

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ

«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методические указания

к выполнению курсовой работы
по дисциплинам

**«Средства технического оснащения автосервиса»,
«Механизация процессов технической эксплуатации»,**
для студентов специальностей
1-37 01 07 **«Автосервис»**
1 - 37 01 06 **«Техническая эксплуатация автомобилей»,**

Часть 2



Брест 2019

УДК 629.331.083(075.8)

Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплинам «Средства технического оснащения автосервиса», «Механизация процессов технической эксплуатации», для студентов специальностей 1- 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-370107 «Автосервис», часть 2, содержат методику и примеры расчета электромеханических подъемников различных типов. Методические указания могут использоваться для выполнения практических работ по данным дисциплинам, а также конструкторской части дипломного проекта студентами указанных специальностей. В 2 частях.

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
Я. А. Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
Ф. М. Санюкевич, доцент кафедры МЭА, к.т.н., доцент

Рецензент: директор филиала «Автовокзал г. Бреста» ОАО «Брестоблавтотранс» А.
М. Сенчук

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2019

Содержание и правила оформления курсовой работы, методика расчета электрогидравлических подъемников различных типов приведены в первой части методических указаний [1]. В данных методических указаниях представлена методика и пример расчета привода и элементов конструкции электромеханических подъемников.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРИВОДА И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА

Третий раздел курсовой работы в случае проектирования привода и элементов конструкции электромеханического подъемника с передачей винт-гайка скольжения должен включать следующие пункты.

3.1 Исходные данные на проектирование

Исходные данные на проектирование электромеханического привода подъемника приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 - Исходные данные

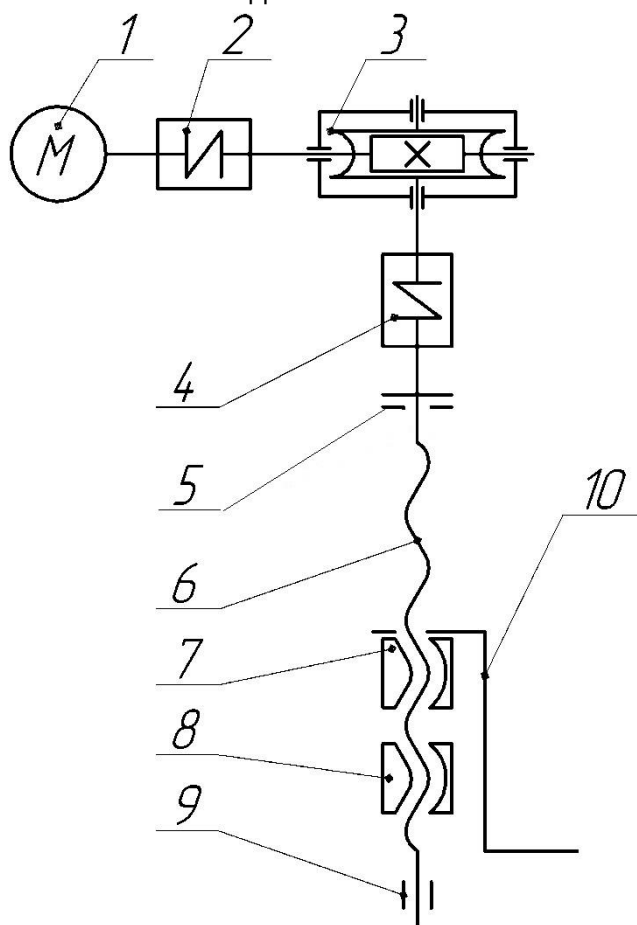
Наименование параметра	Значение
Тип подъемника	
Максимальная грузоподъемность $m_{\text{АВТ}}$, кг	
Высота подъема максимальная $H_{\text{МАХ}}$, мм	
Высота платформ в исходном положении $H_{\text{МИН}}$, мм	
Количество грузовых винтов (стоек) Z_c	
Время подъема t , с (или Скорость подъема v , м/с)	
Количество электродвигателей	
Передаточный механизм (червячный редуктор, червячный мотор-редуктор, ременная передача, др. механизм)	
Материал рабочей гайки (бронза, антифрикционный чугун, сталь, др. материал)	
Масса подъемника $m_{\text{ПОДЪЕМНИКА}}$, кг	Если не задана в исходных данных, то принимается по данным подъемника-прототипа

3.2 Описание конструкции и принципа действия привода, составление кинематической схемы

Составляем кинематическую схему привода стойки (для подъемника – комплекта передвижных стоек) или подъемника (в других случаях). При составлении кинематической схемы нужно использовать межгосударственные стандарты [2-3].

Например, привод подъема стойки для подъемника – комплекта передвижных стоек (прототип – подъемник мод. ПП-16) состоит электродвигателя, соединенного через муфту с червячным редуктором, который через муфту передает движение на грузовой винт, на котором установлена рабочая гайка с опорной шайбой и страхующая гайка (см. рис. 3.1).

При вращении винта рабочая гайка поднимает с помощью опорной шайбы каретку с упором. Упоры четырех стоек за колеса поднимают автомобиль.



1 – электродвигатель; 2, 4 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – червячный редуктор; 5 – упорный подшипник; 6 – грузовой винт; 7 – рабочая гайка; 8 – страхующая гайка; 9 – радиальный подшипник; 10 – каретка с упором

Рисунок 3.1 – Кинематическая схема привода подъема каретки стойки (подъемник ПП-16)

В качестве верхней опоры используют упорные (см. рис. 3.2, 3.4) или радиально-упорные подшипники, а также сборные узлы специальной конструкции, в качестве нижней опоры винта обычно используют радиальные подшипники скольжения (см. рис. 3.3). Подбор и расчет подшипников винта выполняется по типовой методике [10, 11] после определения размеров трапецеидальной резьбы.

Передача вращающего момента от электродвигателя на грузовой винт может происходить с помощью червячного редуктора (см. рис. 3.1, 3.2), червячного мотор-редуктора (мотор-редуктор – это приводной механизм, в состав которого входят два компонента: электродвигатель и редуктор) (см. рис. 3.3), ременной передачи (в зависимости от конструкции привода подъемника).

Червячный редуктор соединяется с электродвигателем с помощью упругой муфты (например, упругой втулочно-пальцевой; упругой со звездочкой; упругой с торообразной оболочкой). Выходной конец вала редуктора или мотор-редуктора соединяется с грузовым винтом также с помощью упругой муфты.

Крепление грузового винта к полумуфте осуществляется с помощью двух штифтов, а передача вращения с полумуфты на грузовой винт осуществляется с помощью шлицов (см. рис. 3.2).

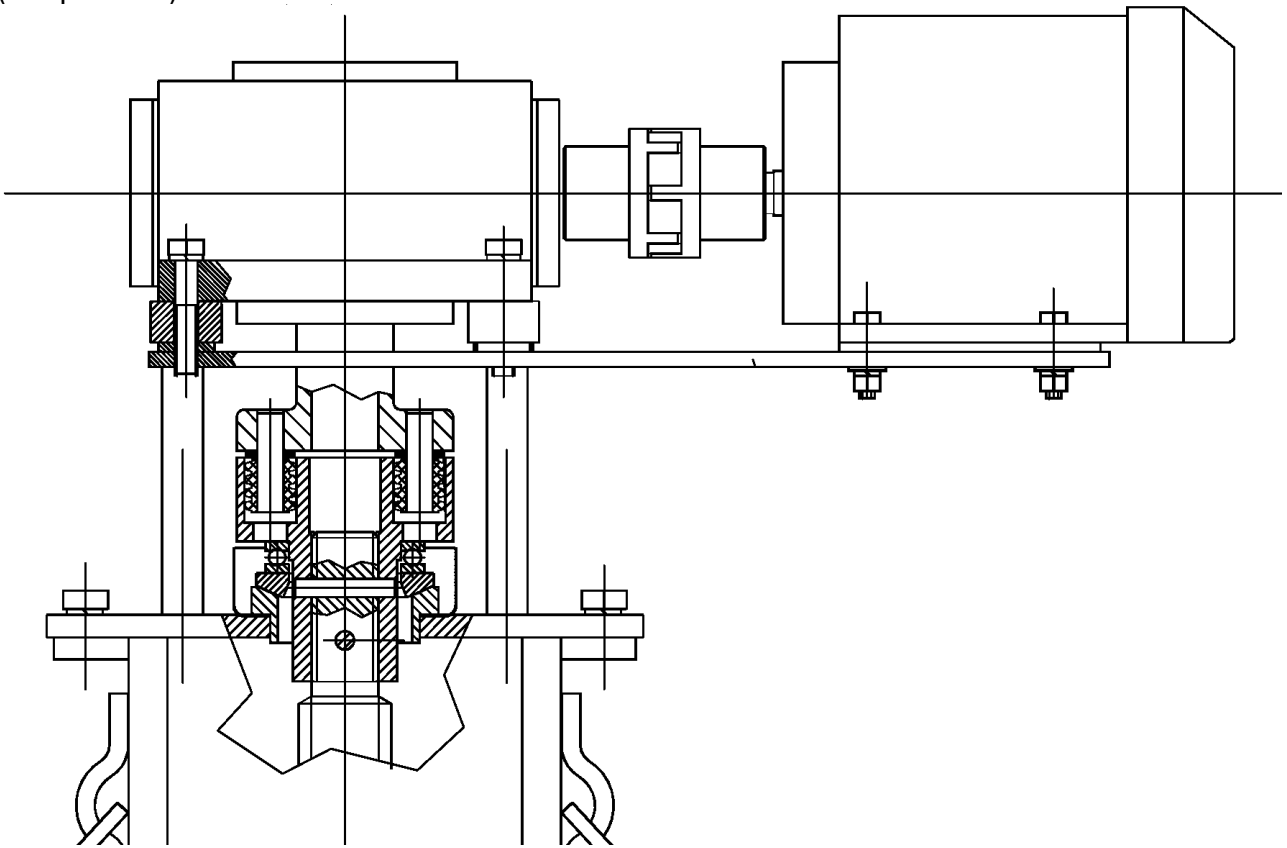


Рисунок 3.2 – Соединение грузового винта и редуктора, верхняя опора грузового винта

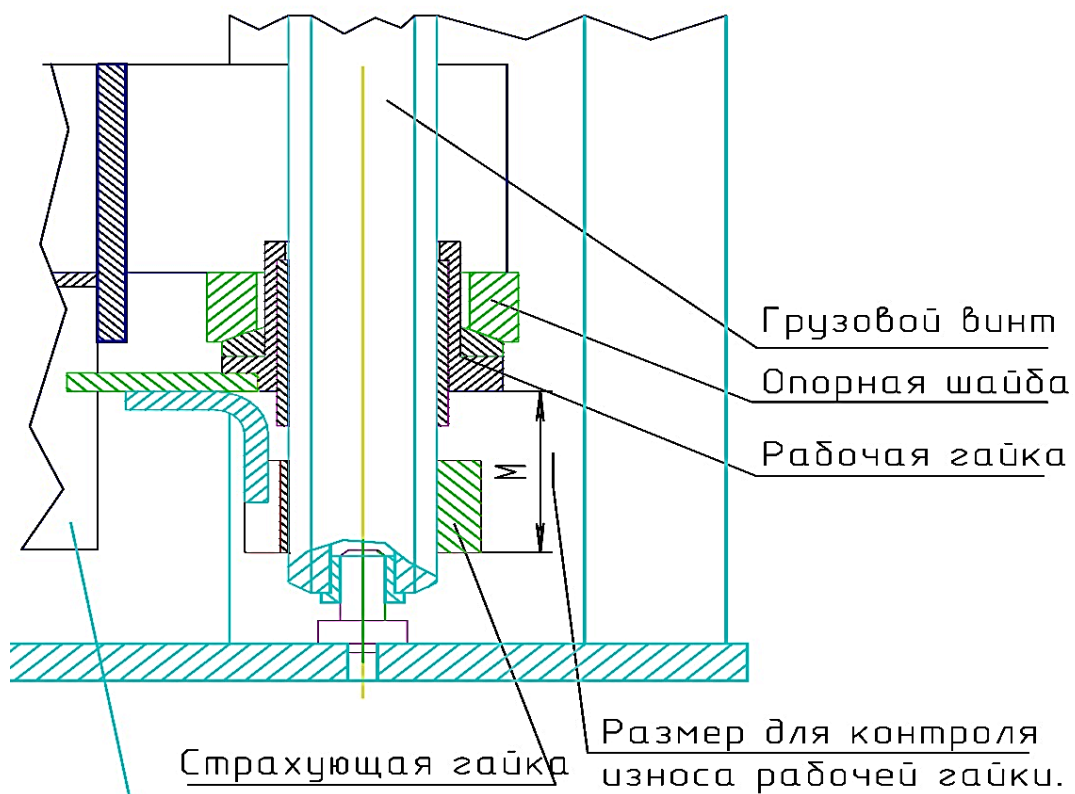
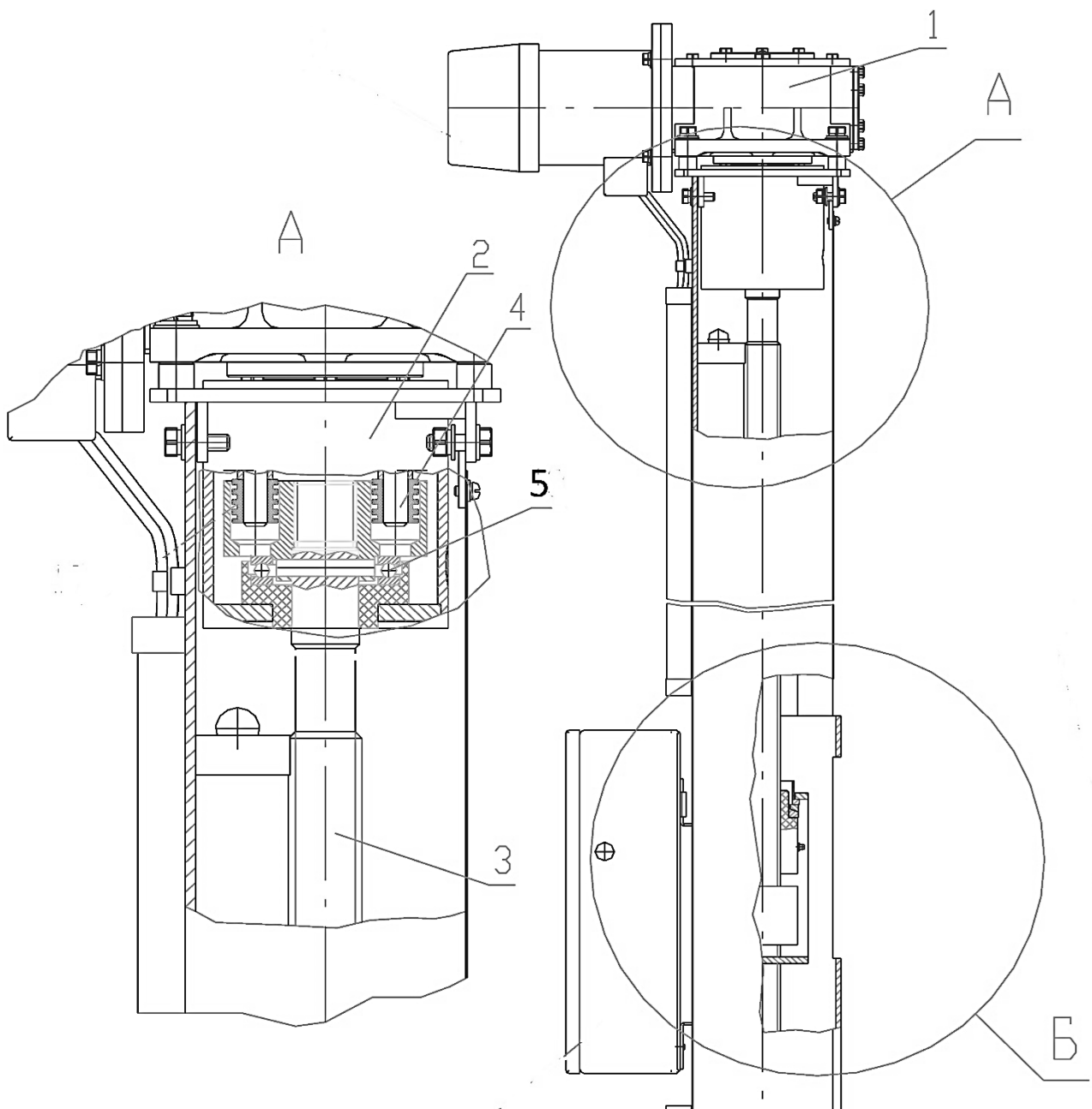


Рисунок 3.3 – Нижняя опора грузового винта (радиальный подшипник скольжения)



1 – мотор-редуктор, 2 – опора, 3 – грузовой винт, 4 – полумуфта, 5 – упорный шариковый подшипник

Рисунок 3.4 – Соединение грузового винта и мотор-редуктора (подъемник ПЛД-3)

3.3 Составляем расчетную схему привода подъемника с указанием действующих сил

Расчетная схема привода подъемника зависит от его типа и конструкции. Для подъемника – комплекта передвигающих стоек расчетная схема приведена на рис. 3.5. Дальнейший расчет привода и элементов конструкции электромеханического подъемника с передачей винт-гайка скольжения выполняем по методикам, изложенным в [7-11].

Длина рабочей части винта принимается равной высоте подъема автомобиля. Винт выполнен висящим и работает на растяжение с кручением, поэтому на устойчивость расчет не выполняется.

3.4 Определяем осевую нагрузку Q , действующую на грузовой винт стойки

Вес $G_{\text{АВТ}}$ (Н) поднимаемого груза, который включает вес поднимаемого автомобиля и вес платформ и поперечных балок (для платформенного подъемника) или вес кареток и подхватов (для двухстоечного подъемника, подъемника – комплекта передвижных стоек), определяется

$$G_{\text{АВТ}} = (m_{\text{АВТ}} + m_{\text{ПЛАТФ/КАРЕТКИ}}) \cdot g, \quad (3.1)$$

где $m_{\text{АВТ}}$ – масса поднимаемого автомобиля, кг; $m_{\text{ПЛАТФ/КАРЕТКИ}}$ – масса поднимаемых платформ и поперечных балок подъемника или масса кареток и подхватов подъемника (можно принять при проектных расчетах ориентировочно $m_{\text{ПЛАТФ/КАРЕТКИ}} = m_{\text{ПОДЪЕМНИКА}}/3$, где $m_{\text{ПОДЪЕМНИКА}}$ – масса подъемника, кг); $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Определяем осевую нагрузку Q , действующую на грузовой винт стойки

$$Q = \frac{G_{\text{АВТ}} \cdot K_P}{Z_C}, \quad (3.2)$$

где K_P – коэффициент неравномерности распределения веса по стойкам ($K_P = 1,1 \dots 1,3$, большее значение берется для четырехстоечных (шестистоечных), а меньшее – для двухстоечных подъемников); Z_C – число стоек (или грузовых винтов).

3.5 Определяем силу прижатия R_K (Н) опорных каретки роликов к направляющим элементам стойки (см. рис. 3.6):

$$R_K = \frac{Q \cdot L}{H_1 + H_2}, \quad (3.3)$$

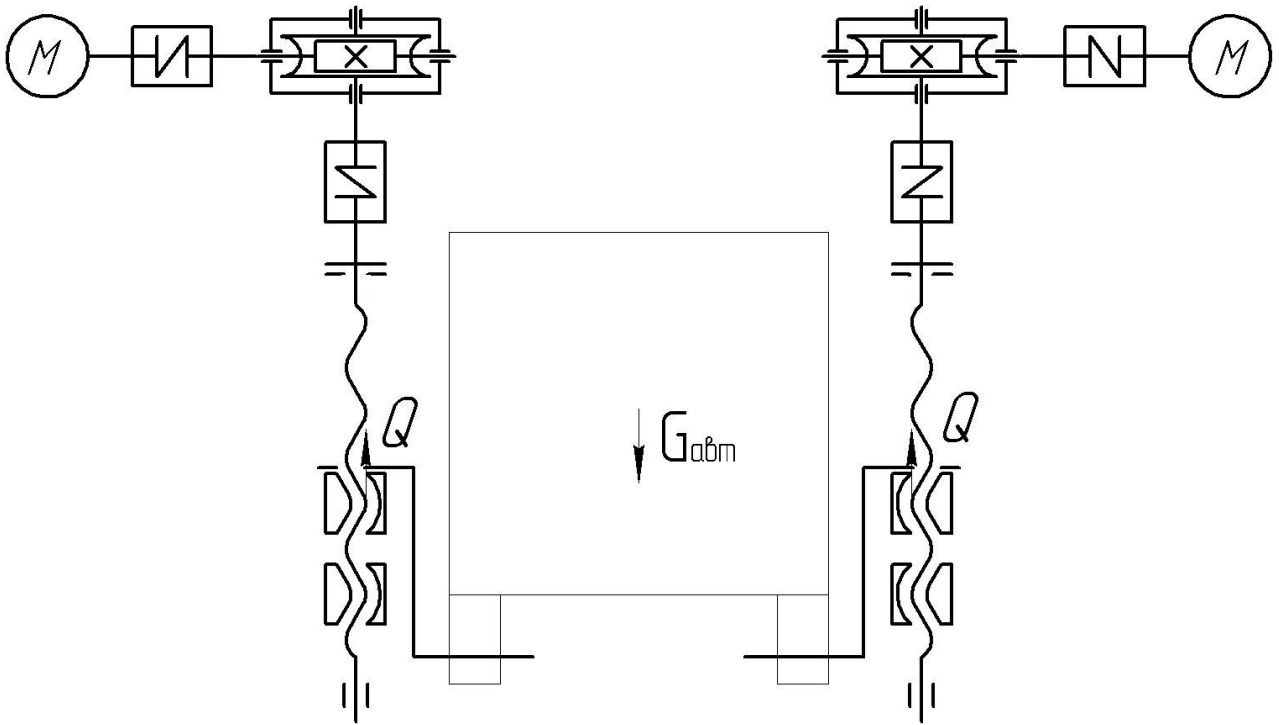
где Q – нагрузка на опорную стойку подъемника; L – длина плеча подхвата, принимается с чертежа прототипа (из руководства по эксплуатации) с учетом масштаба (см. рис. 3.7); H_1, H_2 – геометрические параметры каретки, мм.

Расчет выполняется для подъемников передвижных подъемников типа ПП, подъемников стоечных типа ПС, двухстоечных подъемников типа ПЛД, ПР.

Для двухстоечных подъемников типа ПЛД, ПС, ПР длину плеча подхвата L (м) можно принимать с чертежа прототипа (если не указано иное в задании) либо по формуле

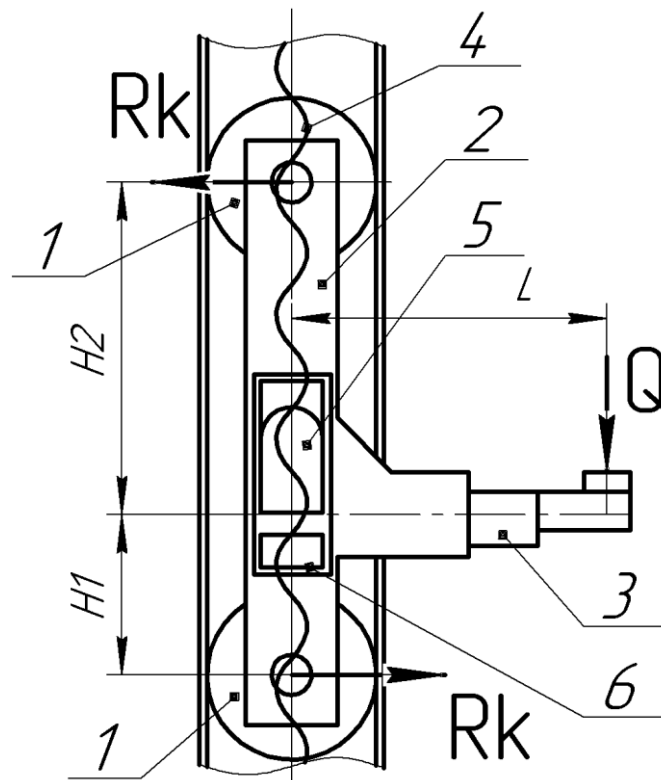
$$L = \frac{1}{4} B_A + \Delta L,$$

где B_A – ширина автомобиля, м; ΔL – длина по ширине на сторону ($\Delta L = 0,25 \dots 0,4$ м, меньшее значение принимается для легковых автомобилей).



$G_{\text{авт}}$ - вес поднимаемого автомобиля; Q - сила, действующая на грузовой винт

Рисунок 3.5 – Расчетная схема подъемника



1 – опорные ролики, 2 – каретка, 3 – подхват, 4 – грузовой винт, 5 – грузовая гайка, 6 – страховая гайка

Рисунок 3.6 – Схема стойки электромеханического подъемника

Высота каретки $H_{\text{каретки}}$ равна

$$H_{\text{каретки}} = H_1 + H_2.$$

При проектных расчетах высоту каретки можно принять

$$H_{\text{каретки}} = \frac{1}{3} H_{\text{МАХ}},$$

где $H_{\text{МАХ}}$ – высота подъема автомобиля, указывается в исходных данных на проектирование.

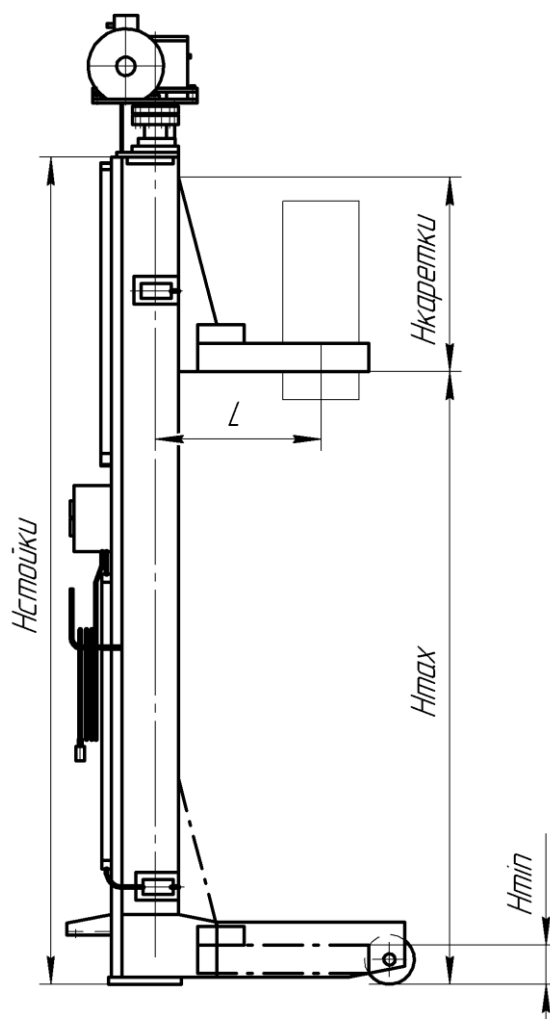


Рисунок 3.7 – Стойка подъемника (прототип ПП-16)

При этом высота $H_{\text{стойки}}$ корпуса стойки подъемника (без учета высоты электродвигателя, редуктора и кронштейна для их крепления на стойке) должна быть не менее

$$H_{\text{стойки}} = H_{\text{МАХ}} + H_{\text{каретки}}$$

С учетом вышеизложенного, сила прижатия R_K (Н) опорных роликов каретки к направляющим элементам стойки будет равна:

$$R_K = \frac{Q \cdot L}{H_{\text{каретки}}} \quad (3.4)$$

3.6 Определяем дополнительное усилие F_g (Н) на винте, которое создают ролики каретки в процессе качения

$$F_{\text{ТР}} = R_K \cdot f \cdot z_P, \quad (3.5)$$

где $f=0,01$ – коэффициент трения качения, z_P - число роликов в стойке, $z_P = 4$.

3.7 Уточненное усилие, действующее на грузовой винт

$$F_y = Q + F_{\text{ТР}}. \quad (3.6)$$

3.8 Выбираем материал грузового винта и гайки.

Передачи винт-гайка скольжения применяются в основном для преобразования вращательного движения в поступательное (обратные передачи встречаются весьма редко). Эти передачи позволяют получить значительные осевые усилия, обеспечивают большую плавность и точность перемещений. Их используют в качестве кинематических и силовых передач. Кинематические передачи винт-гайка применяются в механизмах настройки, измерительных приборах, а силовые - в подъемниках, домкратах, винтовых прессах, механизмах подачи станков.

Передачи скольжения имеют винты в форме круглого цилиндра с резьбой на поверхности. Резьба выполняется чаще всего трапецеидальной по ГОСТ 9484-81 и ГОСТ 24793-81 (СТ СЭВ 185-79) или упорной по ГОСТ 10177-82 в случае действия больших односторонних нагрузок. Передачи скольжения просты по конструкции, обладают самоторможением. Основными их недостатками являются большие потери на трение и повышенный износ рабочих поверхностей. Поэтому материал винтов наряду с достаточной прочностью должен обладать высокой износостойкостью. Могут применяться закаленные стали (например, стали 45, 50 по ГОСТ 1050-2013Metalлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия, или стали 65Г, 40Х, 40ХФА, 18ХГТ по ГОСТ 4543-2016 Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия).

Гайки передач скольжения имеют форму втулок с фланцами для крепления (например, у подъемника П-263, см. рис. 3.13) или без фланцев (см. рис. 3.12). Их выполняют составными, биметаллическими (стальной корпус, залитый бронзой БрО10Ф1 по ГОСТ 613-79) или сплошными из антифрикционных материалов, в качестве которых может использоваться чугун или бронза (например, серый чугун СЧ15, СЧ20 по ГОСТ 1412-85, антифрикционный чугун АЧС-1, АЧС-2 по ГОСТ 1585-85 и др., бронза). С целью устранения зазоров при изнашивании гайки снабжают различными устройствами компенсации.

Основной причиной нарушения режима работы передачи и выхода ее из строя является изнашивание резьбы, что приводит к потере точности и плавности движения. При перегрузках может произойти срез или пластическое деформирование витков. В случае больших осевых сжимающих нагрузок при значительной длине винтов их проверяют на устойчивость.

Обозначение трапецеидальной резьбы имеет вид: например, для винта - $Tr\ 36 \times 6 - 8e$; $Tr\ 36 \times 40 (P10) - 8e$; для гайки $Tr\ 36 \times 6 - 8H$. В данных обозначениях: Tr – обозначение трапецеидальной резьбы, 36 - номинальный диаметра резьбы d , мм, 6 – шаг резьбы P (для многозаходной резьбы указывается ход резьбы, шаг резьбы указывается в скобках после буквы P), мм; далее указывается поле допуска среднего диаметра резьбы, состоящее из степени его точности (цифра 8) и буквы (H , e), обозначающей основное отклонение.

Посадка соединения обозначается дробью, в числителе которой указывается поле допуска внутренней резьбы, а в знаменателе — наружной, например: $Tr\ 36 \times 3 - 8H/8e$; $Tr\ 36 \times 3 - LH - 8H/8e$. При формировании посадок предпочтительным является сочетание полей допусков одного класса точности наружной и внутренней резьб.

В качестве материала винта выбираем закаленную качественную углеродистую сталь 45 по ГОСТ 1050-2013. Можно использовать другие, рекомендованные выше материалы. В соответствии с заданием рабочую часть гайки изготавливаем из указанного антифрикционного материала. Нужно указать конкретную марку материала, стандарт, термообработку (если выполняется). При выборе марок бронз можно использовать стандарты [5, 6].

3.9 Определяем средний расчетный диаметр резьбы d_2' , мм, из условия износоустойчивости витков

$$d_2' = \sqrt{F_y / (\pi \cdot \Psi_\Gamma \cdot \Psi_h \cdot [q])}, \quad (3.7)$$

где $[q]$ – среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, МПа, выбирается по табл. А.1, Ψ_Γ - коэффициент высоты гайки;

$$\Psi_\Gamma = H_\Gamma / d_2'$$

где H_Γ - высота гайки, мм; для цельных гаек $\Psi_\Gamma = 1,2 - 2,5$; Ψ_h - коэффициент высоты резьбы;

$$\Psi_h = H_1 / P,$$

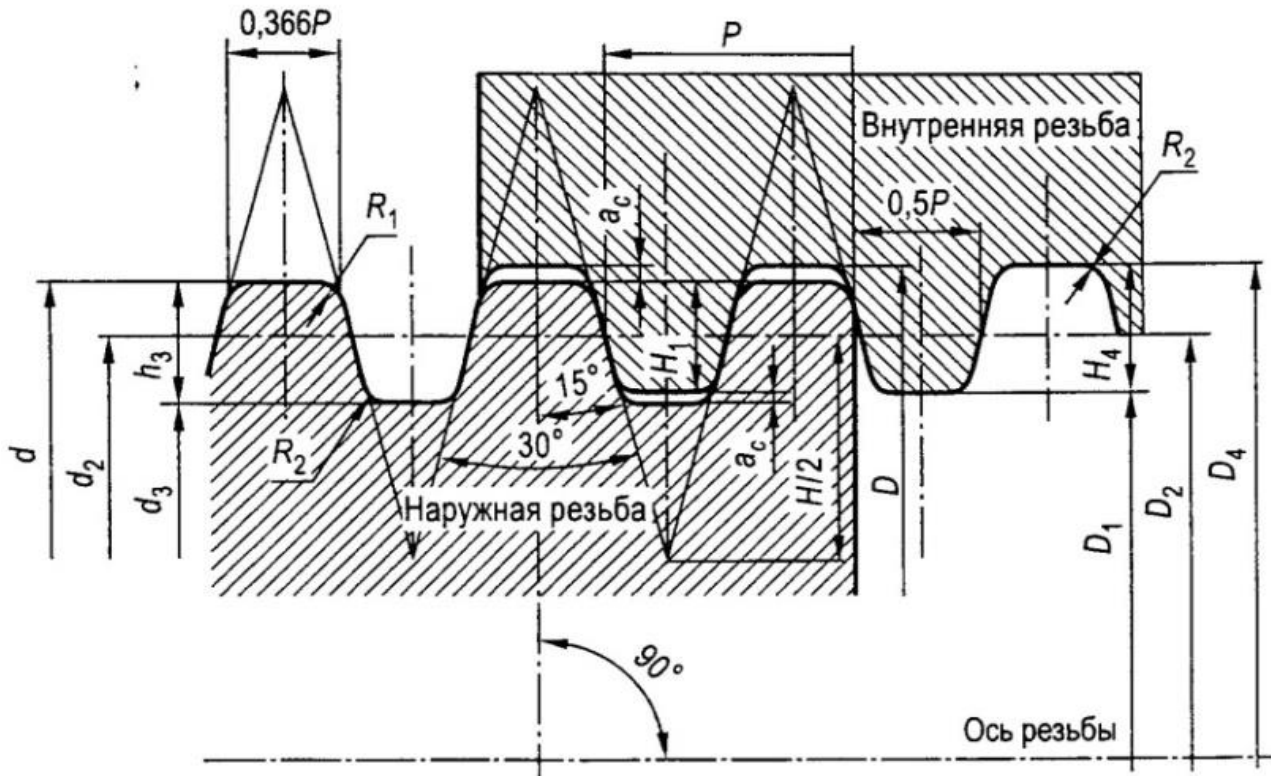
где H_1 - рабочая высота профиля, мм; P – шаг резьбы, мм; для трапецеидальной резьбы $\Psi_h = 0,5$.

Профиль трапецеидальной резьбы представлен на рисунке 3.8.

3.10 Определяем внутренний расчетный диаметр резьбы винта d_3' , мм, из условия прочности на растяжение с учетом кручения

$$d_3' = \sqrt{4\beta \cdot F_y / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \quad (3.8)$$

где $\beta = 1,3$ – коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения в сечении винта; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения, МПа, для выбранного материала винта (таблица А.3).



d — наружный диаметр наружной резьбы (винта); d_2 — средний диаметр наружной резьбы; d_3 — внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 — внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки); D_2 — средний диаметр внутренней резьбы; D_4 — наружный диаметр внутренней резьбы; P — шаг резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы.

Рисунок 3.8 – Номинальные профили резьбы винта и гайки трапецеидальной однозаходной резьбы (по ГОСТ 9484-81)

3.11 Выбираем диаметр винта трапецеидальной резьбы по ГОСТ 24737-81 из условия $d_2 \geq d_2'$ и $d_3 \geq d_3'$.

При выборе стандартной резьбы нужно обеспечить, чтобы $d_2 \geq d_2'$ (как правило, при этом условии $d_3 \geq d_3'$ будет также обеспечено). При выборе шага резьбы нужно выполнить условие, что количество витков резьбы в гайке должно быть не более 12, поэтому нужно выбирать резьбу со средним или крупным шагом P , это также обеспечит более высокий КПД резьбы.

Выбираем по ГОСТ 24737-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры» [12] (см. табл. А.4) основные стандартные размеры резьбы и заносим их в таблицу, также записываем обозначение трапецеидальной резьбы для винта и гайки, посадку соединения винт-гайка.

Например, для расчетных диаметров $d_2' = 61,67$ мм и $d_3' = 34,45$ мм, можно выбрать стандартную резьбу $Tr\ 70 \times 10$ по ГОСТ 24737-81, ее размеры приведены в табл. 3.2. Обозначение выбранной трапецеидальной резьбы: для винта - $Tr\ 70 \times 10 - 8e$, для гайки - $Tr\ 70 \times 10 - 8H$. Резьбовое соединение винт – гайка обозначается - $Tr\ 70 \times 10 - 8H/8e$. Посадка соединения с зазором.

Таблица 3.2 – Стандартные размеры выбранной трапецеидальной резьбы

$d_{НОМ}$	Шаг P	Диаметр резьбы, мм (см. рисунок 3.3)				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
70	10	70,000	71,000	65,000	59,000	60,000

3.12 Проверяем условие самоторможения резьбы

$$\gamma < \rho', \quad (3.9)$$

где $\gamma = \arctg[P/(\pi d_2)]$ - угол подъема винтовой линии резьбы, градус;

$$\rho' = \arctg[f/\cos(\alpha/2)] - \text{приведенный угол трения, градус;}$$

f – коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов (см. таблицу А.1);
 $\alpha = 30^\circ$ - угол профиля трапецеидальной резьбы.

Делаем соответствующий вывод. Если условие самоторможения не обеспечивается, то необходимо использовать резьбу с более мелким шагом.

3.13 Определяем вращающий момент $M_{КР}$, Н · мм, на грузовом винте

$$M_{КР} = 0,5 \cdot F_y \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + F_y \cdot f_1 \cdot \frac{d_{\Pi}}{2}, \quad (3.10)$$

где $f_1 = 0,01$ – коэффициент трения качения для упорного подшипника, d_{Π} - диаметр дорожки тел качения упорного подшипника, мм (при проектном расчете можно принять $d_{\Pi} = 2d$, где d – наружный диаметр резьбы винта).

3.14 Определяем КПД передачи винт-гайка скольжения

$$\eta = \varphi \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (3.11)$$

где $\varphi = 0,8 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение в опорах винта.

3.15 Определяем время подъема автомобиля t , с, или скорость подъема v , м/с

$$t = H / (1000 \cdot v), \quad (3.12)$$

где H – высота подъема, мм; v – скорость подъема, м/с, по заданию

$$v = H / (1000 \cdot t), \quad (3.13)$$

Высота подъема определяется как $H = H_{MAX} - H_{MIN}$, где H_{MAX} – максимальная высота подхватывающих элементов над уровнем пола, H_{MIN} – минимальная высота подхватывающих элементов над уровнем пола.

3.16 Определяем требуемую частоту вращения винта n_B , мин⁻¹, из зависимости для однозаходных винтов

$$v = \frac{n_B \cdot P}{6 \cdot 10^4}, \quad (3.14)$$

где P – шаг винта, мм; v – скорость подъема, м/с.

Тогда

$$n_B = 6 \cdot 10^4 \frac{v}{P}.$$

3.17 Определяем требуемую мощность электродвигателя одной стойки N , Вт,

$$N_{ТРЭ} = \frac{M_{КР} \cdot \pi \cdot n_B}{30 \cdot \eta_{ПР}}, \quad (3.15)$$

где $\eta_{ПР}$ – КПД электромеханического привода (определяется в зависимости от кинематической схемы привода, КПД элементов привода в табл. А.5). Значение $M_{КР}$ подставляется в Н · м.

Для привода, изображенного на рис. 3.1, КПД привода определяется:

$$\eta_{ПР} = \eta_{МУФ}^2 \cdot \eta_{ЧЕРВ}$$

где $\eta_{ЧЕРВ} = 0,80$ – КПД червячной передачи, $\eta_{МУФ} = 0,98 \dots 0,99$ – КПД муфты упругой втулочно-пальцевой (см. табл. А.5).

3.18 Определяем требуемую синхронную частоту вращения электродвигателя.

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $N_{ТРЭБ}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{СИНХР}$, мин⁻¹:

$$n_{\text{СИНХР}} = n_{\text{В}} \cdot u'_{\text{ОБЩ}} \quad (3.16)$$

где $u'_{\text{ОБЩ}}$ - предварительная величина общего передаточного числа привода. В общем случае $u'_{\text{ОБЩ}} = u'_{1} \cdot u'_{2} \cdot \dots \cdot u'_{m}$, здесь $u'_{1}, u'_{2}, \dots, u'_{m}$ - предварительные величины передаточных чисел передач, входящих в электромеханический привод подъемника (см. табл. А.6).

Для привода с червячным редуктором, изображенного на рис. 3.1, или червячным мотор-редуктором $u'_{\text{ОБЩ}} = u'_{\text{черв}} = 10 \dots 50$, тогда

$$n_{\text{СИНХР}} = n_{\text{В}} \cdot (10 \dots 50), \text{ мин}^{-1}.$$

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{\text{СИНХР}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ или 1500 мин^{-1} , т.к. при $n_{\text{СИНХР}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, а при $n_{\text{СИНХР}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – размеры передач привода).

3.19 Выполняем выбор электродвигателя (по табл. А.7.), приводим габаритные и присоединительные размеры двигателя (по в табл. А.8, А.9)

Исходя из $N_{\text{ТРЭБ}}$, для принятой величины $n_{\text{СИНХР}}$ по табл. А.7 выбираем электродвигатель с ближайшей большей мощностью $N_{\text{Э}}$.

Допускается выбирать электродвигатель мощностью $N_{\text{Э}} < N_{\text{ТРЭ}}$, однако в данном случае величина перегрузки

$$\Delta N_{\text{Э}} = \frac{N_{\text{ТРЭ}} - N_{\text{Э}}}{N_{\text{Э}}} \cdot 100\%,$$

не должна превышать допускаемую величину $[\Delta N_{\text{Э}}]$.

При этом принимают $[\Delta N_{\text{Э}}] = 8\%$ при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и $[\Delta N_{\text{Э}}] = 12\%$ при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1...5). Расчет величины перегрузки выполняется при $N_{\text{Э}} < N_{\text{ТРЭ}}$.

Приводим обозначение выбранного электродвигателя, его технические характеристики (по табл. А.7), его габаритные и присоединительные размеры, общий вид двигателя (по табл. А.8 или А.9).

Например, выбираем электродвигатель АИР112М4 по ТУ16—525.564—84, его характеристики и размеры представлены в таблицах 3.3 и 3.4, общий вид – на рис. 3.9.

Таблица 3.3 - Технические данные АИР112М4

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{\text{ПУСК}}}{T_{\text{НОМ}}}$	$\frac{T_{\text{МАХ}}}{T_{\text{НОМ}}}$
		Скольжение $S_{\text{НОМ}}, \%$	Частота вращения $n_{\text{НОМ}}, \text{МИН}^{-1}$		
АИР112М4	5,5	4,5	1433	2	2,5

Таблица 3.4 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателя АИР112М4 исполнения IM1081.

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры						
		l_{30}	h_{37}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	H
АИР112М4	4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112

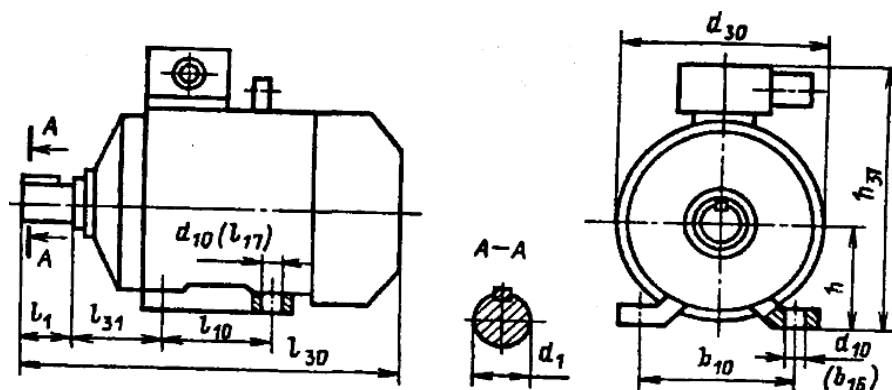


Рисунок 3.9 – Общий вид двигателя серии АИР исполнения IM1081.

3.20 Определяем требуемое передаточное число привода $u_{\text{ТР_ПРИВ}}$.

$$u_{\text{ТР_ПРИВ}} = \frac{n_{\text{НОМ_Э}}}{n_{\text{В}}} \quad (3.17)$$

Передаточные числа привода должны быть в пределах рекомендованных значений (см. табл. А.6).

3.21 Выбор элементов привода и их расчет

При использовании в приводе зубчатых передач (конических, цилиндрических), червячных передач выполняется выбор нормализованных редукторов или мотор-редукторов.

В случае использования в приводе ременных и цепных передач выполняется расчет данных передач в соответствии с методикой, изложенной в курсовом проектировании по деталям машин [10, 11, 13].

При выборе стандартных или унифицированных элементов привода (редукторов, муфт, электродвигателей) должен быть указан источник данных, в том числе и интернет-источник (см. пример оформления источников [14 - 17] в списке использованных источников), а в приложении пояснительной записке (ПЗ) должна быть представлена распечатка Web-страницы с данной информацией.

Выбирается одноступенчатый червячный редуктор или мотор-редуктор (в соответствии с заданием на курсовое проектирование).

Выбор червячного мотор-редуктора осуществляется исходя из:

- требуемого вращающего момента на выходном валу (необходимо, чтобы $M_{\text{ВЫХ}} \geq M_{\text{КР}}$);

- из номинального $u_{\text{МОТ_РЕД_НОМ}}$ и фактического $u_{\text{МОТ_РЕД_ФАКТ}}$ передаточных чисел (выбирается мотор-редуктор с $u_{\text{МОТ_РЕД_ФАКТ}}$ ближайшим к $u_{\text{ТР_ПРИВ}}$) или из номинальной частоты вращения $n_{\text{НОМ_ВЫХ}}$ выходного вала мотор-редуктора (выбирается мотор-редуктор с $n_{\text{НОМ_ВЫХ}}$ ближайшей к $n_{\text{В}}$);

- синхронной частоты вращения электродвигателя $n_{\text{СИНХР}}$ и его мощности $N_{\text{Э}}$.

Выбор червячного редуктора осуществляется исходя из:

- требуемого вращающего момента, необходимо, чтобы $M_{\text{ВЫХ}} \geq M_{\text{КР}}$;

- из номинального $u_{\text{РЕД_НОМ}}$ и фактического $u_{\text{РЕД_ФАКТ}}$ передаточных чисел (выбирается редуктор с $u_{\text{РЕД_ФАКТ}}$ ближайшим к $u_{\text{ТР_ПРИВ}}$);

- синхронной частоты вращения электродвигателя $n_{\text{СИНХР}}$ и его мощности $N_{\text{Э}}$.

Возможно использовать одноступенчатые червячные мотор-редукторы МЧ, 1МЧ, 2МЧ, 5МЧ [14, 15, 18], одноступенчатые червячные редукторы Ч, 1Ч, 2Ч, 5Ч [16, 17, 18]. Для выбранного редуктора или мотор-редуктора приводится обозначение с расшифровкой, рисунок с общим видом, его технические характеристики, габаритные и присоединительные размеры (в виде таблиц) (см. ниже пример).

Вариант 1 – используем одноступенчатый червячный редуктор

Например, при требуемом вращающем моменте на грузовом винте $M_{\text{КР}} = 190$ Нм, требуемом передаточном числе привода $u_{\text{ТР_ПРИВ}} = 13$, электродвигателе с синхронной частотой вращения $n_{\text{СИНХР}} = 1500$ мин⁻¹, возможно использовать червячный редуктор 2Ч-80 [18] со следующими параметрами (см. табл. 3.5, 3.6, рис. 3.10)

Обозначение редуктора:

Редуктор 2Ч-80-12,5-52-3-У3,

где 2Ч - тип редуктора

80 - межосевое расстояние

12,5 - номинальное передаточное число

52 - исполнение по варианту сборки по ГОСТ 20373-80

3 - исполнение по схеме расположения червячной пары

У3 - исполнение для умеренного климата, категории размещения 3 по ГОСТ 15150-69

Таблица 3.5 – Габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора [18]

Типоразмер редуктора	a_w	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄
2Ч-80	80	225	185	50	180	140	212	250	165	92	267	75	50	42
H ₅	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	b ₁	b ₂	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄			
190	160	145	260	120	36	5	10	25	35	22,9	M8			
d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	d ₉	d ₁₀	h ₁	h ₂	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	
M8	12,5	18	41	90	15	5	8	42	58	20	20	8	64	
l ₇	l ₈	s	t ₁	t ₂	объем масла, л				масса, кг					
26	116	5	3	30	0,5...1,0				18,6					

Таблица 3.6 – Технические характеристики червячного редуктора 2Ч-80-12,5-52-3-У3 [18]

U ном.	2Ч-80		
	U фак.	1500 об/мин.	
		Mт Н-м	η
12,5	12,25	200	0,88

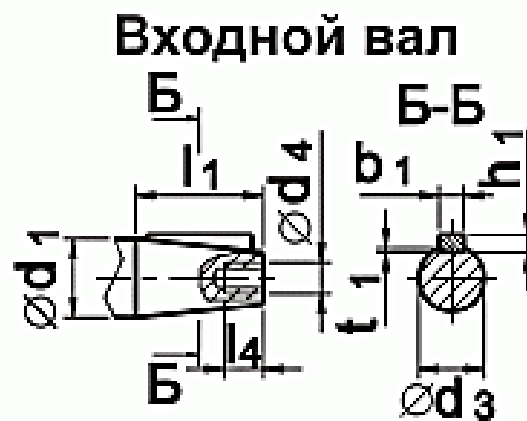
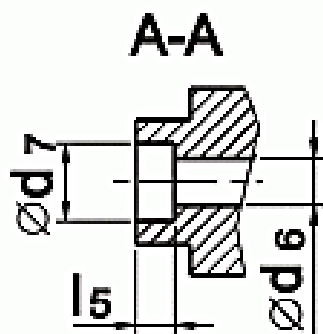
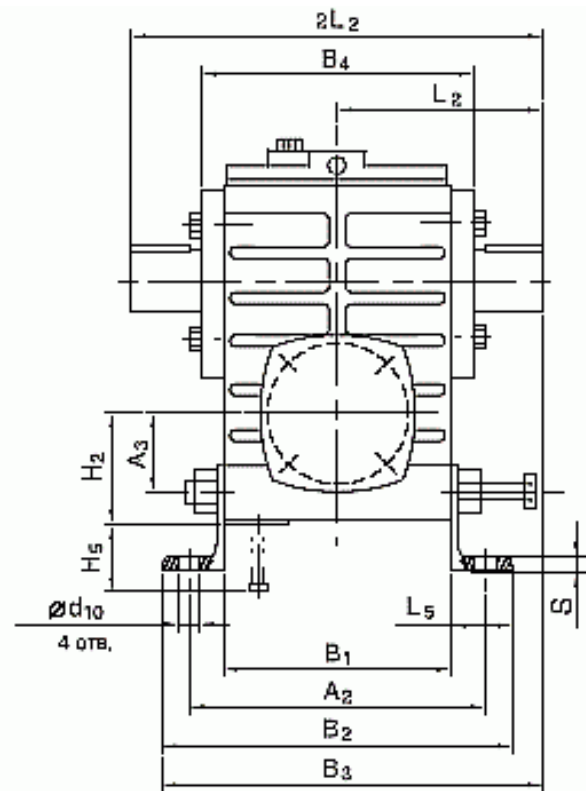
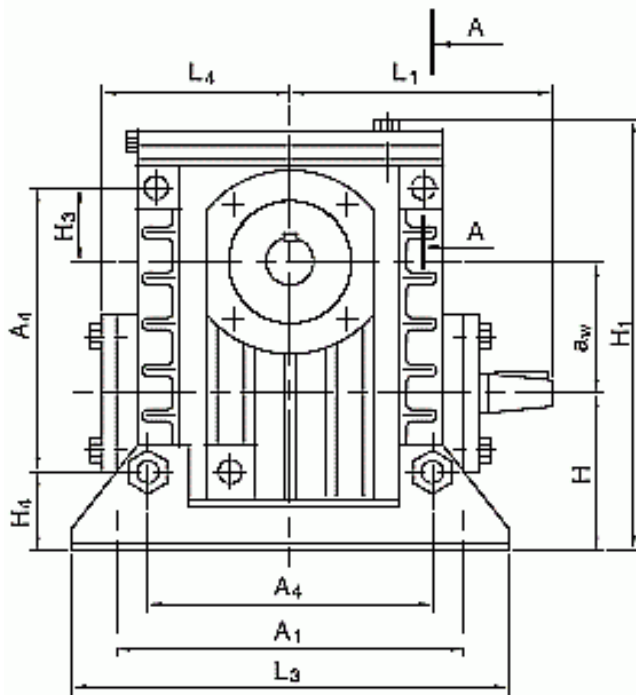


Рисунок 3.10 – Общий вид, габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора 2Ч-80 [18]

Для выбранного редуктора выполняются условия:

$$M_{\text{ВЫХ}} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м} \geq M_{\text{КР}} = 190 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$u_{\text{РЕД_ФАКТ}} = 12,25; u_{\text{РЕД_НОМ}} = 12,5 \text{ наиболее близки к } u_{\text{ТР_ПРИВ}} = 13.$$

Определяем фактическую частоту вращения выходного вала редуктора

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{n_{\text{Э}}}{u_{\text{РЕД_ФАКТ}}}, \text{ МИН}^{-1}$$

Определяем фактическую скорость подъема

$$v_{\text{ФАКТ}} = \frac{n_{\text{ВЫХ}} \cdot P}{6 \cdot 10^4}, \text{ М/с.}$$

Определяем фактическое время подъема каретки или платформы

$$t_{\text{ФАКТ}} = H / (1000 \cdot v_{\text{ФАКТ}}), \text{ с.}$$

Вариант 2 – используем червячный мотор-редуктор

Например, при требуемом вращающем моменте на грузовом винте $M_{\text{КР}} = 240 \text{ Нм}$, требуемой частоте вращения винта $n_{\text{В}} = 51 \text{ мин}^{-1}$, электродвигателем АИР90L4 с мощностью 2,2 кВт и с синхронной частотой вращения $n_{\text{СИНХР}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, возможно использовать червячный мотор-редуктор 2МЧ-80 [18] со следующими параметрами (см. табл. 3.7, 3.8, рис. 3.11).

Обозначение мотор-редуктора:

Мотор-редуктор 2МЧ-80-56-52-1322-У3, 380, ТУ У3.26-00224828-343-98,

где 80 - межосевое расстояние, мм

56 - номинальная частота вращения выходного вала, об/мин

52 - вариант сборки по ГОСТ 20373-80

1322 - конструктивное исполнение по способу монтажа по ГОСТ 30164-94 (последняя цифра: 2 – червяк справа от колеса, 3 – червяк слева от колеса)

У3 - климатическое исполнение и категория по ГОСТ 15150-69

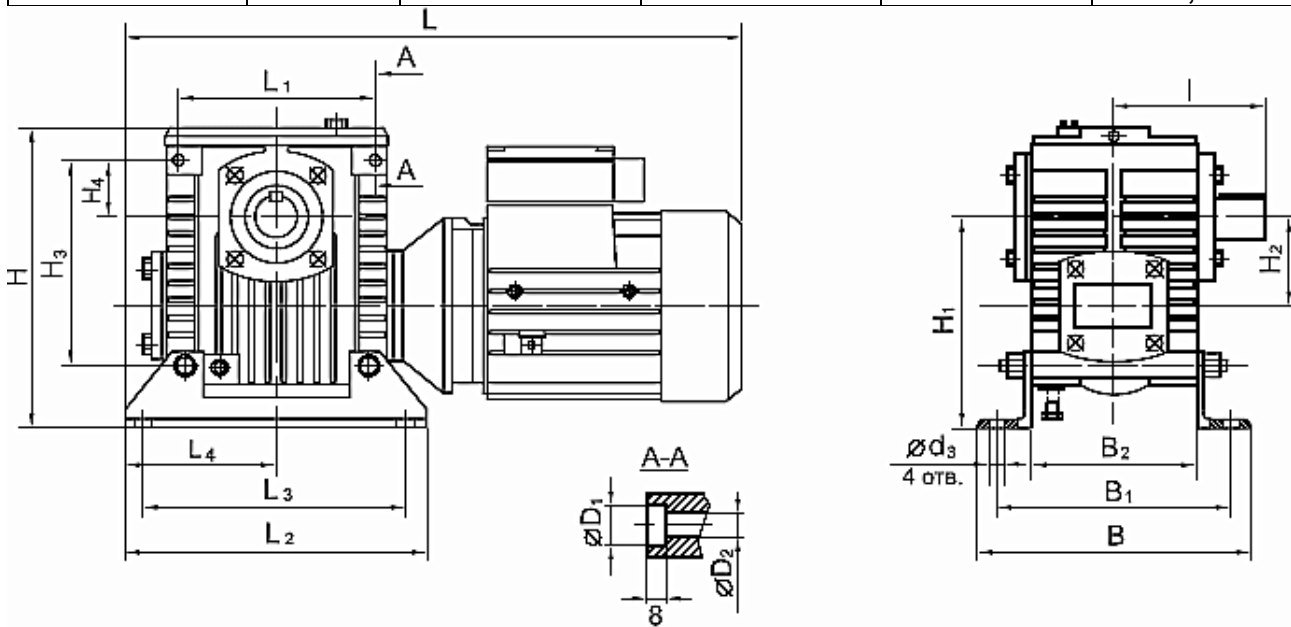
380 - напряжение сети, В

Таблица 3.7 – Габаритные и присоединительные размеры червячного мотор-редуктора [18]

Типоразмер			L _{max}	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B _{max}	B ₁	B ₂	H _{max}	H ₁	H ₂	H ₃	P	I
2МЧ-80			540	180	260	225	130	212	185	140	296	172	80	180	20	145
l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	d ₁	d ₂	d ₃	t	t ₁	c	c ₁	D ₁	D ₂				
58	25	116	24	35	41	44	37,5	38,3	10	10	18	12,5				

Таблица 3.8 – Технические характеристики червячного мотор-редуктора 2МЧ-80-56-52-1322-УЗ, 380, ТУ УЗ.26-00224828-343-98 [18]

Минимальная частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	Номинальный крутящий момент на выходном валу Н м, при ПВ, %		КПД, % в непрерывном режиме с ПВ 100%, не менее	Типоразмер двигателя серии АИР	Мощность двигателя, кВт
	40	100			
56	250	180	61	АИР90L4	2,2



Варианты исполнения выходного вала

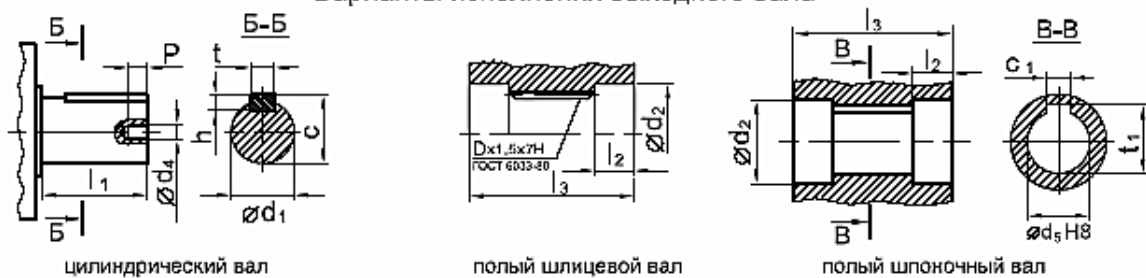


Рисунок 3.11 – Общий вид, габаритные и присоединительные размеры червячного мотор-редуктора 2МЧ-80 [18]

Для выбранного мотор-редуктора выполняются условия:

$$M_{\text{ВЫХ}} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м (при ПВ 40\%)} \geq M_{\text{КР}} = 240 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Частота вращения выходного вала $n_{\text{НОМ_ВЫХ}} = 56 \text{ мин}^{-1}$ наиболее близка к требуемой частоте вращения грузового винта $n_{\text{В}} = 51 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем фактическую скорость подъема

$$v_{\text{ФАКТ}} = \frac{n_{\text{ВЫХ}} \cdot P}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем фактическое время подъема каретки или платформы

$$t_{\text{ФАКТ}} = H / (1000 \cdot v_{\text{ФАКТ}}), \text{ с.}$$

3.22 Выбор соединительных муфт

Для соединения выходного вала мотор-редуктора или редуктора с грузовым винтом, а также вала электродвигателя с входным валом редуктором используем упругие муфты: муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93 [19] (см. табл. А.10), муфты упругие с торообразной оболочкой вогнутого профиля по ГОСТ 20884 – 93, муфты упругие со звездочкой по ГОСТ 14084-93 и др. [10, 11, 13].

Стандартную муфту выбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по условию [10]

$$T_P = K_P \cdot T_M \leq T, \quad (3.17)$$

где K_P - коэффициент режима нагрузки, для реверсивных индивидуальных приводов $K_P = 2,0 \dots 3,0$; T_P – расчетный момент; T_M – вращающий момент на валу муфты; T – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой (по стандарту) (см. табл. А.10).

Полумуфты стандартных муфт закрепляются на цилиндрических концах валов только с помощью шпоночного или шлицевого соединения, а на конических концах валов только с помощью шпоночного соединения. Допускается сочетание полумуфт различных типов (с цилиндрическим и коническим посадочным отверстием) и различных исполнений (на длинные и короткие концы валов). Стандарт допускает также сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий d в пределах одного и того же номинального вращающего момента T , передаваемого муфтой. Допускается также диаметр посадочного отверстия одной из полумуфт уменьшать до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов [10, 13].

При использовании мотор-редуктора необходимо выбрать одну муфту для соединения выходного вала мотор-редуктора с грузовым винтом. **При использовании червячного редуктора** необходимо выбрать и рассчитать две муфты: для соединения вала электродвигателя с входным валом редуктором, а также для соединения выходного вала редуктора с грузовым винтом.

Для выбора муфт определяем мощности, крутящие моменты и частоты на валах привода. Кинематическая схема привода с червячным редуктором (аналогичного и для червячного мотор-редуктора) представлена на рис. 3.1.

Входной вал червячного редуктора .

Мощность на валу $N_I = N_{\text{ТР}_Э} \cdot \eta_{\text{МУФ}}$, кВт.

Частота вращения вала $n_I = n_{Э}, \text{ мин}^{-1}$

Крутящий момент на валу

$$T_I = 9550 \cdot \frac{N_I}{n_I}, \text{ Н} \cdot \text{ м} . \quad (3.18)$$

Для муфты, соединяющей вал электродвигателя и входной вал редуктора, вращающий момент на валу муфты равен

$$T_M = T_I, \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Далее по формуле (3.17) определяется расчетный момент T_P на муфте и исходя из диаметра и формы вала выбранного электродвигателя и диаметра и формы входного вала выбранного редуктора выбирается муфта упругую втулочно-пальцевую (МУВП) по ГОСТ 21424 – 93 (см. табл. А.10) [19], записывается ее обозначение и приводится его расшифровка по стандарту.

При этом диаметр посадочного отверстия не должен превышать максимальный для выбранного типоразмера муфты, например для МУВП с номинальным вращающим моментом 500 Н·м максимальный диаметр посадочного отверстия составляет 45 мм. Допускается диаметр посадочного отверстия одной из полумуфт уменьшать до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов.

Например, для муфты, соединяющей вал электродвигателя и входной вал червячного редуктора, вращающий момент на валу муфты равен

$$T_M = T_I = 37,1 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Расчетный момент для данной муфты равен

$$T_P = 2,5 \cdot 37,1 = 92,75 \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Выходной конец входного (быстроходного) вала червячного редуктора Ч-125-12,5-52-У3 конический с длиной $L_1 = 58$ мм и диаметром $d=32$ мм. Диаметр вала двигателя $d_3 = 32$ мм; длина выходного конца двигателя $l_1 = 80$ мм.

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую 125 – 32 – 1 – 32 – 4 УЗ ГОСТ 21424 – 93 [19] с номинальным вращающим моментом 125 Н·м, диаметры полумуфт $d=32$ мм, исполнение первой полумуфты 1 (с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66), исполнение второй полумуфты 4 (с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72), климатическое исполнение У (работа в районах с умеренным климатом), категория размещения 3 (в закрытом помещении) [10]. Остальные размеры муфты выбираются по ГОСТ 21424 – 93 [19].

Условие $T_P = 92,75 \text{ Н} \cdot \text{ м} \leq T = 125 \text{ Н} \cdot \text{ м}$ выполняется.

Выходной вал червячного редуктора (или мотор-редуктора)

Крутящий момент на выходном валу T_{II} равен моменту $M_{КР}$, прилагаемому к винту:

$$T_{II} = M_{КР}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Выбираем муфту, которая соединяет выходной вал мотор-редуктора и грузовой винт. Вращающий момент на валу муфты равен вращающему моменту на грузовом винте

$$T_M = M_{КР}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Далее по формуле (3.17) определяется расчетный момент T_P и исходя из диаметра и формы конца выходного вала мотор-редуктора (или редуктора), диаметра конца грузового винта $d_{\text{ВЫХ_ВИНТ}}$ выбирается необходимый типоразмер муфты упругой втулочно-пальцевой по ГОСТ 21424 – 93 (см. табл. А.10) [19], записывается ее обозначение и приводится его расшифровка по стандарту (см. пример выше).

Диаметра конца грузового винта $d_{\text{ВЫХ_ВИНТ}}$ выбирается из ряда нормальных линейных размеров по табл. А.11 из следующих условий: для обеспечения прочности винта на растяжение с учетом кручения необходимо, чтобы $d_{\text{ВЫХ_ВИНТ}} \geq d_3'$, а для удобства изготовления $d_{\text{ВЫХ_ВИНТ}} \leq d_3$. При этом передача вращающего момента с полумуфты на грузовой винт осуществляется за счет шпоночного соединения.

На конце грузового винта для передачи вращающего момента с полумуфты могут выполняться шлицы по [20, 21] (см. рис. 3.2). В этом случае используется нестандартная полумуфта. Для обеспечения прочности винта внутренний диаметр шлицов должен быть больше d_3' .

3.23 Определяем размеры рабочей части грузовой гайки

Нужно указать марку и стандарт выбранного материала рабочей части гайки (см. ранее).

Высота гайки H_{Γ} , мм

$$H_{\Gamma} = \Psi_{\Gamma} \cdot d_2, \text{ мм.}$$

Число витков в гайке $z = H_{\Gamma}/P$, максимальное число витков $z_{\text{MAX}} \leq 10 \dots 12$. Число витков округляется до целого в большую сторону.

Уточненная высота гайки

$$H_{\Gamma} = z \cdot P, \text{ мм.}$$

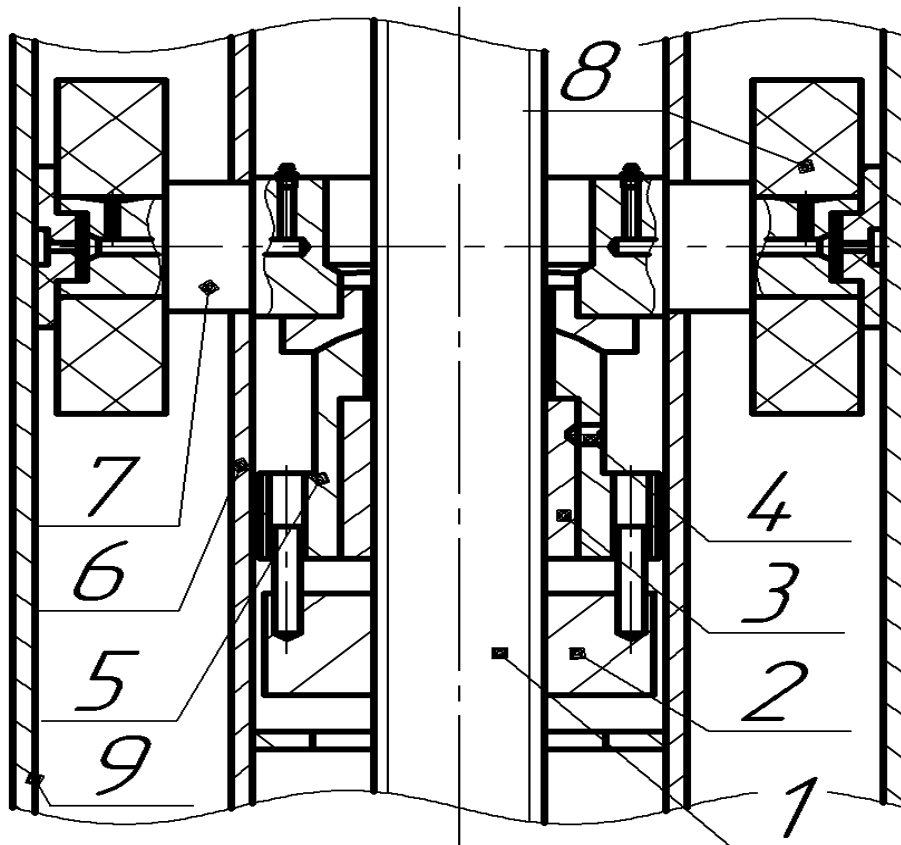
Наружный диаметр гайки из расчета на прочность при растяжении с учетом кручения $D_{\text{ГН}}$, мм

$$D_{\text{ГН}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_y}{\pi \cdot [\sigma_P]} + d^2} \quad (3.19)$$

где d - наружным диаметром винта, мм; $[\sigma_P]$ - допускаемые напряжения растяжения, МПа, для материала гайки (выбирается по таблице А.2 или А.3).

Из ряда нормальных линейных размеров по таблице А.11 принимаем ближайший больший $D_{\text{ГН}}$.

Гайка выполнена биметаллической, что позволяет выполнять замену в случае износа рабочей части гайки. Гайка может выполняться без заплечика (см. рис. 3.12), либо с заплечиком (например, у подъемника П-263) (см. рис. 3.13). В этом случае выполняется расчет заплечика.



1 – грузовой винт, 2 – страховая гайка, 3 – рабочая часть гайки, 4 – винт установочный по ГОСТ 1476 – 93, 5 - стальной корпус гайки, 6 – каретка, 7 – ось роликов, 8 – ролик, 9 – корпус стойки

Рисунок 3.12 – Передача винт-гайка подъемника (прототип ПП-16)

Для гайки, выполненной с заплечиком (см. рис. 3.13) определяется наружный диаметр заплечика из условия прочности на удельные давления D_3 , мм:

$$D_3 = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot [q]') + D_{ГН}^2}$$

где $[q]'$ - допускаемое удельное давление, МПа, для выбранного материала гайки (см. таблицу А.2). Далее принимается ближайший больший диаметр по табл. А.11.

Диаметр заплечика D_3 можно принять конструктивно, исходя из рисунка разреза винт-гайка прототипа (см. рис. 3.13) и имея диаметр гайки $D_{ГН}$, определенный ранее.

Высота заплечика определяется H_3 , мм:

$$H_3 = (0,20 \dots 0,25) \cdot H_Г$$

Высоту заплечика H_3 можно принять конструктивно, исходя из рисунка разреза винт-гайка прототипа (см. рис. 3.13) и имея высоту гайки $H_Г$, определенную ранее.

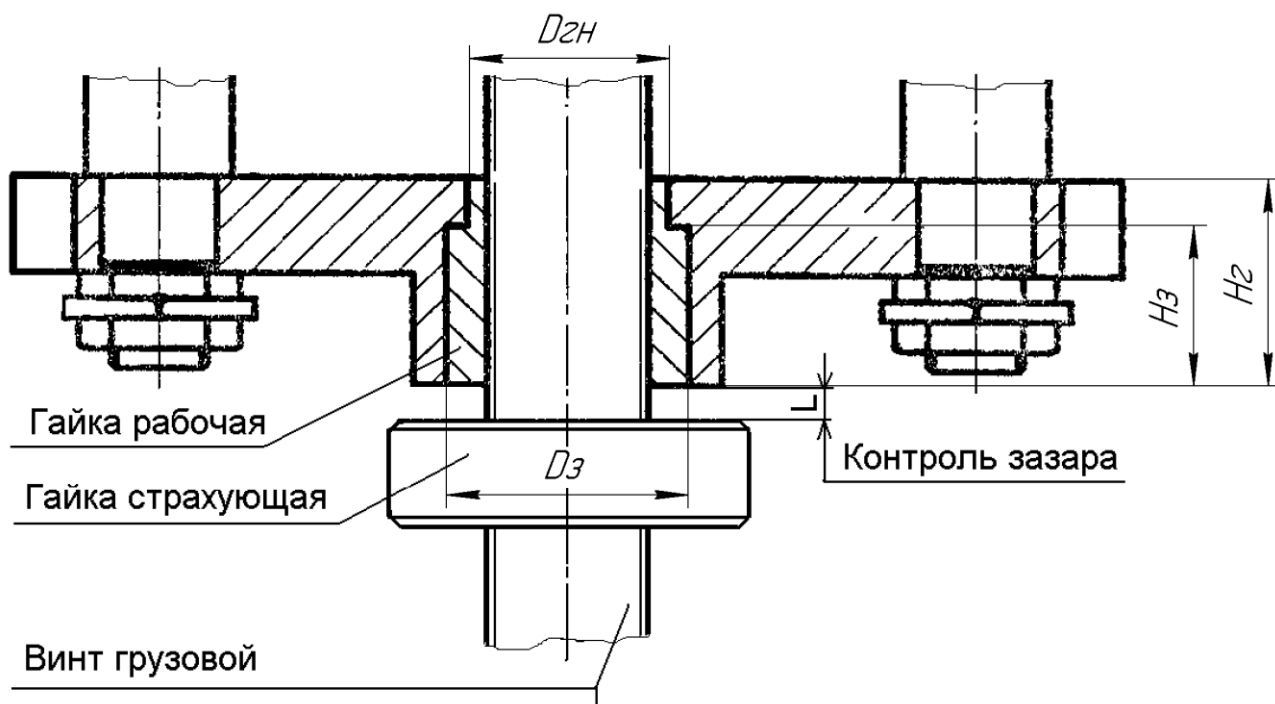


Рисунок 3.13 – Передача винт-гайка подъемника (подъемник П-263, гайка с заплечиком)

Проверяется условие прочности заплечика на срез

$$\tau = Q / (\pi \cdot D_{ГН} \cdot H_3) \leq [\tau],$$

где τ - расчетное напряжение среза, МПа; $[\tau]$ - допускаемое напряжение среза для материала гайки, МПа (см. таблицу А.2).

3.24 Определяем момент трения на опорной поверхности гайки $M_{ТР_Г}$, Н · мм,

$$M_{ТР_Г} = \frac{F_y \cdot f \cdot (D_{ГН} + d)}{4}, \quad (3.20)$$

где $D_{ГН}$ - наружный диаметр гайки $D_{ГН}$, мм; d - наружным диаметром винта, мм; f – коэффициент трения скольжения между сталью и материалом рабочей части гайки (см. таблицу А.1).

Для гайки с заплечиком

$$M_{ТР_Г} = Q \cdot f \cdot (D_3^3 - D_{ГН}^3) / [3 \cdot (D_3^2 - D_{ГН}^2)]$$

3.25 Определяем условие непроворачиваемости гайки в корпусе.

Для этого необходимо, чтобы

$$M_{КР} < M_{ТР_Г}.$$

Если это условие не выполняется, то необходимо ряд конструктивных решений для реализации этого условия и обеспечения дополнительного момента

$$M = M_{КР} - M_{ТР_Г}$$

Например, для этого может использоваться: а) установочный винт (см. рис. 3.12), который необходимо рассчитать на срез; б) использовать шпоночное соединение для исключения поворота гайки; в) использование соединений с натягом; г) увеличение $D_{ГН}$; д) увеличить диаметр заплечика D_3 (при использовании гайки с заплечиком).

Наиболее рационально использовать установочный винт по ГОСТ 1476 – 93 или ГОСТ 1478 – 93 (см. рис. 3.12, табл. А.12). Это обеспечит экономию антифрикционного материала гайки и не будет увеличивать габаритные размеры передачи винт-гайка.

Выполняем проектный расчет установочного винта.

Сила F , H , действующая на винт, определяется исходя из вращающего момента M , Н · мм, который должен передать и выдержать установочный винт ($D_{ГН}$ в мм):

$$F = \frac{2M}{D_{ГН}}$$

$$M = M_{КР} - M_{ТР_Г},$$

Условие прочности для винта, установленного без зазора, по напряжениям среза τ , МПа, имеет вид

$$\tau = \frac{4F}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_{ср}],$$

где F – сила, действующая на винт, Н; d – диаметр винта, мм; i – число плоскостей среза (для установочного винта $i=1$); $[\tau_{ср}] = 123$ МПа (для стали 45, нормализация, табл. А.3).

Выразив из данного выражения d , мм, определим требуемый диаметр установочного винта из условия прочности на срез

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{ср}]i}}$$

По таблице А.12 выбираем установочный винт по ГОСТ 1476 – 93 либо ГОСТ 1478 – 93 с ближайшим большим диаметром и длиной не менее толщины стального корпуса гайки, приводим его обозначение по стандарту.

3.26 Выполняем проверку грузового винта на прочность.

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\left[\frac{4 \cdot F_y}{\pi \cdot d_3^2}\right]^2 + 3 \cdot \left[\frac{M_{КР}}{0,2 \cdot d_3^3}\right]^2} \leq [\sigma_P], \text{ МПа}, \quad (3.21)$$

где $M_{КР}$ – крутящий момент в опасном сечении винта, Н · мм; $[\sigma_P]$ – допускаемые напряжения растяжения для материала грузового винта, МПа, определяются по таблице А.3.

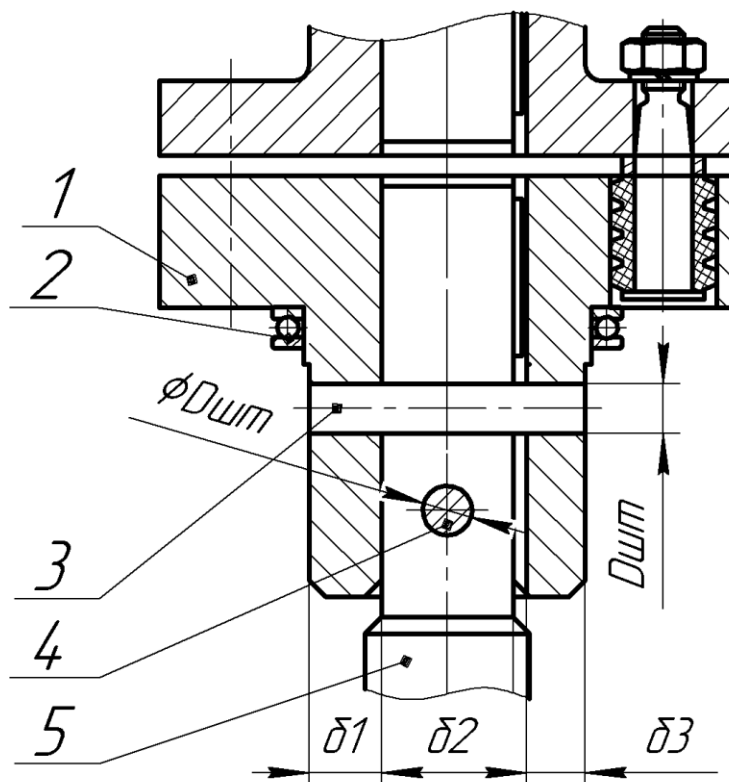
Например, для стали 45, термообработка – закалка, при постоянной нагрузке $[\sigma_p] = 294$ МПа. Делается вывод о прочности грузового винта.

3.27 Расчет штифтов, удерживающих грузовой винт в подвешенном состоянии

Определяем диаметр штифтов, удерживающих грузовой винт в подвешенном состоянии, из условия обеспечения прочности при работе на срез и смятие.

Нужно выбрать материал штифтов, записать его марку, стандарт, термообработку.

Составляем расчетную схему (см. рисунок 3.14).



1 – полумуфта, к которой крепится грузовой винт; 2 – упорный подшипник (показан условно), 3, 4 – штифты, 5 – грузовой винт

Рисунок 3.13 – Расчетная схема для расчета штифтов на срез и смятие

Выполняем проектный расчет. Условие прочности для стержня, установленного без зазора, по напряжениям среза τ , МПа, имеет вид

$$\tau = \frac{4F_y}{\pi \cdot D_{шт}^2 \cdot i \cdot n_{шт}} \leq [\tau_{ср}]$$

где F_y - внешняя нагрузка, действующая на штифт, Н; $D_{шт}$ - диаметр стержня (штифта), мм; $i=2$ - число плоскостей среза; $[\tau_{ср}]$ - допускаемое напряжение среза, МПа, для выбранного материала штифта и его термообработки, определяются по таблице А.3, $n_{шт}=2$ – количество штифтов для крепления винта.

Выразив из данного выражения $D_{\text{ШТ}}$, мм, определим требуемый диаметр штифта из условия прочности на срез

$$D_{\text{ШТ}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_y}{\pi \cdot [\tau_{\text{СР}}] \cdot i \cdot n_{\text{ШТ}}}}$$

Далее принимаем больший диаметр штифта из ряда нормальных линейных размеров по таблице А.11.

Определяем напряжения смятия $\sigma_{\text{СМ}}$, МПа, для выбранного диаметра штифта и сравниваем его с допустимым:

$$\sigma_{\text{СМ1}} = \frac{F_y}{2 \cdot D_{\text{ШТ}} \cdot \delta_1 \cdot n_{\text{ШТ}}} \leq [\sigma_{\text{СМ}}]$$

$$\sigma_{\text{СМ2}} = \frac{F_y}{D_{\text{ШТ}} \cdot \delta_2 \cdot n_{\text{ШТ}}} \leq [\sigma_{\text{СМ}}]$$

где δ_1, δ_2 - длина контактирующей поверхности (см. рисунок 3.13), мм; δ_1 принимается равной толщине стенки полумуфты ($\delta_1 = \delta_3$), δ_2 равна диаметру конца грузового винта, можно принять $\delta_2 = d_3$, $[\sigma_{\text{СМ}}]$ - допускаемое напряжение смятия, МПа (см. табл. А.3).

Если условие не выполняется, то необходимо увеличить размеры штифта или использовать более прочный материал.

3.28 Расчет фундаментных болтов

Расчет выполняется, если стойки подъемника крепятся с помощью фундаментных болтов к полу или раме в полу (выполняется для стационарных подъемников).

Для определения сил, действующих на фундаментные болты, используем расчетную схему, изображенную на рис. 3.14. Расчетную схему необходимо изменять в зависимости от конструкции подъемника.

Записываем уравнение равновесия моментов относительно точки О:

$$n_1 \cdot F_1 \cdot l_1 + n_2 \cdot F_2 \cdot l_2 = F_3 \cdot l_3,$$

где n_1, n_2 - количество болтов, расположенных на расстоянии l_1 и l_2 , в практической работе $n_1 = n_2 = 2$; F_1 и F_2 - внешняя осевая отрывающая сила, действующая на болты, расположенных на расстоянии l_1 и l_2 ; F_3 - сила, действующая на стойку подъемника, со стороны поднимаемого автомобиля

$$F_3 = m_{\text{АВТ}} \cdot g / n_{\text{СТОЕК}}$$

$n_{\text{СТОЕК}}$ - количество стоек подъемника.

Принимая допущение, что сила, нагружающая соединение в районе каждого болта, пропорциональна расстоянию этого болта от точки О - по аналогии с распределением напряжения при изгибе стержня, можно записать

$$\frac{n_1 \cdot F_1}{l_1} = \frac{n_2 \cdot F_2}{l_2}.$$

и

$$F_1 = \frac{n_2 l_1}{n_1 l_2} F_2.$$

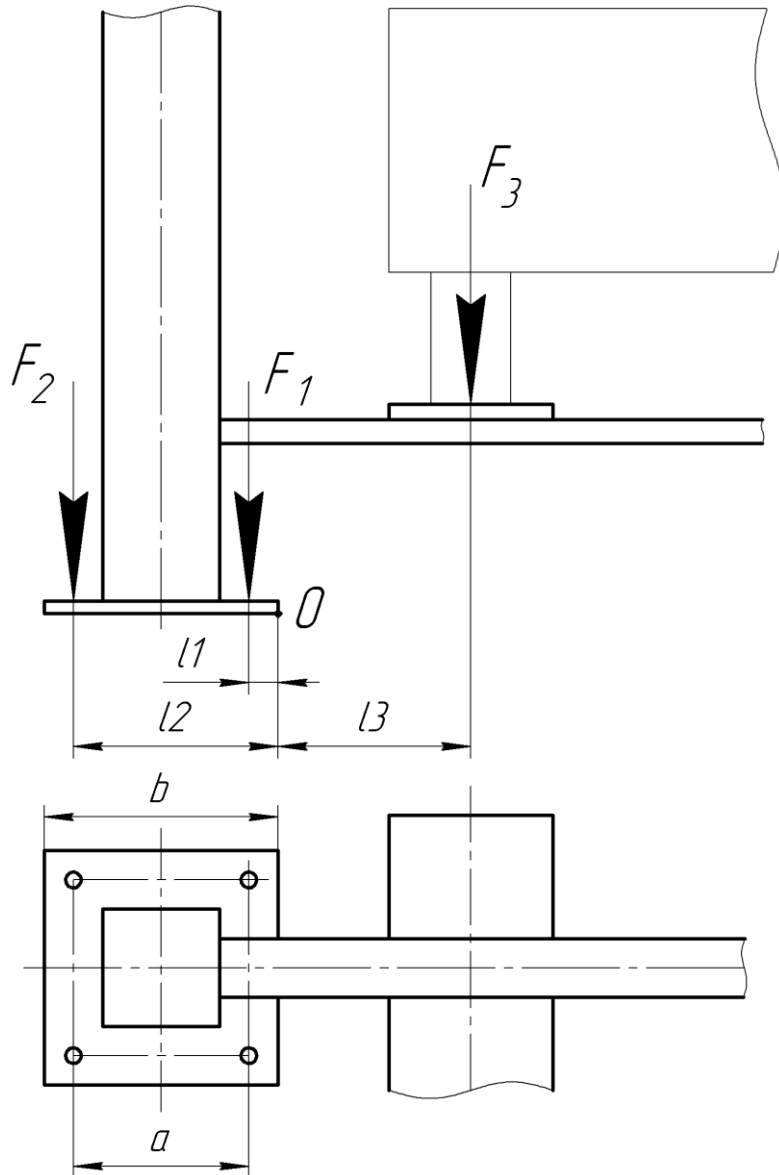


Рисунок 3.14 – Расчетная схема для расчета фундаментных болтов для платформенного подъемника

Поставляя полученное выражение в уравнение равновесия получаем формулу для расчета F_2

$$F_2 = \frac{m_{\text{АВТ}} \cdot g \cdot l_3 \cdot l_2}{n_{\text{СТОЕК}} \cdot n_2 \cdot (l_1^2 + l_2^2)}.$$

Размеры определяются

$$l_1 = (b - a)/2,$$

$$l_2 = a + l_1.$$

Выбираем материал для болтов по таблице А.3, выписываем его маркировку, ГОСТ, вид термообработки и допускаемые напряжения при растяжении.

Определяем внутренний диаметр резьбы d_1 , мм, болта для следующих условий нагружения: болт предварительно затянут при сборке силой затяжки $F_{ЗАТ}$ и нагружен внешней отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка [10, 11, 13].

$$F_{РАСЧ} = 1,3K_{ЗАТ}(1 - \chi)F_2 + \chi F_2,$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{РАСЧ}}{\pi[\sigma_P]}},$$

где $K_{ЗАТ}$ – коэффициент запаса затяжки, $K_{ЗАТ} = 1,25 \dots 2$; χ – коэффициент внешней нагрузки, $\chi = 0,2 \dots 0,3$, $[\sigma_P]$ – допускаемые напряжения материала болта при растяжении, МПа; сила подставляется в Н.

Затем определяем требуемый номинальный (наружный) диаметр метрической резьбы $d_{НОМ}$, мм, из выражения:

$$d_{НОМ} = d_1 + 1,082P,$$

где P – шаг резьбы (см. табл. А.13).

Далее по ГОСТ 8724-2002 Межгосударственный стандарт. «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги» [22] (см. табл. А.13) принимаем ближайший номинальный диаметр резьбы d , записываем ее обозначение, шаг, например: $M16 \times 1,5$ (номинальный диаметр $d_{НОМ} = 16$ мм, шаг мелкий, $P=1,5$ мм)

Если получаемый номинальный диаметр резьбы окажется больше $M24$, то необходимо увеличить количество болтов n_2 , расположенных на расстоянии l_2 .

Список использованных источников

1 Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплинам "Средства технического оснащения автосервиса", "Механизация процессов технической эксплуатации" для студентов специальностей 1-37 01 07 "Автосервис", 1-37 01 06 "Техническая эксплуатация автомобилей" [Текст] : в 2 ч. Ч. 1 / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра "Машиностроение и эксплуатация автомобилей" ; сост. С. В. Монтик, Я. А. Акулич. - Брест : БрГТУ, 2018. - 42 с.

2 ГОСТ 2.701—2008 Единая система конструкторской документации. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению.

3 ГОСТ 2.703—2011 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем.

- 4 ГОСТ 2.770 - 68. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.
- 5 ГОСТ 493-79 Бронзы безоловянные литейные. Марки
- 6 ГОСТ 613-79 Бронзы оловянные литейные. Марки
- 7 Оборудование технического обслуживания автотранспортных средств: учеб. пособие / В. С. Ивашко [и др.]. – Минск: Адукацыя і выхаванне, 2016. – 368 с.
- 8 Бондаренко Б. В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования : учебник для студ. высш. учеб. заведений / Е. В. Бондаренко, Р. С. Фаскиев. — М.: Издательский центр «Академия», 2015. — 304 с.
- 9 Антонюк В. Е. Конструктору станочных приспособлений.: Справ. Пособие. – Мн.: Беларусь, 1991.- 400 с.
- 10 Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование [Текст] : учебное пособие / Ф. М. Санюкевич. - 2-е изд., испр. и доп. - Брест : БрГТУ, 2004. - 485 с.
- 11 Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие/ Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Мн.:УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
- 12 ГОСТ 24737-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры.
- 13 Санюкевич Ф. М. Детали машин. Методическое пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу «Детали машин» для студентов механических специальностей. – Брест: Издательство БрГТУ, 2008. – 120 с.
- 14 Одноступенчатые червячные мотор-редукторы МЧ-100, МЧ-125, МЧ-160. Компания «Техпривод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://tehprivod.ru/katalog/motor-reduktory/chervyachnye-motor-reduktory/mch.html>. – Дата доступа: 12.08.2019.
- 15 Мотор-редукторы червячные одноступенчатые. ООО "ИНКомТехно Групп" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://inkomtehnо.by/produktsiya/category/view/43>. - – Дата доступа: 12.08.2019.
- 16 Редукторы червячные одноступенчатые. ООО "ИНКомТехно Групп" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://inkomtehnо.by/produktsiya/category/view/43>. - – Дата доступа: 12.08.2019.
- 17 Одноступенчатые червячные редукторы. Компания «Техпривод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://tehprivod.ru/katalog/reduktory/chervyachnye/>. – Дата доступа: 12.08.2019.
- 18 Сайт ЧПУП «Спецпривод-С» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://privod.by/index.php>. – Дата доступа: 12.08.2019.
- 19 ГОСТ 21424 – 93 Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры.
- 20 ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски
- 21 ГОСТ 6033-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 градусов. Размеры, допуски и измеряемые величины
- 22 ГОСТ 8724-2002 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги

Приложение А

(справочное)

Таблица А.1 – Значения средних допускаемых давлений $[q]$ между рабочими поверхностями витков винта и гайки, а также значение коэффициента трения скольжения f [11]

Материал пары «винт-гайка»	$[q]$, МПа	f
Закаленная сталь-бронза	11-13	0,10 – 0,12
Незакаленная сталь-бронза	8-10	
Закаленная сталь-чугун	7-8	0,11 – 0,13
Незакаленная сталь-чугун	5-7	
Закаленная сталь-сталь	8-10	0,12 – 0,15

Таблица. А.2 – Некоторые допускаемые напряжения для материалов пары «винт-гайка» [11]

Материал	$[\sigma_p]$, МПа	$[q]'$, МПа	$[\tau]$, МПа
Сталь	$\sigma_T / 3$	$\sigma_T / 2$	$0,6 \cdot [\sigma_p]$
Бронза	35 - 45	45 - 50	30 - 50
Чугун	20 - 24	60 - 80	30 - 50

Таблица А.3 - Допускаемые напряжения материалов, применяемых для изготовления резьбовых изделий [9]

Марка стали	Термообработка	Допускаемые напряжения при статической нагрузке при		
		растяжении $[\sigma_p]$, МПа	срезе $[\tau_{CP}]$, МПа	Смятии $[\sigma_{CM}]$, МПа
45	Нормализация	196	123	294
45	Улучшение	235	142	353
45	Закалка	294 (80...90)*	181	441
40X	Улучшение	170...190	-	-
40X	Закалка	280... 300 (110...120)*	-	-

Примечания

1 Сталь 45 по ГОСТ 1050-2013Metalлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия

2 Сталь 40X по ГОСТ 4543-2016Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия

* - при переменной нагрузке

Таблица А.4 – Номинальные значения диаметров трапецеидальных однозаходных резьб по ГОСТ 24737-81 [12] (выписка)

$d_{НОМ}$	Шаг Р	Диаметр резьбы, мм (см. рисунок 3.3)				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
32	3	32,000	32,500	30,500	28,500	29,000
	6	32,000	33,000	29,000	25,000	26,000
	10	32,000	33,000	27,000	21,000	22,000
34	3	34,000	34,500	32,500	30,560	31,000
	6	34,000	35,000	31,000	27,000	28,000
	10	34,000	35,000	29,000	23,000	24,000
36	3	36,000	36,500	34,500	32,500	33,000
	6	36,000	37,000	33,000	29,000	30,000
	10	36,000'	37,000	31,000	25,000	26,000
38	3	38,000	38,500	36,500	34,500	35,000
	6	38,000	39,000	35,000	31,000	32,000
	7	38,000	39,000	34,500	30,000	31,000
	10	38,000	39,000	33,000	27,000	28,000
40	3	40,000	40,500	38,500	36,500	37,000
	6	40,000	41,000	37,000	33,000	34,000
	7	40,000	41,000	36,500	32,000	33,000
	10	40,000	41,000	35,000	29,000	30,000
42	3	42,000	42,500	40,500	38,500	39,000
	6	42,000	43,000	39,000	35,000	36,000
	7	42,000	43,000	38,500	34,000	35,000
	10	42,000	43,000	37,000	31,000	32,000
44	3	44,000	44,500	42,500	40,500	41,000
	7	44,000	45,000	40,500	36,000	37,000
	8	44,000	45,000	40,000	35,000	36,000
	12	44,000	45,000	38,000	31,000	32,000
46	3	46,000	46,500	44,500	42,500	43,000
	8	46,000	47,000	42,000	37,000	38,000
	12	46,000	47,000	40,000	33,000	34,000
48	3	48,000	48,500	46,500	44,500	45,000
	8	48,000	49,000	44,000	39,000	40,000
	12	48,000	49,000	42,000	35,000	36,000
50	3	50,000	50,500	48,500	46,500	47,000
	8	50,000	51,000	46,000	41,000	42,000
	12	50,000	51,000	44,000	37,000	38,000
52	3	52,000	52,500	50,500	48,500	49,000
	8	52,000	53,000	48,000	43,000	44,000
		52,000	53,000	46,000	39,000	40,000
55	3	55,000	55,500	53,500	51,500	52,000
	8	55,000	56,000	51,000	46,000	47,000
	9	55,000	56,000	50,500	45,000	46,000
	12	55,000	56,000	49,000	42,009	43,000
	14	55,000	57,000	48,000	39,000	41,000
60	3	60,000	60,500	58,500	56,500	57,000
	8	60,000	61,000	56,000	51,000	52,000
	9	60,000	61,000	55,500	50,000	51,000

$d_{НОМ}$	Шаг Р	Диаметр резьбы, мм (см. рисунок 3.3)				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
	12	60,000	61,000	54,000	47,000	48,000
	14	60,000	62,000	53,000	44,000	46,000
65	4	65,000	65,500	63,000	60,500	61,000
	10	65,000	66,000	60,000	54,000	55,000
	16	65,000	67,000	57,000	47,600	49,000
70	4	70,000	70,500	68,000	65,500	66,000
	10	70,000	71,000	65,000	59,000	60,000
	16	70,000	72,000	62,000	52,000	54,000
75	4	75,000	75,500	73,000	70,500	71,000
	10	75,000	76,000	70,000	64,000	65,000
	16	75,000	77,000	67,000	57,000	59,000

Таблица А.5 – Приближенные значения КПД элементов приводов [10]

Наименование элементов приводов	КПД
1. Закрытая в корпусе зубчатая передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи:	
а) цилиндрическая (для всех видов зубьев)	0,96 ... 0,98
б) коническая (для всех видов зубьев)	0,95...0,97
2. Закрытая в корпусе червячная передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете)	0,8
3. Ременная передача (все типы)	0,94...0,96
4. Цепная передача (все типы)	0,92...0,95
5. Муфта соединительная (все типы)	0,98
6. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица А.6 – Рекомендуемые значения передаточных отношений i различных типов передач [10]

Тип передачи	Рекомендуемые значения i
Зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары	3...5 (max 6)
Зубчатая коническая в закрытом корпусе для одной пары	2...4 (max 5)
Червячная закрытая	10...50 (max 80)
Цепная	1,5...3 (max 4)
Ременная	2...3 (max 5)
Коробка передач (для одной пары)	1...2,5 (max 3)

Таблица А.7 - Технические данные асинхронных двигателей серии АИ [13].

Типоразмер	При номинальной нагрузке

двигателя	Мощность $P_{ном}, кВт$	Скольжение $S_{ном}, \%$	Частота вращения $n_{ном}, мин^{-1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=3000 мин^{-1}$					
AIP71A2	0,75	6	2820	2,1	2,2
AIP71B2	1,1	6,5	2805	2,1	2,2
AIP80A2	1,5	5	2850	2,1	2,2
AIP80B2	2,2	5	2850	2	2,2
AIP90L2	3	5	2850	2	2,2
AIP100S2	4	5	2850	2	2,2
AIP100L2	5,5	5	2850	2	2,2
AIP112M2	7,5	3,5	2895	2	2,2
AIP132M2	11	3	2910	1,6	2,2
AIP160S2	15	3	2910	1,8	2,7
AIP160M2	18,5	3	2910	2	2,7
AIP180S2	22	2,7	2919	2	2,7
AIP180M2	30	2,5	2925	2,2	3
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1500 мин^{-1}$					
AIP71B4	0,75	10	1485	2,2	2,2
AIP80A4	1,1	7	1395	2,2	2,2
AIP80B4	1,5	7	1395	2,2	2,2
AIP90L4	2,2	7	1395	2,1	2,2
AIP100S4	3	6	1410	2	2,2
AIP100L4	4	6	1410	2	2,2
AIP112M4	5,5	4,5	1433	2	2,5
AIP132S4	7,5	4	1440	2	2,5
AIP132M4	11	3,5	1448	2	2,7
AIP160S4	15	3	1455	1,9	2,9
AIP160M4	18,5	3	1455	1,9	2,9
AIP180S4	22	2,5	1463	1,7	2,4
AIP180M4	30	2	1470	1,7	2,7
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1000 мин^{-1}$					
AIP80A6	0,75	8	920	2	2,2
AIP80B6	1,1	8	920	2	2,2
AIP90L6	1,5	7,5	925	2	2,2
AIP100L6	2,2	5,5	945	2	2,2
AIP112MA6	3	5	950	2	2,2
AIP112MB6	4	5	950	2	2,2
AIP132S6	5,5	4	960	2	2,2
AIP132M6	7,5	4	960	2	2,2
AIP160S6	11	3	970	2	2,7
AIP160M6	15	3	970	2	2,7
AIP180M6	18,5	2	980	1,8	2,4
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=750 мин^{-1}$					
AIP90LA8	0,75	7	698	1,6	1,7
AIP90LB8	1,1	7	698	1,6	1,7
AIP100L8	1,5	6	705	1,6	1,7
AIP112MA8	2,2	5,5	709	1,8	2,2
AIP112MB8	3	5,5	709	1,8	2,2
AIP132S8	4	4,5	716	1,8	2,2

1	2	3	4	5	6
AIP132M8	5,5	5	713	1,8	2,2
AIP160S8	7,5	3	728	1,6	2,4
AIP160M8	11	3	728	1,6	2,4
AIP180M8	15	2,5	731	1,6	2,2

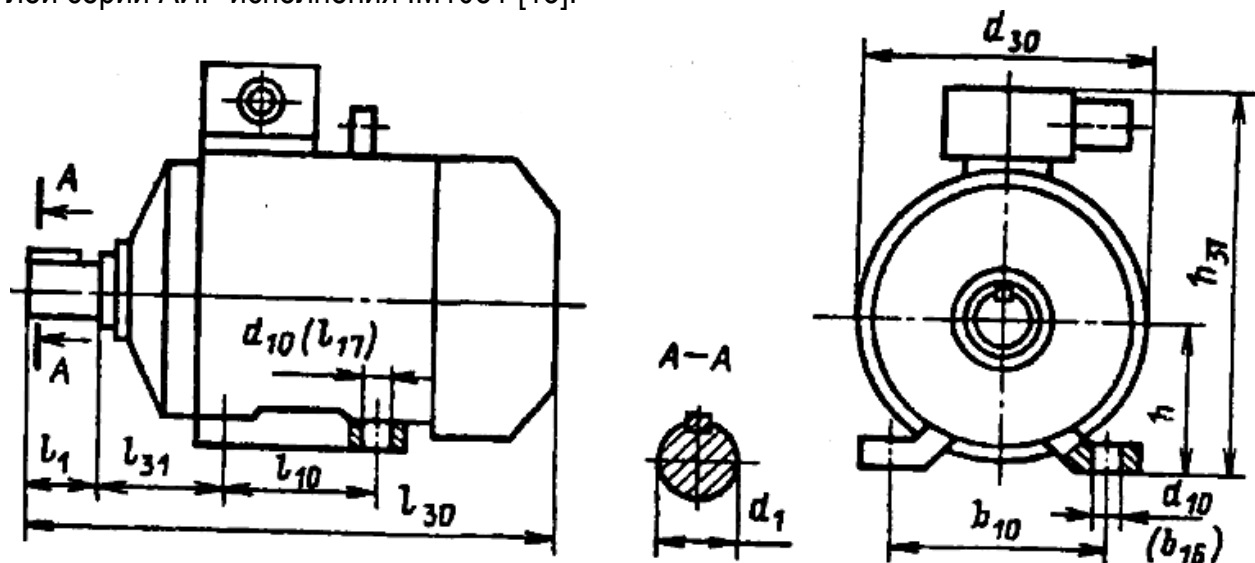
Примечания:

1 Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР100L4 ТУ 16 – 525.564 – 84

2 Габаритные, установочные и присоединительные размеры асинхронных двигателей АИР исполнений IM1081 и IM3081 см. табл. А.8 и А.9.

3 Краткая характеристика двигателей серии АИ. Двигатели общего назначения (основное исполнение АИР) 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 АИ состоит из буквенно-цифровых символов, расположенных в следующем порядке: а) обозначение серии (АИ); б) вариант привязки мощности к установочным размерам (вариант Р); 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 А или В при условии сохранения установочного размера; е) число полюсов (2, 4, 6, 8)

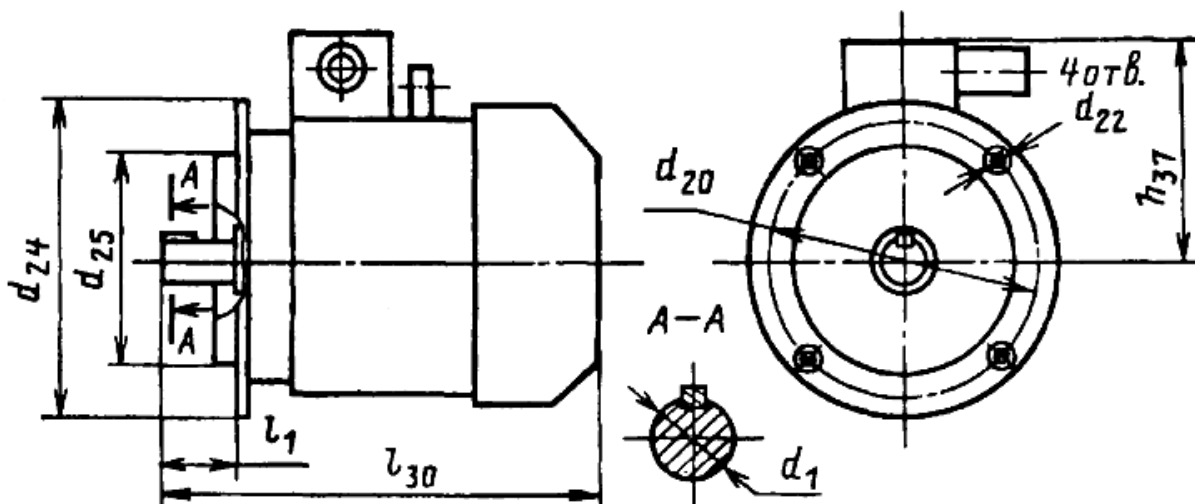
Таблица А.8 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения IM1081 [13].



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры						
		l_{30}	h_{37}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	h
AIP71A AIP71B	2,4,6,8	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71
AIP80A AIP80B		296,5 320,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80
AIP90L		337	224,5	210							
AIP100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры						
		l_{30}	h_{37}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	h
АИР100L		391				140					
АИР112M	2,4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112
АИР112МА	6,8										
АИР112МВ	6,8										
АИР132S	4,6,8	460	325	288	80	140	89	38	12	216	132
АИР132M	2,4,6,8	498									
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160
АИР160S	4,6,8										
АИР160M	2	660	385	334	110	210	108	42	15	254	160
	4,6,8							48			
АИР180S	2	630	448	375	110	203	121	48	15	279	180
	4							55			
АИР180M	2	680	448	375	110	241	121	48	15	279	180
	4,6,8							55			

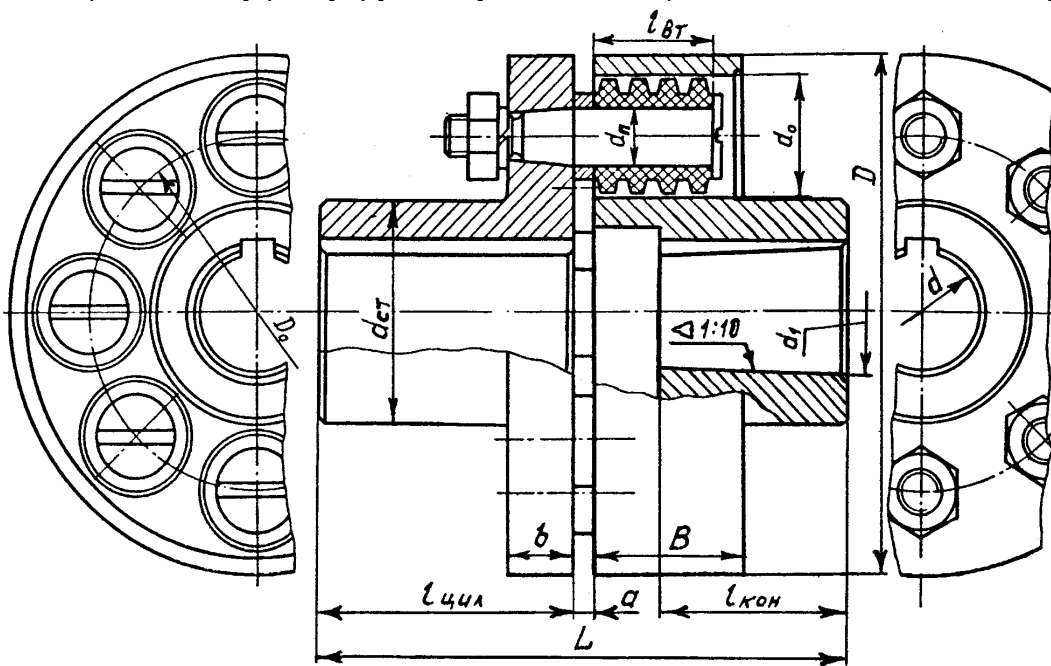
Таблица А.9 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения IM3081 [13].



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры				
		l_{30}	d_{24}	h_{37}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}
АИР71А АИР71В	2,4,6,8	272,5	200	117	40	19	165	12	130
АИР80А		296,5	200	124,5	50	22	165	12	130
АИР80В		320,5							
АИР90L		337	250	134,5		24	215	15	
АИР100S		360	250	146,5	60	28	215	15	180
АИР100L		391							
АИР112M	2,4	435	300	173	80	32	265	15	230
АИР112МА	6,8								
АИР112МВ	6,8								

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры				
		l_{30}	d_{24}	h_{37}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}
АИР132S	4,6,8	460	350	193	80	38	300	19	250
АИР132М	2,4,6,8	498							
АИР160S	2	630	350	225	110	42	300	19	250
	4,6,8					48			
АИР160М	2	660				42			
	4,6,8					48			
АИР180S	2	630	400	260	110	48	350	19	300
	4					55			
АИР180М	2	680				48			
	4,6,8					55			
	55								

Таблица А.10 – Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93 [10]



Номинальный вращающий момент T , Н·м	Размеры в мм													
	$d; d_1$	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп1	Исп2	Исп3	Исп4	Исп1	Исп2	Исп3	Исп4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5

250	32; 35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5
	45; 48; 50	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
710	55; 56	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
	50; 55; 56	220	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	100	6
1000	60; 63; 65; 70	220	140	105	107	72	286	216	286	216	24	40	120	6
	63; 65; 71; 75	250	140	105	107	72	288	218	288	218	30	48	130	8
2000	80; 85; 90	250	170	130	135	195	348	268	348	268	30	48	150	8

Примечания: 1. Полумуфты изготавливают следующих исполнений :

1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;

4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;

2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом

$T=710$ Нм : одна из полумуфт диаметром $d=48$ мм, исполнения 1, другая диаметром

$d=45$ мм исполнения 4, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно – пальцевая

710 – 48 – 1 – 45 – 4 У3 ГОСТ 21424 – 93

Таблица А.11 - Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636), мм [10]

Ряд Ra40									
...	5;	5,3;	5,6;	6;	6,3;	6,7;	7,1;	7,5;	8;
8,5;	9;	9,5;	10;	10,5;	11;	11,5;	12;	13;	14;
15;	16;	17;	18;	19;	20;	21;	22;	24;	25;
26;	28;	30;	32;	34;	36;	38;	40;	42;	45;
48;	50;	53;	56;	60;	62;	67;	71;	75;	80;
85;	90;	95;	100;	105;	110;	120;	125;	130;	140;
150;	160;	170;	180;	190;	200;	210;	220;	240;	250;
260;	280;	300;	320;	340;	360;	380;	400;	420;	450;
480;	500;	530;	560;	600;	630;	670;	710;	750;	800;
850;	900;	950;	...						

Таблица А.12 - Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В: с коническим концом (из ГОСТ 1476 – 93); с цилиндрическим концом (из ГОСТ 1478 – 93) [10]

Размеры в мм

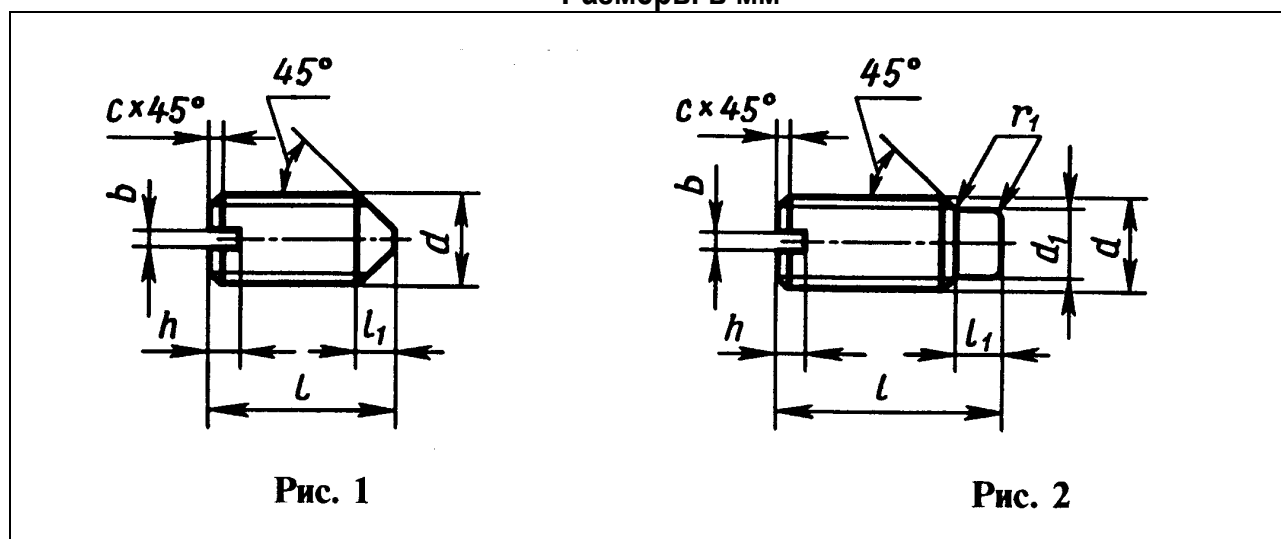


Рис. 1

Рис. 2

Общие размеры				По ГОСТ 1476–93 (рис. 1)		По ГОСТ 1478 – 93 (рис 2)			
<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> от ... до	<i>d</i> ₁	<i>r</i> ₁ , не более	<i>l</i> ₁	<i>l</i> от...до
5	0,8	1,8	1,0	—	5—25	3,5	0,3	2,5	8—25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	6—30	4,5	0,4	3,0	8—35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8—40	6,0	0,4	4,0	10—40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10—50	7,5	0,5	4,5	12—50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12—50	9,0	0,6	6,0	14—50

Примечания:

1. Ряд длин *l* винтов: 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; 35; 40; 45; 50 мм.

2. Длины *l*, приведенные в скобках, применять не рекомендуется.

3. Примеры условных обозначений:

3.1. Винт с коническим концом по ГОСТ 1476 – 93 класса точности А, с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с полем допуска 6g, длиной *l* = 40 мм, класса прочности 14Н, без покрытия:

Винт А. М12 – 6g × 40.14Н ГОСТ 1476 – 93.

3.2. То же, класса точности В с покрытием 05:

Винт В. М12 – 6g × 40.14Н.05 ГОСТ 1476 – 93

Таблица А.13 – Ряды номинальных диаметров и шаги метрической резьбы ГОСТ 8724-2002 [22]

Номинальный диаметр <i>d=D</i> , мм	Шаг <i>P</i> , мм	
	крупный	мелкий
	1-й ряд	
2,0	0,40	0,25
2,5	0,45	0,35

Номинальный диаметр d=D, мм	Шаг P, мм	
	крупный	мелкий
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
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

В условное обозначение размера резьбы должны входить: буква М, номинальный диаметр резьбы и шаг резьбы, выраженные в миллиметрах и разделенные знаком « x ».

Пример: *M8x1,25*

Крупный шаг в обозначении резьбы может быть опущен.

Пример: *M8*.

Условное обозначение левой резьбы должно дополняться буквами LH.

Пример *M8x1 — LH*

Учебное издание

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
Я. А. Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
Ф. М. Санюкевич, доцент кафедры МЭА, к.т.н., доцент

Методические указания

к выполнению курсовой работы
по дисциплинам

**«Средства технического оснащения автосервиса»,
«Механизация процессов технической эксплуатации»,**
для студентов специальностей
1-37 01 07 **«Автосервис»**

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

Часть 2

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

Подписано к печати .2019 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. _____. Уч.
изд. л. . Заказ N _____. Тираж 40 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования
«Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская,
267.