Министерство образования Российской Федерации

Тюменский государственный нефтегазовый университет

Институт нефти и газа

# Кафедра "Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности"

|  |  |
| --- | --- |
| Защита | К защите |
| Оценка | Дата |
| Подпись | Подпись |

## ГИДРОПРИВОД

Пояснительная записка к курсовой работе по   
дисциплине "Гидромашины и компрессоры"

17.02.011.000.ПЗ

Выполнил: студент группы МОП 98-2 Коротков П.Н.

Проверил: к.т.н., доцент Двинин А.А.

г. Тюмень,

2001 г.

СОДЕРЖАНИЕ

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ*

*2*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Лист | |
| ВВЕДЕНИЕ | | 3 |
| 1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ | | 5 |
| 1.1. Выбор функциональной схемы гидропривода | | 5 |
| 1.2. Выбор рабочей жидкости | | 6 |
| 2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ | | 7 |
| 2.1. Выбор гидродвигателя | | 7 |
| 2.2. Определение расхода жидкости | | 7 |
| 2.3. Выбор гидравлической аппаратуры | | 8 |
| 2.4. Расчет гидравлической сети | | 9 |
| 2.5. Выбор насоса и определение его рабочего режима | | 12 |
| 2.6. Выбор электродвигателя | | 13 |
| 2.7. Расчет КПД гидропривода | | 13 |
| 2.8. Определение объема масляного бака | | 14 |
| 2.9. Тепловой расчет гидросистемы | | 14 |
| 3. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ | | 16 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ | | 19 |
| ЛИТЕРАТУРА | | 20 |

#### ВВЕДЕНИЕ

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ*

*3*

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательными элементами гидропривода являются насос и гидродвигатель.

Гидропривод представляет собой своего рода "гидравлическую вставку" между приводным электродвигателем и нагрузкой (машиной и механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ременная передача, кривошипно-шатунный механизм и т.д.). Основное назначение гидропривода, как и механической передачи, - преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.).

Приводным двигателем насоса могут быть электродвигатель, дизель и другие, поэтому иногда гидропривод называется соответственно электронасосный, дизельнасосный и т.д.

К основным преимуществам гидропривода относятся: возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота управления и автоматизации; простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; широкий диапазон бесступенчатого регули­рования скорости выходного звена; большая передаваемая мощ­ность на единицу массы привода; надежная смазка трущихся поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

К недостаткам гидропривода относятся: утечки рабочей жид­кости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких зна­чениях давления; нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охладительных устройств и средств тепловой защиты; более низкий КПД (по приведенным выше причинам), чем у сопоставимых механических передач; необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха; пожароопасность в случае применения горючей рабочей жид­кости.

При правильном выборе гидросхем и конструировании гид­роузлов некоторые из перечисленных недостатков гидроприво­да можно устранить или значительно уменьшить их влияние на работу машин. Тогда преимущества гидропривода перед обыч­ными механическими передачами становятся столь существен­ными, что в большинстве случаев предпочтение отдается имен­но ему.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ*

*4*

Сейчас трудно назвать область техники, где бы ни исполь­зовался гидропривод. Эффективность, большие технические воз­можности делают его почти универсальным средством при ме­ханизации и автоматизации различных технологических процес­сов. В частности, в горной промышленности он используется в креплении подземных горных выработок: в очистных забоях применяются индивидуальные гидравлические стойки и гидрав­лические комплексы, выполняющие основные и вспомогательные операции по передвижке как самих крепей, так и другого ме­ханического оборудования в лаве; широко применяются крепи сопряжения горных выработок. Практически все комбайны для ведения очистных и нарезных работ, проведения подготовитель­ных выработок имеют гидропривода подачи исполнительного органа на забой и механизмов для выполнения различных вспо­могательных операций. Гидропривод является неотъемлемым элементом буровых установок. Большинство приводов шахтных конвейеров снабжено гидродинамическими муфтами. [1]

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

*Коротков*

*Листов*

*Лист*

*Лит.*

*Двинин*

*Изм*.

*Листтттт*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*Разраб.*

*Утв.*

*Н. контр.*

*Пров.*

*Грушевский*

*ОБЩАЯ ЧАСТЬ*

*ТюмГНГУ, МОП 98-2*

*17.02.011.000.ПЗ1*

*2*

*5*

1.1. Выбор функциональной схемы гидропривода

Функциональную схему гидропривода выбираем в соответствии с условиями заданиями:

* гидропривод состоит из насоса, двух последовательно подключенных к нему гидромоторов и гидромагистрали диной 10 метров;
* скорость вращения гидромоторов должна плавно регулироваться в пределах 20÷60 об/мин.;
* совместный максимальный крутящий момент на валах гидромоторов М=10 кН×м;
* необходимо обеспечить фиксацию вала гидромотора в момент остановки;
* предусмотреть реверсирование гидромоторов и разгрузку насосов.

В соответствии с данными требованиями выбираем схему, показанную на рис. 1.1.

Для предотвращения обратного движения жидкости при отключенном насосе или для пропуска ее только в одном направлении предусмотрим обратный клапан, для разгрузки насосов – предохранительный клапан, для обеспечения фиксации вала гидромотора – гидрозамок, для фильтрации, поступающей в насос жидкости, – фильтр дисковый жидкой смазки, для распределения потока жидкости – золотник реверсивный с электро-гидравлическим управлением.

Открытая циркуляция позволяет лучше очищать и охлаждать рабочую жидкость за счет ее отстоя в баке.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ1*

*6*

Вычислим выходную мощность на валах гидромоторов:

*NГ=M*×*π*×*n/30* (1.1)

где М – крутящий момент, кН×м;

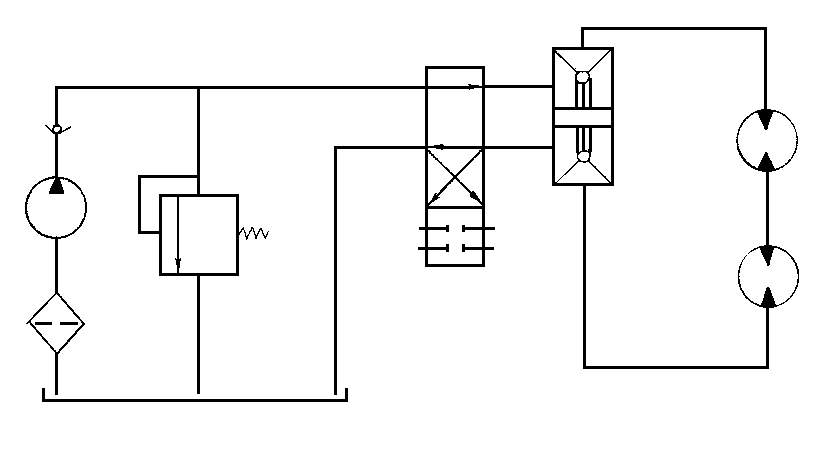
n – частота вращения вала, об/мин

*NГ=10*×*3,14*×*20/30=20,93 кВт.*

Так как выходная мощность на гидромоторе превышает 3 кВт, то необходимо применить объемный метод регулирования.

1.2. Выбор рабочей жидкости

В качестве рабочей жидкости выберем масло индустриальное марки И-20А (ГОСТ 20799-75), оно имеет следующие характеристики: вязкость при 50°С (17÷23)10-6 м2/с, температура застывания -20°С, температура вспышки 170°С, пределы рабочих температур 0÷90°С, плотность ρ=881÷901 кг/м3.



## Рис. 1.1. Функциональная схема гидропривода

2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

*Коротков*

*Листов*

*Лист*

*Лит.*

*Двинин*

*Изм*.

*Листтттт*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*Разраб.*

*Утв.*

*Н. контр.*

*Пров.*

*Грушевский*

*РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ*

*ТюмГНГУ, МОП 98-2*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*10*

*7*

2.1. Выбор гидродвигателя

По крутящему моменту М и числу оборотов n выбираем серийный гидромотор ВГД-630. Он имеет следующие параметры: номинальный крутящий момент 7,1 кН×м, номинальное давление 10 МПа, число оборотов в минуту 3÷70, рабочий объем 4,8 дм3/об, объемный коэффициент полезного действия (КПД) - ηо=0,97, гидравлический КПД - ηг=0,97, механический КПД - ηм=0,97.

*η=ηо*×*ηг*×*ηм* (2.1)

где η- общий КПД

*η=0,97*×*0,97*×*0,97=0,91*

Определим перепад давления:

*Pд=(2π*×*M*×*ηо)/(qд*×*η)*  (2.2)

где *qд –* рабочий объем гидромотора, м3/об

*Pд=(2*×*3,14*×*5000*×*0,97)/(4,8*×*10-3*×*0,91)=6,97 МПа.*

2.2. Определение расхода жидкости

Расход рабочей жидкости гидромотора находится согласно выражениям:

*QM max=(qд*×*nmax)/ηо,* (2.3)

*QM min=(qд*×*nmin)/ηо,* (2.4)

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*8*

где QM max и QM max – соответственно максимальный и минимальный расход жидкости, м3/с;

nmax и nmin – соответственно максимальная и минимальная частота вращения вала гидромотора, об/с

*QM max=(4,8×10-3×1)/0,99=4,8×10-3 м3/с,*

*QM min=(4,8×10-3×1)/3×0,99=1,6×10-3 м3/с.*

2.3. Выбор гидравлической аппаратуры

Исходя из задачи выбираем:

* золотник реверсивный с электро-гидравлическим управлением Г63-17А (номинальный расход 6,66 дм3/с, номинальное давление 20 МПа, давление управления 0,8÷2 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,3 МПа);
* клапан предохранительный с переливным золотником БГ52-17А (номинальный расход масла 6,6 дм3/с, наименьший рекомендуемый расход 0,66 дм3/с, перепад давления на клапане при изменении расхода от наибольшего рекомендуемого на всем диапазоне давлений не более 0,5 МПа);
* обратный клапан ПГ51-27 (номинальный расход масла 9,33 дм3/с, номинальное давление 0,3÷20 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа);
* фильтр дисковый жидкой смазки ФДЖ-80 (наименьший размер задерживаемых частиц 0,18 мм, пропускная способность 3,4÷6,3 дм3/с, наибольший перепад давления 0,05÷1 МПа, наибольшее рабочее давление 0,4 МПа, фильтрующая поверхность патрона 330 см2, вес 168 кг).

2.4. Расчет гидравлической сети

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*9*

Диаметры трубопроводов определяются из условия обеспечения допустимых эксплуатационных скоростей Vэкс:

|  |  |
| --- | --- |
| всасывающие трубопроводы: | 0,5÷1,5 м/с; |
| сливные трубопроводы: | 2 м/с; |
| нагнетательные трубопроводы: | 5 м/с. |

Исходя из этих величин, определяются внутренние диаметры трубопроводов по формуле:

*d=(4Qmax/πVэкс)1/2* (2.5)

*dвсас=(4*×*4,8*×*10-3/3,14*×*1,5)1/2=0,06 м;*

*dслив=(4*×*4,8*×*10-3/3,14*×*2)1/2=0,055 м;*

*dнагн=(4*×*4,8*×*10-3/3,14*×*5)1/2=0,034 м.*

Округляем полученные значения до стандартных: dвсас=56 мм, dслив=56 мм, dнагн=34 мм.

Определяем скорость движения жидкости:

*V=4Qmax/π*×*d2* (2.6)

*Vвсас=4*×*4,8*×*10-3/(3,14*×*0,0562)=1,9 м/с,*

*Vслив=4*×*4,8*×*10-3/(3,14*×*0,0562)=1,9 м/с,*

*Vнагн=4*×*4,8*×*10-3/(3,14*×*0,0342)=5,3 м/с.*

Потери давления по длине трубопроводов составляют:

*ΔPl=ρ*×*g*×*λ*×*l*×*V2*×*10-6/(d*×*2g), МПа,* (2.7)

где g – ускорение силы тяжести;

λ - коэффициент Дарси;

*l* – длина соответствующей трубы, м (*lвсас*=2 м, *lслив*=4 м, *lнагн*=4 м);

d – диаметр соответствующей трубы.

Коэффициент Дарси зависит от режима движения жидкости, который в свою очередь характеризуется числом Рейнольдса Re:

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*10*

Re*=(V×d)/ν,* (2.8)

где ν - кинематическая вязкость жидкости, м2/с

Re*всас=1,9*×*0,056/2*×*10-5=5320;*

Re*слив=1,9*×*0,056/2*×*10-5=5320;*

Re*нагн=5,3*×*0,034/2*×*10-5=9010.*

Если Re>2320, то необходимо определить значение нижнего предельного числа Рейнольдса:

Re*пр. н.=10d/ΔЭ,* (2.9)

где ΔЭ – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы (для стальных бесшовных труб ΔЭ=0,001÷0,002 мм)

Re*пр. н. всас=10*×*0,056/2*×*10-6=280000;*

Re*пр. н. слив=10*×*0,056/2*×*10-6=280000;*

Re*пр. н. нагн=10*×*0,034/2*×*10-6=170000.*

Если 2320<Re<Reпр. н., то коэффициент Дарси определяется по формуле Блазиуса для зоны "гидравлически" гладких труб:

*λ=0,3164/*Re*0,25* (2.10)

*λвсас=0,3164/2800000,25=0,014;*

*λслив=0,3164/2800000,25=0,014;*

*λнагн=0,3164/1700000,25=0,016.*

Таким образом потери по длине составят:

*ΔPlвсас=900*×*9,81*×*0,014*×*2*×*1,92*×*10-6/0,056*×*2*×*9,81=8,1*×*10-4 МПа;*

*ΔPlслив=900*×*9,81*×*0,014*×*4*×*1,92*×*10-6/0,056*×*2*×*9,81=16,2*×*10-4 МПа;*

*ΔPlнагн=900*×*9,81*×*0,016*×*4*×*5,32*×*10-6/0,034*×*2*×*9,81=237,9*×*10-4 МПа.*

Потери давления на местные сопротивления определяются по формуле:

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*11*

*ΔPM=ΔPном(Qmax/Qном)2,* (2.11)

где ΔPном – номинальная потеря давления, указанная в технической характеристике гидроустройства при номинальном расходе Qном, МПа.

Потери давления в золотнике:

*ΔPMзол=0,3(4,8*×*10-3/6,66*×*10-3)2=0,156 МПа.*

Потери давления в предохранительном клапане:

*ΔPMп.к.=0,5(4,8*×*10-3/6,6*×*10-3)2=0,264 МПа.*

Потери давления в обратном клапане:

*ΔPMо.к.=0,2(4,8*×*10-3/9,33*×*10-3)2=0,053 МПа.*

Потери давления в фильтре:

*ΔPMф=0,5(4,8*×*10-3/6,3*×*10-3)2=0,29 МПа.*

Таблица 2.1.

Потери давления в гидросистеме

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Участок гидросистемы | Потери давления, МПа | | |
| По длине, ΔP*l* | Местные, ΔP*м* | Общие, ΔP*w* |
| Всасывающий | 0,00081 | 0,29 | 0,29081 |
| Нагнетательный | 0,02379 | 0,473 | 0,49679 |
| Сливной | 0,00162 | - | 0,00162 |
| Сумма | 0,0262 | 0,763 | 0,78922 |

Сопротивление системы определяем по формуле:

*a=ΔPW/Q2max*  (2.12)

*a=0,78922/(4,8*×*10-3)2=34254,34 МПа*×*с2/м6.*

Общее давление в гидросети, необходимое для работы гидропривода, описывается уравнением:

*Pc=z*×*Pд+a*×*Q2,* (2.13)

где *z* - число последовательно соединенных одинаковых и одновременно работающих гидродвигателей

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*12*

*Pc=13,94+34254,34Q2.* (2.14)

Задаваясь значениями расхода *Q*,по уравнению (2.14) строится напорная характеристика гидросети *Pc=f(Q)*.



## Рис. 2.1. Напорные характеристики насоса и гидросистемы

Максимальное давление в гидросистеме определяется:

*Pmax=13,94+a*×*Q2max=13,94+0,79=14,73 МПа.*

2.5. Выбор насоса и определение его рабочей точки

По максимальному давлению в гидросистеме и максимальной подаче выбираем насос НПМ-400 (максимальная подача при максимальном давлении и номинальном числе оборотов 6,6 дм3/с, минимальный рекомендуемый расход при номинальном давлении 1,66 дм3/с, номинальное давление 20 МПа, номинальное число оборотов в секунду 16, потребляемая мощность 182 кВт) и строим его напорную характеристику (рис. 2.1.). Точка пересечения напорных характеристик соответствует работе насоса на заданную гидросистему, то есть Qр=0,0048 м3/с, Рр=14,73 МПа.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*13*

2.6. Выбор электродвигателя

Рассчитываем мощность на валу насоса:

*Nв=(Рр*×*Qр)/η,* (2.15)

где Nв – мощность на валу насоса, Вт;

Рр – развиваемое давление, Па;

Qр – производимость насоса, м3/с;

η - общий КПД насоса

*Nв=(14,73*×*106*×*0,005)/0,8=92 кВт.*

По полученной мощности выбираем электродвигатель: А02-91-8 (номинальная мощность 50 кВт, скорость вращения вала 740 об/мин).

2.7. Расчет КПД гидропривода

*ηобщ=Nд/Nв,* (2.16)

где Nд – выходная мощность гидродвигателя;

ηобщ – общий КПД гидропривода.

*Nд=(2*×*Рд*×*Qд)/ηд.* (2.17)

Подставив формулу (2.17.) в (2.16.), получим:

*ηобщ=(2*×*Рд*×*Qд)/(ηд*×*N)*(2.18)

*ηобщ=(2*×*6,97×4,8)/(0,91×92)=0,8.*

2.8. Определение объема масляного бака

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*14*

*Wб=2Qр,* (2.19)

где Wб – ориентировочный объем масляного бака

*Wб=2*×*0,0026=0,0052 м3.*

2.9. Тепловой расчет гидросистемы

Количество тепла, полученное гидросистемой в единицу времени, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле:

*Q=(1-ηобщ)*×*Nв*×*Кп,* (2.20)

где *Кп* – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой

*Q=(1-0,8)*×*92*×*0,7=12,88 кДж/с.*

Суммарная площадь тепловой поверхности:

*S=0,14*×*Wб2/3,* (2.21)

где S – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода, м2

*S=0,14*×*0,0522/3=0,139 м2.*

Максимальная температура жидкости, которая достигается через 1 час после начала эксплуатации гидропривода и не зависит от времени, определяется по формуле:

*tж=tmax+Q/(K*×*S),* (2.22)

где tж – максимальная температура жидкости, °С;

tmax – максимальная температура окружающего воздуха, °С;

К – коэффициент теплоотдачи поверхности гидроагрегатов, кДж/м2×с×град

*tж=20+13=33°С.*

Так как установившаяся температура не превышает 70°С, то для охлаждения рабочей жидкости достаточно теплоотдачи с теплоизлучающих поверхностей гидропривода.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ2*

*15*

3. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

*Коротков*

*Листов*

*Лист*

*Лит.*

*Двинин*

*Изм*.

*Листтттт*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*Разраб.*

*Утв.*

*Н. контр.*

*Пров.*

*Грушевский*

*ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ*

*ТюмГНГУ, МОП 98-2*

*17.02.011.000.ПЗ3*

*3*

*16*

При эксплуатации гидроприводов с высоким давлением (более 10 МПа) необходимо создать безопасные условия для обслу­живающего персонала от поражения струёй жидкости. Для этого ограждают кожухом все участки гидролиний, которые не заключены в общий корпус машины. При обнаружении внеш­них утечек жидкости немедленно останавливают насос и устра­няют утечки. При высоком давлении в гидросистеме категори­чески запрещается для устранения утечек подтягивать соедине­ния трубопроводов, штуцеры и т. д. Гибкие рукава и шланги не должны перекручиваться в про­цессе эксплуатации. Контролировать их скручивание можно по продольным надписям основных параметров (диаметр, давле­ние и т. д.), наносимым заводами-изготовителями. При обнару­жении местных вздутий наружного покрова на рукавах и шлангах или при появлении хотя бы небольших утечек повреж­денные участки немедленно заменяют новыми. Запрещается эксплуатировать гидропривод высокого давле­ния без манометра или при его неисправности. На шкале или корпусе манометра должна быть нанесена красная метка, со­ответствующая наибольшему допустимому давлению в этой точке. Контроль за давлением в гидромагистрали крепей до­пускается осуществлять по манометру, установленному на на­сосной станции, а на местах — по индикатору давления. Следует периодически проверять работу предохранительных клапанов. В случае отклонения давления срабатывания клапа­на от настроечного более чем на 10% клапан должен быть за­менен новым. Запрещается настраивать клапаны в шахтных условиях. Настройка их должна производиться только на спе­циальных стендах.

Гидроприводы с гидроаккумуляторами должны иметь уст­ройства для отключения от гидросистемы. Гидропневмоаккумуляторы, работающие при давлении свыше 1,6 МПа, следует заряжать нейтральным газом.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ3*

*17*

Шум, возникающий при работе насосных агрегатов с уста­новленной мощностью до 12,5 кВт, не должен превышать уро­вень звуковой мощности 75-95 дБ при частоте 63-8000 Гц, а с установленной мощностью свыше 12,5 кВт — 85-100 дБ при тех же частотах.

Если гидропневмопривод может работать в полуавтомати­ческом или автоматическом режиме, то на пульте управления должно быть предусмотрено устройство для переключения при­вода на ручное управление в наладочном режиме и соответст­вующая сигнализация об этом.

При соблюдении необходимых мер предосторожности от поражения высоконапорными струями работа с нефтяными ма­слами и другими жидкостями гидроприводов безопасна. Одна­ко, при длительной работе с маслами необходимо пользоваться рукавицами или применять защитные мази, пасты для рук. Вскрытие тары с маслом нельзя производить инструментами, издающими при ударе искрообразование. После окончания ра­боты с маслами необходимо вымыть руки теплой водой с мы­лом.

При загорании масел допускаются все средства тушения, кроме воды, поэтому в местах хранения масел и расположения насосных станций необходимо иметь огнетушители, ящики с песком и лопаты. Промасленную ветошь следует складывать в металлические ящики с крышками, которые необходимо систе­матически освобождать от использованной ветоши.

Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздушной среде составляет 5 мг/м3, предельно допустимая концентрация паров углеводородов масла в воздухе — 300 мг/м3.

Весьма опасны ожоги рабочей жидкостью. По этой причине категорически запрещается заменять плавкие защитные пробки в гидромуфтах неплавкими заглушками. Несоблюдение этого требования может привести к ожогам даже при соприкоснове­нии с кожухом гидромуфты, а иногда и к возникновению по­жара.

Все вращающиеся и быстродвижущиеся элементы гидропневмоприводов вне корпуса машины должны быть закрыты кожухами или, в крайнем случае, иметь ограждения.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ3*

*18*

Корпуса электродвигателей и их пусковую аппаратуру не­обходимо заземлять. Заземление должна иметь и шахтная пневматическая сеть, которая может попасть под напряжение при соприкосновении с оголенными кабелями, контактным проводам и т. д. Шахтная пневматическая сеть должна иметь та­кую коммутацию, чтобы ее можно было использовать для до­ставки воды при тушении пожаров.

При снятии нагрузки пневмодвигатель может развить не­допустимо большие обороты. В целях предупреждения "разно­са" такие пневмодвигатели снабжаются регулятором скорости.

Для снижения аэродинамического шума на пневмодвигателях необходимо устанавливать соответствующие глушители, конструкции которых должны быть рассчитаны также на улав­ливание попавшего в воздух масла. [1]

ПРИЛОЖЕНИЕ

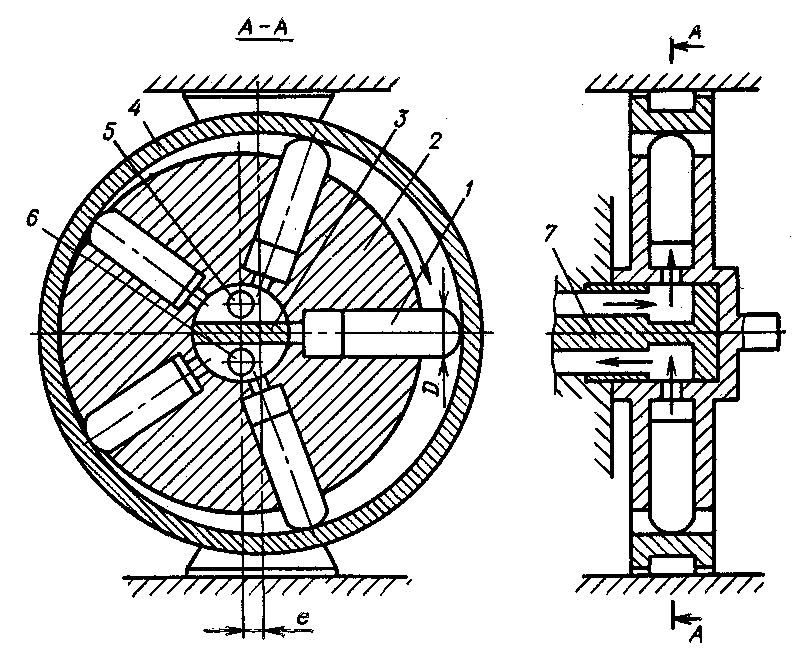


Рис. 1. Гидромотор радиально-поршневой:

1 – плунжер; 2 – ротор; 3 – распределительное устройство; 4 – обойма;   
5 – подводящий канал; 6 – отводящий канал; 7 – пустотелая ось.

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ*

*19*

ЛИТЕРАТУРА

*Изм.*

*Лист*

*Лист*

*№ докум.*

*Подпись*

*Дата*

*17.02.011.000.ПЗ*

*20*

1. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. – М.: Недра, 1991. – 331 с.
2. Двинин А.А., Безус А.А., Двинина И.С., Кудрявцева Н.А. Методические указания к курсовой работе по гидроприводу для студентов очной и заочной форм обучения специальности 17.02 (МОП): часть 1. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 32 с.
3. Двинин А.А., Двинина И.С., Кудрявцева Н.А. Методические указания и задания к курсовой работе по гидроприводу для студентов заочного обучения (специальности 0508 и 0511): часть 2. – Тюмень: Ротапринт ТюмИИ, 1983. – 80 с.