ВВЕДЕНИЕ

Объемные гидравлические машины широко применяются в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении. Например, гидравлические силовые цилиндры используются в качестве исполнительных механизмов для осуществления возвратно-поступательного движения в гидроподъемниках, в гидрообъемном рулевом управлении тракторов и комбайнов. Гидравлические двигатели вращательного движения (гидромоторы) применяются в трансмиссиях мобильных машин (тракторов, дорожных машин, комбайнов).

Широкое распространение гидропривода объясняется целым рядом его преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, возможность бесступенчатого регулирования скорости рабочих органов, надежное предохранение от перегрузок и многое другое.

История гидропривода начинается с середины XIX века, когда в промышленности получили распространение гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы, гидроаккумуляторы. Затем были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи, а в 1902 г. была предложена первая конструкция гидродинамической передачи.

Целью расчетно-графической работы является закрепления знаний, полученных в результате изучения теоретического материала и приобретения навыков расчета основных параметров гидравлических передач.

В рассматриваемой работе ставится задача выбора параметров основных агрегатов объёмного гидравлического привода на основании расчета режимов их работы. Предлагаются два типа приводов: с двигателем возвратно-поступательного движения (ВПД) и с гидромотором.

Выполнение расчетно-графической работы способствует развитию следующих компонентов профессиональных компетенций:

* способностью разрабатывать и использовать графическую техническую документацию (ОПК-3);
* способностью решать инженерные задачи с использованием основных законов механики, электротехники, гидравлики, термодинамики и тепломассообмена (ОПК-4);
* способностью проводить и оценивать результаты измерений (ОПК-6);
* готовностью изучать и использовать научно-техническую информацию, отечественный и зарубежный опыт по тематике исследований (ПК-1);
* способностью осуществлять сбор и анализ исходных данных для расчета и проектирования (ПК-4);

В результате выполнения расчетно-графической работы обучающийся должен:

1. **Знать:**
* основные законы гидравлики, основы расчёта гидравлических передач;
* типы и принципы действия гидроприводов и пневмоприводов;
* основные параметры гидроприводов и методику их расчёта.
1. **Уметь:**
* читать гидравлические и пневматические схемы;
* рассчитывать и подбирать приборы гидропневмоприводов.
1. **Владеть:**
* навыками поиска, обработки информации;
* самостоятельного анализа основных принципов построения элементов конструкции и методов эксплуатации гидросистем.

1 Общие сведения

Под объёмным гидроприводом понимается совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин с помощью рабочей жидкости. К основному гидрооборудованию объёмного гидропривода относятся гидромашины (насосы, моторы, цилиндры), распределительные гидроаппараты (распределители, клапаны, регуляторы, делители и сумматоры потоков), трубопроводы и соединительная арматура. Источником гидравлической энергии потока является насос. Он преобразует подведённую к нему механическую энергию в гидравлическую.

Теоретическая подача насоса объёмного типа рассчитывается по его геометрической постоянной величине $q\_{н}$ которая рассматривается как подача за один оборот вала, см /об:

$Q\_{тн}$ = $q\_{н}$$n\_{н}$$\frac{1}{10^{3}}$ **,л/мин (1)**

Марка насоса выбирается из каталога (смотри приложение I) по его геометрической постоянной.

Действительная (фактическая) подача насоса **QH** меньше теоретической из-за перетечек масла внутри насоса:

$Q\_{н}$= $Q\_{тн } η\_{он}$ **=**  $q\_{н}$ $ n\_{н}$ $ η\_{он}$ **103,** **л/мин (2)**

где: $ η\_{ОН}$ - объёмный коэффициент полезного действия (КПД) насоса, значение которого принимается по данным его технической характеристики (Приложение 1)

Объёмный КПД насоса является одной из двух составляющих его полного КПД **(**$ η\_{Н}$**):**

$ η\_{н}$ = $ η\_{он}$ $η\_{мн}$ **(3)**

где: $η\_{мн}$ - механический КПД насоса, учитывающий потери на трение.

Формула (**3**) справедлива для любой гидромашины объёмного типа.

Гидравлическую мощность потока жидкости в трубопроводе рекомендуется рассчитывать по формуле:

$N\_{г}$ **=** $\frac{p Q\_{ф}}{61,2}$**, кВт (4)**

где: **p -** гидростатическое давление, МПа;

$Q\_{ф}$ **-** расход жидкости, л/мин.

Чтобы создать в трубопроводе требуемую гидравлическую мощность потока, нужно подвести к валу насоса следующую приводную мощность:

$N\_{н}$ **=** $\frac{N\_{г}}{η\_{н}}$ **=** $\frac{∆p\_{н}Q\_{тн}}{61,2η\_{н}}$**, кВт (5)**

где: $∆p\_{н}$ **=** $p\_{2}$ **-** $p\_{1}$**,** т.е. перепад давления для каналов выхода ($p\_{2}$) и входа ($p\_{1}$) насоса.

В дальнейших расчётах принимаем:

$∆p\_{н}$ **=** $p\_{2}$ **-** $p\_{1}$ **=** $p\_{2}$**=**$p\_{н}$

Чтобы создать на валу гидромашины требуемую приводную мощность, необходимо вращать вал с определённым крутящим моментом:

**M = 9551** $\frac{N}{n}$ **, Н (6)**

Указанная формула справедлива как для насоса, так и для гидромотора. Применительно к насосу:

**M = 0,156** $p\_{н} \frac{q\_{н}}{η\_{мн}}$ **, Н м (7)**

Применительно к гидромотору:

**М** = **0,156** • $∆p\_{м}$•$q\_{м}$ • $η\_{мм}$**, Н** • **м (8)**

где: $∆p\_{м}$ - перепад давления на входе и выходе гидромотора, МПа;

$q\_{м}$ - геометрическая постоянная гидромотора, см3/об.;

$η\_{мм}$ - механический КПД.

Предложенные формулы (1) … (8) используются в расчетах параметров гидроагрегатов (Раздел 5).

2 Принципиальные гидравлические схемы передач

2.1 Схема нерегулируемой гидравлической передачи с гидродвигателем возвратно-поступательного движения (гидроцилиндром)

Гидропередача применяется в тракторах для управления навесной сельскохозяйственной машиной.

Принципиальная гидравлическая схема передачи показана на рисунке 1 с использованием символики Приложения 2.

В состав передачи входят следующие гидравлические машины: насос 1 (нерегулируемый нереверсивный) и гидравлический цилиндр 5 двухстороннего действия.

Насос преобразует механическую энергию, подведённую к валу, в гидравлическую энергию потока жидкости.

Гидроцилиндр, получая гидравлическую энергию потока, преобразует её в механическую, поднимая груз силой веса ***G*** на высоту ***Н***.

Отработав, жидкость сливается в гидробак 2 через фильтр 3.

Между насосом и цилиндром устанавливается гидравлический распределитель, в состав которого входят: золотник 6, перепускной клапан 10 и предохранительные клапаны 8 и 11 максимального и номинального рабочего давлений. Золотник имеет четыре положения (четырехпозиционный) и управляет тремя гидролиниями одновременно (трехлинейный). Каждое положение золотника на схеме показано прямоугольником. Каналы, пропускающие жидкость черезследующие условные названия (перечисляются по направлению на схеме сверху вниз): ***подъём, нейтральное положение, принудительное опускание и плавающее***.

Гидравлические линии, которыми управляет золотник, называются: напорная **П**, сливная **Сл** и линия **У**, управляющая потоком с помощью дросселя 9.

Гидравлическая схема на рисунке 1 показана при нейтральном положении золотника. При этом напорная и сливная линии золотника закрыты, а линия управления направляет поток жидкости от дросселя в бак.

Давление на входе в дроссель больше, чем давление на выходе из него. Под действием перепада давления перепускной клапан открывается, и основной поток жидкости от насоса направляется через фильтр в бак. Силовой цилиндр при нейтральном положении золотника запирается, фиксируя поднятый груз.

Золотник в нейтральном положении удерживается при помощи пружин, действующих на его торцы.

При положении золотника **«подъём»** жидкость от насоса поступает в бесштоковую полость цилиндра, и груз поднимается.

При положение **«принудительное опускание»** груз (или сельскохозяйственная машина) прижимается к опоре (заглубляется).

При **плавающем** положении золотника груз опускается только под действием собственного веса. Гидравлический цилиндр не препятствует этому, т.к. его полости соединены как между собой, так и со сливом в бак.

Если удерживать золотник за рукоятку при положении **«подъём»**, защита, устанавливающая давление на уровне номинального, отключается. Давление поднимается и достигает максимального значения. При максимальном значении открывается предохранительный клапан 8, направляя поток жидкости от дросселя на слив. На дросселе устанавливается перепад давления (как и при нейтральном положении золотника), что приводит к открытию перепускного клапана 10.





2.2 Схема регулируемой гидравлической передачи вращательного движения

Гидропередача применяется на самоходных сельскохозяйственных и дорожных машинах для привода ведущих колёс.

Принципиальная гидравлическая схема передачи показана на рисунке 2 с использованием символов Приложения **2.**

Передача состоит из регулируемого и реверсивного по потоку насоса *1* и нерегулируемого, но реверсивного по направлению вращения, гидромотора *9*. Вал насоса получает механическую энергию от двигателя внутреннего сгорания. К валу гидромотора через трансмиссию присоединяется ведущее колесо самоходной машины. Насос и гидромотор соединены трубопроводами, по которым движется рабочая жидкость. Максимальное давление в трубопроводах ограничивается предохранительными клапанами *6*.

Регулирование подачи насоса осуществляется поворотом его наклонной шайбы при помощи гидроцилиндра 2. Управляет гидроцилиндром водитель машины с помощью золотника 3 гидрораспределителя. Подача насоса изменяется от нулевого до максимального значения. При этом скорость движения самоходной машины изменяется. Она может двигаться вперёд и назад. Для изменения направления движения машины достаточно наклонить шайбу в противоположную сторону.

Для охлаждения рабочей жидкости используется радиатор 10, который подключён на сливе в бак к дренажной системе (каналы показаны пунктирной линией). В дренажную систему жидкость поступает через перепускной золотник 8 и переливной клапан 7. При помощи золотника клапан подключается только к трубопроводу с низким давлением. В дренажную систему также сливается жидкость, вытекающая через зазоры качающих узлов насоса и гидромотора.

Чтобы сохранить постоянное количество рабочей жидкости, циркулирующей между насосом и гидромотором, применяется система подпитки. Она включает в себя насос подпитки 4 и два обратных клапана 5. Давление насоса ограничивается клапаном 12. Насос забирает жидкость из гидробака через фильтр 11 и подаёт её в тот трубопровод, где давление понижается вследствие утечки ниже допустимого уровня.

3 Задание на расчетно-графическую работу

Задание предлагается в двух вариантах:

**I** - гидравлическая передача возвратно-поступательного движения;

**II** - гидравлическая передача вращательного движения.

**Номер варианта** выбирается студентом самостоятельно по **предпоследней** цифре своего шифра (номера зачётной книжки). Учащиеся, у которых предпоследняя цифра шифра чётная (0, 2, 4, 6, 8), выполняют вариант – **I**, нечётная (1, 3, 5, 7, 9) - вариант **II**.

Все расчеты выполняются в единицах измерения системы СИ (Приложение 3).

3.1 Вариант I

Для открытой гидрообъёмной передачи с двигателем возвратно-поступательного движения на основании исходных данных рассчитать параметры основных гидроагрегатов.

По каталогу (Приложение 1) выбрать:

* тип и марку насоса,
* тип и марку гидравлического цилиндра,
* тип и марку распределителя,
* определить ёмкость гидробака,
* определить внутренние диаметры и выбрать тип и марку трубопроводов.

Передача предназначена для подъёма и опускания груза. **Числовые значения** исходных параметров выбираются из таблицы 1 в соответствии с **последней цифрой шифра**.





3.2 Вариант 2.

Для закрытой регулируемой передачи вращательного движения:

* рассчитать параметры насоса и гидромотора,
* выбрать по каталогу (Приложение 1) тип и марку гидромашин,
* построить скоростную характеристику гидромотора.

**Числовые значения** исходных параметров выбираются из таблицы 1 в соответствии с **последней цифрой шифра**.

Передача предназначена для привода ведущих колёс самоходной машины.

4 Рекомендации к оформлению расчетно - графической работы

Расчетно-графическаяработа выполняется ввиде расчетно-пояснительной записки на гладких листах стандартного формата А4 (297x210).

На титульном листе указывается название учебного заведения, института, кафедры и дисциплины. Далее пишется номер варианта, фамилия исполнителя (студента) и преподавателя, который проверяет и принимает работу. Рядом с фамилией студента указывается его шифр (номер зачетной книжки). На титульном листе преподаватель проставляет оценку по результатам защиты расчетно-графической работы.

Графическая часть работы состоит из принципиальной схемы гидравлической системы и графика регулировки (вариант II). Схема выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 17752-81 и ГОСТ 2.721-74.

Примеры построения гидросхем показаны на рисунках 1 и 2. К чертежу гидравлической схемы прикладывается спецификация выбранной аппаратуры, в которой указывается название и марка аппарата.

Все расчёты должны выполняться в системе СИ. Каждая расчетная формула первоначально приводится в буквенном выражении с расшифровкой символов и указыванием единиц измерения.

Затем выполняется числовой расчет и представляются его результаты. Результаты однотипных расчетов могут быть сведены в таблицу.

Расчетно-графическая работа должна содержать заключение, в котором студент самостоятельно обосновывает результат своих расчетов.

В конце расчётно-пояснительной записки даётся перечень литературных источников, использованных при выполнении работы.

5 Последовательность выполнения расчётов для выбора гидроагрегатов

5.1 Вариант I. Расчёт технических параметров и выбор агрегатов для гидропередачи возвратно-поступательного движения

Первоначально рассчитывается диаметр поршня силового цилиндра **dц** и по каталогу (Приложение 1) выбирается его марка. Величина **dц** получается из уравнения равенства сил, приложенных к штоку со стороны груза и поршня (рис. 1):

**G**•$\frac{i\_{р}}{η\_{р}}$ **= π**•$\frac{d\_{ц}^{2}}{4} $• **p,** Н

где $i\_{р}$ **=** $\frac{H}{L\_{ш}}$ **-** кинематическое передаточное число рычажной системы;

**p = pн,** Па - давление в бесштоковой полости цилиндра принимаемое равным номинальному давлению насоса.

$η\_{р}$ **= 0,75 -** коэффициент полезного действия рычажной системы.

Следовательно:

$d\_{ц}$ = **2**• $\sqrt{\frac{G • H}{π• p\_{н}• L\_{ш }• η\_{р} }}$**,** м (9)

По каталогу выбирается цилиндр, диаметр которого равен или несколько больше расчетного. В спецификацию к схеме записывается его марка (например, ЦС- 75).

После выбора силового цилиндра рассчитываются параметры насоса.

Рассмотрим шестерённый насос.

Приводная мощность на валу насоса $N\_{н}$ рассчитывается по величине мощности, затрачиваемой на подъём груза.

$N\_{н}$ **= G**•$\frac{H}{t} $$• η\_{Σ}$**,** кВт (10)

где: $η\_{Σ}$ **= 0,6** - ориентировочное полное значение КПД гидравлической передачи и рычажной системы.

Затем из формулы (5) выводится выражение и рассчитывается гидравлическая мощность потока **Nг,** а из формул (4), (2), (1), соответственно, фактическая подача насоса **Qh,** его теоретическая подача **Qтн** и геометрическая постоянная **qн.**

По величине **qн** из каталога выбирается марка насоса (ближайшее большее значение) и заносится в спецификацию к гидросхеме (например, НШ-32-2).

Распределитель выбирается по пропускной способности **Qp.** Величина **Qр** должна быть равна или больше теоретической подачи насоса **Qтн.**

Чтобы обеспечить достаточный запас рабочей жидкости и её охлаждение, ёмкость гидравлического бака должна составлять 50 ... 70 % от теоретической подачи насоса.

Диаметр трубопроводов **dтр** рассчитывается по фактической подаче насоса и рекомендуемой скорости рабочей жидкости $υ\_{ж}$ в трубопроводе:

$d\_{тр}$ **=** **2** $\sqrt{\frac{Q\_{н}}{π • υ\_{ж}}}$**,** **м** (11)

где $υ\_{ж}$ - скорость рабочей жидкости, м/с.

5.2 Вариант II. Расчёт технических параметров, выбор гидромашин и построение графика регулирования для гидропередачи вращательного движения

Из формулы (8) рассчитывается геометрическая постоянная гидромотора $q\_{м}$.

Численное значение механического КПД выбирается из справочника (таблицы 2 Приложения в соответствии с заданным типом гидромотора).

Перепад давления $∆p\_{м}$ **=** $p\_{н}$

По величине $q\_{м}$ из справочников (таблицы 1 методички) выбирается марка гидромотора (по ближайшему большому значению) и заносится в спецификацию к гидросхеме (например, МПА-90).

Для выбранного гидромотора по формуле (**8**) рассчитывается фактическое значение крутящего момента **ММ(ф).**

Крутящий момент гидромотора при заданном значении $∆p\_{м}$ не зависит от частоты вращения его вала.

Из формулы (6) извлекается и рассчитывается мощность $N\_{м}$ на валу гидромотора при различном значении его частоты вращения.

Поскольку зависимость линейная, достаточно рассчитать мощность при $n\_{м}$ **= 0** и $n\_{м}$ **=** $n\_{м max}$**.**

Зависимость крутящего момента и мощности на валу гидромотора от частоты вращения называется **скоростной характеристикой** **гидромотора** и **представляет собой график регулирования гидропередачи**.

Мощность **NM** на валу гидромотора рассчитывается через гидравлические параметры потока жидкости:

$N\_{м}$ = $∆p\_{м}$$\frac{Q\_{м}}{61,2}$$η\_{м}$**, кВт** (12)

где:$ η\_{м}$ **-** полный КПД гидромотора.



Рисунок 4 Скоростная характеристика планетарного гидромотора ГПР-Ф-320

Из формулы (12) извлекают и рассчитывают расход $Q\_{м max}$ жидкости через гидромотор при максимальной мощности.

Расход жидкости через гидромотор равен фактической максимальной подаче $Q\_{н max}$ насоса.

Следовательно, используя формулу (2), можно определить наибольшее значение теоретической подачи $q\_{н max}$ насоса.

По величине $q\_{н max}$ выбирается регулируемый насос (Приложение 1).

Если значение $q\_{н max}$, полученное в результате расчёта, больше максимального табличного значения, то, можно насосную установку комплектовать из нескольких насосов.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 - Параметры гидравлических машин и гидроаппаратуры

Таблица П 1.1 – Геометрические постоянные $q\_{Н }$ и $q\_{М }$, рекомендуемые при выборе гидравлических машин

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип гидрома-шиныИсполнение | Гидронасос$q\_{Н }$, см3 /об | Гидромотор$q\_{М }$, см3 /об |
| Шестеренное (НШ и ГМШ**)** | 4; 6,3; 10; 25; 32; 40; 50; 71; 100; 160, 250 | 32, 46, 50, 100 |
| Планетарное (ПМ и ГПР-Ф) |  | 64, 82, 102, 126, 160, 203, 250, 320, 630 |
| Аксиально-поршневое (НПА и МПА) | 12, 28, 55, 90, 107, 112, 425 | 12, 28, 56, 90, 112, 224 |

Таблица П 1.2 – Рекомендованные параметры гидроаппаратуры

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Гидроаппаратура | Параметры | Пример маркировки |
| Внутренний диаметр, мм | Номинальная величина потока, л/мин |
| Цилиндр поршневой | 40, 50, 63, 75, 80 90, 100, 110, 125, 140, 180 |  | ЦС-75 |
| Распределители |  | 50, 75, 80, 90, 100, 150, 500 | Р-150 |
| Трубопроводы высокого давления | 10, 12, 16, 20 |  | Т-16 |

Таблица П 1. 3 – Коэффициент полезного действия гидромашин

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип гидромашин | Исполнение | Коэффициент полезного действия |
| Полный **ηΣ** | Объёмный **ηО** | Механический **ηМ** |
| Гидронасос | НШ | 0,82...0,85 | 0,9...0,94 | Рассчитать |
| НПА | 0,89 | 0,95 | 0,93 |
| Гидромотор | ГМШ | 0,75...0,78 | Рассчитать | 0,8...0,85 |
| ПМ | 0.8...0.83 | Рассчитать | 0,91...0,94 |
| ГПР-Ф | 0,85 | 0,95 | 0,89 |
| МПА | 0,9 | 0,98 | 0,92 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица П 2. 1 Греческий алфавит

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| А α - альфа | Ι ι - йота | Р ρ - ро |
| В β - бета | Κ κ - каппа | Σ σ - сигма |
| Г γ - гамма | Л λ - ламбда | Т τ - тау |
| Δ δ - дельта | М μ - ми (мю) | Y υ - ипсилон |
| Е ε - эпсилон | N ν - ни (ню) | Ф φ - фи |
| Z ζ - дзета | Ξ ξ - кси | X χ - хи |
| Н η - эта | О о - омикрон | Ψ ψ - пси |
| Θ θ - тхэта | П π - пи | Ω ω - омега |

Таблица П 2. 2 Приставки для наименования дольных и кратных единиц

|  |  |
| --- | --- |
| Дольные единицы | Кратные единицы |
| Степень | Приставка | Символ | Степень | Приставка | Символ |
| 10-1 | деци | д | 101 | дека | да |
| 10-2 | санти | с | 102 | гекто | г |
| 10-3 | милли | м | 103 | кило | к |
| 10-6 | микро | мк | 106 | мега | М |
| 10-9 | ваво | в | 109 | гига | Г |
| 10-12 | пико | п | 1012 | тера | Т |
| 10-15 | фемто | ф | 1015 | пета | П |
| 10-18 | атто | а | 1018 | экса | Э |

Таблица П 2. 3 Соотношения единиц величин, применяемых в гидравлике, с единицами международной системы СИ (SI)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Величина | Единица | Примечание |
| Название | Обозначение | Название | Обозначение |  |
| Производные единицы, применяемые в гидравлике и пневматике |
| Диаметр | d. D | м | метр |  |
| Радиус | r. R | м | метр | r = 0,5 D |
| Площадь | A, f | м2 | квадратный метр |  |
| Объем | V | м3 | кубический метр |  |
| Рабочий объем | V0 | см3 | кубический сантиметр |  |
| Расход массовый | Qm | кг/с | килограмм в секунду |  |
| Расход объемный | Q,Qv | м3/с | кубический метр в секунду | Qv = Qm/ρ |
| Расход объемный | Qн, Qvн, Q | л/мин | литр в минуту | Внесистемная единица |
| Пропускная способность | Kv | м3/ч | кубический метр в час | Внесистемная единица |
| Плотность | ρ | кг/м3 | килограмм на кубический метр |  |
| Удельный объем | V | м3/кг | кубический метр на килограмм | V=1/p |
| Абсолютная влажность | f, f абс | кг/м3 | килограмм на кубический метр |  |
| Относительная влажность | φ | - | - | Измеряется в процентах |
| Удельный объем | V | м3/кг | кубический метр на килограмм | V=1/p |
| Частота импульсов, ударов и т.п. частота вращения | n, f | c-1, Гц | секунда в минус первой степени герц | 1 с-1= 1 Гц |
| об/с | оборот в секунду | 1 об/с=1 с-1 |
| об/мин | оборот в минуту | 1об/мин = 1/ 60, с-1 |
| Частота угловая | ω | с-1 | секунда в минус первой степени |  |

Продолжение Таблица П 2.3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Величина | Единица | Примечание |
| Скорость линейная | υ | м/с | метр в секунду |  |
| Скорость угловая | ω | рад/с | радиан в секунду |  |
| об/с | оборот в секунду | 1 об/с = 2π рад/с |
| об / мин | оборот в минуту | 1 об/мин =2π/60, рад/с |
| Ускорение линейное | а | м/с2 | метр на секунду в квадрате |  |
| Ускорение свободного падения | g |  |  | g = 9,81 м/с2 |
| Ускорение угловое | ε | рад/с2 | радиан на секунду в квадрате |  |
| Сила (усилие) | F, P | Н | ньютон | Н = кг м/с2 |
| Сила тяжести, вес | G, P |
| Момент силы | М | Н м | Ньютон-метр |  |
| Крутящий момент | М, Т |
| Давление | р | Па | паскаль | Па = Н/м2 |
| Динамическая вязкость | μ | Па с | паскаль - секунда |  |
| Кинематическая вязкость | ν | м2/с | квадратный метр на секунду | ν = μ/ρ |
| Энергия | Е, W | Дж | джоуль |  |
| Мощность | Р, N | Вт | ватт |  |
| Коэффициент полезного действия | η | - | - | Безразмерная величина |
| Удельная газовая постоянная | R | Дж/(кг К) | Джоуль на килограмм-кельвин |  |

Таблица П 2.4 Соотношения между различными единицами давления

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Единица** | **Па** | **кПа** | **МПа** | **кгс / см2** | **бар** |
| 1 Па | 1 | 10-3 | 10-6 | 1,0197-10-5 | 10-5 |
| 1 кПа | 103 | 1 | 10-3 | 1,0197-10-2 | 10-2 |
| 1МПа | 106 | 103 | 1 | 10,1972 | 10 |
| 1 кгс/см2 | 98066,5 | 98,0665 | 0,0980665 | 1 | 0,980665 |
| 1 бар | 105 | 100 | 0,1 | 1,0197 | 1 |
| 1 физ. атм. | 1,01325 • 105 | 1,01325 • -105 | 0,101325 | 1,03323 | 1,01325 |
| 1 мм вод.ст | 9,80665 | 9,80665 • 10-3 | 9,80665 • 10-3 | 10-4 | 9,8067 • 10-5 |
| 1 мм рт.ст. | 133,322 | 0,133322 | 1,33322 • 10-4 | 1,3595 • 10-3 | 1,333 • 10-3 |
| 1 psi | 6894,76 | 6,89476 | 6,89476 • 10-3 | 7,0307 • 10-2 | 6,894 • 10-2 |
| **Единица** | **физ. атм.** | **мм вод. ст.** | **мм рт. ст.** | **psi** |  |
| 1 Па | 9,8692 • 10-6 | 0,101972 | 7,5006 • 10-3 | 1,4503 • 10-4 |  |
| 1 кПа | 9,8692 • 10-3 | 101,972 | 7,5006 | 0,145037 |  |
| 1МПа | 9,86923 | 101972,6 | 7500,62 | 145,0377 |  |
| 1 кгс/см2 | 0,967841 | 104 | 735,56 | 14,22333 |  |
| 1 бар | 0,986923 | 10197,2 | 750,06 | 14,50377 |  |
| 1 физ. атм. | 1 | 1,033 • 104 | 760 | 14,69594 |  |
| 1 мм вод.ст | 9,6784 • 10-5 | 1 | 7,356 • 10-2 | 1,4223 • 10-3 |  |
| 1 мм рт.ст. | 1,3158 • 10-3 | 13,5951 | 1 | 1,9337 • 10-3 |  |
| 1 psi | 6,8046 • 10-2 | 703,07 |  | 1 |  |

Приложение 2 – Условное обозначение гидроцилиндров



ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 1

1. Общие сведения 3
2. Принципиальные гидравлические схемы передач 4

2.1 Схема нерегулируемой гидравлической передачи с гидродвигателем возвратно-поступательного движения (гидроцилиндром) 4

2.2 Схема регулируемой гидравлической передачи вращательного движения 12

1. Задание на расчетно-графическую работу 8

3.1 Вариант I 20

3.1 Вариант II 31

1. Рекомендации к оформлению расчетно - графической работы 37
2. Последовательность выполнения расчётов для выбора гидроагрегатов 46

5.1 Вариант I Расчёт технических параметров и выбор агрегатов для гидропередачи возвратно-поступательного движения 17

5.2 Вариант II Расчёт технических параметров, выбор гидромашин и построение графика регулирования для гидропередачи вращательного движения 19

1. ПРИЛОЖЕНИЯ 21

ЛИТЕРАТУРА 48