

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра технической эксплуатации автомобилей

Методические указания

к практическим занятиям
по дисциплине

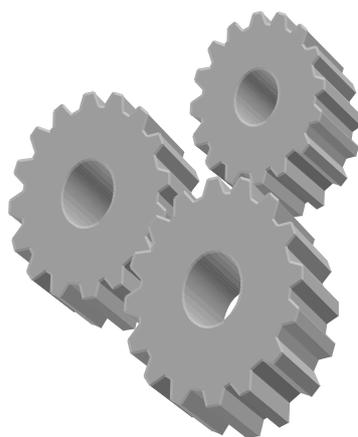
**«Проектирование, расчет и эксплуатация
технологического оборудования»**

для студентов специальностей

1 - 37 01 06 «**Техническая эксплуатация автомобилей**»,

1 - 37 01 07 «**Автосервис**»

Часть 1



Брест 2011

Методические указания к практическим работам по дисциплине «Проектирование, расчет и эксплуатация технологического оборудования» для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1 - 37 01 07 «Автосервис» (часть 1) содержат методику, исходные данные и справочные материалы для расчета технологического оборудования для технического обслуживания и ремонта автомобилей, а именно технологического оборудования с пневматическим диафрагменным приводом и привода перемещения канавного электромеханического подъемника. Данные методические указания могут использоваться для выполнения курсовой работы по данной дисциплине, а также конструкторской части дипломного проекта студентов данных специальностей. В 3 частях.

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой ТЭА, доцент, к.т.н.
Я. А. Акулич, ст. преподаватель кафедры ТЭА

Рецензент: начальник технического отдела филиала «Автобусный парк № 1 г. Бреста» ОАО «Брестоблавтотранс» Заяц Л. Н.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2011

Практическая работа № 1

Проектирование технологического оборудования с пневматическим диафрагменным приводом

1 Общие сведения о пневматическом диафрагменном приводе

Пневматические приводы состоят из пневмодвигателя, пневматической аппаратуры и воздухопроводов.

Пневматические приводы подразделяются по виду пневмодвигателя на поршневые и диафрагменные, по схеме действия — на одно- и двусторонние, по методу компоновки с приспособлением — на встроенные и агрегатированные, по виду установки — на стационарные и вращающиеся, по количеству приводов — на одинарные и сдвоенные.

К преимуществам приводов следует отнести быстроту действия (0,5...1,2 с), постоянство усилия зажима и возможность его регулировки, простоту конструкции и эксплуатации, независимость работоспособности от колебаний температуры окружающей среды.

Оптимальная рабочая скорость исполнительного механизма при применении пневмопривода составляет 0,1...2 м/с. При меньших скоростях возникают вибрации и неравномерность хода. Экономически целесообразно применение пневмопривода в механизмах с усилием до 30 кН и пневмоцилиндров с максимальным диаметром 250 мм [2].

Недостатками пневмопривода являются довольно низкий коэффициент полезного действия, большие габариты по сравнению с гидроприводом (из-за применения низкого давления воздуха), неравномерность перемещения рабочих органов, особенно при переменных усилиях, невозможность остановки в середине хода.

Для надежной работы пневмопривода необходимо обеспечить отделение влаги, возможность внесения смазочного материала, защиту от превышения или падения давления сжатого воздуха.

Пневмокамеры (рис. 1.1) представляют собой конструкцию из двух литых или штампованных чашек, между которыми зажата диафрагма из прорезиненной ткани (бельтинг) или резины. Срок службы диафрагм от 0,6 до 1 млн. циклов.

Величина усилия на штоке диафрагменных пневмокамер изменяется по мере движения штока и зависит от расчетного диаметра D , толщины диафрагмы t , ее материала и конструкции, а также диаметра опорной шайбы d . Обычно выбирается такая длина хода штока (рис. 1.2), при которой на нем не происходит резкого изменения усилия.

Для диафрагменных приводов рациональные длины L рабочих ходов штока можно принимать в следующих пределах: для тарельчатых (выпуклых) резинотканевых диафрагм $L = (0,25...0,35)D$; для плоских резинотканевых диафрагм $L = (0,18...0,22)D$ (от $0,12D$ до $0,15D$ в сторону от штока и от $0,06D$ до $0,07D$ в сторону штока); для плоских резиновых диафрагм $L = (0,35...0,45)D$ [3]. Следует иметь в виду, что чем больше ход штока, тем меньше развиваемая на нем сила.

Параметры диафрагменных пневмокамер приведены в табл. 1.1 – 1.2.

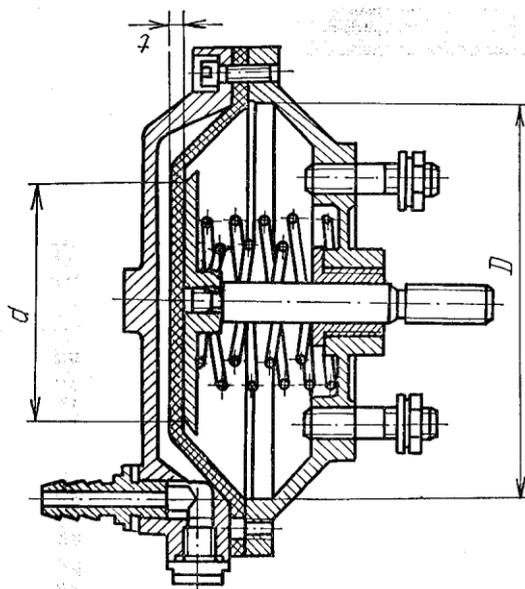


Рисунок 1.1 – Диафрагменная пневмокамера [2]

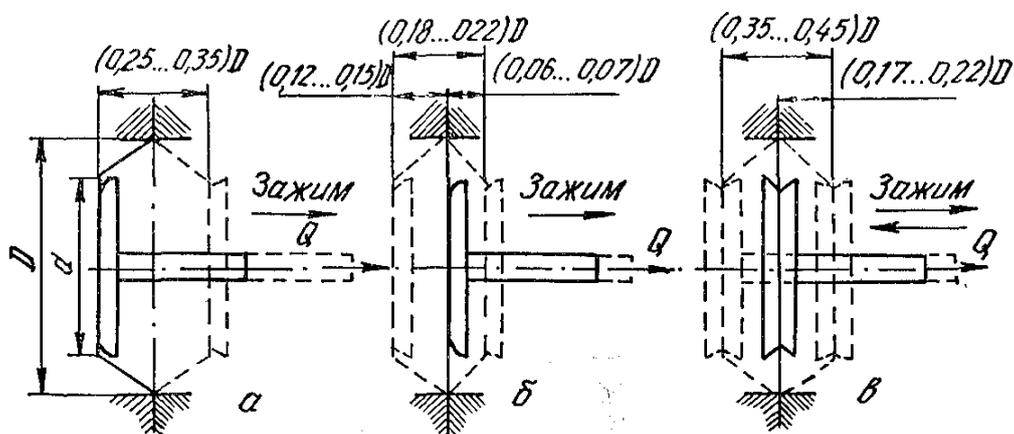


Рисунок 1.2 - Рациональные длины ходов штока пневматического диафрагменного привода [2] при: а — тарельчатой резиноканевой диафрагме; б—плоской резиноканевой диафрагме; в - плоской резиновой диафрагме

Формулы для приближенного расчета усилия Q на штоке пневмокамер двустороннего действия и значения усилий при $P = 0,4$ МПа приведены в табл. 1.3. Для определения усилия на штоке диафрагменных пневмокамер одностороннего действия следует вычесть значения усилия возвратной пружины T . Для пневмокамер двустороннего действия $T = 0$.

Привод двухстороннего действия применяют в тех случаях, когда необходимо приложить значительные усилия для возврата в исходное положение зажимных элементов или когда оба хода должны быть рабочими. В таких пневмодвигателях воздух поочередно поступает в правую и левую полости.

Рекомендуется при расчетах пневмопривода принимать расчетные давления сжатого воздуха $p = 0,5$ МПа

Схема включения пневмокамеры одностороннего действия представлена на рис. 1.3. Пневмокамера (рис. 1.3) работает следующим образом. Сжатый воздух из сети через пневмораспределитель 1 с обратным клапаном поступает в фильтр-влагоотделитель 2. Редукционный клапан 3 предназначен для понижения давления сжатого воздуха,

поступающего из пневмосети, до заданного. С помощью манометра 8 осуществляется контроль давления сжатого воздуха, подаваемого в пневмокамеру. Реле 4 предназначено для контроля давления (0,1...0,63 МПа) сжатого воздуха и подачи сигнала при достижении заданного давления, а также для отключения оборудования при аварийном падении давления. Для защиты от аварийного падения давления в пневмосети предусмотрен обратный клапан 1.

Для управления подачей сжатого воздуха в пневмокамеру 7 применяется пневмораспределитель 6. Оработавший сжатый воздух должен выбрасываться в атмосферу через глушитель 5. Шток диафрагмы возвращается в исходное положение под действием пружин.

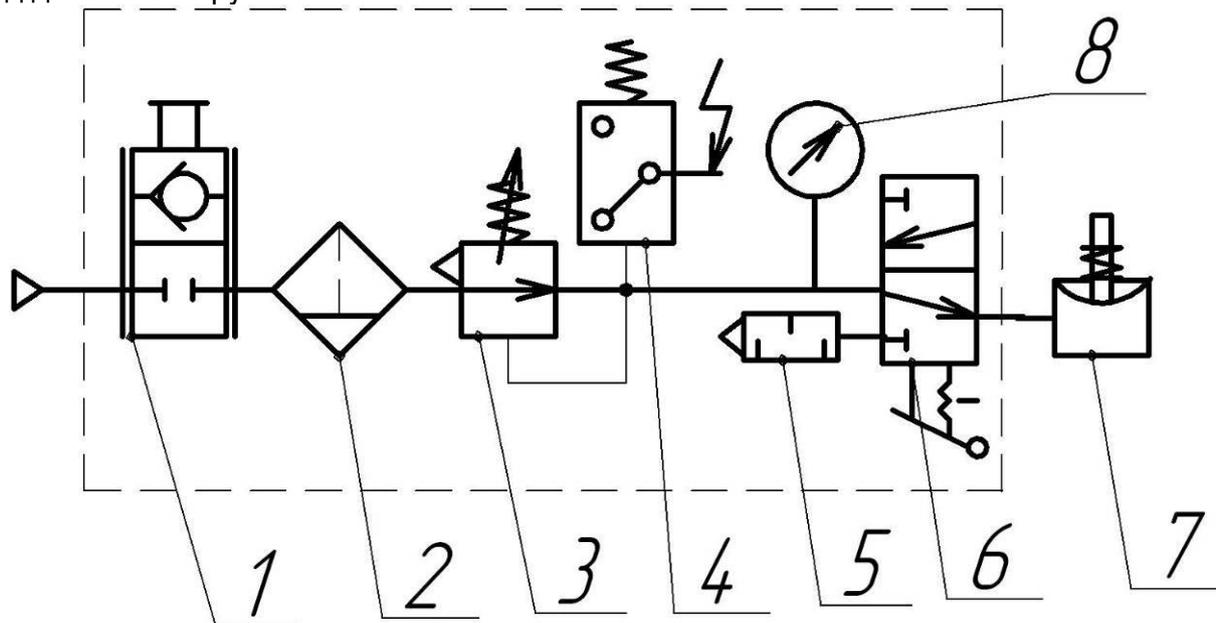


Рисунок 1.3 – Схема включения пневмокамеры

Таблица 1.1 – Усилия Q на штоке диафрагменных пневмокамер при давлении воздуха $p=0,4$ МПа [2]

в ньютонах

Диаметр D, мм	Диафрагма			
	резинотканевые		резиновые	
	в положении близком к исходному	при ходе 0,3 D для тарельчатых и 0,07 D для плоских	в положении, близком к исходному	при ходе 0,22 D
125	3500	2700	4750	3750
160	5700	4350	7200	6150
200	9000	6800	11 000	8750
250	14 000	11 000	17 300	15 500
320	23 000	17 500	29 000	25 000
400	36 000	27 000	46 500	42 000

Таблица 1.2 - Параметры диафрагменных пневмокамер [3]

Толщина диафрагмы t, мм	3...4		4...5	5...6	6...8	8...10
Рабочий диаметр диафрагмы D, мм	125	160	200	250	320	400
Диаметр опорной шайбы d, мм	Для резинотканевых диафрагм $d \approx 0.7D$					
	88	115	140	175	225	280
	Для резиновых диафрагм $d \approx D - 2t - (2...4)$					
	115	150	185	235	300	375

Таблица 1.3 – Формулы для расчета усилия Q, Н, на штоке диафрагменных пневмокамер [2]

Тип диафрагмы	Положение диафрагмы	Расчетная формула
Резинотканевая	Близкое к исходному	$Q = 0.196(D + d)^2 p - T$
	При ходе: 0,3D – для тарельчатой; 0,07D – для плоской	$Q = 0.147(D + d)^2 p - T$
Резиновая	Близкое к исходному	$Q = 0.785d^2 p - T$
	При ходе 0,22D	$Q = 0.706d^2 p - T$

Примечание: D – рабочий диаметр диафрагмы, мм; d – наружный диаметр диафрагмы, мм; p – давление сжатого воздуха, МПа; T – усилие от возвратной пружины

2 Описание конструкции и принципа действия пресса для клепки фрикционных накладок

Пресс для клепки фрикционных накладок, модель **Р335**, предназначен для клепки фрикционных накладок тормозных колодок и дисков сцепления, а также для выпрессовки заклепок при замене изношенных накладок в условиях автотранспортных предприятий, станции технического обслуживания и авторемонтных заводов.

Техническая характеристика

Тип – настольный пневматический

Привод - камерного типа с плоской мембраной

Развиваемое усилие (максимальное), не менее: 24 кН

Максимальное рабочее давление воздуха - 0,5 МПа

Максимальный ход штока - 35 мм

Средний срок службы - 5 лет

Устройство и принцип работы

Пресс (рис. 1.4) состоит из следующих составных частей: силовой камеры 6, основания 1, скобы 3, кожуха 2, крана управления 8, набора сменных пуансонов и опор.

Пресс представляет собой силовой агрегат. В силовую камеру входит плоская мембрана 7 и шток 5. В верхней части штока имеется отверстие, в которое вставляются сменные опоры для установки тормозных колодок и дисков сцепления при проведении операций клепки. Опоры имеют маркировку по маркам автомобилей.

Скоба 4 - литая, С-образной формы, служит для установки сменных пуансонов, которые имеют маркировку по маркам автомобилей и восприятия усилием, возникающих

при клепке или выпрессовке заклепок. Крепится она на втулке верхней крышки силовой камеры 6. Основание 1 — сварное, в него устанавливается и крепится силовая камера с помощью четырех шпилек.

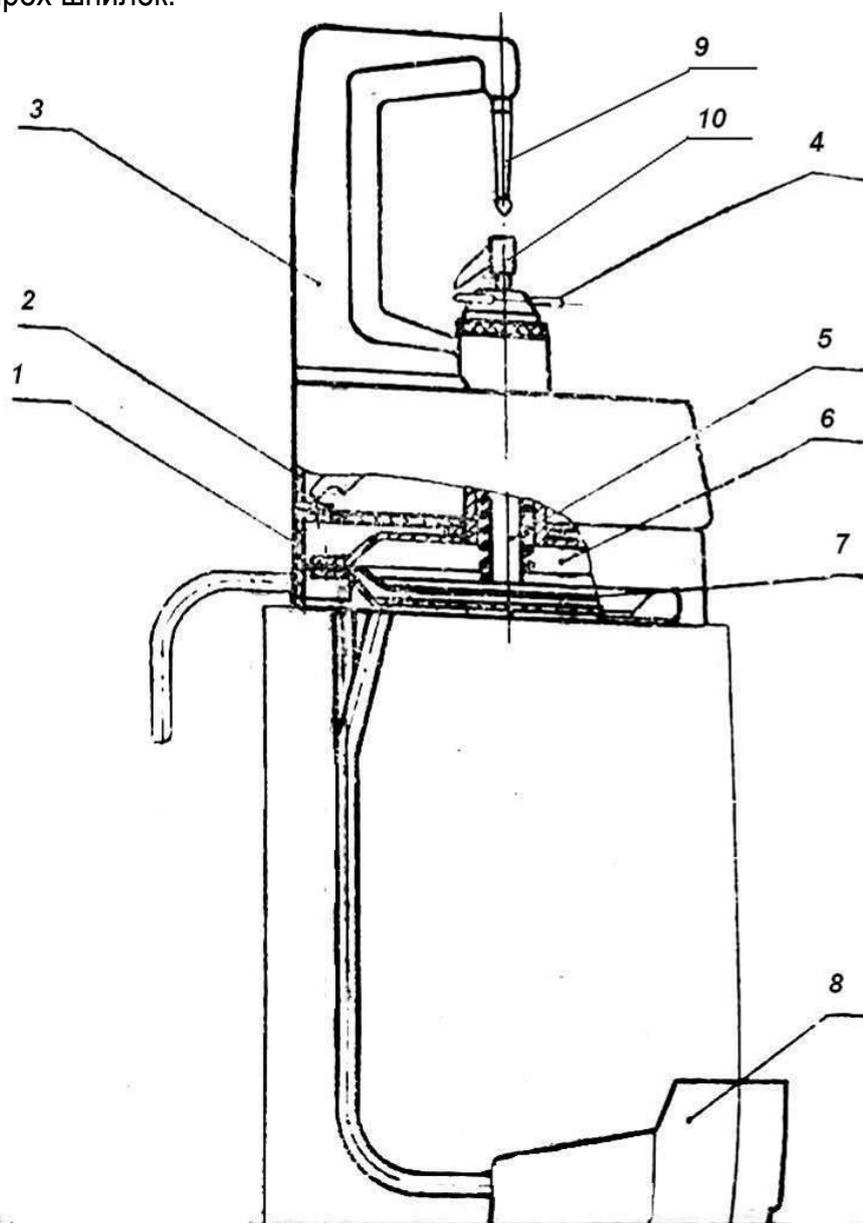


Рисунок 1.4 – Пресс **Р335**: 1- основание, 2 – кожух, 3 – скоба, 4 – штурвал регулятора хода штока, 5 – шток, 6 – силовая камера, 7 – мембрана плоская, 8 – кран управления, 9 – пуансон сменный, 10 – опора сменная.

Кожух 2 сварен из листовой стали и крепится к основанию прессы. Внутри кожуха размещают регулятор давления, манометр, трубопроводы и комплект сменных пуансонов и опор, находящихся в кармане. В кожухе предусмотрены два отверстия, куда вставляются два короба для сбора выпрессованных заклепок.

Управление прессом осуществляется краном управления 8 с ножным приводом. Кран управления золотникового типа устанавливается на полу и соединяется с прессом гибкими шлангами. Кран двухпозиционный: в одном положении осуществляется подача сжатого воздуха в рабочую камеру, а в другом рабочая камера соединяется с атмосферой.

Набор сменных пуансонов и опор позволяет производить клепку и выпрессовку заклепок различных форм и размеров.

Требования безопасности

К работе на прессе допускается обслуживающий персонал, знающий правила его эксплуатации и прошедший инструктаж по технике безопасности.

При работе пресса не допускать попадание рук и одежды между прессом и опорой.

По окончании работы на прессе его необходимо отключить от воздушной магистрали, для чего необходимо предусмотреть вентиль на вводном трубопроводе

Порядок работы

При работе на прессе с заклепками различного диаметра и формы необходимо подобрать соответствующее усилие, чтобы устранить возможность разрушения заклепок или накладок. Это достигается регулированием давления воздуха, поступающего в рабочую камеру, а контролируется по манометру.

В отверстие скобы 3 и штока 5 вставляются соответствующие пуансон и опора, последние закрепляются.

Ход штока регулируется вращением штурвала 4 так, чтобы обеспечить качественное соединение склепываемых деталей, не допуская их разрушения.

Заклепку, предварительно вставленную в отверстия склепываемых деталей, установить головкой на опору. Ось заклепки должна совпадать с осью пуансона. При выпрессовке заклепок тормозную колодку или диск сцепления установить на опору так, чтобы ось заклепки совпадала с осью пуансона. Правой ногой нажать на педаль вниз до упора, при этом шток с опорой движутся вверх и происходит операция клепки изделия. При снятии ноги с педали шток движется в обратном направлении.

Техническое обслуживание

В целях обеспечения нормальной работы пресса и получения необходимой точности клепки, его необходимо систематически осматривать и содержать в чистоте.

Устройства педали и крана управления периодически очищать от грязи и смазывать.

Производить подтяжку болтовых соединений силовой камеры.

Сменные пуансоны и опоры должны храниться в предусмотренном для этого кармане.

3 Расчет пневматического диафрагменного привода

Задание

Изучить особенности конструкции и методику расчета пневматического диафрагменного привода, а также конструкцию и принцип действия пресса Р335, в котором используется данный привод. Выполнить расчет пневматического диафрагменного привода пресса для клепки фрикционных накладок (прототип – пресс Р335) по заданным исходным данным (см. табл. А.1) и оформить отчет

Порядок расчета пневматического диафрагменного привода

Исходные данные: усилие на штоке пневмокамеры Q , Н; давление воздуха в пневмосистеме p , МПа; резиноканевая пневмокамера одностороннего действия с возвратной пружиной (см. рис. 1.1).

Расчет

1. Определяем требуемый рабочий диаметр D , мм, пневмокамеры исходя из заданного усилия на штоке по формулам (см. табл. 1.3):

$$Q = 0.147(D + d)^2 p - T;$$

$$d = 0,7D;$$

$$T = 0,1Q.$$

Усилие возвратной пружины T принимаем равной 10% от заданного усилия на штоке диафрагмы Q , т.е. $T = 0,1Q$.

Из формул нужно выразить рабочий диаметр D пневмокамеры.

По найденному рабочему диаметру диафрагмы D , мм принимаем ближайшее большее стандартное значение диаметра D из ряда по ГОСТ 9867-70: 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм (см. также табл. 1.2).

По таблице 1.2 принимаем толщину диафрагмы t , мм; диаметр опорной шайбы d , мм.

2. Определяем усилие Q , Н, на штоке диафрагмы для принятых стандартных размеров диафрагмы

$$Q = 0.147(D + d)^2 p - T,$$

$$T = 0,1Q.$$

3. Определяем ход штока диафрагмы. Для тарельчатых (выпуклых) резинотканевых диафрагм ход штока L , мм:

$$L = (0,25...0,35)D.$$

4. Определяем требуемый расход воздуха для обеспечения работы пневмокамеры

Расход воздуха за рабочий ход пневмокамеры V , л/мин:

$$V = 6Fv$$

Принимаем скорость движения поршня $v = 0,05$ м/с.

Площадь диафрагмы F , см², определяется

$$F = 0,01 \cdot 0,785 \cdot D^2,$$

где D – рабочий диаметр диафрагмы, мм.

5. Определяем внутренний диаметр трубопровода

$$d_0 = 4,6\sqrt{V/\omega}, \text{ мм,}$$

где ω — скорость движения воздуха в трубопроводе, м/с ($\omega \approx 17i / \bar{n}$).

По таблице Б.1 выбираем ближайший больший условный проход трубопровода D_y .

6. Выбираем пневмоаппаратуру (см. приложение Б): влагоотделитель, редуционный пневмоклапан, исходя из условного прохода трубопровода; выписываем их характеристики и размеры (1 л/мин=0,001 куб. м/мин).

7. Определяем размеры резьбы винтов для крепления крышек пневмокамеры и размеры резьбы на штоке пневмокамеры [2].

Внутренний диаметр винтов для крепления крышек пневмокамеры рассчитывается по формуле [2]:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\alpha Q}{z\pi[\sigma_p]}}$$

где d_1 - внутренний диаметр резьбы, мм; α - коэффициент затяжки резьбы ($\alpha \approx 2.25$);

Q - осевое усилие, действующее на винты; z – число винтов ($z=8-12$); $[\sigma_p]$ - допускаемые

напряжения растяжения материала болта, МПа (см. таблицу Б.4 для переменной нагрузки).

Внутренний диаметр резьбы на штоке пневмокамеры рассчитывается по формуле [2]:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\alpha Q}{\pi[\sigma_p]}}$$

где d_2 — внутренний диаметр резьбы на штоке, мм; α - коэффициент затяжки резьбы ($\alpha \approx 2.25$).

По расчетным диаметрам необходимо принять ближайšie большие номинальные диаметры метрической резьбы с мелким шагом для винтов и штока по табл. Б.5 и записать их (например: М12 х 1,5, где 12 – номинальный диаметр метрической резьбы, мм; 1,5 – мелкий шаг резьбы, мм (крупный шаг в обозначении резьбы не указывается)).

4 Содержание отчета

Тема, расчет диафрагменного привода с выполнением рис.1.3, письменные ответы на контрольные вопросы.

5 Контрольные вопросы

1. Дайте описание конструкции и принципа действия пресса Р335
2. Опишите устройство пневмокамеры и принцип ее действия
3. Укажите достоинства и недостатки пневмопривода
4. Изобразите пневматическую схему включения пневмокамеры и опишите ее работу.

Практическая работа № 2

Проектирование привода перемещения канавного электромеханического подъемника

1 Общие сведения о канавном электромеханическом подъемнике ПТО-42

Канавный электромеханический подъемник ПТО-42 предназначен для работы на специализированных постах по замене агрегатов автомобилей МАЗ. Максимальная грузоподъемность подъемника – 8 т, максимальный ход (высота подъема) стоек - 505 мм, скорость перемещения тележки – 11 м/мин; масса подъемника – 716 кг или 1020 кг (в зависимости от модификации подъемника). На рис. 2.1 представлен общий вид подъемника.

2 Методика расчета механизма передвижения с приводными ходовыми колесами

Механизмы передвижения служат для перемещения груза в горизонтальной плоскости. При передвижении тележки по рельсам двигатель механизма передвижения преодолевает сопротивление сил трения, инерции. Передвижение тележки сопровождается трением в опорах колес, а при использовании подшипников скольжения также трением торцов ступиц колес о прилежащие детали. При качении по рельсу колес (см. рис. 2.2), нагруженных силой G , в опорах колеса возникает момент трения, равный $f \cdot G \cdot d / 2$, где G — собственный вес подъемника; d — диаметр цапфы колеса тележки; f

— приведенный коэффициент трения, имеющий для различных подшипников разные значения (см. табл. Б.6)[1].

Материал колес по своим физическим свойствам не является идеально упругим, поэтому при его движении по жесткому основанию оказывается, что сумма нормальных давлений в точках, выходящих из-под контакта, меньше, чем в точках, входящих в контакт, так как восстановление первоначального объема происходит с некоторым запаздыванием по отношению к снятию нагрузки. По этой причине нормальная равнодействующая реакции G смещается от линии, проходящей вертикально через ось колеса на размер μ (рис. 2.2), называемый коэффициентом трения качения колеса по рельсу. Его значения указаны в табл. Б.7.

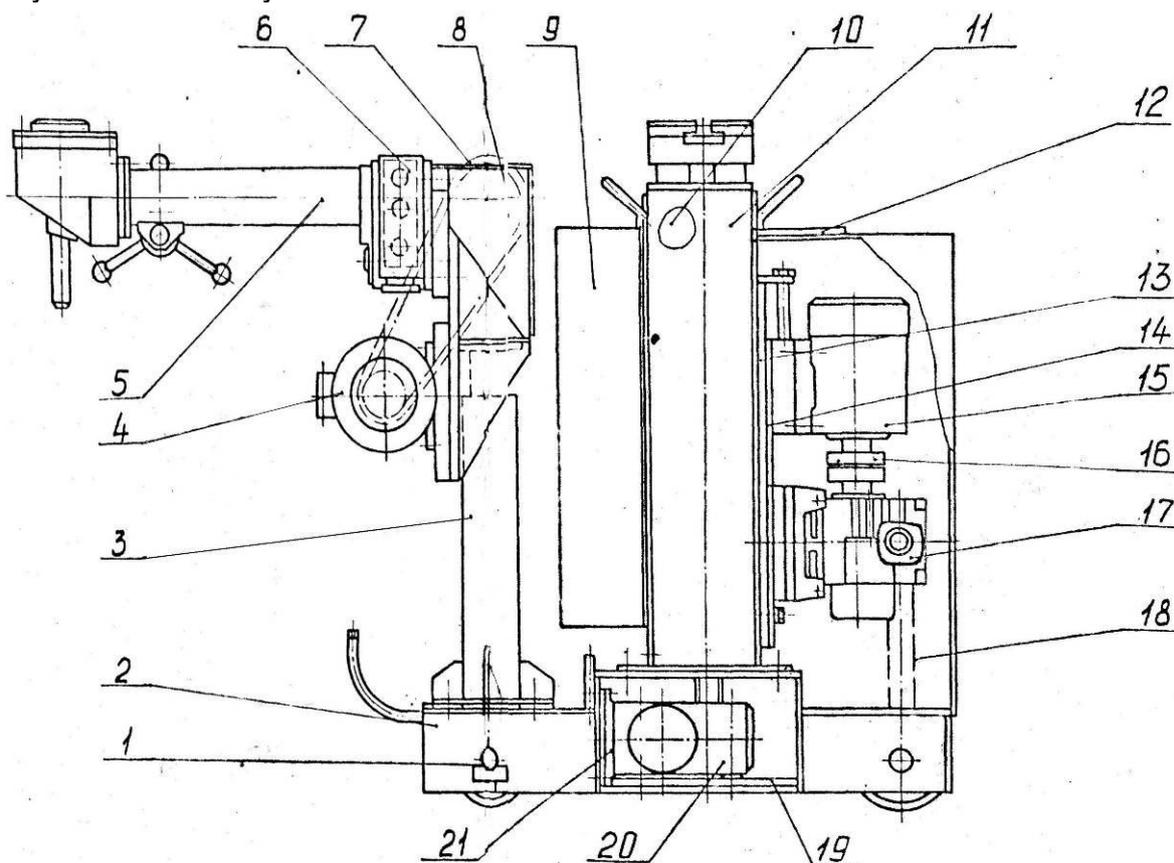


Рисунок 2.1 - Канавный электромеханический подъемник ПТО-42: 1 – передняя ось, 2 – тележка, 3 – колонна с гайковертом, 4 – электродвигатель гайковерта, 5 – хобот, 6 – пульт управления, 7 – клиноременная передача, 8 – редуктор, 9 – шкаф аппаратный, 10, 11 – стойки, 12 – шкаф аппаратный, 13 – плита, 14 – привод перемещения тележки, 15 – электродвигатель перемещения тележки, 16 – муфта, 17 – редуктор, 18 – цепная передача, 19 – рама, 20 – редуктор механизма подъема стоек, 21 – электродвигатель механизма подъема стоек

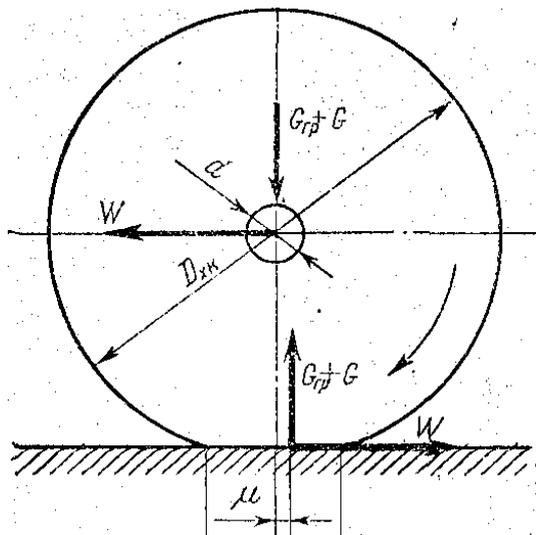


Рисунок 2.2 - Схема определения момента сопротивления передвижению [1]

Сопротивление трения реборд ходовых колес о рельсы теоретически оценить трудно, так как оно определяется большим количеством разнообразных факторов (конструкцией опор и видом поверхности катания колеса и рельса, скоростью движения, положением точки контакта реборды с рельсом и т. п.). Поэтому сопротивление реборд в общепринятой практике расчетов учитывают коэффициентом k_p , называемым коэффициентом трения реборд, но фактически учитывающим дополнительные сопротивления, например трение торцов ступиц колес при их установке на подшипниках скольжения, трение от поперечного скольжения колес по рельсу. Эти дополнительные сопротивления условно принимают пропорциональными сопротивлениям трения в опорах колеса и трения качения колеса по рельсу. Значение коэффициента трения реборд k_p , установленного на основе обобщения результатов экспериментальных исследований, можно принять по рекомендациям ВНИИПТМАШ [1]. Для цилиндрического обода ходового колеса с ребордами $k_p = 2,0$ [1].

При установившемся движении (когда скорость перемещения постоянна) сила и момент сопротивления, действующие на ходовом колесе с учетом трения реборд, определяют по формулам [1]:

$$M_{xk} = G_T (\mu + f \cdot d / 2) k_p, \text{ Н*м} \quad (2.1)$$

$$W = \frac{G_T}{D_{xk}} (2\mu + f \cdot d) k_p, \text{ Н}, \quad (2.2)$$

где G_T - вес тележки подъемника, μ - коэффициент трения качения, D_{xk} - диаметр ходового колеса; d - диаметр цапфы; f - приведенный коэффициент трения в подшипниках, k_p - коэффициент трения реборд.

Момент сопротивления при установившемся движении, приведенный к валу двигателя, определяется [1]:

$$M_c = \frac{M_{xk}}{u_M \eta_M} = \frac{W \cdot D_{xk}}{2 \cdot u_M \eta_M},$$

где u_M и η_M - соответственно передаточное число и КПД механизма между валом двигателя и валом ходовых колес.

Мощность двигателя, кВт, для обеспечения перемещения со скоростью v , м/мин, определяется:

$$D_{\text{дв.}} = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot 60 \cdot \eta}, \quad (2.3)$$

где η - КПД привода перемещения тележки подъемника.

Уравнение моментов при пуске механизма передвижения имеет вид

$$M_{I_{\text{ОШЭ}}} = M_C + M_{\text{ЭИ}1} + M_{\text{ЭИ}2},$$

где M_C - момент сопротивления движению при пуске механизма, $M_{\text{ЭИ}1}$ - момент инерции вращающихся масс механизма, $M_{\text{ЭИ}2}$ - момент инерции поступательно движущихся масс подъемника.

Минимально допускаемое время пуска t_p можно определить из условия надежного сцепления ходовых колес с рельсами, т.е. отсутствия пробуксовки.

Максимально допустимое значение ускорения $[a]$, м/с², при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления определяется [1]:

$$[a] = \left[\frac{m}{n} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\text{НО}}} + f \cdot \frac{d}{D_{\text{ХК}}} \right) - (2\mu + f \cdot d) \frac{k_P}{D_{\text{ХК}}} \right] \cdot g, \quad (2.4)$$

где $k_{\text{НО}}$ - коэффициент запаса сцепления, $k_{\text{НО}}=1,2$; $\varphi = 0,2$ - коэффициент сцепления колеса с рельсом; m - число приводных ходовых колес, для тележки подъемника $m = 2$; n - общее число ходовых колес, для тележки подъемника $n = 4$; $g = 9,81$ м/с² - ускорение сводного падения.

Предельные допускаемые средние ускорения и замедления для механизмов передвижения можно выбрать по [1]. Для механизма перемещения подъемника можно принять 0,1 м/с².

По найденному значению максимально допустимого ускорения при пуске можно определить минимальное время пуска t_p , с, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$t_p = \frac{v}{[a]}. \quad (2.5)$$

После всех подстановок уравнение моментов при пуске $M_{I_{\text{ОШЭ}}}$, Н*м, механизма передвижения имеет вид [1]:

$$M_{I_{\text{ОШЭ}}} = G_T \cdot \frac{2\mu + f \cdot d}{2 \cdot u_M \eta_M} k_P + (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{J_1 n_1}{9,55 \cdot t_p} + \frac{G_T \cdot D_{\text{ХК}}^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot t_p \cdot u_M^2 \cdot \eta_M}, \quad (2.6)$$

где J_1 - момент инерции масс, расположенных на 1 валу (вал электродвигателя), кг*м²; n_1 - частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; коэффициент (1,1 ÷ 1,2) учитывает влияние маховых масс второго и последующих валов.

При подстановке в уравнение (2.6) вычисленного значения времени пуска можно определить пусковой момент, необходимый для создания рекомендуемого ускорения. Оценка пускового момента по уравнению (2.6), необходимая для подбора электродвигателя, возможна только при известном значении момента инерции J_1 , поэтому вычисление требуемой мощности двигателя приходится производить с

помощью уравнения (2.3) путем последовательных приближений, задаваясь первоначально параметрами двигателя, подобранного по статической мощности. По этой мощности подбирают двигатель, номинальная мощность которого при соответствующем значении относительной продолжительности включения равна или несколько превышает расчетную статическую мощность.

3 Расчет привода перемещения канавного электромеханического подъемника

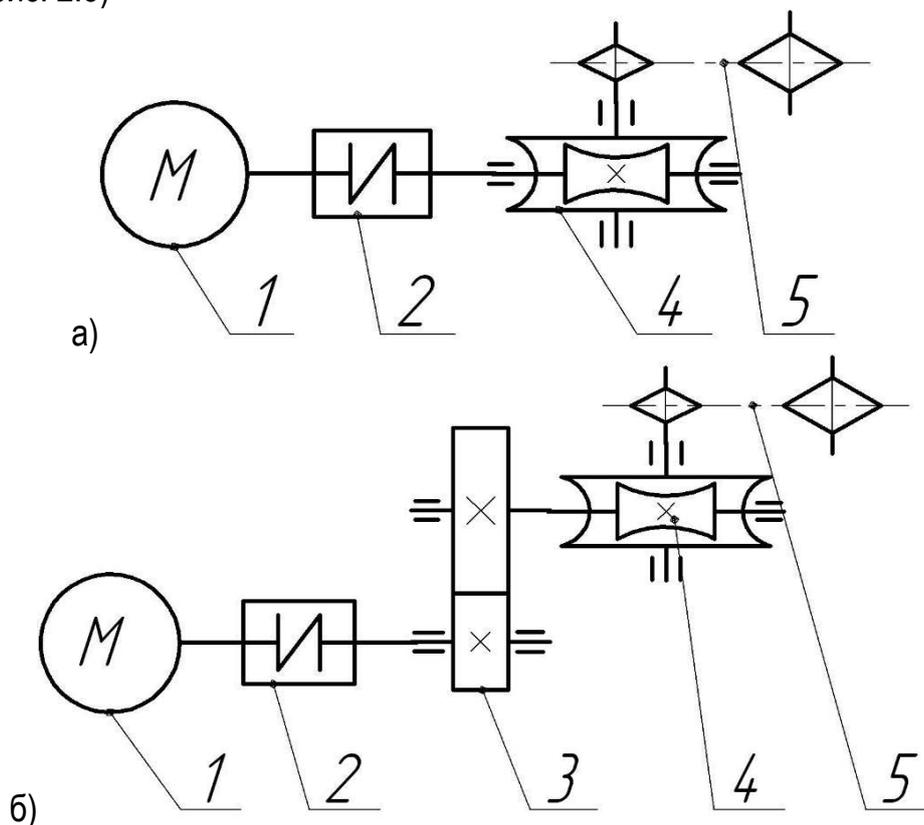
Задание

Выполнить расчет привода перемещения тележки канавного электромеханического подъемника (прототип – подъемник ПТО-42): выбрать требуемый электродвигатель для привода перемещения тележки канавного подъемника, определить требуемое передаточное число привода и его элементов, мощность, частоту вращения и крутящий момент на валах привода.

Исходные данные: масса подъемника m , кг; скорость перемещения тележки v , м/мин; диаметр ходового колеса $D_{ХК}$, мм; тип подшипника колеса; диаметр цапфы колеса d , мм; вид привода и вид обода ходового колеса. Исходные данные приведены в табл. А.2.

Порядок расчета

1 Составляем кинематическую схему привода перемещения тележки подъемника ПТО-42 (см. рис. 2.3)



1 - электродвигатель, 2- муфта, 3 – цилиндрическая передача, 4 - червячная передача, 5- цепная передача

Рисунок 2.3 – Кинематическая схема привода перемещения тележки подъемника: а) с одноступенчатым червячным редуктором; б) с двухступенчатым червячным редуктором

2 Определяем силу и момент сопротивления, действующие на ходовом колесе:

$$W = \frac{G_T}{D_{ХК}} (2\mu + f \cdot d) k_p, \text{ Н};$$

$$M_{ХК} = G_T (\mu + f \cdot d / 2) k_p, \text{ Н*м};$$

где G_T - вес тележки подъемника, Н, $G_T = m \cdot g$; μ - коэффициент трения качения (см. табл. Б.6), $D_{ХК}$ - диаметр ходового колеса, м; d - диаметр цапфы, м; f – приведенный коэффициент трения в подшипниках (см. табл. Б.7), k_p - коэффициент трения реборд (для цилиндрического обода ходового колеса с ребордами $k_p = 2$). Значения d , $D_{ХК}$, μ подставлять в метрах.

3 Определяем мощность двигателя, кВт, для обеспечения равномерного движения со скоростью v , м/мин,

$$D_{\dot{\omega}_{\dot{Y}}} = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_M},$$

где $\eta_M = \eta_{i \dot{\omega} \dot{\omega}} \eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} \eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}}$ - КПД привода перемещения тележки подъемника при использовании одноступенчатого редуктора (рис. 2.3,а), $\eta_{i \dot{\omega} \dot{\omega}} = 0,98-0,99$ – КПД муфты; $\eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} = 0,78-0,84$ – КПД червячной передачи (для числа заходов червяка $Z=4$), $\eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} = 0,90-0,92$ – КПД открытой цепной передачи. При использовании двухступенчатого редуктора (рис. 2.3,б) КПД привода $\eta_M = \eta_{i \dot{\omega} \dot{\omega}} \eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} \eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} \eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}}$, где $\eta_{\dot{\omega} \dot{\omega} \dot{\omega}} = 0,96...0,98$ – КПД цилиндрической передачи.

4 Определяем требуемую частоту вращения ходового колеса тележки подъемника:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi D_{ХК}}, i \dot{\omega} \dot{\omega}^{-1},$$

где v – скорость перемещения тележки, м/мин; $D_{ХК}$ - диаметр ходового колеса, мм.

5 Выбираем приводной электродвигатель из условия:

$$D_{\dot{Y}} \geq D_{\dot{Y} \dot{\omega} \dot{\omega}}, n_{\dot{Y}} > n.$$

При этом нужно учитывать, что требуемое передаточное число привода перемещения тележки $u_M = \frac{n_{\dot{Y}}}{n} = 8,0...80$, т.к. привод состоит из червячного редуктора и цепной передачи (см. рис. 2.3,а). Если фактическое передаточное число привода окажется больше рекомендуемого, т. е. $u_M > 80$, то необходимо использовать двухступенчатый червячный редуктор, состоящий из цилиндрической зубчатой передачи и червячной передачи (см. рис. 2.3,б). В этом случае необходимо повторно выполнить п. 3 и 5 для использования в приводе двухступенчатого редуктора.

Для выбранного электродвигателя из табл. Б.8 выписываем все его характеристики.

6 Определяем номинальный и пусковой моменты выбранного двигателя:

$$M_{i \dot{\omega} \dot{\omega}} = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_{\dot{Y}}}{n_{\dot{Y}}}, \text{ Н*м},$$

$$M_{i \dot{\omega} \dot{\omega} \dot{Y}} = M_{i \dot{\omega} \dot{\omega}} \cdot \frac{M_i}{M_{i \dot{\omega} \dot{\omega}}}, \text{ Н*м},$$

где $P_{\dot{\gamma}}$ - мощность электродвигателя, кВт; $n_{\dot{\gamma}}$ - частота вращения вала двигателя, мин⁻¹;
 $\frac{M_{\dot{\gamma}}}{M_{\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}}}$ - отношение пускового момента к номинальному, принимается из технических характеристик двигателя (см. табл. Б.8).

7 Определяем фактическое передаточное число привода перемещения, т.е. находим u_M

$$u_M = \frac{n_{\dot{\gamma}}}{n}$$

8 Определяем момент сопротивления при установившемся движении, приведенный к валу двигателя :

$$M_c = \frac{M_{\text{ХК}}}{u_M \eta_M} = \frac{W \cdot D_{\text{ХК}}}{2 \cdot u_M \eta_M},$$

где u_M и η_M - соответственно передаточное число и КПД механизма между валом двигателя и валом ходовых колес; $D_{\text{ХК}}$ - диаметр ходового колеса, м.

9 Проверяем, обеспечит ли выбранный двигатель преодоление возникающего момента сопротивления, т.е. выполняется ли условие

$$M_{\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}} \geq \dot{M}_{\text{н}}.$$

Если условие не выполняется, то необходимо выбрать двигатель с большей мощностью и повторить расчеты с п. 5.

8 Определяем максимально допустимое значение ускорения $[a]$, м/с², при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$[a] = \left[\frac{m}{n} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\text{н\ddot{o}}}} + f \cdot \frac{d}{D_{\text{ХК}}} \right) - (2\mu + f \cdot d) \frac{k_p}{D_{\text{ХК}}} \right] \cdot g,$$

где $k_{\text{н\ddot{o}}}$ - коэффициент запаса сцепления, $k_{\text{н\ddot{o}}} = 1,2$; $\varphi = 0,2$ - коэффициент сцепления колеса с рельсом; m - число приводных ходовых колес, для тележки подъемника $m = 2$; n - общее число ходовых колес, для тележки подъемника $n = 4$; $g = 9,81$ м/с² - ускорение сводного падения; $D_{\text{ХК}}$ - диаметр ходового колеса, м; d - диаметр цапфы, м. Значения d , $D_{\text{ХК}}$, μ подставлять в метрах.

9 Определяем минимальное время пуска $t_{\text{п}}$, с, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$t_{\text{п}} = \frac{v}{[a]}.$$

10 Определяем момент при пуске $M_{\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}}$, Н*м, механизма перемещения тележки:

$$M_{\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}\dot{\gamma}} = G_T \cdot \frac{2\mu + f \cdot d}{2 \cdot u_M \eta_M} k_p + (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{J_{\dot{\gamma}} n_{\dot{\gamma}}}{9,55 \cdot t_{\text{п}}} + \frac{G_T \cdot D_{\text{ХК}}^2 \cdot n_{\dot{\gamma}}}{38,2 \cdot t_{\text{п}} \cdot u_M^2 \cdot \eta_M},$$

где $J_{\dot{\gamma}}$ - момент инерции масс ротора электродвигателя, кг*м²; $n_{\dot{\gamma}}$ - частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; $t_{\text{п}}$ - минимальное время пуска, с; значения d , $D_{\text{ХК}}$, μ подставлять в метрах.

11 Проверяем, обеспечит ли выбранный электродвигатель требуемый пусковой момент, т. е. выполняется ли условие

$$M_{i \text{ } \dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\gamma}} \geq M_{i \text{ } \dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}$$

Если условие выполняется, то выбранный электродвигатель подходит и выполняем дальнейшие расчеты. Если условие не выполняется, то необходимо выбрать электродвигатель большей мощности и повторить расчеты с п. 5.

12 Определяем передаточные числа передач привода: цилиндрической (если двухступенчатый редуктор) $u_{\dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}$, червячной $u_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}}$ и цепной $u_{\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{i}}$ из следующих условий.

Передаточное число привода перемещения подъемника:

а) для одноступенчатого редуктора - $u_j = u_{\dot{\sigma}\dot{\alpha}\dot{\delta}\dot{\alpha}} \cdot u_{\dot{\sigma}\dot{\alpha}\dot{i}}$;

б) для двухступенчатого редуктора - $u_j = u_{\dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}} \cdot u_{\dot{\sigma}\dot{\alpha}\dot{\delta}\dot{\alpha}} \cdot u_{\dot{\sigma}\dot{\alpha}\dot{i}}$.

Для одноступенчатого червячного редуктора $u_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}} = 8,0...80$, при этом для червячной передачи с числом заходов червяка $Z_1 = 4$ рекомендуется $u_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}} = 8,0...30$ (предельное значение $u_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}} = 50$), а для цепной передачи $u_{\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{i}} = 2,0...5,0$ (возможно принять $u_{\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{i}} = 1,0$). При выборе передаточного числа цепной передачи необходимо, чтобы наружный диаметр ведомой звездочки не превышал диаметр ходового колеса тележки. Поэтому желательно применять меньшие передаточные числа для цепной передачи. Рекомендованное передаточное число для зубчатой цилиндрической передачи быстроходной ступени $u_{\dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}} = 2,5...5,6$.

13 Определяем мощность, крутящие моменты и частоты вращения на валах привода и заполняем приведенную ниже таблицу

Таблица 2.1 – Мощности, частоты и крутящие моменты на валах привода

	Мощность, кВт	Частота, мин ⁻¹	Крутящий момент, Н*м
Вал электродвигателя	$P_{\dot{\gamma}}$	$n_{\dot{\gamma}}$	$M_{\dot{\gamma}} = 9550 \frac{P_{\dot{\gamma}}}{n_{\dot{\gamma}}}$
Входной вал червячного редуктора	$P_I = P_{\dot{\gamma}} \eta_{i \text{ } \dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}}$	$n_I = n_{\dot{\gamma}}$	$M_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}$
Промежуточный вал червячного редуктора (если есть)	$P_{II} = P_I \eta_{\dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}$	$n_{II} = n_I / u_{\dot{\sigma}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}$	$M_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}}$
Выходной вал червячного редуктора	$P_{III} = P_{II} \eta_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}}$	$n_{III} = n_{II} / u_{\dot{\sigma}\dot{\delta}\dot{\alpha}}$	$M_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}}$
Вал ходового колеса	$P_{IV} = P_{III} \eta_{\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{i}}$	$n_{IV} = n_{III} / u_{\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{i}}$	$M_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}}$

Дальнейший расчет элементов привода проводится по методике расчета деталей машин.

4 Содержание отчета

Тема, расчет привода перемещения канавного электромеханического подъемника с приведением формул, их расшифровкой и выполнением рис. 2.3, письменные ответы на контрольные вопросы.

5 Контрольные вопросы

1. Трение каких элементов учитывается при определении силы сопротивления движению ходового колеса при установившемся движении?
2. Какие моменты сопротивления возникают при пуске механизма передвижения? Запишите уравнение моментов при пуске механизма и расшифруйте его элементы.
3. Из какого условия определяется минимально допустимое время пуска привода перемещения?
4. В каком случае необходимо использовать двухступенчатый червячный редуктор в приводе перемещения?

Список использованных источников

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985.
2. Антонюк В. Е. Конструктору станочных приспособлений.: Справ. пособие. – Мн.: Беларусь, 1991.- 400 с.
3. Горохов В. А. Проектирование технологической оснастки: Учебник . – Мн.: «Бервита», 1997. – 344 с.
4. Основы проектирования ремонтно-технологического оборудования : учеб.-метод. пособие / С.К. Карпович [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2008. – 92 с.
5. Общетехнический справочник / Е. А. Скороходов и др.; Под общ. Ред. Е. А. Скороходова. – М.: Машиностроение, 1990. – 496 с.
6. Кацман М. М. Справочник по электрическим машинам. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 480 с.

Приложение А

Таблица А.1 – Исходные данные для расчета пневматического диафрагменного привода

Вар.	Давление воздуха p , МПа	Усилие на штоке пневмокамеры Q , кН
1	0,4	2,4
2	0,5	4,9
3	0,8	12,3
4	0,4	9,6
5	0,5	19,7
6	0,63	38,9
7	0,63	3,8
8	0,63	6,2
9	0,4	6,1
10	0,5	12
11	0,8	31,6

Вар.	Давление воздуха p , МПа	Усилие на штоке пневмокамеры Q , кН
12	0,5	30,8
13	0,5	3
14	0,4	3,9
15	0,63	9,7
16	0,63	15,2
17	0,63	24,9
18	0,4	24,7
19	0,45	2,7
20	0,55	5,4
21	0,5	7,7
22	0,45	10,8
23	0,4	15,8
24	0,8	49,4
25	0,8	4,8
26	0,8	7,9
27	0,45	6,9
28	0,55	13,2
29	0,55	21,7
30	0,55	33,9

Таблица А.2 – Исходные данные для расчета привода перемещения подъемника

Вар.	$D_{\text{ХК}}$, мм	d , мм	m , кг	V , м/мин	Тип подшипников ходового колеса	Тип рельса (плоская или выпуклая головка)
1	250	30	700	9	Скольжения, букса с жидкой смазкой	плоская
2	300	40	750	9,5	Качения шариковые	выпуклая
3	320	35	800	10	Качения роликовые	плоская
4	400	45	850	10,5	Качения конические	выпуклая
5	450	50	900	11	Качения шариковые	плоская
6	500	30	950	11,5	Качения роликовые	выпуклая
7	630	40	1000	12	Качения конические	плоская
8	680	35	1050	9	Скольжения, букса с жидкой смазкой	выпуклая

Вар.	$D_{\text{ХК}}$, мм	d, мм	m, кг	V, м/мин	Тип подшипников ходового колеса	Тип рельса (плоская или выпуклая головка)
9	700	45	750	9,5	Качения шариковые	плоская
10	750	50	800	10	Качения роликовые	выпуклая
11	800	30	850	10,5	Скольжения, букса с жидкой смазкой	плоская
12	250	40	900	11	Качения шариковые	выпуклая
13	300	35	950	11,5	Качения роликовые	плоская
14	320	45	1000	12	Качения шариковые	выпуклая
15	400	50	1050	9	Качения роликовые	плоская
16	450	30	750	9,5	Качения конические	выпуклая
17	500	40	800	10	Скольжения, букса с жидкой смазкой	плоская
18	630	35	850	10,5	Качения шариковые	выпуклая
19	680	45	900	11	Качения роликовые	плоская
20	700	50	950	11,5	Качения шариковые	выпуклая
21	630	45	1000	12	Качения роликовые	плоская
22	560	35	1050	11,5	Качения конические	выпуклая
23	500	30	750	9	Скольжения, букса с жидкой смазкой	плоская
24	450	35	700	9,5	Качения шариковые	плоская
25	400	40	850	10	Качения роликовые	плоская
26	360	45	775	10,5	Качения шариковые	плоская

Вар.	$D_{\text{ХК}}$, мм	d, мм	m, кг	V, м/мин	Тип подшипников ходового колеса	Тип рельса (плоская или выпуклая головка)
27	320	50	900	11	Качения шариковые	выпуклая
28	450	40	950	11,5	Качения роликовые	выпуклая
29	500	50	1000	12	Качения конические	выпуклая
30	560	50	1050	9	Скольжения, букса с жидкой смазкой	выпуклая

Приложение Б

Таблица Б.1 – Условные проходы гидравлических и пневматических систем (по ГОСТ 16516-80).

Под условным проходом устройства следует понимать номинальный внутренний диаметр присоединяемого к нему трубопровода, округленного до ближайшей величины из ряда: 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Таблица Б.2 - Влагодотделители с металлокерамическим фильтром [2]

Обозначение	Наибольший расход воздуха, м ³ /мин, при давлении 0,4 МПа	Условный проход, мм	Резьба	Н	В
				мм	
В41-13	0,04	12	К 3/8"	175	86
В41-14	0,09	16	К 1/2"		
БВ41-13	0,04	12	К 3/5"	235	
БВ41-14	0,09	16	К 1/2"		
В41-16	0,25	25	К 1"	290	120

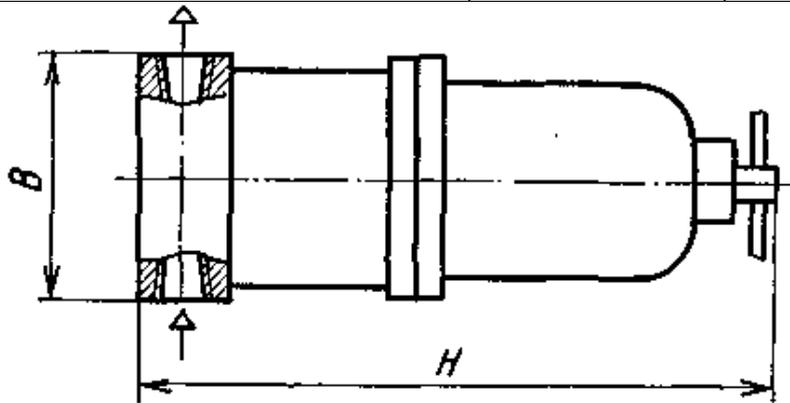


Рисунок Б.1 - Влагодотделитель с металлокерамическим фильтром [2]

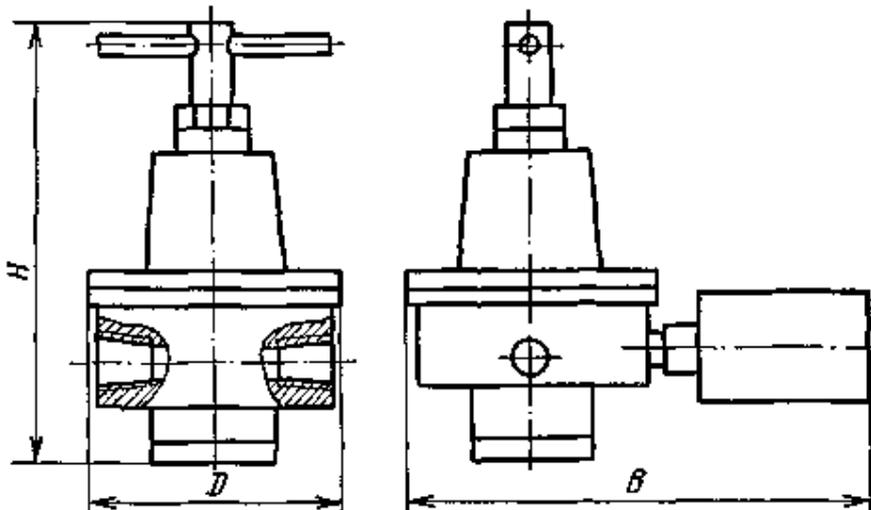


Рисунок Б.2 - Редукционный пневмоклапаны [2]

Таблица Б.3 - Редукционные пневмоклапаны [2]

Обозначение	Наибольший расход воздуха, м ³ /мин, при давлении 0,4 МПа	Условный проход, мм	Резьба	D	H	B
					мм	
БВ57-13	0,04	12	К 3/8"	86	150	160
БВ57-14	0,08	16	К 1/2"			
В57-16	0,25	26	К 1"	115	200	190

Таблица Б.4 - Допускаемые напряжения материалов, применяемых для изготовления резьбовых изделий [2]

Марка стали	Термообработка	Допускаемые напряжения при растяжении [σ_p], МПа	
		при статической нагрузке	при переменной нагрузке
10	-	60... 70	30...40
35	-	100...110	50... 60
45	Отжиг	100...120	50...60
45	Нормализация	120...140	60... 70
45	Улучшение	150...170	70... 80
45	Закалка	190...210	80...90
40Х	Отжиг	140...160	70... 80
40Х	Улучшение	170...190	85...95
40Х	Закалка	280... 300	110...120

Таблица Б.5 – Ряды номинальных диаметров и шаги метрической резьбы (ГОСТ 8724—81) [5]

Номинальный диаметр d	Шаг P	
	крупный	мелкий
	1-й ряд	
2,0	0,40	0,25
2,5	0,45	0,35
3,0	0,50	0,35
4,0	0,70	0,50
5	0,8	0,50
6	1	0,75; 0,5
8	1,25	1; 0,75; 0,5
10	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
16	2	1,5; 1; 0,75; 0,5
20	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
24	3	2; 1,5; 1; 0,75

Номинальный диаметр d	Шаг P	
	крупный	мелкий
30	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
36	4	3; 2; 1,5; 1
42	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
48	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
56	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
64	6	4; 3; 2; 1,5; 1
72; 80	—	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
90; 100; 110; 125; 140	—	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
160; 180; 200	—	6; 4; 3; 2
220; 250; 280	—	6; 4; 3
320; 360; 400	—	6; 4
450; 500; 550; 600	—	6

Таблица Б.6 - Приведенные коэффициент трения f подшипников [1]

Подшипники скольжения:

открытого типа	0,1
букса с жидкой смазкой	0,08

Подшипники качения:

шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

Таблица Б.7 - Коэффициент трения качения μ , см, для стальных ходовых колес [1]

Рельс	Диаметр ходового колеса $D_{ХК}$, мм				
	200—320	400—560	630—700	800	900—1000
с плоской головкой	0,03	0,05	0,06	0,065	0,07
с выпуклой головкой	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12

Таблица Б.8 - Технические данные асинхронных двигателей серии АИ [6].

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{НОМ}$, кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{M_{\bar{I}}}{M_{\bar{I}\bar{I}\bar{I}}}$	$\frac{M_{MAX}}{M_{\bar{I}\bar{I}\bar{I}}}$	Момент инерции $J_{э}$, кг*м ²
		Скольжение $S_{НОМ}$, %	Частота вращения $n_{э}$, мин ⁻¹			
1	2	3	4	5	6	
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=3000$ мин ⁻¹						
АИР50А2	0,09	11,5	2655	2,2	2,2	0,25*10 ⁻⁴
АИР50В2	0,12	11,5	2655	2,2	2,2	0,28*10 ⁻⁴
АИР56А2	0,18	9,0	2730	2,2	2,2	4,2*10 ⁻⁴
АИР56В2	0,25	9,0	2730	2,2	2,2	4,7*10 ⁻⁴
АИР63А2	0,37	9,0	2730	2,2	2,2	7,6*10 ⁻⁴
АИР63В2	0,55	9,0	2730	2,2	2,2	9*10 ⁻⁴
АИР71А2	0,75	6	2820	2,1	2,2	9,7*10 ⁻⁴

1	2	3	4	5	6	
AIP71B2	1,1	6,5	2805	2,1	2,2	11*10 ⁻⁴
AIP80A2	1,5	5	2850	2,1	2,2	18*10 ⁻⁴
AIP80B2	2,2	5	2850	2	2,2	21*10 ⁻⁴
AIP90L2	3	5	2850	2	2,2	0,0035
AIP100S2	4	5	2850	2	2,2	0,0059
AIP100L2	5,5	5	2850	2	2,2	0,0075
AIP112M2	7,5	3,5	2895	2	2,2	0,01
AIP132M2	11	3	2910	1,6	2,2	0,023
AIP160S2	15	3	2910	1,8	2,7	0,039
AIP160M2	18,5	3	2910	2	2,7	0,043
AIP180S2	22	2,7	2919	2	2,7	0,057
AIP180M2	30	2,5	2925	2,2	3	0,07
Синхронная частота вращения $n_{\text{синхр}}=1500 \text{ мин}^{-1}$						
AIP50A4	0,66	11	1335	2,3	2,2	0,000029
AIP50B4	0,09	11	1335	2,3	2,2	0,000033
AIP56A4	0,12	10	1350	2,3	2,2	0,0007
AIP56B4	0,18	10	1350	2,3	2,2	0,00079
AIP63A4	0,25	12	1320	2,3	2,2	0,0012
AIP63B4	0,37	12	1320	2,3	2,2	0,0014
AIP71A4	0,55	9,5	1358	2,3	2,2	0,0013
AIP71B4	0,75	10	1485	2,2	2,2	0,0014
AIP80A4	1,1	7	1395	2,2	2,2	0,0032
AIP80B4	1,5	7	1395	2,2	2,2	0,0033
AIP90L4	2,2	7	1395	2,1	2,2	0,0056
AIP100S4	3	6	1410	2	2,2	0,0087
AIP100L4	4	6	1410	2	2,2	0,011
AIP112M4	5,5	4,5	1433	2	2,5	0,017
AIP132S4	7,5	4	1440	2	2,5	0,028
AIP132M4	11	3,5	1448	2	2,7	0,04
AIP160S4	15	3	1455	1,9	2,9	0,078
AIP160M4	18,5	3	1455	1,9	2,9	0,1
AIP180S4	22	2,5	1463	1,7	2,4	0,15
AIP180M4	30	2	1470	1,7	2,7	0,19
Синхронная частота вращения $n_{\text{синхр}}=1000 \text{ мин}^{-1}$						
AIP63A6	0,19	14	860	2	2,2	0,0018
AIP63B6	0,25	14	860	2	2,2	0,0022
AIP71A6	0,37	8,5	915	2	2,2	0,0017
AIP80A6	0,75	8	920	2	2,2	0,0018
AIP80B6	1,1	8	920	2	2,2	0,0022
AIP90L6	1,5	7,5	925	2	2,2	0,0073
AIP100L6	2,2	5,5	945	2	2,2	0,013
AIP112MA6	3	5	950	2	2,2	0,017
AIP112MB6	4	5	950	2	2,2	0,021
AIP132S6	5,5	4	960	2	2,2	0,04
AIP132M6	7,5	4	960	2	2,2	0,058
AIP160S6	11	3	970	2	2,7	0,12
AIP160M6	15	3	970	2	2,7	0,15
AIP180M6	18,5	2	980	1,8	2,4	0,2
Синхронная частота вращения $n_{\text{синхр}}=750 \text{ мин}^{-1}$						
AIP71B8	0,25	8	690	1,8	1,9	0,0019

1	2	3	4	5	6	
AIP80A8	0,37	6,5	701	1,8	1,9	0,0034
AIP80B8	0,55	6,5	701	1,8	1,9	0,0041
AIP90LA8	0,75	7	698	1,6	1,7	0,0067
AIP90LB8	1,1	7	698	1,6	1,7	0,0086
AIP100L8	1,5	6	705	1,6	1,7	0,013
AIP112MA8	2,2	5,5	709	1,8	2,2	0,017
AIP112MB8	3	5,5	709	1,8	2,2	0,025
AIP132S8	4	4,5	716	1,8	2,2	0,042
AIP132M8	5,5	5	713	1,8	2,2	0,057
AIP160S8	7,5	3	728	1,6	2,4	0,12
AIP160M8	11	3	728	1,6	2,4	0,15
AIP180M8	15	2,5	731	1,6	2,2	0,23

Примечания:

1 Пример обозначения двигателя: Двигатель AIP100L4 ТУ 16 – 525.564 – 84

2 Габаритные, установочные и присоединительные размеры асинхронных двигателей AIP исполнений IM1081 и IM3081

3 Краткая характеристика двигателей серии AI. Двигатели общего назначения (основное исполнение AIP) предназначены для механических приводов, не предъявляющих специальных требований к пусковым характеристикам, скольжению, энергетическим показателям и пр. Базовое обозначение асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (закрытый, обдуваемый, со встроенным вентилятором) единой серии AI состоит из буквенно-цифровых символов, расположенных в следующем порядке: а) обозначение серии (AI); б) вариант привязки мощности к установочным размерам (вариант P); в) высота оси вращения, т.е. расстояние от оси вращения до опорной плоскости лап двигателя, мм (две или три цифры); для двигателей фланцевого исполнения без лап (IM3081), представляющих собой конструктивную модификацию основного исполнения двигателя с лапами (IM1081), условной высотой оси вращения является высота оси вращения основного исполнения; г) установочный размер по длине станины (S, M или L); д) длина сердечника статора A или B при условии сохранения установочного размера; е) число полюсов (2, 4, 6, 8)

Учебное издание

**Составители: Монтик Сергей Владимирович
Акулич Ярослав Антонович**

Методические указания

к практическим занятиям
по дисциплине
**«Проектирование, расчет и эксплуатация
технологического оборудования»**

для студентов специальностей
1 - 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1 - 37 01 07 «Автосервис»

Часть 1

**Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор Строкач Т.В.**

Подписано к печати .2011 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. _____. Уч.
изд. л. . Заказ N . Тираж 60 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования
«Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул.
Московская, 267.