителя. Для такой схемы регулирования средняя скорость движения определяется по формуле

$$v_{\Pi} = \frac{A u_{др} f_{др.max}}{S_{\Pi}} \sqrt{0,5 \Delta P_{др}}. \quad (2.5.5)$$

Влияние изменения нагрузки на скорость движения выходного звена в этом случае меньше, однако нагрев жидкости больше за счет двойного дросселирования потока [12].

Если гидропривод имеет выходное звено не поступательного, а вращательного движения, то вместо средней скорости поршня  $v_{\Pi}$  по формулам (2.5.1) и (2.5.5) определяют частоту вращения вала гидромотора  $n_{\text{М}}$ :

$$n_{\text{М}} = \frac{Q_{др}}{q_{\text{М}}} = \frac{A u_{др} f_{др.max}}{q_{\text{М}}} \sqrt{\Delta P_{др\text{М}}}; \quad (2.5.6)$$

$$n_{\text{М}} = \frac{A u_{др} f_{др.max}}{q_{\text{М}}} \sqrt{0,5 \Delta P_{др\text{М}}}, \quad (2.5.7)$$

где  $q_{\text{М}}$  – рабочий объем гидромотора;  $\Delta P_{др\text{М}}$  – перепад давления на дросселе, определяемый по формуле

$$\Delta P_{др\text{М}} = P_{\text{н.к}} - \frac{M_{\text{М}}}{k_{\text{М}}}, \quad (2.5.8)$$

где  $M_{\text{М}}$  – момент на валу гидромотора;  $k_{\text{М}}$  – коэффициент момента:

$$k_{\text{М}} = \frac{1}{2\pi} q_{\text{М}}. \quad (2.5.9)$$

При *параллельном* включении дросселя рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит к гидродвигателю, а другой – через дроссель на слив (рис. 2.12). Наименования всех позиций рис. 2.12 соответствуют позициям на рис. 2.11.

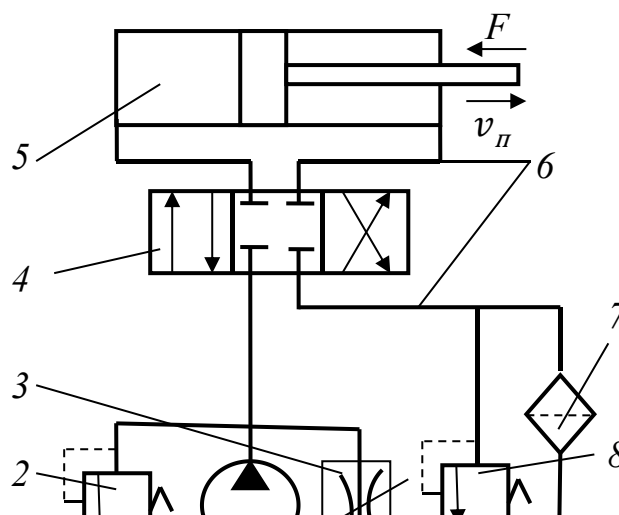


Рис. 2.12. Схема гидропривода с выходным звеном поступательного движения и параллельным включением дросселя

Для гидропривода с выходным звеном поступательного движения и дросселем, установленным параллельно гидроцилиндру, средняя скорость движения выходного звена определяется по формуле

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\text{н}} - Q_{\text{дрп}}}{S_{\Pi}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\Pi}} - \frac{A u_{\text{дрп}} f_{\text{др. max}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\Delta P_{\text{дрп}}}, \quad (2.5.10)$$

где  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса;  $\Delta P_{\text{дрп}}$  – перепад давления на дросселе, установленном параллельно гидроцилиндру:

$$\Delta P_{\text{дрп}} = \frac{F}{S_{\Pi}} - P_{\text{сл}} \quad (2.5.11)$$

где  $P_{\text{сл}}$  – давление в сливной магистрали.

Такой способ подключения дросселя и регулирования гидропривода применяется только в случае, когда направление действия нагрузки не совпадает с направлением скорости движения выходного звена. Кроме того, точность регулирования скорости и ее стабильность при изменении нагрузки ниже, чем в предыдущих схемах, при постоянном давлении, развиваемом насосом ( $P_{\text{н}} = \text{const}$ ). Неоспоримым достоинством схемы является наименьший нагрев рабочей жидкости, поскольку давление зависит от нагрузки и лишь при максимальном ее значении достигает величины, на которую отрегулирован переливной клапан.

Все рассмотренные выше схемы дроссельного регулирования не обеспечивают постоянства скорости выходного звена гидропривода при изменении нагрузки и поэтому применяются только в гидроприводах при мало изменяющихся нагрузках.

Для обеспечения постоянства скорости вне зависимости от колебания нагрузки применяются регуляторы потока (рис. 2.13).

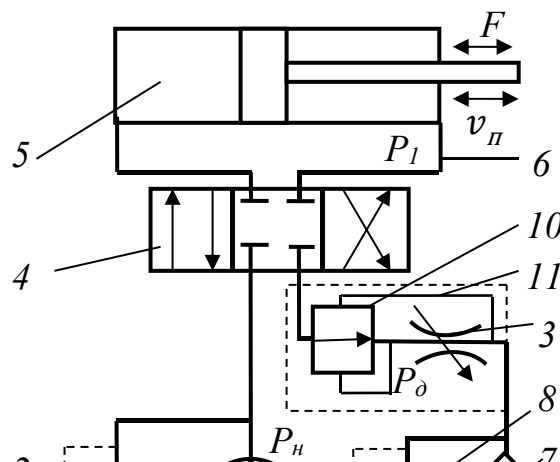


Рис. 2.13. Схема гидропривода с регулятором потока

Наименования основных позиций рис. 2.13 соответствуют рис. 2.11. Явное отличие этой схемы заключается в наличии регулятора потока 11, в состав которого, кроме регулируемого дросселя 3, входит редукционный клапан 10, который при изменении нагрузки, а следовательно, и давления  $P_1$  поддерживает постоянное давление перед дросселем  $P_d$ , обеспечивая постоянное значение расхода через дроссель и постоянную скорость движения выходного звена. Серийно выпускаемые регуляторы потока типа Г55-3 обеспечивают постоянство скорости с точностью  $\pm 15\%$ .

Основными достоинствами дроссельного регулирования являются простота конструкции и надежность; основным недостатком – низкий КПД, обусловленный самим принципом дроссельного регулирования, связанным с нагревом рабочей жидкости [18; 20].

Гидропривод поступательного движения с дроссельным регулированием при постоянном расходе имеет механическую и энергетические характеристики – зависимость скорости движения выходного звена от приложенной к выходному звену нагрузки  $v_{\pi} = f(F)$  и зависимости КПД и мощности от нагрузки:  $\eta_{\text{гп}} = f(F)$ ;  $N_{\text{гп}} = f(F)$ .

#### *Описание установки*

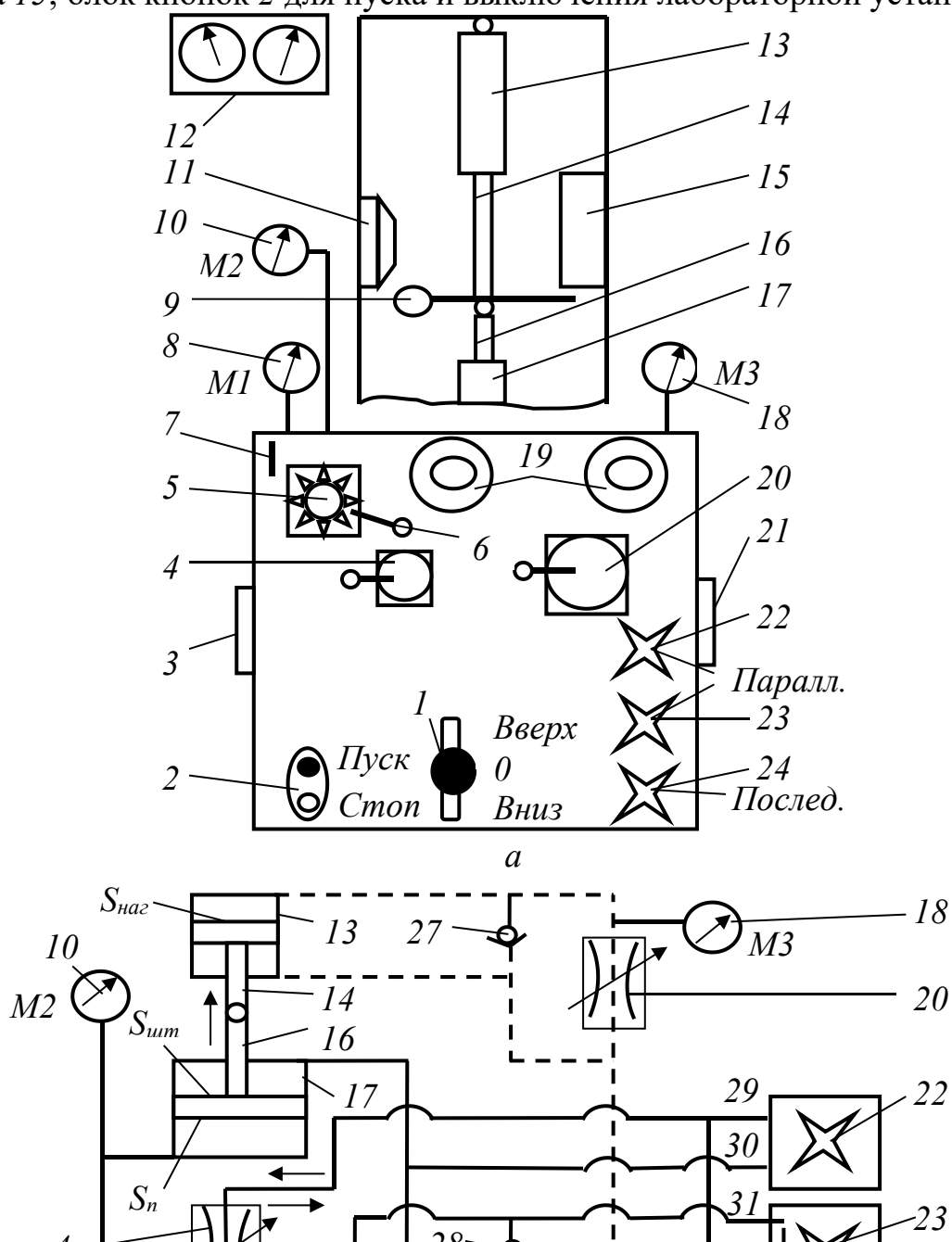
Принципиальная и гидравлическая схемы лабораторной установки изображены на рис. 2.14. Установка включает в себя *гидропривод поступательного движения с дроссельным регулированием, устройство для создания нагрузки гидроцилиндра, контрольно-измерительную и пусковую аппаратуру.*

Гидропривод поступательного движения состоит из нерегулируемого шестеренного насоса РЗ-3 21 с предохранительным клапаном 26, приводимого в движение электродвигателем 3; силового гидроцилиндра 17 со штоком 16; трехпозиционного четырехлинейного золотникового распределителя с ручным управлением 1; рабочего дросселя 4; системы трубопроводов; устройства, обеспечивающего включение дросселя 4 последовательно на входе в гидроцилиндр или параллельно гидроцилиндру

(краны 22–24) с внутренним каналом 25; сдвоенного гидробака 19; обратного клапана 28; соединительных трубопроводов 29–33.

Устройство для создания нагрузки гидроцилиндра 17 имеет нагрузочный гидроцилиндр 13, соединенный своим штоком 14 со штоком испытываемого гидроцилиндра 16, нагрузочный дроссель 20, обратный клапан 27 и соединительные трубопроводы.

К контрольно-измерительной и пусковой аппаратуре относятся манометр  $M1$  8 (замеряет давление в напорной магистрали за насосом); манометр  $M2$  10 (замеряет давление  $P_{ц}$  на входе в гидроцилиндр 17); манометр  $M3$  18 (образцовый, с условной шкалой, замеряет давление  $P_{наг}$  в нагрузочном гидроцилиндре 13); блок приборов из амперметра и вольтметра, замеряющих силу тока и напряжение в одной из фаз 12; устройство для замера скорости штока 16, состоящее из тумблера питания 7, секундомера 5 с рычагом обнуления показаний 6, концевого выключателя секундомера 11, рычага с роликом 9 для приведения в действие концевого выключателя, линейной измерительной шкалы хода штока 15; блок кнопок 2 для пуска и выключения лабораторной установки.



б

Рис. 2.14. Схемы установки для испытания гидропривода с выходным звеном поступательного движения: *а* – принципиальная; *б* – гидравлическая

В качестве рабочей жидкости в установке используется гидравлическое масло АМГ-10, имеющее плотность  $850 \text{ кг/м}^3$  и кинематический коэффициент вязкости при температуре  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  не менее  $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с} = 10 \text{ сСт} = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Параметры силового гидроцилиндра *17* (см. рис. 2.14): диаметр поршня  $D = 80 \text{ мм}$ ; площадь поршня в поршневой полости гидроцилиндра  $S_{\text{п}} = 50,24 \text{ см}^2$ ; диаметр штока *16*  $d = 30 \text{ мм}$ ; площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндра  $S_{\text{шт}} = 43,18 \text{ см}^2$ . Параметры нагрузочного гидроцилиндра *13*: диаметр поршня  $D_{\text{наг}} = 50 \text{ мм}$ ; площадь поршня в поршневой полости гидроцилиндра  $S_{\text{наг}} = 19,63 \text{ см}^2$ ; диаметр штока *14*  $d_{\text{наг}} = 32 \text{ мм}$ .

Пуск установки осуществляется включением кнопки «пуск» на блоке *2*. При этом включается электродвигатель *3*, а приборы на блоке *12* начинают показывать силу тока и напряжение в одной из фаз. Поскольку асинхронный электродвигатель осуществляет симметричную нагрузку на сеть, то точно такие же значения тока и напряжения будут и в других фазах электропитания.

Дальнейшая работа установки зависит от положения трехпозиционного золотникового распределителя *1*, который может находиться в *нейтральной* позиции «0», позиции «*вверх*» и позиции «*вниз*». В нейтральной позиции распределителя жидкость после насоса движется через предохранительный клапан *25* на вход насоса, т. е. насос работает «на себя».

В позиции золотника распределителя «*вверх*» рабочий дроссель *4* может быть включен *последовательно* или *параллельно* гидроцилиндру *17*.

При *последовательном* включении открыт кран 24. При этом жидкость от насоса 21 через распределитель 1 по трубопроводу 31 подходит к крану 22, по внутреннему каналу 25 – к крану 24 и далее по трубопроводам 33 и 29 через рабочий дроссель 4 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 17. Изменяя степень открытия рабочего дросселя 4, можно регулировать перепад давления на дросселе, а следовательно, давление в поршневой полости гидроцилиндра 17, которое измеряется манометром М1. Двигаясь вверх, поршень гидроцилиндра 17 перемещает штоки 16, 14 и поршень нагрузочного цилиндра 13 вверх и вытесняет из силового цилиндра 17 жидкость, находящуюся в штоковой полости, а из нагрузочного гидроцилиндра 13 – жидкость, находящуюся в поршневой полости. При этом жидкость, вытесненная из гидроцилиндра 17, идет на слив, а жидкость, вытесненная из гидроцилиндра 13, проходит через нагрузочный дроссель 20, после чего часть ее идет на слив, а часть попадает в штоковую полость гидроцилиндра 13. Изменяя сопротивление нагрузочного дросселя 20, можно изменять перепад давления в дросселе, а следовательно, нагрузку на поршень гидроцилиндра 17. Манометр М3 при этом показывает давление нагрузки  $P_{\text{наг}}$ . Степень открытия рабочего дросселя 4 характеризуется параметром регулирования дросселя, определяемым по формуле (2.5.3).

При *параллельном* включении открыты краны 22 и 23. Жидкость от насоса 21 через распределитель 1, трубопроводы 31 и 32 поступает к гидроцилиндру 17 полностью (если рабочий дроссель 4 закрыт,  $u_{\text{др}} = 0$ ) или частично (если рабочий дроссель 4 открыт,  $u_{\text{др}} \neq 0$ ). В последнем случае жидкость поступает к гидроцилиндру 17 и частично через рабочий дроссель 4 и трубопроводы 29 и 30 крана 22 на слив. Вытесненная из штоковой полости силового гидроцилиндра 17 и поршневой полости нагрузочного гидроцилиндра 13 жидкость проходит точно такой же путь, как и при последовательном подключении дросселя.

Перемещаясь вверх одновременно со штоком 16, ролик 9 нажимает концевой выключатель 11 и приводит в действие секундомер 5, который фиксирует время движения поршня на расстоянии (базе)  $L = 7,7$  см, отмечаемом на шкале 15.

В положении золотника распределителя «вниз» жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра 17 (независимо от положения кранов 22–24) и перемещает поршень вниз. Жидкость, находящаяся в поршневой полости гидроцилиндра 17, перемещается по трубопроводу через обратный клапан 28 и распределитель 1 на слив.

При движении поршня гидроцилиндра 17 вниз поршень нагрузочного гидроцилиндра также перемещается вниз, причем из штоковой полости гидроцилиндра 13 жидкость поступает через трубопровод, обратный клапан 27 и нагрузочный дроссель 20 или только через обратный клапан в поршневую полость нагрузочного

гидроцилиндра 13. Недостающий объем жидкости в поршневой полости компенсируется поступлением жидкости из бака, в котором она находится под атмосферным давлением.

Общий вид лабораторной установки для испытания гидропривода с дроссельным регулированием и выходным звеном поступательного движения представлен на рис. 2.15.

#### *Цель работы*

1. Изучить принцип действия, устройство, работу и конструктивные особенности лабораторной установки для испытания гидропривода с дроссельным регулированием и выходным звеном поступательного движения.

2. Освоить методику испытаний объемного гидропривода.

3. Построить характеристики объемного гидропривода с выходным звеном поступательного движения с дросселем, установленным последовательно (на входе) или параллельно силовому гидроцилиндру.





Рис. 2.15. Общий вид лабораторной установки для испытания гидропривода с дроссельным регулированием и выходным звеном поступательного движения

*Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник электропитания на электрошите лаборатории.
2. Включить рабочий дроссель 4 последовательно (утопить и повернуть кран 24).
3. Поставить рабочий дроссель 4 в положение лимба  $\alpha_{\text{раб}} = 18$  (полностью открыт).
4. Поставить нагрузочный дроссель 20 в положение лимба  $\alpha_{\text{наг}} = 18$  (полностью открыт).
5. Поставить золотник гидрораспределителя 1 в нейтральное положение и включить установку кнопкой «пуск» на блоке 2.
6. Установить необходимый тепловой режим (температура рабочей жидкости  $t = 30\text{--}50$  °С).
7. Включить тумблер 7 питания секундомера 5 и обнулить показания секундомера рычагом 6.
8. Перевести золотник гидрораспределителя 1 в положение «вверх» и замерить при данной нагрузке давление нагрузки  $P_{\text{наг}}$  по манометру МЗ 18, силу тока и напряжение по блоку приборов 12 и показания секундомера. Данные занести в табл. 2.6.
9. Перевести золотник гидрораспределителя 1 в положение «вниз», опустить вниз штоки силового 17 и нагрузочного 13 гидроцилиндров, обнулить показания секундомера 5 рычагом 6.
10. Повторить испытания по пп. 8, 9 следующими восемью ступенями нагрузки на гидроцилиндре 17 до максимального значения с помощью нагрузочного дросселя 20 (это соответствует делениям 15, 12, 9, 6, 4 на лимбе дросселя).
11. Повторить испытания по п. 10 для положений лимба рабочего дросселя 4  $\alpha_{\text{раб}} = 12$  и  $\alpha_{\text{раб}} = 6$ .
12. Поставить золотник гидрораспределителя 1 в нейтральное положение, рабочий дроссель 4 – в положение лимба  $\alpha_{\text{раб}} = 18$ , а нагрузочный дроссель 20 – в положение лимба  $\alpha_{\text{наг}} = 18$  (полностью открыты).
13. Включить рабочий дроссель 4 параллельно (утопить и повернуть краны 22 и 23).
14. Обнулить показания секундомера рычагом 6.
15. Повторить испытания по пп. 8–11 для параллельного включения рабочего дросселя.
16. Выключить тумблер 7 питания секундомера 5.
17. Выключить установку кнопкой «стоп» на блоке 2. Выключить рубильник электропитания лаборатории.
18. Вычислить необходимые параметры, заполняя все графы табл. 2.6.

Основные расчетные зависимости и методики определения искомых величин, применяемые в данной лабораторной работе, изложены ниже [18; 21].

Параметр регулирования нагрузочного дросселя

$$u_{др.наг} = \frac{\alpha_{наг}}{\alpha_{наг.мах}}, \quad (2.5.12)$$

где  $\alpha_{наг}$  – текущее значение делений на шкале лимба дросселя 20;  $\alpha_{наг.мах} = 18$  – максимальное значение делений на шкале лимба дросселя 20.

Нагрузка на гидроцилиндр, Н:

$$F = 10P_{наг}S_{наг}, \quad (2.5.13)$$

где  $P_{наг}$  – давление нагрузки по манометру МЗ 18 (кгс/см<sup>2</sup>);  $S_{наг} = 19,63$  см<sup>2</sup> – площадь поршня в поршневой полости нагрузочного гидроцилиндра 13.

Скорость поршня, м/с:

$$v_{п} = \frac{L}{100t}, \quad (2.5.14)$$

где  $L = 7,7$  см – длина базы;  $t$  – время прохода штоками гидроцилиндров базы по секундомеру, с.

Полезная мощность гидропривода, Вт:

$$N_{пп} = Fv_{п}, \quad (2.5.15)$$

где  $F = Н$ ;  $v_{п} = м/с$ .

Мощность, подведенная к гидроприводу, Вт:

$$N_{гп} = 3UI\cos\varphi, \quad (2.5.16)$$

где  $U$  – напряжение питания электродвигателя в одной из фаз электросети, В;  $I$  – сила тока, питающая электродвигатель в одной из фаз электросети, А;  $\cos\varphi = 0,83$  [22] (для электродвигателя данной установки) – коэффициент мощности асинхронного двигателя, т. е. отношение его полезной (активной) мощности к полной.

Коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta_{гп} = \frac{N_{пп}}{N_{гп}}. \quad (2.5.17)$$

19. Построить характеристики гидропривода с дроссельным регулированием  $v_{п} = f(F)$ ;  $\eta_{гп} = f(F)$ ;  $N_{гп} = f(F)$  для последовательного и параллельного включения рабочего дросселя. Пример представлен на рис. 2.16.

20. Сделать вывод по лабораторной работе № 5.



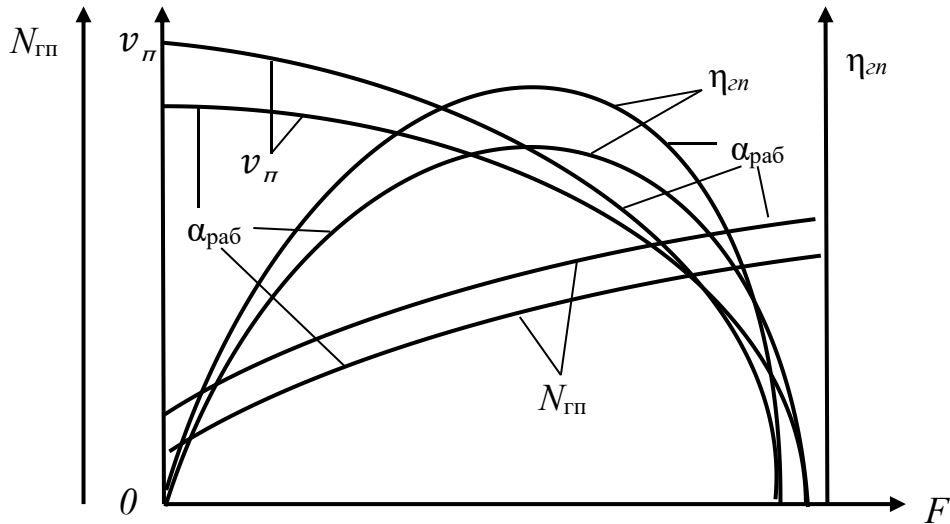


Рис. 2.16. Пример построения характеристик гидропривода с дроссельным регулированием

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 5*

1. На чем основан дроссельный способ регулирования скорости выходного звена гидропривода?
2. Как может быть установлен дроссель по отношению к гидродвигателю?
3. В чем основные достоинства и недостатки гидропривода с дроссельным регулированием?
4. Что называется механической и энергетической характеристиками гидропривода с дроссельным регулированием?
5. В чем особенности каждой из разобранных схем установки дросселя по отношению к гидродвигателю?
6. Из каких основных элементов состоит лабораторная установка?
7. Как в лабораторной работе определяется скорость движения поршня?
8. Как в лабораторной работе определяется полезная мощность гидропривода и мощность, подведенная к гидроприводу?
9. Как в ходе лабораторной работы задается нагрузка на гидроцилиндр?
10. Как обеспечить постоянство скорости при дроссельном регулировании гидропривода?

## 2.6. Лабораторная работа № 6

### Испытание гидроцилиндра

#### Вводная часть

Гидроцилиндры являются гидродвигателями, преобразующими энергию жидкости в механическую при поступательном движении выходного звена (штока). Одна из возможных классификаций гидроцилиндров представлена на рис. 2.17.

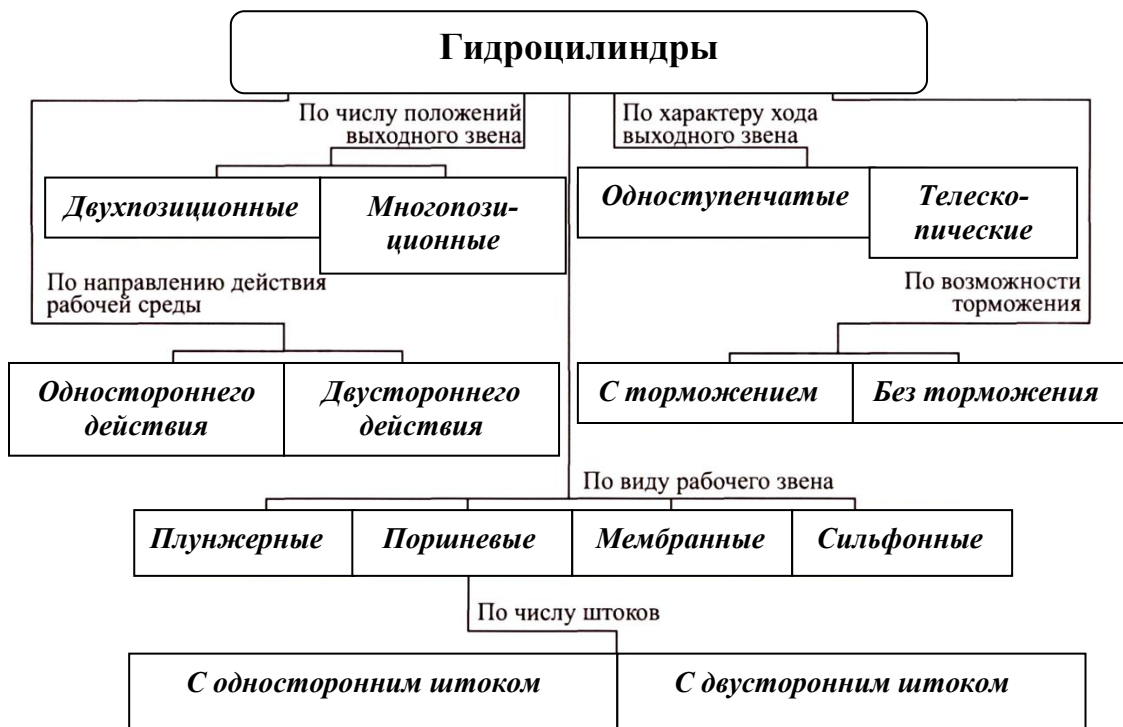


Рис. 2.17. Пример классификации гидроцилиндров

Схема простейшего гидроцилиндра представлена на рис. 2.18.

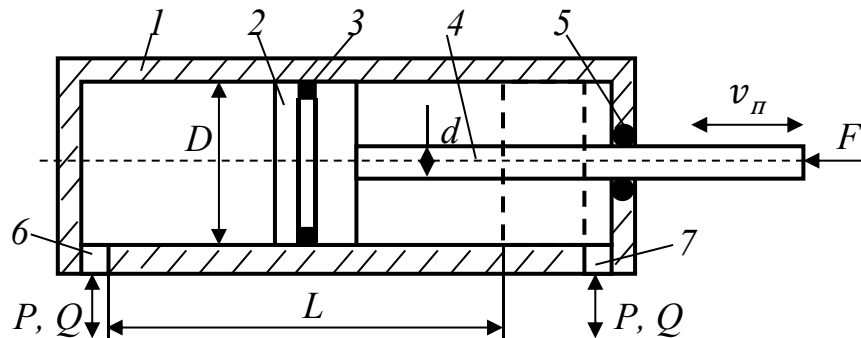


Рис. 2.18. Схема поршневого гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком: 1 – корпус; 2 – поршень;

3 – уплотнительное кольцо (манжета) поршня; 4 – шток;

5 – уплотнительное кольцо штока;

6, 7 – входное и выходное расходные отверстия

Основными техническими показателями гидроцилиндра являются развиваемое усилие  $F$ , расход  $Q$ , скорость движения поршня  $v_{\text{п}}$ , мощность  $N_{\text{гц}}$ , КПД  $\eta_{\text{гц}}$ .

Развиваемые усилия  $F_{\text{п}}$  и  $F_{\text{ш}}$  при поступлении рабочей жидкости в поршневую (бесштоковую) и штоковую полости без учета потерь определяются, соответственно, по формулам, Н:

$$F_{\text{п}} = P_{\text{ц}} \frac{\pi D^2}{4}; \quad (2.6.1)$$

$$F_{\text{ш}} = P_{\text{ц}} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (2.6.2)$$

где  $P_{\text{ц}}$  – давление рабочей жидкости, Па;  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра, м;  $d$  – диаметр штока гидроцилиндра, м.

Действительное полезное усилие (с учетом потерь на трение) определяется по формулам, Н:

$$F_{\text{пп}} = F_{\text{п}} \eta_{\text{мех}}; \quad (2.6.3)$$

$$F_{\text{шп}} = F_{\text{ш}} \eta_{\text{мех}}, \quad (2.6.4)$$

где  $\eta_{\text{мех}} = 0,92-0,98$  – механический КПД.

Скорость движения штока при прямом, основном  $v_{\text{шп}}$  (когда рабочая жидкость подается в поршневую полость), и обратном, вспомогательном  $v_{\text{по}}$  (когда рабочая жидкость подается в штоковую полость), ходе вычисляется по формулам, м/с:

$$v_{\text{шп}} = \frac{4Q\eta_0}{\pi D^2}; \quad (2.6.5)$$

$$v_{\text{по}} = \frac{4Q\eta_0}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (2.6.6)$$

где  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_0 = 0,98-0,99$  – объемный КПД.

Поскольку видно, что знаменатель в формуле (2.6.6) меньше, чем в формуле (2.6.5), то понятно, что скорость поршня при обратном ходе больше, чем при прямом. Одним из способов уравнивания скоростей на прямом и обратном ходе является применение двухштоковых цилиндров.

Полезная мощность на штоке гидроцилиндра, Вт:

$$N_{\text{шц}} = F_{\text{шп}} v_{\text{ш}}, \quad (2.6.7)$$

где  $F_{\text{шп}}$  – усилие на штоке, определяемое по формулам (2.6.3) или (2.6.4);  $v_{\text{ш}}$  – скорость движения штока (поршня), определяемая по формулам (2.6.5) или (2.6.6).

Мощность, подводимая к гидроцилиндру, Вт:

$$N_{\text{гц}} = Q P_{\text{ц}}. \quad (2.6.8)$$

Коэффициент полезного действия гидроцилиндра

$$\eta_{\text{гц}} = \frac{N_{\text{шц}}}{N_{\text{гц}}} = \frac{F_{\text{шп}} v_{\text{ш}}}{Q P_{\text{ц}}}. \quad (2.6.9)$$

При испытании гидроцилиндра проверяются прочность, наибольшее давление страгивания поршня с места  $P_{стр}$ , давление холостого хода  $P_{хх}$ , наружная герметичность, механический и общий КПД.

Прочность гидроцилиндра проверяют давлением не менее 1,5 номинального с выдержкой не менее 3 мин. Для определения давления страгивания с места подают рабочую жидкость в полость гидроцилиндра и постепенно увеличивают давление от 0 до давления, соответствующего началу перемещения поршня. Давление холостого хода определяют при перемещении поршня без нагрузки и одновременно оценивают равномерность перемещения. Наружную герметичность проверяют осмотром при давлении не менее 1,25 номинального. Появление жидкости в неподвижных соединениях не допускается [23].

Основной характеристикой гидроцилиндров является зависимость КПД от внешней нагрузки  $\eta_{гц} = f(F_{пн})$ .

#### *Описание установки*

Лабораторная работа проводится на установке, представленной на рис. 2.14, 2.15 и описанной в материалах лабораторной работы № 5. Все перечисленные ниже позиции гидроагрегатов относятся к рис. 2.14.

#### *Цель работы*

1. Изучить принцип действия, устройство и конструктивные особенности гидроцилиндров лабораторной установки.
2. Освоить методику испытаний гидроцилиндра.
3. Определить давление холостого хода гидроцилиндра.
4. Построить характеристику гидроцилиндра  $\eta_{гц} = f(F_{пн})$ .

#### *Порядок выполнения работы*

1. Включить рубильник электропитания на электрошите лаборатории.
2. Включить рабочий дроссель 4 последовательно с силовым гидроцилиндром 17 (утопить и повернуть кран 24) и обеспечить его полное открытие ( $u_{др. раб} = 1$ ). Для этого установить рукоятку рабочего дросселя в положение лимба  $\alpha_{раб} = 18$ . Обеспечить полное открытие нагрузочного дросселя 20 ( $u_{др. наг} = 1$ ). Для этого установить рукоятку нагрузочного дросселя в положение лимба  $\alpha_{наг} = 18$ .
3. Поставить гидрораспределитель 1 в нейтральное положение и включить установку кнопкой «пуск» на блоке 2. Установить необходимый тепловой режим (температура рабочей жидкости  $t = 30\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).
4. Последовательным подбором положения рабочего дросселя 4 и передвижением штока силового гидроцилиндра 17 вверх-вниз с помощью гидрораспределителя 1 установить давление страгивания с места  $P_{стр}$ , при котором показания манометра М2 будут минимальными.



5. Перевести рукоятку рабочего дросселя 4 в положение лимба  $\alpha_{\text{раб}} = 18$ , а золотник распределителя 1 – в положение «вверх» и определить по манометру М2 10 давление холостого хода, при этом контролируя по манометру М3 18 минимальное давление в нагрузочном цилиндре ( $P_{\text{наг}} \rightarrow 0$ ). Данные записать в табл. 2.7.

6. Перевести золотник распределителя 1 в положение «вниз» и опустить вниз поршни со штоками гидроцилиндров 13 и 17.

7. Повторить испытания по п. 5 и 6 3–5 раз и в качестве давления холостого хода принять среднее значение  $P_{\text{хх}} = P_{\text{ц}}$  при  $\alpha_{\text{наг}} = 18$ , которое следует записать в табл. 2.7.

8. Создать усилие в нагрузочном дросселе 20 (установить на лимбе дросселя деление шкалы 15  $\alpha_{\text{наг}} = 16$ ).

9. Перевести золотник распределителя 1 в положение «вверх», определить давление на входе в силовой цилиндр 17  $P_{\text{ц}}$  по манометру М2 10 и давление в нагрузочном цилиндре  $P_{\text{наг}}$  по манометру М3 18.

10. Перевести золотник распределителя 1 в положение «вниз» и опустить вниз поршни со штоками гидроцилиндров 13 и 17. Результаты измерений записать в табл. 2.7.

11. Повторить испытания для положения рукоятки нагрузочного дросселя на лимбе  $\alpha_{\text{наг}} = 15; 12; 10; 8; 6; 4; 3; 2; 1; 0$  по пп. 9 и 10, последовательно нагружая силовой гидроцилиндр нагрузкой от 0 до  $F_{\text{max}}$  с помощью нагрузочного дросселя 20. Все данные занести в табл. 2.7.

12. Выключить установку кнопкой «стоп» на блоке 2. Выключить рубильник электропитания на щите лаборатории.

Таблица 2.7

Результаты измерений и вычислений по лабораторной работе № 6

№ п/п	$\alpha_{\text{наг}}$ (дел)	$P_{\text{стр}}$ (кгс/см <sup>2</sup> )	$P_{\text{ц}}$ (кгс/см <sup>2</sup> )	$P_{\text{наг}}$ (кгс/см <sup>2</sup> )	$\eta_{\text{гц}}$	$F_{\text{шт}}$ (Н)
1	18					
2	15					
3	12					
4	10					
5	8					
6	6					
7	4					
8	3					
9	2					
10	1					
11	0					

13. Вычислить КПД гидроцилиндра по формуле

$$\eta_{\text{гц}} = \frac{N_{\text{гц}}}{N_{\text{ц}}} = \frac{F_{\text{шт}} v_{\text{п}}}{QP_{\text{ц}}} = \frac{P_{\text{наг}} S_{\text{наг}}}{P_{\text{ц}} S_{\text{п}}}, \quad (2.6.10)$$

где  $S_{\text{нар}} = 19,63 \text{ см}^2$  – площадь поршня в поршневой полости нагрузочного гидроцилиндра;  $S_{\text{п}} = 50,24 \text{ см}^2$  – площадь поршня в поршневой полости силового гидроцилиндра.

При определении КПД по формуле (2.6.10) принято допущение, заключающееся в том, что объемный КПД  $\eta_o = 1$  (действительная и теоретическая скорости поршня равны). В связи с этим КПД гидропривода равен механическому КПД.

14. Вычислить внешнюю нагрузку по формуле, Н:

$$F_{\text{пп}} = P_{\text{ц}} \frac{\pi D^2}{10 \cdot 4} \eta_{\text{мех}} \quad (2.6.11)$$

где  $P_{\text{ц}} = \text{кгс/см}^2$ ;  $D = 80 \text{ мм}$  – диаметр поршня силового гидроцилиндра;  $\eta_{\text{мех}} = 0,92\text{--}0,98$  – механический КПД гидроцилиндра.

15. Построить график зависимости  $\eta_{\text{гц}} = f(F_{\text{пп}})$ , пример которого представлен на рис. 2.19. Отобразить на графике давление холостого хода.

16. Сделать вывод по лабораторной работе № 6.

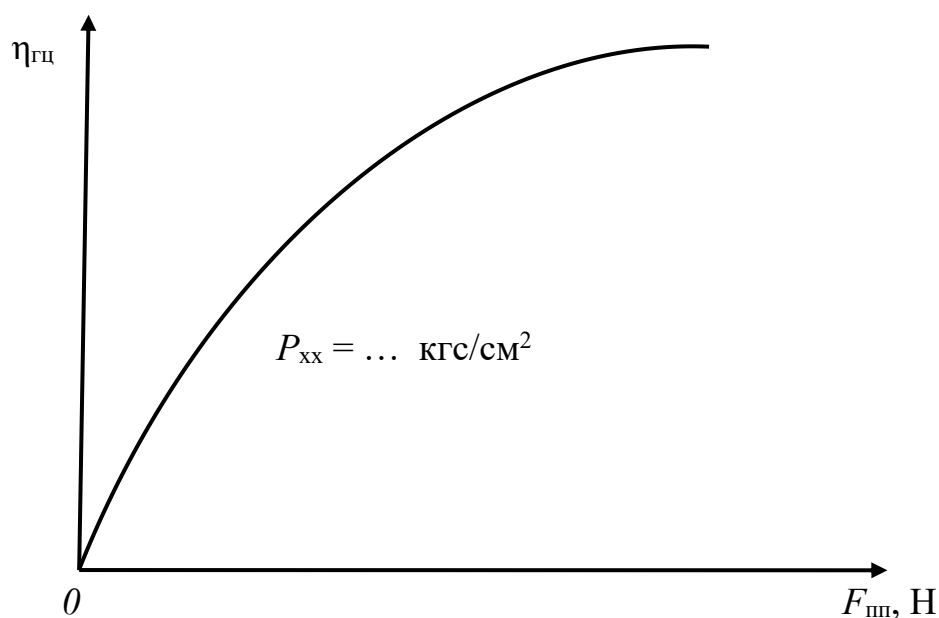


Рис. 2.19. Пример построения характеристики гидроцилиндра

#### *Контрольные вопросы к лабораторной работе № 6*

1. Что называется гидроцилиндром и как он работает?
2. Назовите основные детали и узлы гидроцилиндра.
3. Перечислите основные типы гидроцилиндров.
4. Какие параметры необходимо знать для определения усилия, развиваемого штоком гидроцилиндра?
5. Что является основными техническими показателями гидроцилиндров?
6. Какие параметры необходимо знать для определения скорости движения штока гидроцилиндра?

7. Сравнить по развиваемому усилию и скорости движения штока два случая: жидкость поступает в поршневую и в штоковую полости.
8. Что проверяют при испытании гидроцилиндра?
9. Как проверить герметичность гидроцилиндра?
10. Как определить давление срабатывания с места поршня гидроцилиндра?

## 2.7. Лабораторная работа № 7

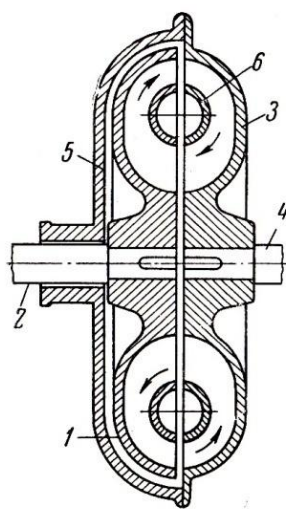
### *Испытание гидродинамической муфты*

#### *Вводная часть*

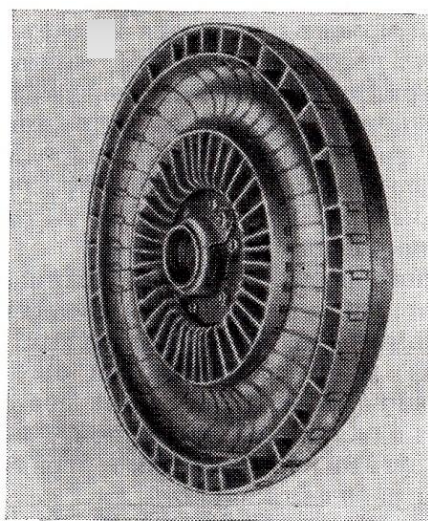
Гидродинамической называется закрытая передача, состоящая из лопастных колес с общей рабочей полостью, в которой крутящий момент передается за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости, а перенос энергии от ведущего звена к ведомому осуществляется потоком жидкости.

По характеру изменения передаваемого крутящего момента гидродинамические передачи подразделяются на гидродинамические муфты (*гидромуфты*) и гидродинамические трансформаторы (*гидротрансформаторы*). В гидромуфтах крутящий момент передается без изменения его величины. В гидротрансформаторах крутящий момент можно изменять по величине, а иногда и по направлению [12; 21].

Гидромуфта состоит из двух рабочих колес (рис. 2.20): насосного 1, соединенного с ведущим валом 2, и турбинного 3, соединенного с ведомым валом 4. Рабочие колеса расположены внутри кожуха 5, жестко соединенного с турбинным колесом и охватывающего насосное колесо, свободно вращающееся относительно ведущего вала. Пространство, образованное каналами рабочих колес, кожухом и внутренним кольцом (тором) 6, формирует общую рабочую полость гидромуфты.



а



б

Рис. 2.20. Гидромуфта: *а* – принципиальная схема;  
*б* – фото рабочего колеса

При вращении насосного колеса рабочая жидкость, находящаяся в рабочей полости, под действием центробежных сил движется от центра к периферии насосного колеса и, приобретая запас кинетической энергии за счет входного крутящего момента, поступает в турбинное колесо. В турбинном колесе жидкость движется от периферии к центру, при этом энергия потока преобразуется в механическую энергию вращения турбинного колеса и, соответственно, ведомого вала. Израсходовав часть запасенной в насосном колесе энергии, жидкость вновь поступает на лопатки насосного колеса.

В гидромуфте крутящий момент на валах обоих колес всегда одинаков (трансформация момента отсутствует). Гидромуфта может лишь плавно изменять частоту вращения ведомого вала изменением заполнения полости рабочей жидкостью, дросселированием потока жидкости и раздвиганием колес друг относительно друга.

Таким образом, связующим звеном между ведущим и ведомым валами в гидромуфте является жидкость. Такая передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал отстает от ведущего, т. е. *проскальзывает*. Следовательно, при передаче мощности через гидромуфту частота вращения ведущего вала всегда больше частоты вращения ведомого. Величина проскальзывания, или *скольжения*, турбинного колеса относительно насосного зависит от момента сопротивления на валу турбинного колеса. С увеличением этого момента скольжение растет, что сопровождается увеличением передаваемого гидромуфтой момента при одновременном увеличении потерь. Таким образом, величина момента, передаваемого гидромуфтой, изменяется автоматически в соответствии с изменением момента сопротивления. Наибольший момент на ведомом валу возникает при полностью заторможенном турбинном колесе.

Для гидромуфт, работающих в установившемся режиме, справедливо равенство

$$M_H - M_T - M_{\Pi} = 0, \quad (2.7.1)$$

где  $M_H$  и  $M_T$  – крутящие моменты на насосном и турбинном колесах соответственно;  $M_{\Pi}$  – крутящий момент, обусловленный вентиляционными и механическими потерями.

Обычно значением  $M_{\Pi}$  пренебрегают, поэтому для гидромуфты крутящие моменты насосного и турбинного колес считают равными, т. е.

$$M_H = M_T. \quad (2.7.2)$$

Мощности на валу насосного  $N_H$  и турбинного  $N_T$  колес определяются по формулам:

$$N_H = M_H \omega_H = M_H \frac{\pi n_H}{30}; \quad (2.7.3)$$

$$N_T = M_T \omega_T = M_T \frac{\pi n_T}{30}, \quad (2.7.4)$$

где  $\omega_H$ ,  $n_H$  и  $\omega_T$ ,  $n_T$  – угловые скорости ( $c^{-1}$ ) и частоты вращения (об/мин) насосного и турбинного колес соответственно.

Коэффициент полезного действия гидродинамической передачи  $\eta_{гп}$  учитывает потери в насосном и турбинном колесах, механические потери в подшипниках и потери на трение лопастных колес о жидкость:

$$\eta_{гп} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H}. \quad (2.7.5)$$

Отношение частот вращения турбинного и насосного колес называется *передаточным отношением* гидродинамической передачи  $i$ :

$$i = \frac{n_T}{n_H}. \quad (2.7.6)$$

Отношение крутящих моментов на турбинном и насосном колесах называется *коэффициентом трансформации момента* гидродинамической передачи  $k$ :

$$k = \frac{M_T}{M_H}. \quad (2.7.7)$$

Подставляя формулы (2.7.6) и (2.7.7) в выражение (2.7.5), получим

$$\eta_{гп} = ki. \quad (2.7.8)$$

В гидромуфте крутящий момент не изменяется:  $k = 1$ ,  $\eta_{гп} = i$ .

Разность частот вращения ведущего и ведомого валов, отнесенная к частоте вращения ведущего вала, называется *скольжением*  $S$ , которое обычно принимает значение 0,02–0,05. Для гидромуфты

$$S = \frac{n_H - n_T}{n_H} = 1 - \frac{n_T}{n_H} = 1 - i = 1 - \eta_{гп}. \quad (2.7.9)$$

Скольжение в гидромуфте зависит не только от момента сопротивления, но и от заполнения полости гидромуфты рабочей жидкостью: при большем наполнении скольжение уменьшается.

Мощность, необходимая для преодоления потерь, возникающих в результате скольжения гидромуфты:

$$\Delta N = N_H (1 - \eta_{гп}) = N_H S. \quad (2.7.10)$$

Поскольку в результате скольжения происходит нагрев рабочей жидкости, работа гидромуфты при большом скольжении невозможна.

Внешней характеристикой гидромуфты называют зависимости  $M_H = f(n_T)$ ,  $N_H = f(n_T)$ ,  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_{гп} = f(n_T)$  (рис. 2.21).

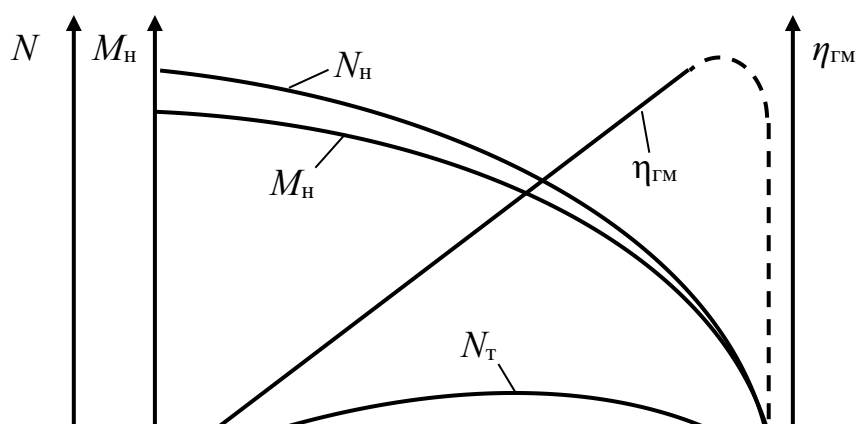


Рис. 2.21. Пример внешней характеристики гидромуфты  
*Описание установки*

Лабораторная работа проводится на установке, схема которой представлена на рис. 2.22.

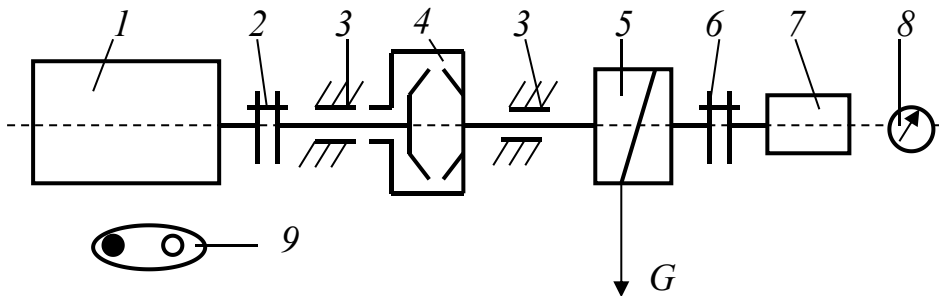


Рис. 2.22. Схема установки для испытания гидромуфты

Асинхронный электродвигатель  $1$  с частотой вращения ротора  $n_n = 1\,000$  об/мин передает крутящий момент  $M_n$  через соединительную муфту  $2$  гидродинамической муфте  $4$ , ведущий и ведомый валы которой вращаются в подшипниках  $3$ . Ведущий вал гидромуфты соединен с насосным колесом, а ведомый – с турбинным. В полость гидромуфты залито масло АМГ-10, имеющее плотность  $850\text{ кг/м}^3$  и кинематический коэффициент вязкости при температуре  $t = 50\text{ }^\circ\text{C}$  не менее  $\nu = 10\text{ мм}^2/\text{с} = 10\text{ сСт} = 10^{-5}\text{ м}^2/\text{с}$ . На конце ведомого вала смонтирован ленточный тормоз  $5$ , обеспечивающий создание на валу и турбинном колесе тормозной момент  $M_T$ . Торцев ведомого вала через соединительную муфту  $6$  прикреплен к валу электрогенератора  $7$  тахометра  $8$ , что позволяет измерять частоту вращения ведомого вала, а следовательно, и турбинного колеса. Установка запускается с пульта  $9$ , имеющего кнопки «пуск» и «стоп».

Общий вид лабораторной установки для испытания гидромуфты представлен на рис. 2.23.



Рис. 2.23. Общий вид лабораторной установки для испытания гидромукты  
 Схема ленточного тормоза, необходимая для расчета тормозного момента  $M_T$ , представлена на рис. 2.24.

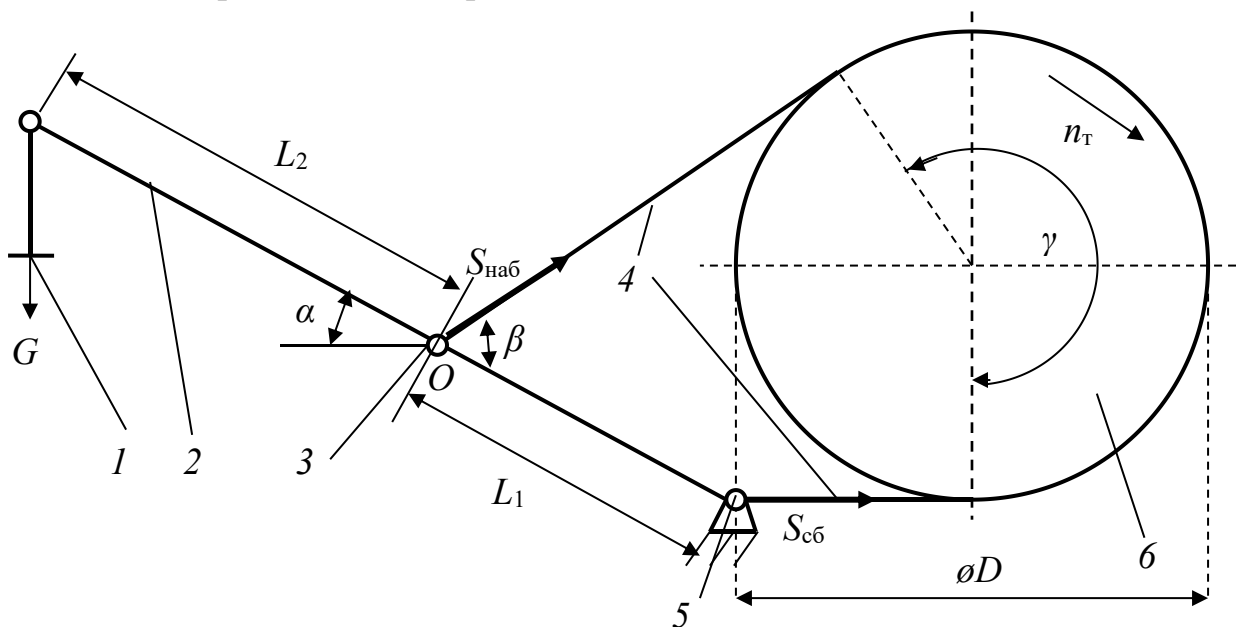


Рис. 2.24. Схема ленточного тормоза лабораторной установки:  
 1 – чаша для грузов; 2 – рычаг; 3 – шарнир крепления тормозной ленты;  
 4 – тормозная лента; 5 – шарнир крепления рычага и фиксации  
 тормозной ленты; 6 – тормозной барабан

Ленточный тормоз имеет следующие геометрические параметры:  $D = 120$  мм;  $L_1 = 65$  мм;  $L_2 = 200$  мм;  $\alpha = 25^\circ$ ;  $\beta = 65^\circ$ ;  $\gamma = 190^\circ$ . Тормозная лента имеет ширину  $B = 20$  мм и изготовлена из материала, обеспечивающего коэффициент трения по алюминиевому тормозному барабану  $f = 0,35$ .

Сила трения тормозной ленты о шкив равна разности натяжения ее концов:

$$F_{тр} = S_{наб} - S_{сб}, \quad (2.7.11)$$

где  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  – натяжения в набегающем и сбегающем концах тормозной ленты соответственно.

Тормозной момент, создаваемый лентой:

$$M_T = \frac{(S_{наб} - S_{сб})D}{2}. \quad (2.7.12)$$

Согласно формуле Эйлера,

$$S_{наб} = S_{сб}e^{f\gamma}, \quad (2.7.13)$$

где  $e = 2,71$  – основание натурального логарифма;  $f = 0,35$  – коэффициент трения тормозной ленты о тормозной барабан;  $\gamma = 190^\circ = 3,314$  рад – угол охвата тормозной лентой барабана [24].

Подставляя в формулу (2.7.12) значение  $S_{наб}$  из выражения (2.7.13), получим

$$M_T = \frac{(S_{сб}e^{f\gamma} - S_{сб})D}{2} = \frac{S_{сб}(e^{f\gamma} - 1)D}{2}. \quad (2.7.14)$$

Для определения величины  $S_{сб}$  составим уравнения равновесия относительно точки  $O$  рычага:

$$\sum m(F_i)_O = 0; \quad (2.7.15)$$

$$GL_2 \cos\alpha - S_{сб}L_1 \cos(90 - \alpha) = 0, \quad (2.7.16)$$

или

$$GL_2 \cos\alpha - S_{сб}L_1 \sin\alpha = 0, \quad (2.7.17)$$

откуда

$$S_{сб} = \frac{GL_2 \cos\alpha}{L_1 \sin\alpha}. \quad (2.7.18)$$

Подставим формулу (2.7.18) в выражение (2.7.14):

$$M_T = \frac{GL_2 \cos\alpha (e^{f\gamma} - 1)D}{2L_1 \sin\alpha}. \quad (2.7.19)$$

В качестве замечания отметим, что величина угла  $\gamma$  подставляется в формулу (2.7.19) в радианах.

### Цель работы

1. Изучить принцип действия, устройство и конструктивные особенности гидродинамической муфты и лабораторной установки.
2. Освоить методику испытаний гидромуфты.
3. Определить тормозной момент, действующий на турбинное колесо гидромуфты.
4. Построить характеристики гидромуфты  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_{ГМ} = f(n_T)$ ,  $S = f(M_T)$ .

### Порядок выполнения работы

1. Включить рубильник электропитания на электрошите лаборатории.
2. Включить установку кнопкой «пуск» на блоке 9 (см. рис. 2.22), поднимая рукой чашу для грузов ленточного тормоза и обеспечивая тем



самым нулевые груз и тормозной момент на барабане. Зафиксировать по тахометру частоту вращения  $n_T$  турбинного колеса.

3. Плавно опустить чашу для грузов ленточного тормоза, обеспечив увеличение груза на  $\Delta m = 157,5$  г, зафиксировать по тахометру частоту вращения  $n_T$  турбинного колеса.

4. Положить на чашу груз фиксированной массы  $\Delta m_i$ , зафиксировать по тахометру частоту вращения  $n_T$  турбинного колеса.

5. Добавляя на чашу грузы фиксированной массы и фиксируя при этом частоты вращения турбинного колеса, добиться его полной остановки. Все данные записать в табл. 2.8.

6. Снять грузы с чаши, выключить установку и рубильник электропитания на щите лаборатории.

7. Заполнить все графы табл. 2.8. При этом необходимо иметь в виду нижеследующее.

Графа « $m$ » заполняется нарастающим итогом и в каждом опыте определяется как сумма масс всех грузов, лежащих на чаше.

Вес груза устанавливается по формуле

$$G = \frac{mg}{1000}, \quad (2.7.20)$$

где  $m$  – масса грузов на чаше нарастающим итогом, г;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения.

Тормозной момент  $M_T$  определяется по формуле (2.7.19); мощность на турбинном колесе – формуле (2.7.4); КПД гидромuffты и, соответственно, передаточное отношение – формуле (2.7.6); скольжение – формуле (2.7.9).

Таблица 2.8

*Результаты измерений и вычислений по лабораторной работе № 7*

Замеряемые параметры		Рассчитываемые параметры					
$\Delta m$ (г)	$n_T$ (об/мин)	$m$ (г)	$G$ (Н)	$M_T$ (Н·м)	$N_T$ (Вт)	$\eta_{ГМ} = i$	$S$
0		0	0	0	0		
157,5							
198,7							
197,2							
196,8							
102,7							
101,8							
101,1							
100,9							

8. Построить характеристики гидромuffты  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_{ГМ} = f(n_T)$ ,  $S = f(M_T)$ , пример представлен на рис. 2.25 и 2.26.

9. Сделать вывод по лабораторной работе № 7.

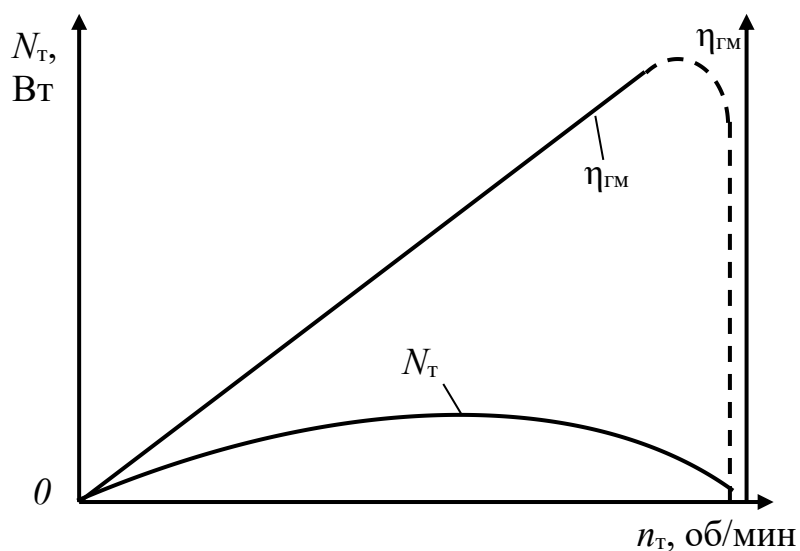


Рис. 2.25. Пример построения характеристик гидромукты

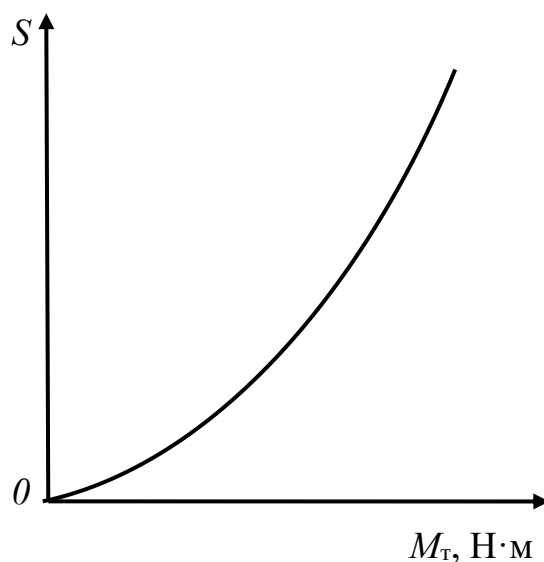


Рис. 2.26. Пример построения зависимости скольжения гидромукты от тормозного момента

*Контрольные вопросы к лабораторной работе № 7*

1. Что называется гидродинамической передачей?
2. Назовите основные детали и узлы гидромукты.
3. За счет чего в гидромукте происходит передача энергии от насосного колеса к турбинному?
4. За счет чего в гидромукте можно изменять частоту вращения ведомого колеса?
5. Что называется скольжением в гидромукте и от каких факторов оно зависит?
6. Что называется передаточным отношением гидромукты?
7. Как определить КПД гидромукты?

8. Из каких основных элементов состоит лабораторная установка по испытанию гидромфты?

9. Как определить моменты на валах насосного и турбинного колес гидромфты?

10. Между какими величинами описывает зависимость формула Эйлера при расчете ленточного тормоза?

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

### Основные параметры гидравлических насосов

Тип насоса	$q_n$ (см <sup>3</sup> /об)	$P_n$ (МПа)	$P_{max}$ (МПа)	$n_n$ (об/мин)	$N$ (кВт)	$\eta_n$	$\eta_{он}$	$m$ (кг)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
Регулируемые аксиально-поршневые										
11P 0,5	3	10	16	2 950	1,5	0,82	0,98	10		
11P 1,5	9				4,4			17,5		
11P 2,5A	32			1 440	7,8	0,93	0,97	29		
11P 5	71				17			95		
11P 10	142				34			160		
11P 20	251			980	25	60	0,91	0,96	238	
11P 30	501					82			410	
11P 50	790					129			580	
207.12	11,6			16	25	2 800	9	0,92	0,97	16
207.16	28,1					2 240	17			36
223.12	23,2	2 800	18			0,92	0,97	66		
207.20	54,8	1 800	27							
223.16	56,2	2 240	35			0,92	0,97	125		
207.25	107	1 400	42							
223.20	109,6	1 800	55			0,93	0,98	232		
207.32	214	1 120	70							
223.25	225	1 400	84			0,92	0,97	270		
223.32	450	1 120	141			0,93	0,98			
НАР-16/200	16	20	38	1 500	10	0,89	0,94	31		
НАР-40/200	40				21			80		
НАР-63/200	63				38			83		
НАР-125/200	125				73	163				
НАР-400/200	400				140		230			
НАР-20/320	20				32	38	14	0,86	0,94	62

A2v12	11,6		40	2 800	19		0,92	10*
HAP-40/320	40		38	1 500	34		0,94	118
A2v28	28,1		40	2 240	37		0,92	18*
A2v55	54,8			1 800	59			37*
HAP-80/320	80		38	1 500	64		0,94	183
A2v80	80		40		68		0,92	52*
A2v107	107			1 400	90			67*
HAP-224/320	224		38	980	125	0,89	0,94	354
A2v160	160		40	1 400	128	0,86	0,92	98*
A2v225	225			1 120	152			

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9							
Нерегулируемые аксиально-поршневые															
11М 1,5	9	10	16	2 950	4	0,82	0,98	4,6							
11М 2,5А	32			1 440	7,5			15							
11М 5	71				34	17	0,93	0,97	29						
11М 10	142			45		0,92			0,96	79					
МН 250/10	250			1 440	60	0,93	0,97	121							
11М 20	251			980	82				200						
11М 30	501				129				210.12	11,6	16	25	2 800	8,4	0,88
210.16	21,8			2 240	16,5	12									
210.20	54,8	1 800	26	0,87	0,95	44									
210.25	107	1 400	39				88								
210.32	225	1 120	66				МНА-16/200	16	20	25			1 500	9	0,9
МНА-25/200	25	13,6	109	59											
МНА-40/200	40	22		93											
МНА-63/200	63	34		135											
МНА-100/200	100	54		32	35	1 500	22,4	0,91			0,93	31			
МНА-125/200	125	68					44,1					54			
МНА-160/200	160	87					87,5	107							
МНА-200/200	200	109					175	204							
PMV 2А-1/32	32	25	32	1 500	8,6	0,78	0,86	22							
PMV 2А-1/63	63				13,5	0,79									
PMV 2А-1/125	125				21,5	0,8	0,88	45							
PMV 2А-1/250	250				27										
НА-10/320	10				32	40	1 500	34,5	0,82	0,9	120				
НА-16/320	16							44							
НА-25/320	25							57	0,91	196					
НА-32/320	32							70							
НА-40/320	40	87	0,83	0,92											
НА-50/320	50	87													
НА-63/320	63	107	0,84	0,93				246							
НА-80/320	80	138													
НА-100/320	100	Шестеренные													
НШ-4	4	16	21	2 400	3,3	0,8	0,9	2,0							
НШ-6Г	6,3			1 920	4,3	0,73	0,85	2,3							
НШ-8Г	8			2 400	6,9	0,8	0,9	2,4							
НШ-10	10	10	13,5	1 500	3,5	0,7	0,9	2,4							
НШ-10У	10	16	21	2 400	8,6	0,8	0,92	2,5							
НШ-14	13,75				10,3	0,8	0,92	2,5							

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
НШ-16	15,6	16	21	2 400	11,72	0,8	0,92	2,5
НШ-32	32,6	10	13,5	1 500	11,6	0,7	0,9	6,5
НШ-46	47,4				16,9	0,75		7,1
НШ-50К	48,8	16	21	1 700	31,6	0,7		8
НМШ-0,06	60	10	13,5	1 480	21,1			26
НШ-67К	67			1 700	18,6	0,94	17,7	
2НМШ-0,09	90	10	13,5	1 480	27,1	0,7	0,9	41
НШ-98К	98			1 700	39,6		0,94	17,7
2НМШ-0,12	120			1 480	42,3		0,9	59
НШ-140	140			1 700	56,6		0,94	23
Нерегулируемые пластинчатые								
Г 12-22	15,5	12,5	16	1 450	6,1	0,6	0,8	9,2
Г 12-23А	23,4				7,5	0,68	0,74	24
Г 12-23	31				10	0,71	0,78	
Г 12-24А	43				14	0,72	0,8	
Г 12-24	56				19	0,75	0,86	
Г 12-25А	86				27,6	0,74	0,8	75
Г 12-25	115				32,6	0,79	0,84	
Г 12-26А	156				50	0,82	0,88	36
Г 12-26АМ	224	24,5	0,7	0,87				
5Г 12-31АМ	8	2,4	0,7					
8Г12-31М	12,5	3,2	0,7					
8Г12-32АМ	12,5	3,5	0,7		55			
БГ12-22АМ1	12,5	12,5	16	1 450	4,6	0,66	0,78	9,5
БГ12-23АМ1	20				6,94	0,75	0,85	9,5
Регулируемые пластинчатые								
Г 12-53АМ	20	6,3	10	1 450	3,6	0,7	0,86	17,5
Г 12-54АМ	45				8,1	0,7	0,86	31,5
Г 12-55АМ	80				13,2	0,8	0,86	46
Регулируемые радиально-поршневые								
50 НРР 125С	125	50	63	1 500	143	0,85	0,9	220
50 НРР 125Р								220
50 НРР 125Д1								223
50 НРР 125М								229
50 НРР 125Г								229
50 НРР 250С	250			1 500	190			370
50 НРР 250Р								370
50 НРР 250Д1								383
Нерегулируемые радиально-поршневые								
50 НР 4	4	50	63	1 500	4,9	0,84	0,93	19
50 НР 6,3	6,3				7,7			19
50 НР 14	14				17,2			23
50 НР 10	10				12,1			33

Примечание.\* – для насосов А2v масса дана без корпуса насоса.

Таблица 2

*Основные параметры электродвигателей серии 4А*

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$ (кВт)	Частота вращения $n_{дв}$ (об/мин)	КПД (%)
Синхронная частота вращения 3 000 об/мин			
4А71А2У3	0,75	2 840	77,0
4А71В2У3	1,1	2 810	77,5
4А80А2У3	1,5	2 850	81,0
4А80В2У3	2,2	2 850	83,0
4А90L2У3	3,0	2 840	84,5
4А100S2У3	4,0	2 880	86,5
4А100L2У3	5,5	2 880	87,5
4А112М2У3	7,5	2 900	87,5
4А132М2У3	11,0	2 900	88,0
4А160S2У3	15,0	2 940	88,0
4А160М2У3	18,5	2 940	88,5
4А180S2У3	22,0	2 945	88,5
4А180М2У3	30,0	2 945	90,5
Синхронная частота вращения 1 500 об/мин			
4А71В4У3	0,75	1 390	72,0
4А80А4У3	1,1	1 420	75,0
4А80В4У3	1,5	1 415	77,0
4А90L4У3	2,2	1 425	80,0
4А100S4У3	3,0	1 435	82,0
4А100L4У3	4,0	1 430	84,0
4А112М4У3	5,5	1 445	85,5
4А132S4У3	7,5	1 455	87,5
4А132М4У3	11,0	1 460	87,5
4А160S4У3	15,0	1 465	88,5
4А160М4У3	18,5	1 465	89,5
4А180S4У3	22,0	1 470	90,0
4А180М4У3	30,0	1 470	91,0
Синхронная частота вращения 1 000 об/мин			
4А80А6У3	0,75	915	69,0
4А80В6У3	1,1	920	74,0
4А90L6У3	1,5	935	75,0
4А100L6У3	2,2	950	81,0
4А112МА6У3	3,0	955	81,0
4А112МВ6У3	4,0	950	82,0
4А132S6У3	5,5	965	85,0
4А132М6У3	7,5	970	85,5
4А160S6У3	11,0	975	86,0
4А160М6У3	15,0	975	87,5
4А180М6У3	18,5	975	88,0
4А200М6У3	22,0	975	90,0
4А200L6У3	30,0	980	90,5

Таблица 3

## Основные параметры гидроцилиндров\*

Диаметр поршня $D$ (мм)	Диаметр штока $d$ (мм)		Ход штока $L$ (мм)	
	$\varphi = 0,5$	$\varphi = 0,55-0,67$	$\varphi = 0,5$	$\varphi = 0,55-0,67$
32	16	20	60; 80; 100; 125; 160; 200	250; 320; 400
40	20	25	80; 100; 125; 160; 200; 320	320; 400; 500
50	25	32	100; 125; 160; 200; 320; 400	400; 500; 600
60	32	40	125; 160; 200; 320; 400; 500	500; 630; 710
70	36		160; 200; 250; 320; 400; 500	630; 710; 800
80	40	50	200; 250; 320; 400; 500; 630	630; 800; 1 000
90				800; 900; 1 120
100	50	60	250; 320; 400; 500; 630; 800	800; 1 000; 1 250
110		70		1 000; 1 120; 1 400
125	60	80	320; 400; 500; 630; 800; 1 000	1 000; 1 250; 1 600
140	70			1 250; 1 400; 1 800
160	80	100	400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250	1 250; 1 600; 2 000
180		110		1 600; 1 800; 2 240
200	100	125		1 600; 2 000; 2 500
220	110	140	500; 630; 800; 1 000; 1 250	2 000; 2 240; 2 800

Примечание. \* –  $\varphi = \frac{\text{Диаметр штока}}{\text{Диаметр поршня (цилиндра)}}$ .

Таблица 4

## Основные параметры высокомоментных нерегулируемых гидромоторов\*

Тип гидромотора	$q_m$ (см <sup>3</sup> /об)	$P$ (МПа)	$P_{max}$ (МПа)	$n_m/n_{min}$ (об/мин)	$N_e$ (кВт)	$M$ (Н·м)	$\eta_m$	$\eta_{om}$	$m$ (кг)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
MP-0,16/10	160	10	12	240/8	6	235	0,86	0,91	60
MP-0,25/10	250				9,3	373	0,89		
MP-0,4/10	400			192/8	11,2	559	0,85	0,94	
MP-0,63/10	630			150/8	13,8	882			
MP-1,0/10	1 000			120/8	18,2	1 452	0,9	0,94	
MP-1,6/10	1 600			96/8	23,5	2 345			0,95
MP-2,5/10	2 500				34,8	3 473	0,85	0,94	
MP-160/160	160	16	20	240/8	8,8	353	0,87	0,96	83
MP-250/160	250				14	559			
МК-17НВ	386		21	400/–	36	1 040	0,93	0,97	72
MP-400/160	400		20	192/8	18	902	0,88	0,96	59
КМ 50/5	442		25	250/–	28	1 079	0,91		74
МК 15НВ	526		21	300/–	41	1 560	0,93	0,97	136
MP-630/160	630		20	150/8	22	1 442	0,88	0,95	159
КМ 63/5	905		25	180/5	40	2 403	0,91	0,96	125
М 3375	989		28	300/–	76	2 433	0,93	0,97	200
MP-1000/160	1 000		20	120/6	29	2 305	0,9	0,95	282
МК 7НВ	1 152		21	300/–	81	3 139	0,93	0,97	136
MP-1600/160	1 600		20	76/6	37	3 679	0,9	0,95	282



КМ 80/5	1 800		25	170/–	77	4 022	0,93	0,97	200
---------	-------	--	----	-------	----	-------	------	------	-----

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
SHP-400	1 900	16	20	120/–	40	3 924	0,7	0,85	270
МК 8НВ	2 070		21	200/–	98	5 651	0,93	0,97	245
В 10	189	21	32	450/–	18	382	0,93	0,93	50
В 30	442				54	1 334			80
В 45	737			71	2 266	120			
В 80	1 340			110	4 277	150			
MP-160/250	160	25	32	480/5	30	589	0,9	0,95	85
MP-250/250	250				46	932			
MP-460/250	460			300/3	72	2 354			120
MP-630/250	630				93	3 728			180
MP-1000/250	1 000			240/1,5	140	5 886			240
MP-1600/250	1 600					9 320			300
MP-2500/250	2 500			150/1					
Р 600	600			30	45	110/–			32
Р 1100	1 100	46	4 415			135			
Р 1200	1 200	59	5 592			175			
Р 1500	1 500	69	6 622						

Примечание. \* – в качестве низкомоментных гидромоторов используются нерегулируемые гидронасосы, данные о которых приведены в табл. 1 прилож.

Таблица 5

Рекомендуемые значения потока жидкости в трубопроводах  $Q$  (л/мин)

Условный проход $D_y$ (мм)	Тип трубопровода						
	Всасывающий	Сливной	Напорный				
			Нормальное давление в системе $P_H$ (МПа)				
	6,3    10    16    25    32						
Допускаемая максимальная скорость движения жидкости $[v]$ (м/с)							
1,4    2,25    3,5    4,25    5,35    6,8    8,5							
8	4	7	10	12,5	16	20	25
10	7	10	16	20	25	32	40
12	10	16	25	32	40	50	63
16	16	25	40	50	63	80	100
20	25	40	63	80	100	125	160
25	40	63	100	125	160	200	250
32	63	100	160	200	250	320	400
40	100	160	250	320	400	500	630
50	160	250	400	500	630	800	1 000
63	250	400	630	800	1 000	1 250	1 600
80	400	630	1 000	630	1 600	2 000	2 500
100	630	1 000	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000

Таблица 6

*Основные параметры четырехлинейных трехсекционных  
золотниковых гидрораспределителей  
с ручным управлением (по ГОСТ 24679-71)*

Тип распределителя	$D_y$ (мм)	$P_{max}$ (МПа)	$Q_{max}$ (л/мин)	$\Delta Q$ (л/мин)	$\Delta P$ при $Q_{max}$ (МПа)	$m$ (кг)
Х-ВМД 6.64	6	32	16	0,22	0,34	1,4
Х-ВМД 10.64	10		45	0,15	1,2	4
ВММ 16.64	16	25	80	0,35	0,23	7,3
ВММ 20.64	20		320	0,23	1,3	13
ВММ 32.64	32		750	0,36	0,9	50,4
Х-ВММ 16.64	16	32	70	0,45	0,23	7,3
Х-ВММ 20.64	20		300	0,32	1,3	13
Х-ВММ 32.64	32		680	0,45	0,9	50,4

Таблица 7

*Основные параметры предохранительных клапанов*

Тип клапана	$Q_n$ (л/мин)	$Q_{min}$ (л/мин)	$P_n$ (МПа)	$P_{min}$ (МПа)	$\Delta Q$ (л/мин)
БГ 52-14	70	5	20	5	0,4
БГ 52-15	100	10			0,6
БГ 52-16	140	15			0,8
БГ 52-17А	280	30			1,0
БГ 52-17	400	40			0,4
КПЕ-16	40	8	32		0,6
КПЕ-20	63				0,8
КПЕ-25	100	12,5			1,0
КПЕ-32	160				0,4
КПЕ-40	250				0,6
КПЕ-50	400			0,8	
		32		1,0	

Таблица 8

*Основные параметры гидравлических дросселей типа ДР*

Тип дросселя	$Q_n$ (л/мин)	$Q_{min}$ (л/мин)	$P_n$ (МПа)	$\Delta P$ (МПа)	$\Delta Q$ (л/мин)
ДР-10	16	1,5	32	0,2	0,12
ДР-12	25				
ДР-16	40	2			0,18
ДР-20	63				
ДР-25	100	3		0,24	
ДР-32	160				

Таблица 9

*Основные параметры регуляторов потока типа ПГ 55-2*

Тип регулятора	$Q_n$ (л/мин)	$Q_{min}$ (л/мин)	$P_n$ (МПа)	$P_{min}$ (МПа)	$\Delta P$ (МПа)	$\Delta Q$ (л/мин)
ПГ 55-22	20	0,06	20	0,5	0,15	0,05
ПГ 55-24	80	0,12				0,1
ПГ 55-25	160	0,2				0,18

Таблица 10

*Основные параметры обратных клапанов типа КО*

Тип клапана	$Q_n$ (л/мин)	$P_n$ (МПа)	$\Delta P$ (МПа)	$\Delta Q$ (л/мин)
КО-12	32	32	0,25	0,3
КО-16	80			
КО-25	200			1,2
КО-40	320			

Таблица 11

*Технические параметры гидроаккумуляторов для давления жидкости в системе до  $P_{ж} = 21$  МПа при давлении зарядки газом до  $P_z = 6,5/9$  МПа*

Полный объем газовой полости (л)	Объем вытесняемой жидкости (л)	Объем газовой полости при $P = 21$ МПа	Габариты (мм)		Масса $m$ (кг)
			Диаметр $d$	Длина $L$	
1	0,70/0,59	0,29/0,41	125	163	3
1,6	1,13/0,94	0,46/0,65	152	200	4
2,5	1,74/1,47	0,74/1,02	180	225	5
4	2,89/2,36	1,18/1,64	200	240	6
6,3	4,46/3,77	1,84/2,53	230	270	7
8	5,64/4,75	2,35/3,28	250	290	8
10	7,05/5,90	2,95/4,10	270	320	9,5
12,5	8,80/7,37	3,70/5,13	290	335	11,5
16	11,30/9,54	4,70/6,55	315	365	14

Таблица 12

*Основные параметры гидравлических фильтров для гидросистем с давлением до 20 МПа*

Марка фильтра	Типоразмер фильтра	Тонкость очистки (мм)	Условный проход $D_y$ (мм)	Пропускная способность $Q_n$ (л/мин)	$\Delta P$ (МПа)
1	2	3	4	5	6
Сетчатый С42-1 (МН 4651-63)	0,08С42-11	0,08	10	3	0,1
	0,08С42-12			8	
	0,08С42-13			18	
	0,08С42-14			35	
	0,15С42-11	0,15	10	8	
	0,15С42-12			16	
	0,15С42-13			32	
	0,15С42-14			63	
Магнито-сетчатый ФМС-1	ФМС-12	0,01	10	18	
	ФМС-13			35	
	ФМС-22			18	
	ФМС-23			35	
Приемный Г42-3	Г42-34	0,08	32	70	0,011
	Г42-35		50	140	

Окончание табл. 12

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
Напорный ФП7 (Г43-5)	ФП7 10-10/200	0,025	10	16	0,06
	ФП7 16-10/200		16	40	0,15
	ФП7 20-10/200		20	63	0,11
	ФП7 25-10/200		25	100	0,17
Напорный ФГМ	1ФГМ32-25К	0,025	12	40	0,1
	1ФГМ32-40К	0,04		50	
	2ФГМ32-25К	0,025	20	63	
	2ФГМ32-40К	0,04		80	
	3ФГМ 32-05К	0,005	32	63	
	3ФГМ32-10К	0,01		100	
	3ФГМ32-25К	0,025		200	
Сливной ОМТФ	ОМТФ091С25НА	0,025	16	40	0,1
	ОМТФ111С25НА			81	
	ОМТФ112С25НА		20	100	
	ОМТФ112С25НА1				
	ОМТФ112С25НА2			25	
Пластинчатый Г41-1 (МН 4650-63)	0,08Г41-11	0,08	10	3	0,1
	0,08Г41-12		16	8	
	0,08Г41-13			16	
	0,08Г41-14		20	32	
	0,12Г41-11	0,12	10	5	
	0,12Г41-12		16	12,5	

Таблица 13

*Классификация гидравлических масел по классу вязкости  
(по ГОСТ 17479.3-85)*

Класс гидравлических масел по вязкости	Кинематический коэффициент вязкости при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с (сСт)
5	4,14–5,06
7	6,12–7,48
10	9,00–11,00
15	13,50–16,50
22	19,80–24,20
32	28,80–35,20
46	41,40–50,60
68	61,20–74,80
100	90,00–110,00
150	135,00–165,00

Таблица 14

*Классификация гидравлических масел по группе  
эксплуатационных свойств (по ГОСТ 17479.3-85 / ISO 3485\*)*

Группа масел по ГОСТ/ISO	Характеристика группы масел
А/НН	Нефтяные масла без присадок, применяемые в малонагруженных гидросистемах с пластинчатыми, шестеренными или поршневыми насосами, работающими при давлении до 15 МПа и температуре масла в объеме до 80 °С
Б/НЛ	Масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками для средненапряженных гидросистем с различными насосами, работающими при давлении до 25 МПа и температуре масла в объеме свыше 80 °С
В/НМ	Хорошо очищенные масла с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, предназначенные для гидросистем, работающих при давлении свыше 25 МПа и температуре масла в объеме свыше 90 °С

*Примечания:*

1. \* – обозначение отечественных гидравлических масел состоит из трех групп индексов: букв «МГ» (минеральное гидравлическое); цифр, характеризующих класс кинематической вязкости, и букв «А», «Б», «В», характеризующих принадлежность к одной из трех групп по эксплуатационным свойствам (наличию соответствующих функциональных присадок).

2. В масла всех указанных групп могут быть введены загущающие (вязкостные) и антипенные присадки (в этом случае масла соответствуют группе НV по ISO 6743/4).

Таблица 15

*Значения коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta_i$*

Вид сопротивления	$\zeta_i$
<i>1</i>	<i>2</i>
Угольник поворотный с резким поворотом потока на 90°	1,0–1,4
Угольник поворотный с плавным поворотом потока на 90°	0,12–0,20
Тройник прямоугольный с разделением потока	0,9–1,5
Тройник прямоугольный с соединением потока	0,5–0,6
Штуцер, присоединяющий трубу к гидроагрегату	0,1–0,15
Вход в трубопровод	0,5
Выход жидкости из трубы в бак под уровень	1,0
Вход в силовые гидроцилиндры, аккумуляторы, фильтры	0,8–0,9
Гидрораспределители	5–7
Резкое сужение трубопровода	$0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)$
Резкое расширение трубопровода	$\left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$

Окончание табл. 15

<i>1</i>	<i>2</i>
Задвижка (полностью открытая)	0,15
Задвижка (при отношении высоты проходного сечения к диаметру условного прохода от 0,7 до 0,1)	0,44–160
Вентиль (в зависимости от степени открытия)	4–16
Шаровой кран полностью открытый	0,1
Проходной кран частично закрытый	2–4
Обратный клапан	5,5–6,5

### Задание на расчетно-графическую работу

Произвести расчет гидропривода стационарного пресса с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Исходные данные: максимальное усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра  $F$ ; допустимая скорость движения штока гидроцилиндра  $v$ ; ход штока гидроцилиндра  $L_{шт}$ ; максимально возможное номинальное давление жидкости в системе  $P$ ; длина напорной магистрали  $L_{нап}$  (материал – сталь); длина сливной магистрали  $L_{сл}$  (материал – сталь); длина всасывающей магистрали  $L_{вс}$  (материал – сталь); длина исполнительной магистрали  $L_{исп}$  (материал – резиновый армированный рукав); число включений в час  $M$ . Абсолютная эквивалентная шероховатость новых стальных трубопроводов  $\Delta_s = 0,05$  мм. Температуру рабочей жидкости в установившемся режиме принять  $t_y$ , а в начальный период –  $t_n$ . Расчеты произвести для основного движения поршня гидроцилиндра. Подобрать двигатель привода гидронасоса и всю гидроаппаратуру из стандартных изделий (за исключением гидробака), выполнить тепловой расчет гидропривода. Обеспечить отклонение скорости движения штока и усилия, развиваемого штоком гидроцилиндра, от заданных не более чем на 20 %.

Варианты заданий приведены в табл. 16. Принципиальные гидравлические схемы заданий представлены на рис. 1 и 2.

## Варианты заданий для расчетно-графической работы

№ варианта	№ рисунка	$F$ (кН)	$v$ (м/с)	$L_{шт}$ (мм)	$P$ МПа	$L_{вс}$ (м)	$L_{нап}$ (м)	$L_{сл}$ (м)	$L_{исп}$ (м)	$M$ (раз)	$t_y$ (°C)	$t_H$ (°C)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>
1	1	63	0,05	200	10	0,5	1,2	0,6	1,3	60	70	0
2	2	67	0,048	200	10	0,6	1,3	0,6	1,4	60	65	-10
3	1	71	0,047	250	10	0,7	2,0	0,5	1,0	50	65	-5
4	2	52	0,065	200	10	0,7	1,8	0,6	0,9	50	65	5
5	1	65	0,07	200	10	0,6	2,1	0,5	1,3	55	70	4
6	2	54	0,084	250	10	0,3	1,0	0,4	0,8	55	70	3
7	1	53	0,082	250	10	0,4	1,6	0,7	0,9	40	75	0
8	2	70	0,097	320	10	0,5	1,4	0,6	0,9	30	75	4
9	1	69	0,068	320	10	0,5	1,0	0,5	1,0	30	70	2
10	2	55	0,079	400	10	0,6	1,9	0,4	1,7	35	65	1
11	1	64	0,10	400	10	0,7	1,9	0,5	1,8	35	75	3
12	2	83	0,081	400	10	0,7	1,4	0,8	1,6	40	70	0
13	1	68	0,098	500	10	0,4	1,2	0,5	1,5	40	75	8
14	2	56	0,115	500	10	0,5	1,3	0,4	1,9	45	70	9
15	1	57	0,12	500	10	0,3	1,4	1,0	1,6	45	65	-5
16	2	55	0,16	400	10	0,4	1,0	0,7	1,7	40	75	0
17	1	76	0,09	320	10	0,5	1,1	0,3	1,7	30	70	7
18	2	77	0,077	250	10	0,6	2,2	0,5	1,5	55	70	7
19	1	85	0,078	200	10	0,7	1,3	0,5	1,8	55	70	8
20	2	78	0,06	250	10	0,5	1,5	1,0	2,0	60	75	10
21	1	84	0,056	250	10	0,6	1,8	0,7	1,3	60	75	12
22	2	80	0,023	250	10	0,3	2,0	0,4	1,4	66	60	3
23	1	58	0,032	200	10	0,5	1,9	0,5	2,0	53	74	0
24	2	71	0,026	320	10	0,4	2,1	0,5	2,2	88	67	-2
25	1	86	0,07	320	10	0,6	1,5	0,7	2,3	90	69	-7
26	2	70	0,083	400	10	0,6	1,4	0,6	2,3	56	70	-5
27	1	60	0,03	250	10	0,4	1,5	0,5	1,9	71	61	0
28	2	71	0,034	800	12,5	0,7	2	0,8	1,6	68	69	5
29	1	50	0,068	250	10	0,5	1,3	0,4	1,2	82	73	2
30	2	60	0,05	630	12,5	0,4	1,7	0,6	2,1	54	72	-2
31	1	57	0,074	630	12,5	0,7	2,2	0,6	2,0	63	70	7

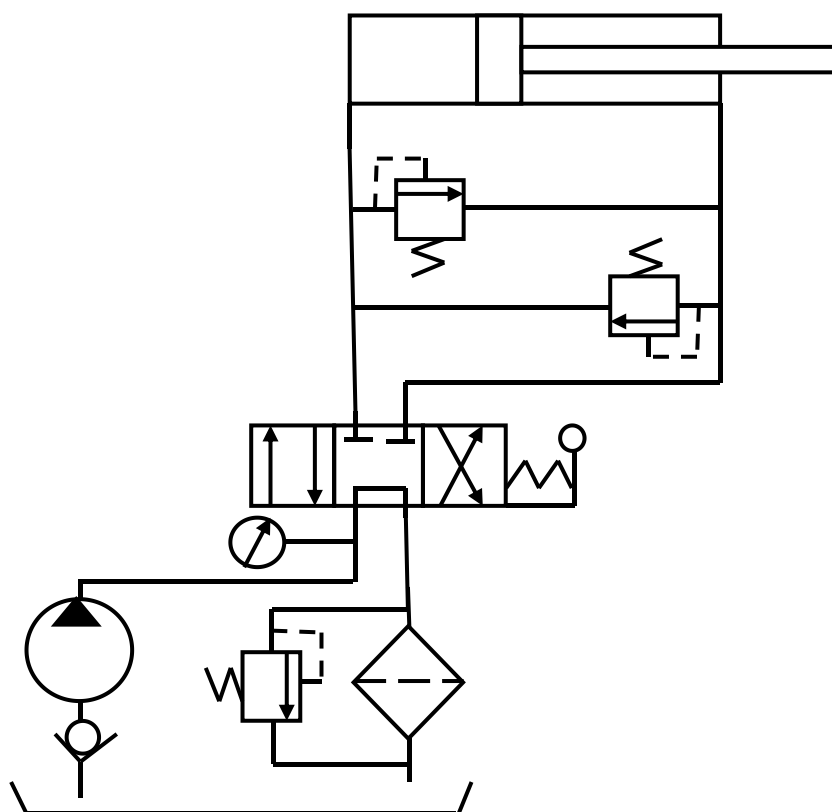


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема (вариант 1)

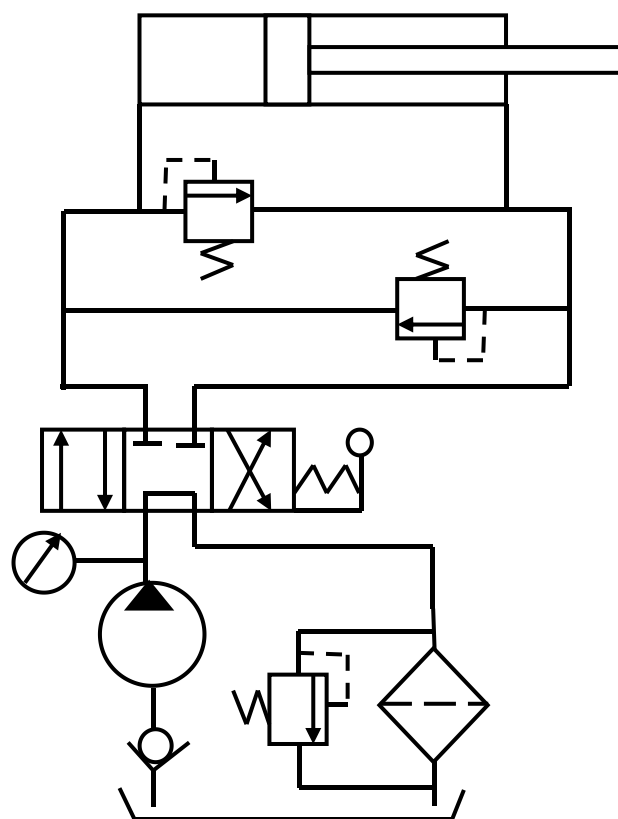


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема (вариант 2)



**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышэйшая школа, 1976. 416 с.
2. Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.Н. Гидравлические и пневматические системы. М.: Высшая школа, 2006. 534 с.
3. Коваль П.В. Гидропривод горных машин. М.: Недра, 1967. 387 с.
4. Панин И.А. Методические указания на проектирование систем объемного гидропривода машин транспортного строительства. М.: Оргтрансстрой, 1972. 143 с.
5. ГОСТ 12445-80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-12445-80> (дата обращения: 28.06.2023).
6. ГОСТ 13825-80. Гидроприводы объемные и смазочные системы. Номинальные расходы жидкости. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200013063> (дата обращения: 28.06.2023).
7. Власова Р.А., Розин Е.С. Методические указания к курсовой работе по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. Калинин: КПИ, 1985. 40 с.
8. Галдин Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод: учебное пособие. Омск: СибАДИ, 2009. 272 с.
9. Гидравлический расчет объемного гидропривода: учебное пособие / Л.Е. Полякова, С.С. Ямпиллов, В.Г. Блекус, Г.Ж. Ухеев, М.В. Ильина. Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2002. 20 с.
10. Орлов И.И., Карелин В.С. Методические указания к курсовому проекту «Гидропривод горных машин». Калинин: КПИ, 1971. 47 с.
11. Скубаренко Д.Д. Расчет гидропривода: методические указания к расчетно-графической и курсовой работе для студентов механических специальностей очного и заочного обучения. Калинин: КПИ, 1977. 54 с.
12. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
13. Скубаренко Д.Д. Расчет гидропривода на заданные условия работы: методические указания к выполнению курсовой работы. Калинин: КПИ, 1981. 28 с.
14. Васильченко В.А. Особенности эксплуатации горных машин с гидроприводом при низких температурах. URL: <https://mining->

media.ru/ru/article/newtech/1151-osobennosti-ekspluatatsii-gornykh-mashin-s-gidr oprivodom-pri-nizkikh-temperaturakh (дата обращения: 07.07.2023).

15. Коровицын Л.Ф. Гидропривод торфяных машин: методические рекомендации по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности 0507. Калинин: КПИ, 1984. 40 с.

16. Коровицын Л.Ф. Гидравлический привод торфяных машин: методическая разработка для студентов специальности 0507. Калинин: КПИ, 1986. 44 с.

17. Кухлинг Х. Справочник по физике. М.: Мир, 1985. 520 с.

18. Скубаренко Д.Д., Челышев А.К., Барекян А.Ш. Гидравлические машины и гидроприводы: учебное пособие. Калинин: КГУ, 1979. 78 с.

19. Скубаренко Д.Д., Розин Е.С. Методические указания к лабораторным работам «Испытания нерегулируемого и регулируемого объемных насосов». Калинин: КПИ, 1977. 24 с.

20. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат: учебное пособие / О.В. Байбаков, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Ю.Л. Кирилловский, Л.Г. Подвидз. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.

21. Лабораторный практикум по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам: учебное пособие / С.М. Казарян, А.Ш. Барекян, Д.Д. Скубаренко, А.К. Челышев. Ереван: Луйс, 1984. 319 с.

22. Приводы машин: справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш. М.: Машиностроение, 1982. 383 с.

23. ГОСТ 18464-96. Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200017737> (дата обращения 17.12.2023).

24. Ленточные тормоза. URL: [https://bstudy.net/970183/tehnika/lentochnye\\_tormoza](https://bstudy.net/970183/tehnika/lentochnye_tormoza) (дата обращения 10.08.2023).

25. Яблонев А.Л., Некрасова А.И. Расчет гидропривода горных, транспортных и технологических машин: учебно-методическое пособие. Тверь: ТвГТУ, 2022. 56 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

1.	РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....	3
1.1.	Режим работы гидропривода.....	5
1.2.	Составление принципиальной гидравлической схемы и ее описание .....	6
1.3.	Расчет гидропривода и подбор гидрооборудования .....	7
1.3.1.	Расчет мощности и подачи насосов.....	8
1.3.2.	Выбор насоса и его привода.....	8
1.3.3.	Расчет и выбор гидроцилиндров.....	10
1.3.4.	Расчет и выбор гидромоторов.....	11
1.3.5.	Выбор гидроаппаратуры.....	13
1.3.6.	Выбор диаметра трубопроводов.....	13
1.3.7.	Выбор рабочей жидкости и расчет ее объема.....	15
1.3.8.	Расчет гидравлических параметров, характеризующих сопротивление трубопроводов.....	16
1.3.9.	Расчет потерь давления по длине в магистральных гидросистемах.....	17
1.3.10.	Расчет потерь давления на местных сопротивлениях.....	18
1.3.11.	Расчет общих потерь давления и расхода в гидросистеме.....	20
1.3.12.	Расчет расхода и полезного давления жидкости на входе в гидродвигатель.....	20
1.4.	Проверочный расчет гидропривода .....	20
1.4.1.	Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения.....	21
1.4.2.	Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном вращательного движения.....	22
1.4.3.	Тепловой расчет гидропривода.....	23
1.5.	Пример расчета гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения .....	25
1.5.1.	Задание.....	25
1.5.2.	Определение режима работы гидропривода.....	26
1.5.3.	Составление принципиальной гидравлической схемы и ее описание.....	26
1.5.4.	Расчет мощности и подачи насосов.....	28
1.5.5.	Выбор насоса и его привода.....	29
1.5.6.	Выбор гидроцилиндра.....	30

1.5.7.	Выбор гидроаппаратуры.....	31
1.5.8.	Выбор диаметра трубопроводов.....	32
1.5.9.	Выбор рабочей жидкости, определение ее объема.....	32
1.5.10.	Выбранное стандартное оборудование и материалы для гидросистемы.....	33
1.5.11.	Расчет гидравлических параметров, характеризующих сопротивление трубопроводов.....	34
1.5.12.	Расчет потерь давления по длине в магистральных гидросистемах.....	35
1.5.13.	Расчет потерь давления на местных сопротивлениях гидросистемы.....	35
1.5.14.	Расчет общих потерь давления и расхода в гидросистеме.....	39
1.5.15.	Расчет расхода и полезного давления жидкости на входе в гидроцилиндр.....	39
1.5.16.	Проверочный расчет гидропривода с выходным звеном возвратно-поступательного движения.....	39
1.5.17.	Тепловой расчет гидропривода.....	40
2.	ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ГИДРОПРИВОДУ.....	42
2.1.	Лабораторная работа № 1. Испытание двукратного нерегулируемого пластинчатого насоса.....	43
2.2.	Лабораторная работа № 2. Испытание регулируемого объемного насоса.....	50
2.3.	Лабораторная работа № 3. Определение характеристик гидромотора.....	59
2.4.	Лабораторная работа № 4. Определение характеристик гидропривода с объемным регулированием.....	64
2.5.	Лабораторная работа № 5. Испытание гидропривода поступательного движения с дроссельным регулированием...	69
2.6.	Лабораторная работа № 6. Испытание гидроцилиндра.....	82
2.7.	Лабораторная работа № 7. Испытание гидродинамической муфты.....	87
	ПРИЛОЖЕНИЕ.....	95
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	108

**Александр Львович Яблонев**

**ГИДРОПРИВОД ГОРНЫХ, ТРАНСПОРТНЫХ  
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН:  
РАСЧЕТ И ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

*Учебное пособие*

Редактор С.В. Борисов  
Корректор Ю.Ф. Воробьева

---

Подписано в печать 24.01.2024

Формат 60 x 84/16

Физ. печ. л. 7

Тираж 100 экз.

Усл. печ. л. 6,51

Заказ № 6

Бумага писчая

Уч.-изд. л. 6,09

С – 6

---

Редакционно-издательский центр  
Тверского государственного технического университета  
170026, г. Тверь, наб. А. Никитина, 22