Министерство образования РФ

Санкт-Петербургский государственный электротехнический
университет "ЛЭТИ"

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ПРИБОРОВ И СИСТЕМ

Методические указания
к выполнению курсового проекта
по дисциплине "Прикладная механика"

Санкт-Петербург
Издательство СПбГЭТУ "ЛЭТИ"
2003

УДК 539.3 (076)

Оценка прочности и жесткости элементов конструкций приборов и систем: Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине "Прикладная механика" / Сост.: С. В. Воробьев, С. Н. Даниленко, А. И. Лысков. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2003. 48 с.

Представлены расчетные формулы, справочные данные и примеры, позволяющие студентам самостоятельно выполнить курсовой проект по дисциплине "Прикладная механика".

Дана необходимая информация о правилах выполнения конструкторской документации.

Предназначены для использования в курсе прикладной механики студентами технических специальностей вечерней, заочной и дневной форм обучения.

Утверждено
редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний

© СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2003

ВВЕДЕНИЕ

Промышленные роботы (ПР) являются эффективным средством комплексной автоматизации производства. Сфера применения ПР постоянно расширяется: они внедряются во всех отраслях промышленности, сельском хозяйстве, медицине, сфере бытовых услуг.

Целью курсового проектирования является закрепление следующих умений и навыков:

- выполнения расчетов прочности и жесткости элементов конструкций манипуляторов ПР;
- проектирования передаточных механизмов движения и определения требуемых механических характеристик двигателя;
- разработки и выполнения конструкторских документов узлов и деталей ПР.

При проектировании предлагается выполнить следующие этапы:

- по рекомендованной литературе ознакомиться с предложенным в задании манипулятором ПР;
- выбрать расчетную схему и выполнить ориентировочный расчет манипулятора на прочность;
- выбрать расчетную схему и выполнить расчет жесткости манипулятора;
- обеспечить передачу заданного движения, рассчитав характеристики передаточного механизма: разработать кинематическую и компоновочную схемы механизма, подобрать двигатель из рекомендованной серии;
- в соответствии со стандартами ЕСКД выполнить сборочный чертеж и спецификацию узла ПР;
- выполнить рабочие чертежи деталей узла ПР;
- оформить пояснительную записку.

1. Составление расчетной схемы

Исследование сложных механических систем с полным учетом всех особенностей реальных объектов, как правило, невозможно. Вместе с тем нет никакой необходимости пытаться учитывать все особенности конструкции, так как большинство из них не оказывают существенного влияния на результаты решения той или иной задачи. Поэтому при проведении расчетов реальную конструкцию заменяют упрощенной системой – рас-

четной схемой, выбор которой является исключительно важным этапом расчета. От этого выбора зависит точность и трудоемкость исследования.

Чем сложнее расчетная схема, чем ближе она к реальной конструкции, тем более точно можно решить задачу. Однако, с другой стороны, усложнение расчетной схемы вызывает усложнение ее математического описания, что влечет за собой трудности при проведении расчетов. Таким образом, расчетная схема должна удачно отражать наиболее существенные параметры реальной конструкции, что позволит найти компромисс между точностью и сложностью математических расчетов.

Для составления расчетной, схемы студенту необходимо формализовать:

- свойства материалов;
- геометрию рассчитываемого элемента конструкции;
- закрепление;
- внешнюю нагрузку.

1.1. Формализация свойств материалов

В большинстве расчетов материалы наделяются следующими свойствами:

1. Упругость материала предполагается идеальной. Под идеальной упругостью понимается свойство твердых тел изменять свои форму и объем под влиянием физических воздействий и полностью восстанавливать первоначальное состояние после их устранения.

2. Однородность материала – постоянство физических свойств материала в любой точке тела.

3. Изотропность материала – постоянство свойств материала во всех направлениях. Большинство конструкционных материалов являются изотропными, однако некоторые, например кристаллические, этим свойством не обладают.

4. Сплошность материала – способность материала заполнять занимаемый им объем без разрывов.

5. В материале конструкции предполагается отсутствие начальных напряжений, т. е. ненагруженное тело считается ненапряженным. Такое состояние тела называется естественным состоянием.

6. Материал считается следующим закону Гука, т. е. предполагается линейная зависимость между напряжениями и деформациями.

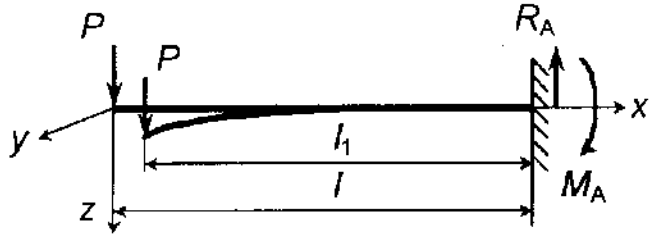
7. Материал предполагается настолько жестким, что перемещения

точек конструкции могут считаться малыми по сравнению с ее линейными размерами.

Все указанные предпосылки являются исключительно важными. Так, предпосылка об идеальной упругости предполагает полную обратимость энергетического процесса при нагрузке и разгрузке без рассеяния энергии.

Гипотезы об однородности, изотропности и сплошности создают представление об аморфном характере тела, лишенном какой-либо структуры, что открывает широкие возможности для применения дифференциальных методов расчета.

Гипотеза о малых перемещениях конструкции по сравнению с ее размерами приводит к возможности расчета конструкции по недеформированной схеме. Так, при определении момента на опоре от силы P изменение положения точки приложения силы не учитывается.



Возникает вопрос, насколько оправданы эти гипотезы с точки зрения реальных свойств материалов. Реальные материалы не обладают в полной мере указанными идеальными свойствами. Однако многие из них, такие как сталь, медь, вольфрам, никель, керамика, обладают хорошей упругостью – до определенного предела напряжений, так называемого предела упругости.

Как правило, конструкции проектируются таким образом, чтобы максимальные расчетные напряжения не превышали предела пропорциональности, а в этом случае справедлив закон Гука.

В действительности материал уже в силу молекулярного строения не может быть однородным, изотропным и сплошным (аморфное тело). Материалы, указанные ранее, не являются аморфными, а обладают поликристаллической структурой. Однако размеры кристаллов, как правило, бесконечно малы по сравнению с размерами исследуемого тела, а в этом случае применение данных гипотез будет давать результаты с точностью, достаточной для инженерных расчетов.

Гипотеза об отсутствии начальных напряжений не всегда соответствует состоянию реального материала. Чаще всего ее применение ока-

зывается вынужденным вследствие неизвестности напряженно-деформированного состояния объекта до приложения нагрузки.

1.2. Формализация геометрии конструкции

При составлении расчетной схемы необходимо ввести упрощения в геометрию рассчитываемых элементов конструкций. Большинство из них могут быть сведены к расчетным схемам стержня или оболочки.

К стержневым относятся элементы, у которых поперечные размеры малы по сравнению с длиной.

Под оболочкой понимается тело, одно из измерений которого (толщина) меньше двух других. Геометрическое место точек, равноотстоящих от обеих поверхностей, называется срединной поверхностью. Если срединная поверхность оболочки является плоскостью, то такую оболочку называют пластиной.

1.3. Формализация закрепления

Детали, конструктивно связанные с исследуемым элементом конструкции, можно рассматривать как его опоры, в которых возникают опорные реакции. Последние вместе с заданными нагрузками представляют собой уравновешенную систему внешних сил, действующих на элемент. Большинство опор можно отнести к следующим типам:

- шарнирно-подвижные;
- шарнирно-неподвижные;
- защемления, или заделки.

Шарнирно-подвижные опоры оставляют закрепленной детали две степени свободы (возможности перемещения) – поступательную и вращательную; шарнирно-неподвижные – одну вращательную; заделка запрещает все возможные движения. В соответствии с этим, в шарнирно-подвижной опоре может возникать только одна опорная реакция в виде силы, в шарнирно-неподвижной – две силы, а в заделке – две силы и момент.

1.4. Формализация внешней нагрузки

Силовые нагрузки, действующие на конструкцию, являются по отношению к ней внешними. Эти силы приложены к тому или иному элементу конструкции по некоторым площадкам поверхности или распределены по объему.

При составлении расчетных схем нагрузку, приложенную к не-

большой площадке поверхности, размеры которой малы по сравнению со всей площадью рассматриваемой конструкции, заменяют сосредоточенной силой (P, Н).

Нагрузки, приложенные к участкам поверхности больших размеров (например, приложенные к поверхности стержня на участке, составляющем существенную часть его длины), при составлении расчетной схемы нельзя заменять сосредоточенными силами. Такие нагрузки остаются распределенными по поверхности (p, Н/м^2) или приводятся к силам, распределенным по линии (q, Н/м).

Нагрузки, распределенные по объему тела (вес, силы инерции), называются объемными силами, а их интенсивность γ выражается в ньютонах на кубический метр.

Нагрузок, распределенных по линии и сосредоточенных в точках, реально не существует; они могут быть получены лишь в результате схематизации реальных нагрузок, расположенных по объему (объемных сил) и по поверхности.

При составлении расчетной схемы в ряде случаев реальные нагрузки не могут быть приведены лишь к сосредоточенным и распределенным силам; в этих случаях кроме силовых появляются и моментные нагрузки в виде сосредоточенных моментов (пар сил) и моментов, распределенных по линии (длине) или по поверхности. Единица измерения сосредоточенных моментов – ньютон - метр (Н·м); моментов, распределенных по линии – ньютон - метр на метр (Н·м/м); моментов, распределенных по поверхности – ньютон - метр на квадратный метр (Н·м/м^2).

2. Расчеты на прочность и жесткость при различных видах деформации стержня

Свяжем с недеформированным стержнем декартову систему координатных осей: ось x направим вдоль оси стержня, оси y и z совместим с центральными осями инерции поперечного сечения стержня.

Внутренние усилия определяют с помощью метода сечений. Мысленно проведенное перпендикулярно оси стержня сечение разделяет систему на две части. Для одной отсеченной части внешняя нормаль к сечению совпадает с направлением координатной оси x, для другой – направлена в сторону, противоположную оси x.

Действие отброшенной части на рассматриваемую заменяется системой внутренних сил, распределенных по сечению (интенсивность этих

сил называют напряжением). При выполнении статического анализа такую систему сил удобно заменить простейшей статически эквивалентной системой, приведенной к геометрическому центру сечения, – главным вектором внутренних сил и главным моментом внутренних сил. Компоненты (проекции на координатные оси) этих векторов имеют соответствующий физический смысл и следующие названия: N – нормальная (осевая, или продольная) сила; Q_y, Q_z – поперечные (перерезывающие) силы; M_x – крутящий момент; M_y, M_z – изгибающие моменты. Их называют внутренними усилиями. В общем случае нагружения в сечениях стержней возникают шесть внутренних усилий. Внутренним усилиям присваивают знак в соответствии с принятым правилом знаков.

Правило знаков для внутренних усилий:

1. Если внешняя нормаль к сечению совпадает по направлению с осью x, то положительными считаются силы N, Q_y, Q_z и моменты M_x, M_y, M_z, векторы которых совпадают по направлению с соответствующими осями координат.

2. Если внешняя нормаль к сечению имеет направление, обратное оси x, то положительными считаются внутренние усилия, направленные противоположно соответствующим осям координат.

При решении практических задач возникает необходимость исследовать опасные состояния систем, вызванные нагружением. С этой целью строят эпюры внутренних усилий (графики функций от координаты по оси стержня), которые наглядно показывают распределение внутренних усилий по длине стержней. Построение эпюров является важным и наиболее трудоемким этапом оценки прочности и жесткости конструкций.

Рекомендуется следующий общий порядок построения эпюров внутренних усилий для статически определимых задач.

1. Выбрать декартову систему координат $Oxyz$.

2. Вычислить реакции опор или неизвестные параметры внешней нагрузки из условий статического равновесия.

3. Определить грузовые участки (интервалы непрерывности функций внутренних усилий).

4. Для каждого грузового участка (участка нагружения) записать выражения внутренних усилий.

5. Построить эпюры внутренних усилий.

В дальнейшем, рассматривая примеры задач, будем применять указанный порядок построения эпюров.

В частных случаях нагружения число внутренних усилий, подлежащих определению, может быть различно.

По найденным выражениям внутренних усилий можно рассчитывать напряжения и перемещения стержня.

2.1. Осевая деформация – растяжение (сжатие)

При осевой деформации стержней в сечениях возникает только нормальная сила $N(x)$, остальные внутренние усилия отсутствуют. Деформации растяжения соответствуют положительные значения нормальной силы ($N > 0$), а деформации сжатия – отрицательные ($N < 0$).

При выполнении инженерных расчетов предполагаем, что нормальные напряжения σ_x равномерно распределены по сечению стержня и вычисляются по формуле

$$\sigma_x = \frac{N}{F},$$

где F – площадь поперечного сечения стержня, м^2.

Чтобы стержень не разрушился, возникающее при растяжении напряжение σ_x не должно превышать допускаемое напряжение при растяжении $[\sigma]^+$.

Тогда условие прочности при растяжении записывается в виде

$$\sigma_x = \frac{N}{F} \le [\sigma]^+.$$

Аналогично, при сжатии условие прочности имеет вид

$$\sigma_x = \frac{N}{F} \ge -[\sigma]^-,$$

где $[\sigma]^-$ – допускаемое напряжение при сжатии, Па.

Функция перемещения $u(x)$ удовлетворяет дифференциальному уравнению

$$\frac{du}{dx} = \frac{N(x)}{EF},$$

где E – модуль нормальной упругости материала стержня, Па.

Тогда перемещение в направлении оси x сечения, расположенного на расстоянии x от начала координат, определяют по формуле

$$u(x) = u(c) + \int_c^x \frac{N(x)dx}{EF},$$

где c – координата сечения с известным перемещением, м.

2.1.1. Определение напряженно-деформированного состояния при растяжении (сжатии)

Пример 2.1. На рис. 2.1, *а* представлена расчетная схема, моделирующая реальную конструкцию стержнем постоянного поперечного сечения. На стержень действует заданная система сил.

Известно: $l_1 = 0.15$ м; $l_2 = l_3 = 0.20$ м; $F = 5 \cdot 10^{-4}$ м^2; $P_1 = 5$ Н; $P_2 = 15$ Н; $E = 200$ ГПа; $q = 100$ Н/м.

Требуется: построить эпюры нормальной силы N, нормального напряжения σ_x и перемещения u точек сечения стержня.

Решение.

1. Выберем начало системы координат в заделке. Направим ось x вдоль оси стержня, а ось z – налево (рис. 2.1, *а*).

2. Поскольку ось стержня и внешние силы расположены в одной плоскости (плоскости рисунка), можно решать плоскую задачу. В заделке возникает в общем случае три реакции опоры: A, H, M_0 (см. рис. 2.1, *а*). Реакции определяют из уравнений статического равновесия:

$$\sum P_{zi} = 0 \quad \Rightarrow \quad H = 0,$$

$$\sum P_{xi} = 0 \quad \Rightarrow \quad -A + P_1 + ql_3 - P_2 = 0 \Rightarrow A = 10 \text{ Н},$$

$$\sum M_0(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad M_0 = 0.$$

3. Расчетная схема имеет три грузовых участка (три интервала изменения координаты x): (0, 0.15), (0.15, 0.35), (0.35, 0.55) м.

4. Значения внутреннего усилия $N(x)$ для каждого участка нагружения определяют из условий статического равновесия отсеченной части.

Рассмотрим первый грузовой участок (рис. 2.1, *а*). Проведем сечение на расстоянии $x \in (0, 0.15)$ от верхнего конца стержня. Сечение делит стержень на две части. Рассмотрим равновесие верхней отсеченной части. На нее действует реакция опоры A и нормальная сила N, направление которой выбираем совпадающим с направлением внешней нормали $\bar{n}$ к сечению. В этом случае положительное направление N соответствует указанному ранее правилу знаков для внутренних усилий. Составим урав-

нение равновесия отсеченной части (рис. 2.1, *а*) и получим следующее выражение нормальной силы:

$$\sum P_{xi} = 0 \quad \Rightarrow -A + N = 0 \quad \Rightarrow \quad N = 10\ \text{Н}.$$

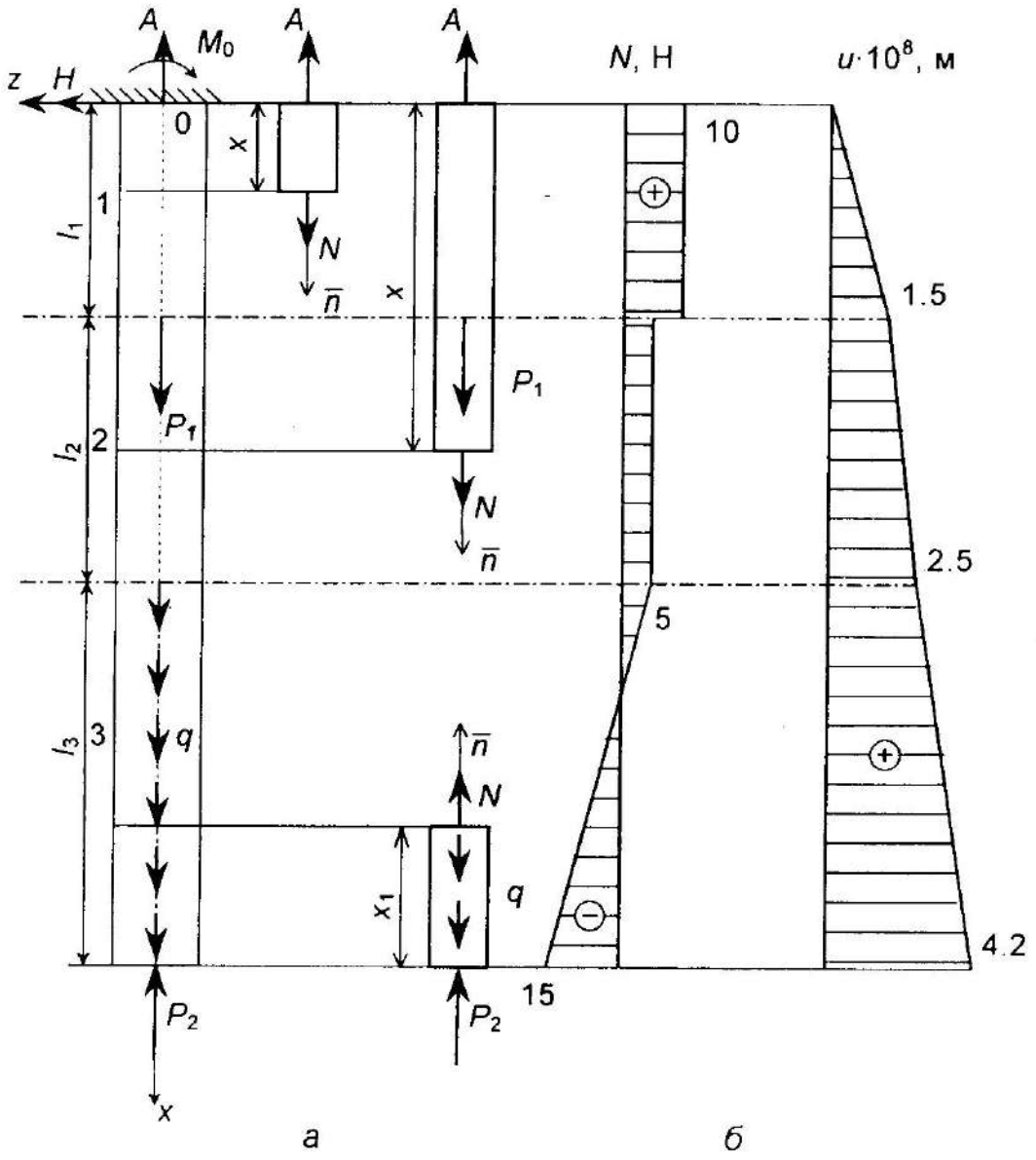


Рис. 2.1

Проведем сечение $x \in (0.15, 0.35)$ на втором участке (рис. 2.1, *а*). Сечение делит стержень на две части. Рассмотрим равновесие верхней отсеченной части и составим уравнение равновесия:

$$\sum P_{xi} = 0 \quad \Rightarrow \quad -A + P_1 + N = 0 \quad \Rightarrow \quad N = 5\ \text{Н}.$$

Проведем сечение $x \in (0.35, 0.55)$ на третьем участке. Сечение делит стержень на две части. Рассмотрим равновесие нижней части и со-

ставим уравнение равновесия этой части. Получим выражение нормальной силы и частные значения в сечениях, близких к границам интервала:

$$\sum P_{xi} = 0 \Rightarrow \; -P_2 + q(0.55 - x) - N = 0 \Rightarrow N = -P_2 + q\left(0.55 - x\right),$$

$$N(0.55) = -15\,\text{Н}, \quad N(0.35) = -5\,\text{Н}.$$

5. По результатам расчета построим графики нормальной силы N и перемещений u, которые называются эпюрами соответствующих характеристик. Рассмотрим подробнее построение эпюра нормальной силы. Эпюр строят рядом с расчетной схемой, что позволяет иметь наглядное представление о характере изменения функции вдоль оси стержня. Сначала проводим линию (основание эпюра), параллельную оси стержня. Перпендикулярно этой линии в сечениях, где подсчитаны значения N, откладываем в выбранном масштабе ординаты, соответствующие этим значениям. Затем ординаты соединяем прямыми линиями, поскольку N линейно зависит от x. Положительные и отрицательные значения N откладываем по разные стороны от основания эпюра. На поле эпюра ставим знак усилия, заключая его в кружок. Отмечаем значения усилия в характерных точках (граничных, возле разрывов функции, экстремальных). Эпюр штрихуем перпендикулярно его основанию. Рядом с эпюром необходимо поставить знак, указывающий условное обозначение функции, в данном случае N. Следует обратить внимание на то, что на эпюре нормальной силы в сечениях, где действует сосредоточенная продольная внешняя сила, имеет место скачок внутреннего усилия, равный по модулю этой силе (см. рис. 2.1, *б*).

6. Определим значение нормальных напряжений на первом грузовом участке; они постоянны и

$$\sigma_x = \frac{N}{F} = \frac{A}{F} = 20\,\text{кПа}.$$

На втором участке значения напряжений постоянны и

$$\sigma_x = \frac{N}{F} = 10\,\text{кПа}.$$

На третьем участке напряжения могут быть вычислены по формуле

$$\sigma_x = \frac{N}{F} = \frac{-P_2 + q(0.55 - x)}{F}.$$

Они изменяются линейно вдоль оси стержня и в граничных точках участка принимают следующие значения:

$$\sigma_x\,(0.35) = 10\,\text{кПа}, \quad \sigma_x\,(0.55) = -30\,\text{кПа}.$$

7. Перемещение сечений стержня вдоль оси x на первом участке можно определить по формуле

$$u(x) = u(0) + \int_0^x \frac{N(x)dx}{EF} = \frac{Ax}{EF}.$$

На втором участке функция перемещения имеет вид

$$u(x) = u(0{,}15) + \int_{0.15}^{x} \frac{N(x)dx}{EF} = 1{,}5 \cdot 10^{-8} + 5 \cdot 10^{-8} x.$$

Перемещения сечений третьего участка вычисляются по формуле

$$u(x) = u(0.35) - \frac{P_2(x - 0.35) + \frac{q(0.55 - x)^2}{2} - \frac{q}{2}(0.15)^2}{EF}.$$

Эпюр перемещения u, построенный по приведенным уравнениям, показан на рис. 2.1, *б*.

2.2. Деформация плоского поперечного изгиба

Плоский поперечный изгиб стержня вызывают силы, направление действия которых перпендикулярно оси стержня, а сами они расположены в одной плоскости, в которой могут действовать также и пары сил (моменты). Пусть плоскость действия нагрузки совпадает с координатной плоскостью xOz. Тогда в сечениях стержня возникает поперечная сила Q_z и изгибающий момент M_y. Остальные внутренние усилия равны нулю.

Дифференциальные уравнения равновесия элемента стержня при изгибе имеют вид

$$\frac{dQ_z}{dx} = q_z, \quad \frac{dM_y}{dx} = Q_z. \tag{2.1}$$

Согласно уравнениям (2.1), внутренние усилия Q_z, M_y связаны с внешней нагрузкой. Эти уравнения часто используются для проверки правильности построения эпюров усилий Q_z и M_y или для определения усилий путем интегрирования уравнений (2.1) на участках непрерывности внешней нагрузки.

При плоском поперечном изгибе в точках сечений стержней возникают нормальные σ_z и касательные τ_{xz} напряжения.

Если оси y и z являются главными и центральными осями сечения, то

$$\sigma_x = \frac{M_y}{J_y} z.$$

Для круглого поперечного сечения радиусом r

$$J_y = \frac{\pi r^4}{4};$$

для сечения в форме кольца с внешним радиусом R и внутренним r

$$J_y = \frac{\pi\left(R^4 - r^4\right)}{4};$$

для сечения прямоугольной формы с высотой h и шириной b имеем (ось y перпендикулярна стороне h и плоскости изгиба)

$$J_y = \frac{bh^3}{12}.$$

Наибольшего значения нормальные напряжения σ_x достигают в точках сечения, наиболее удаленных от нейтральной оси:

$$\sigma_{x\,max} = \frac{M_y}{J_y} z_{max} = \frac{M_y}{W_y},$$

где $W_y = J_y / z_{max}$ – момент сопротивления сечения стержня изгибу относительно оси y.

Касательные напряжения при плоском поперечном изгибе определяют по формуле Журавского

$$\tau_{xz} = \frac{Q_z S_y^*}{b_z J_y},$$

где $S_y^* = \int_{F^*} z dF$ – статический момент относительно оси y площади сечения, лежащей ниже линии, параллельной оси y и проведенной через точку, в которой определяется τ_{xz}; b_z – ширина сечения на уровне координаты z точки, в которой определяется касательное напряжение τ_{xz}.

Влиянием поперечных сил при анализе прочности часто пренебрегают и используют условие прочности в виде

$$\sigma_x = \frac{|M_y|}{W_y} \le [\sigma].$$

2.2.1. Определение напряженно-деформированного состояния при изгибе

Пример 2.2. На рис. 2.2, *а* представлена расчетная схема, моделирующая реальную конструкцию стержнем постоянного поперечного сечения. Стержень закреплен с помощью двух опор. На расстоянии *l* от левого конца стержня расположена шарнирная неподвижная опора, а на расстоянии 3*l* – шарнирная подвижная опора.

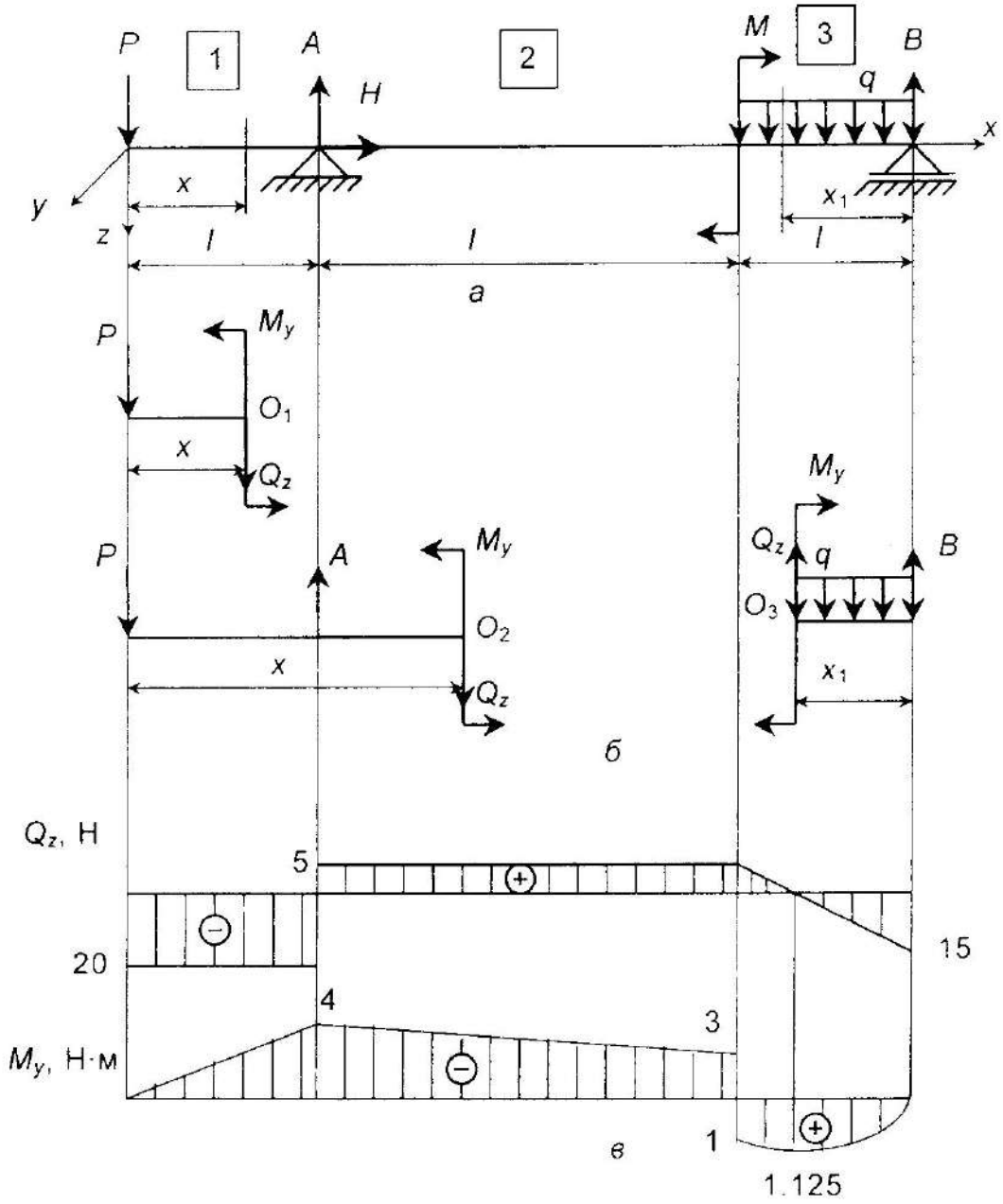


Рис. 2.2

Известно: l = 0.2 м; q = 100 Н/м; [σ] = 10^7 Па; $P = ql$; $M = ql^2$, $b = 6 \cdot 10^{-2}$ м; $h = 12 \cdot 10^{-2}$ м.

Требуется: построить эпюры поперечной силы Q_z и изгибающего момента M_y.

Решение.

1. Выберем систему координат так, как показано на рис. 2.2, *а*.

2. Обозначим реакции опор через A, H, B. Запишем уравнения равновесия стержня:

$$\sum_i P_{ix} = 0 \quad \Rightarrow \quad H = 0,$$

$$\sum_i M_A(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad -Pl + M + 1.5ql^2 - 2Bl = 0,$$

$$\sum_i M_B(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad -3Pl + M - 0.5ql^2 + 2Al = 0.$$

Решая последние два уравнения, получим:

$$A = 1.25ql, \qquad B = 0.75ql.$$

3. Стержень имеет три грузовых участка.

4. Запишем выражения внутренних усилий на первом участке. Проведем сечение на расстоянии $x \in (0, l)$ от начала координат. Рассмотрим равновесие левой отсеченной части стержня (рис. 2.2, *б*):

$$\sum_i P_{iz} = 0 \quad \Rightarrow \quad P + Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad Q_z = -P = -ql = -20\ \text{Н},$$

$$\sum M_{0_1}(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad Px + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad M_y = -Px = -qlx.$$

Функция изменяется по закону прямой линии и принимает в граничных точках участка следующие значения:

$$M_y(0) = 0, \quad M_y(l) = -4\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Проведем сечение на расстоянии $x \in (l, 2l)$ от начала координат на втором участке. Рассмотрим равновесие левой отсеченной части стержня (рис. 2.2, *б*):

$$\sum_i P_{iz} = 0 \quad \Rightarrow \quad P - A + Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad Q_z = A - P = 5\ \text{Н};$$

$$\sum_i M_{0_2}(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad Px - A(x - l) + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad M_y = -Px + A(x - l).$$

Изгибающий момент изменяется по закону прямой линии, принимая на границах участка значения

$$M_y(l) = -Pl = -4\ \text{Н}\cdot\text{м}, \quad M_y(2l) = -0.75ql^2 = -3\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Для вычисления внутренних усилий на третьем участке проведем сечение на расстоянии $x_1 \in (0, l)$ от правого конца стержня. Сечение делит стержень на две части. Рассмотрим равновесие правой отсеченной части (рис. 2.2, *б*):

$$\sum_i P_{iz} = 0 \quad \Rightarrow \quad -B + qx_1 + Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad Q_z = -B + qx_1,$$

$$\sum_i M_{0_3}(P_i) = 0 \quad \Rightarrow \quad Bx_1 - \frac{qx_1^2}{2} - M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad M_y = Bx_1 - \frac{qx_1^2}{2}.$$

Поскольку на участке поперечная сила меняет знак, то, очевидно, изгибающий момент M_y достигает экстремального значения в сечении, где $Q_z = 0$. Определим экстремальное значение M_y:

$$\frac{dM_y}{dx_1} = Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad -B + qx_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad x_1 = 0{,}75l \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{y\,\max} = M_y(0.75l) = 1.125\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

5. Эпюры поперечной силы Q_z и изгибающего момента M_y построены по общим правилам и показаны на рис. 2.2, *в*.

2.2.2. Методы определения перемещений при изгибе

Наиболее сложной и часто встречаемой задачей является определение перемещений при изгибе стержня. Для решения этой задачи часто используется метод Максвелла–Мора; рассмотрим этот метод более подробно.

Общая формула для расчета обобщенного перемещения (линейного или углового) Δ имеет вид

$$\Delta = \sum \int \frac{N\overline{N}}{EF} dx + \sum \int \frac{M_x \overline{M}_x}{GJ_\rho} dx + \sum \int \frac{M_y \overline{M}_y}{EJ_y} dx +$$

$$+ \sum \int k_z \frac{Q_z \overline{Q}_z}{GF} dx + \sum \int \frac{M_z \overline{M}_z}{EJ_z} dx + \sum \int k_y \frac{Q_y \overline{Q}_y}{GF} dx, \qquad (2.2)$$

где N, M_x, M_y, Q_z, M_z, Q_y – внутренние усилия в сечениях стержней при заданной нагрузке; $\overline{N}$, $\overline{M}_x$, $\overline{M}_y$, $\overline{Q}_z$, $\overline{M}_z$, $\overline{Q}_y$ – внутренние усилия в сечениях стержней при единичной обобщенной нагрузке, соответствующей искомому перемещению (согласованной с исходным перемещением);

E, G – модули упругости (модуль Юнга и модуль сдвига); F – площадь поперечного сечения; J_ρ, J_y, J_z – полярный и осевые моменты инерции сечений; k_z, k_y – коэффициенты формы сечений стержней; суммирование выполняется по всем стержням системы, интегрирование – по каждому стержню.

Далее будет рассмотрен пример использования упомянутого метода для оценки жесткости манипулятора ПР.

3. Пример расчета на прочность и жесткость элементов конструкции промышленного робота

3.1. Исходные данные

1. Схема манипулятора промышленного робота представлена на рис. 3.1.

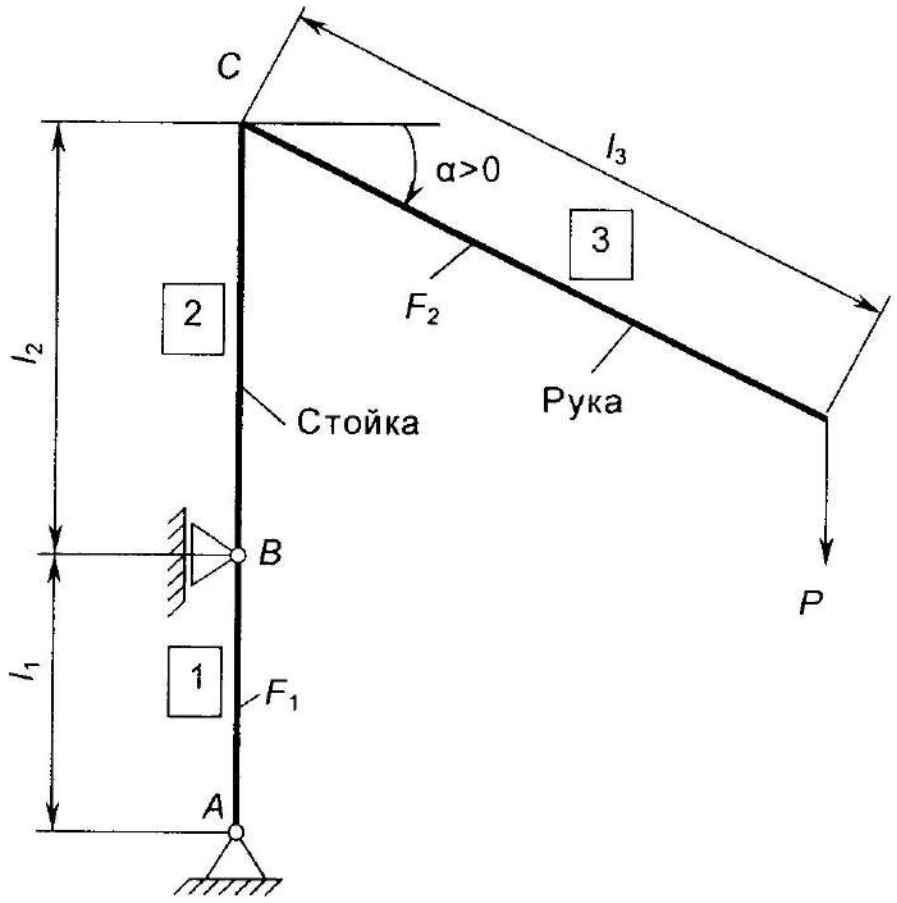


Рис. 3.1

2. Технические характеристики ПР.

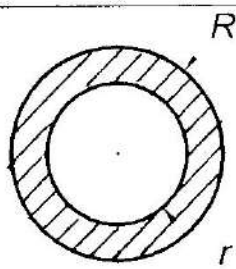
Грузоподъемность, Н	l_1, м	l_2, м	l_3, м	α, °	ω_3, $с^{-1}$	$[w]\cdot 10^6$, м	Тип двигателя
50	0.5	1	1	30	3.2	3.0	4А

Здесь ω_3 – угловая скорость вращения руки ПР вокруг вертикальной оси; $[w]$ – допустимый прогиб в конце руки ПР.

3. Механические характеристики материалов.

Считаем, что элементы конструкции ПР изготовлены из стали с параметрами: допустимое напряжение $[\sigma] = 2\cdot 10^8$ Па, модуль нормальной упругости $E = 2\cdot 10^{11}$ Па.

4. Размеры поперечных сечений элементов конструкции.

Форма сечения	Стержень 1		Стержень 2		Стержень 3	
	R_1, см	R_1/r_1	R_2, см	R_2/r_2	R_3, см	R_3/r_3
	10	1.2	10	1.2	8	1.2

3.2. Выбор и обоснование расчетной схемы

Рассмотрим конструкцию ПР в статике.

1. **Формализация материала**. Считаем, что материал основных элементов конструкции ПР обладает свойствами, описанными в 1.1. Обычно в качестве материала используется низкоуглеродистая сталь, и данное предположение можно считать справедливым до тех пор, пока нормальное напряжение не превышает предела текучести $\sigma_т$.

2. **Формализация геометрии конструкции.** Поскольку поперечные размеры элементов конструкции много меньше их длины, конструкцию можно представить в виде плоской рамы, состоящей из стержней, соединенных между собой.

3. **Формализация закрепления.** Стойка ПР должна иметь возможность совершать вращательные движения относительно своей оси, поэтому она закрепляется с использованием шарикоподшипников, находящихся на некотором расстоянии друг от друга (рис. 3.1, точки *A* и *B*). Во избежание заклинивания шарикоподшипников, вызванного, например

температурным расширением материала, в подшипниках всегда оставляют небольшие зазоры. Нижний подшипник (точка A на рис. 3.1) не позволяет стойке смещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях, верхний (точка B) – только в горизонтальном, поэтому будем считать стойку закрепленной с помощью неподвижного и подвижного шарниров соответственно.

4. Формализация внешней нагрузки. Вес поднимаемого груза представим на расчетной схеме сосредоточенной силой P (рис. 3.1). Собственный вес элементов конструкции представим в виде равномерно распределенной нагрузки с интенсивностью $q_i = \gamma_i F_i g$, где i – номер стержня; γ_i – плотность материала стержня (для стали $\gamma_i = 7800$ кг/м^3); F_i – площадь поперечного сечения i-го стержня; $g = 9.8$ м/с^2 – ускорение свободного падения.

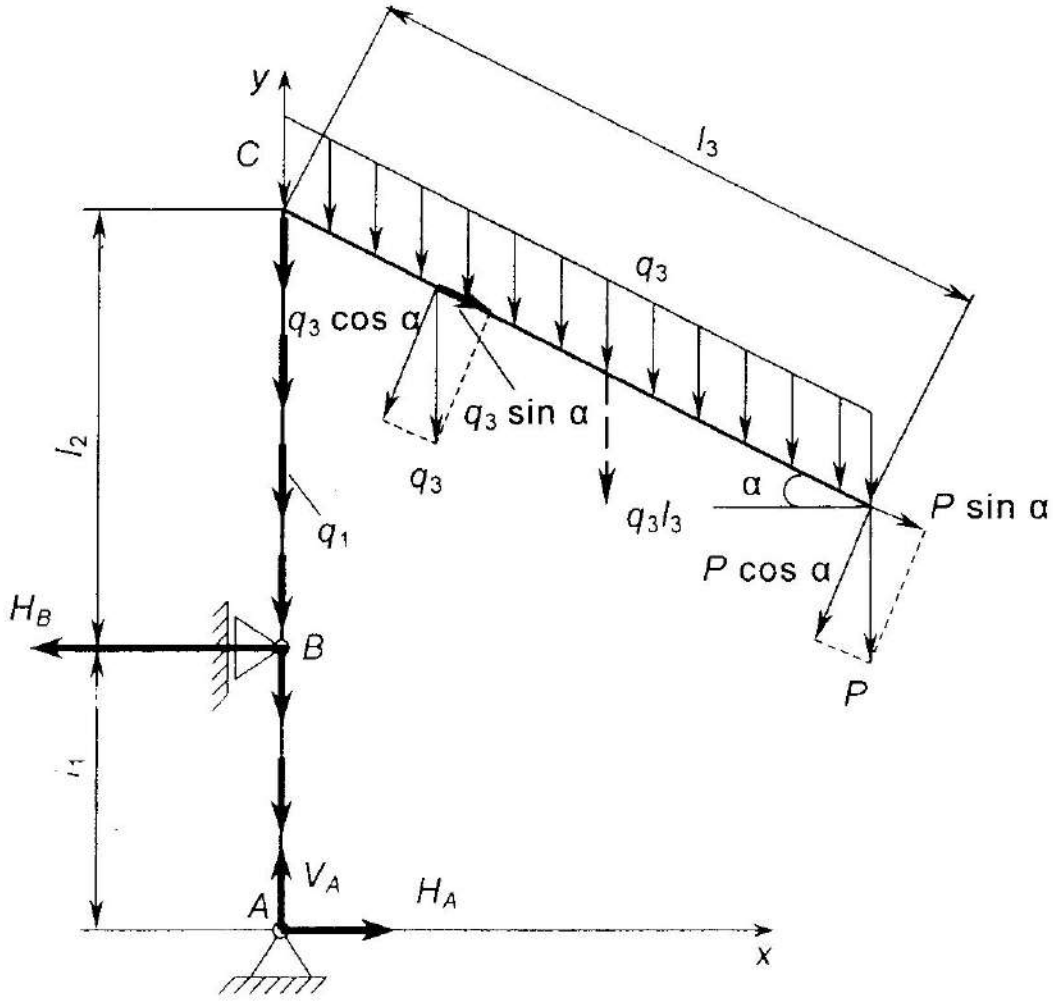


Рис. 3.2

Расчетная схема манипулятора ПР представлена на рис. 3.2.

Интенсивность распределенной нагрузки, направленной по вертикали вниз вдоль стойки, $q_1 = \gamma_1 F_1 g = 7800 \cdot \pi \cdot \left(R_1^2 - r_1^2\right) = 75$ Н/м. Интенсивность распределенной нагрузки, соответствующей собственному весу руки манипулятора ПР и направленной вертикально вниз, $q_3 = \gamma_3 F_3 g = 7800 \cdot \pi \cdot \left(R_3^2 - r_3^2\right) = 47$ Н/м. Она может быть представлена в виде составляющих, одна из которых направлена вдоль оси стержня и вызывает деформацию растяжения (сжатия), другая перпендикулярна оси стержня и вызывает деформацию изгиба.

3.3. Определение опорных реакций

Введем систему декартовых координат xAy (рис. 3.2). Для определения опорных реакций используем уравнения равновесия.

Равенство нулю проекций всех сил на ось y дает

$$\sum_i P_{iy} = 0; \quad V_A - q_1(l_1 + l_2) - q_3 l_3 - P = 0;$$

$$V_A = q_1(l_1 + l_2) + q_3 l_3 + P = 75(0.5 + 1) + 47 \cdot 1 + 50 = 209.5 \text{ Н}.$$

Равенство нулю суммы всех моментов относительно точки A дает

$$\sum_i M_A(P_i) = 0; \quad H_B \cdot l_1 - q_3 l_3 \frac{l_3}{2} \cos\alpha - P l_3 \cos\alpha = 0;$$

$$H_B = \frac{q_3 l_3 \frac{l_3}{2} \cos\alpha + P l_3 \cos\alpha}{l_1} = \frac{\frac{47 \cdot 1^2 \cdot \cos 30^\circ}{2} + 50 \cdot 1 \cdot \cos 30^\circ}{0.5} = 127{,}3 \text{ Н}.$$

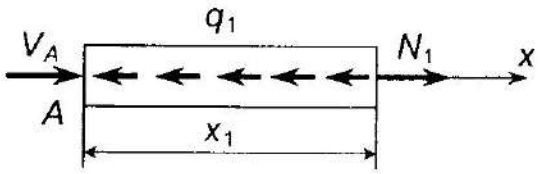
$$\sum_i M_B(P_i) = 0; \quad H_A \cdot l_1 - q_3 l_3 \frac{l_3}{2} \cos\alpha - P l_3 \cos\alpha = 0;$$

$$H_A = \frac{q_3 l_3 \frac{l_3}{2} \cos\alpha + P l_3 \cos\alpha}{l_1} = \frac{\frac{47 \cdot 1^2 \cdot \cos 30^\circ}{2} + 50 \cdot 1 \cdot \cos 30^\circ}{0.5} = 127{,}3 \text{ Н}.$$

3.4. Построение эпюра продольных сил в элементах конструкции

Каждый элемент конструкции рассматриваем отдельно. Для нахождения нормальной силы воспользуемся методом сечения.

Рассмотрим стойку, двигаясь снизу от точки A к точке C (рис. 3.3).



$0 \le x < (l_1 + l_2)$

Рис. 3.3

Стержень имеет один грузовой участок. Запишем уравнение статического равновесия части стержня длиной x_1:

$$\sum_i Pix = 0; \quad N_1 + V_A - q_1 x_1 = 0; \quad N_1 = -V_A + q_1 x_1 = -209.5 + 75x_1.$$

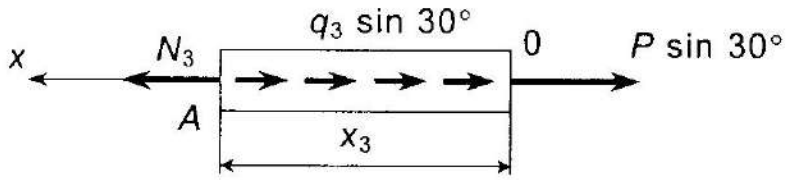
Значения N в точках A, B и C, соответственно, равны:

$$N_1(0) = -209.5 \text{ Н},$$

$$N_1(l_1 = 0.5) = -172 \text{ Н},$$

$$N_1(l_1 + l_2 = 1.5) = -97 \text{ Н}.$$

Рассмотрим руку ПР, двигаясь справа налево (рис. 3.4).



$0 \le x < l_3$

Рис. 3.4

Рассуждая аналогично, получим:

$$\sum_i P_{ix} = 0; \quad N_3 - q_3 x_3 \sin 30° - P \sin 30° = 0; \quad N_3 = 47 \cdot 0.5 x_3 + 50 \cdot 0.5.$$

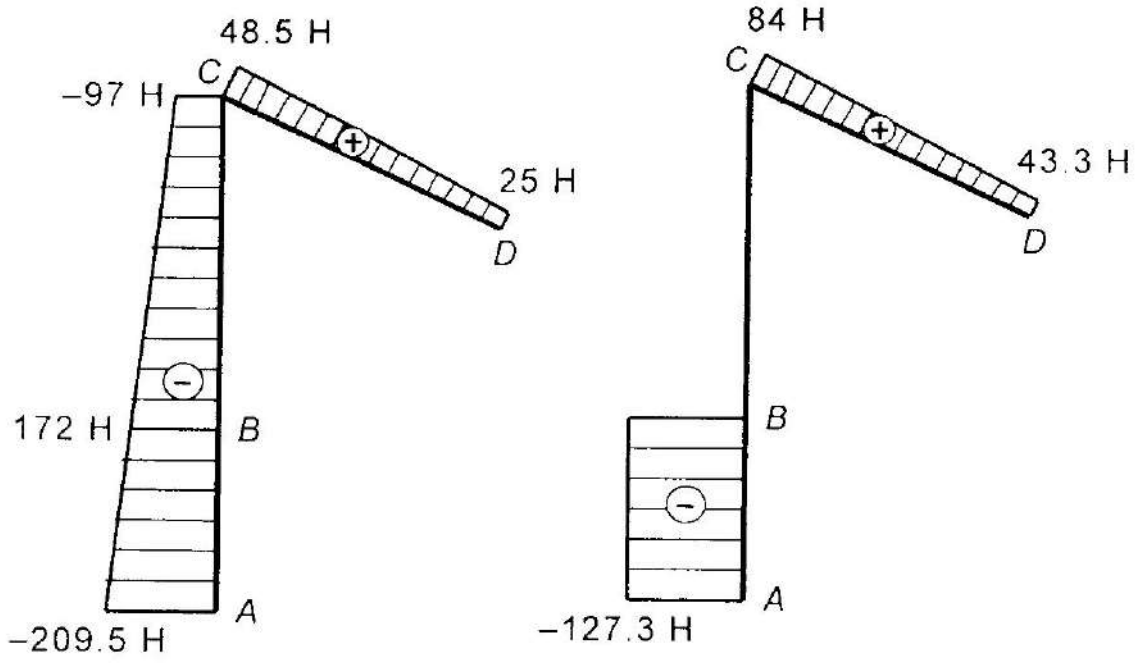
На границах участка $N_3(0) = 25$ Н, $N_3(l_3 = 1) = 48.5$ Н.

По полученным данным строим эпюр N (рис. 3.5)

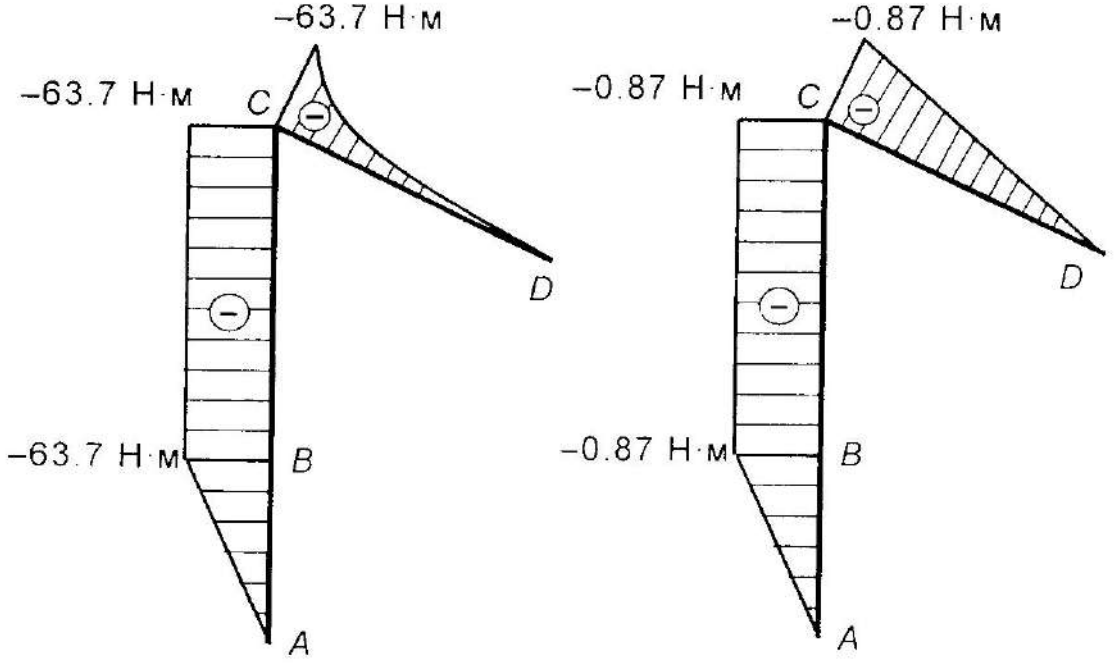
3.5. Построение эпюров перерезывающей силы и изгибающего момента в элементах конструкции

Рассмотрим стойку, двигаясь снизу от точки A к точке C (рис. 3.6). Для нахождения внутренних усилий воспользуемся методом сечения. Стержень имеет два грузовых участка. Рассмотрим первый участок, для которого $0 \le x_1 < l_1$. Запишем равенство нулю суммы проекций всех сил на ось z и суммы всех моментов относительно точки C_1:

$$\sum_i P_{iz} = 0; \quad Q_{z1} + H_A = 0; \quad Q_{z1} = -H_A = -127.3 \text{ Н}.$$


48.5 Н
C
−97 Н
25 Н
D
172 Н
B
A
−209.5 Н
84 Н
C
43.3 Н
D
B
A
−127.3 Н

а *б*


−63.7 Н·м
−63.7 Н·м
C
D
−63.7 Н·м
B
A
−0.87 Н·м
−0.87 Н·м
C
D
−0.87 Н·м
B
A

в *г*

Рис. 3.5

$$\sum_i M_{C1}(P_i) = 0; \quad M_{y1} + H_A x_1 = 0; \quad M_{y1} = -H_A x_1 = -127.3 x_1.$$

На границах участка $M_{y1}(0) = 0, \quad M_{y1}(l_1 = 0.5) = -63.65$ Н·м.

Для второго участка $l_1 \le x_2 < (l_1 + l_2)$. Рассуждая аналогично, получим:

$$Q_{z2} = -H_A + H_B = -127.3 + 127.3 = 0;$$

$$M_{y2} = -H_A x_2 + H_B (x_2 - l_1) = -127.3 x_2 + 127.3 (x_2 - 0.5) = -63.65 \text{ Н·м}.$$

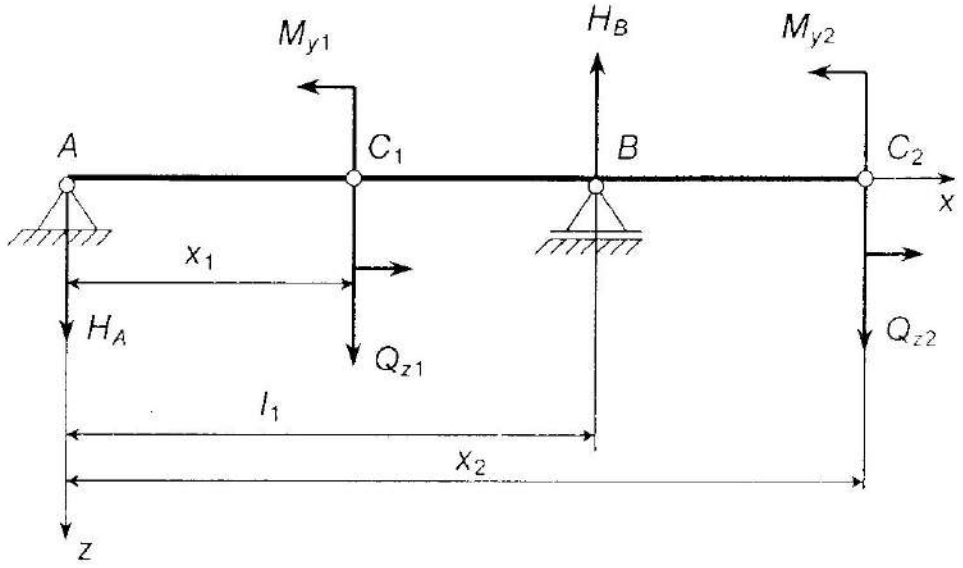


Рис. 3.6

Рассмотрим построение эпюров поперечной силы и изгибающего момента для руки ПР. Будем двигаться от точки D вдоль оси x (рис. 3.7).

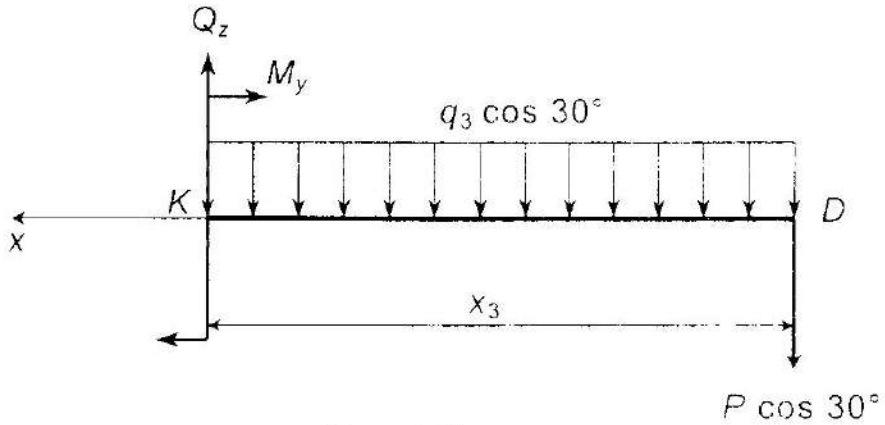


Рис. 3.7

Стержень имеет один грузовой участок, для которого $0 \le x_3 < l_3$. Запишем уравнения статического равновесия для сил:

$$\sum_i P_{iz} = 0; \quad -Q_z + q_3 x_3 \cos 30° + P \cos 30° = 0;$$

$$Q_z = q_3 x_3 \cos 30° + P \cos 30°.$$

На границах участка $Q_z(0) = 43.3$ Н, $Q_z(l_3 = 1) = 84$ Н.

Уравнения статического равновесия для моментов имеют вид:

$$\sum_i M_{yk}(P_i) = 0; \quad M_{y3} + \frac{q_3 x_3^2 \cos 30°}{2} + P x_3 \cos 30° = 0;$$

$$M_{y3} = -\frac{q_3 x_3^2 \cos 30°}{2} - P x_3 \cos 30° = -20{,}35 x^2 - 43{,}3 x.$$

На границах участка $M_{y3}(0) = 0$, $M_{y3}(l_3 = 1) = -63.65$ Н·м.

По полученным данным строим эпюры Q_z и M_y (рис. 3.5).

3.6. Проверка прочности конструкции

Элементы конструкции испытывают одновременно деформацию растяжения (сжатия) и изгиба, поэтому проверка прочности осуществляется по формуле

$$\sigma_{x\,max} = \frac{|N|}{F} + \frac{|M_y|}{W_y} \le [\sigma], \qquad (3.1)$$

где N и M_y – значения нормальной силы и изгибающего момента в "опасном" сечении, F – площадь поперечного сечения стержня (в нашем случае $F = \pi(R_i^2 - r_i^2)$); W_y – момент сопротивления изгибу поперечного сечения ($W_y = \frac{\pi}{4}(R_i^3 - r_i^3)$); $[\sigma]$ – допустимое значение нормального напряжения (для стали 200 МПа).

Проверим прочность руки ПР. По эпюрам N и M_y определяем, что "опасное" сечение находится в точке C (в этой точке напряжение σ_x максимально). В "опасном" сечении $|N| = 48.5$ Н, $|M_y| = 63.65$ Н·м, $F = 6.2 \cdot 10^{-3}$ м^2, $W_y = 2.1 \cdot 10^{-4}$м^3. Тогда по формуле (3.1) получим: $\sigma_{x\,max} = 0.29$ МПа $< [\sigma]$. Условие прочности выполняется.

Проверим прочность стойки. По эпюрам N и M_y находим, что наибольшее нормальное напряжение будет в точке B. В этой точке $|N| = 134.5$ Н, $|M_y| = 63.65$ Н·м, $F = 9.5 \cdot 10^{-3}$ м^2, $W_y = 4.8 \cdot 10^{-4}$ м^3.

$\sigma_{x\,max} = 0.146$ МПа $< [\sigma]$ и условие прочности также выполняется.

3.7. Оценка жесткости конструкции

Под действием груза P происходит перемещение w конца руки ПР в вертикальном направлении; большое перемещение (т. е. недостаточная жесткость конструкции) может привести к неточным движениям руки.

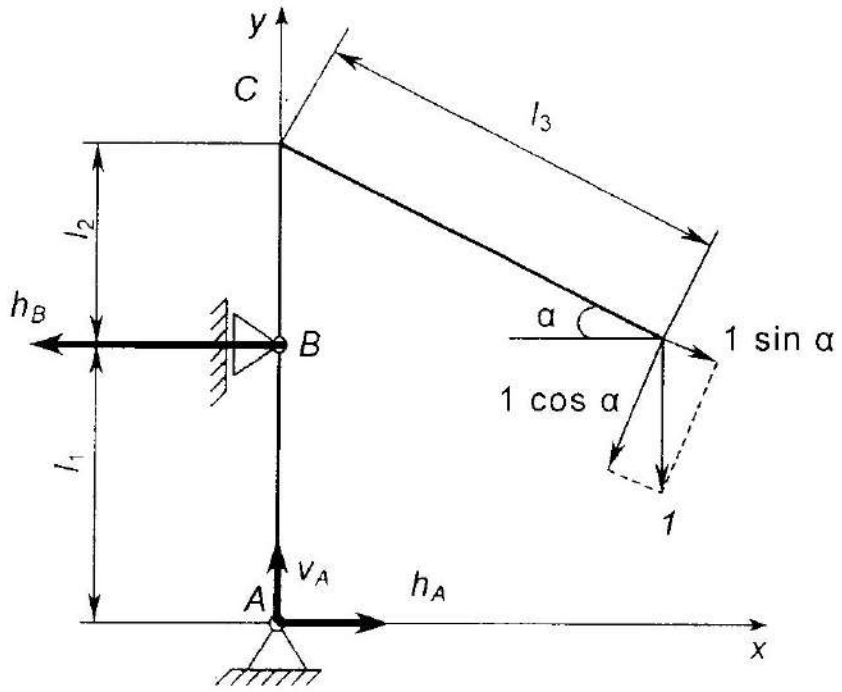


Рис. 3.8

Определим w, используя метод Максвелла–Мора (см. 2.2.2), при этом будем учитывать только члены, связанные с изгибающим моментом; перемещения, связанные с нормальной и перерезывающей силами, малы и ими можно пренебречь. Из (2.2) получим:

$$w = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{E_i J_i} \int_0^{l_i} M_{yi} \bar{M}_{yi} dx. \qquad (3.2)$$

Для нахождения $\bar{M}_{yi}$ приложим к концу руки силу $P = 1$; единичная нагрузка раскладывается на две составляющих – вдоль оси руки и перпендикулярно оси руки. Расчетная схема для этого случая представлена

на рис. 3.8. Определим опорные реакции от единичной нагрузки, воспользовавшись уравнениями статического равновесия:

$$\sum_i P_{iy} = 0; \quad v_A - 1 = 0; \quad v_A = 1\,\text{Н};$$

$$\sum_i M_A(P_i) = 0; \quad h_B l_1 - 1\ l_3 \cos 30°; \quad h_B = \frac{1 \cdot l_3 \cos 30°}{l_1} = 1.732\,\text{Н};$$

$$\sum_i P_{ix} = 0; \quad h_A - h_B = 0; \quad h_A = h_B = 1.732\,\text{Н}.$$

Рассмотрим расчетную схему стойки ПР (рис. 3.9).

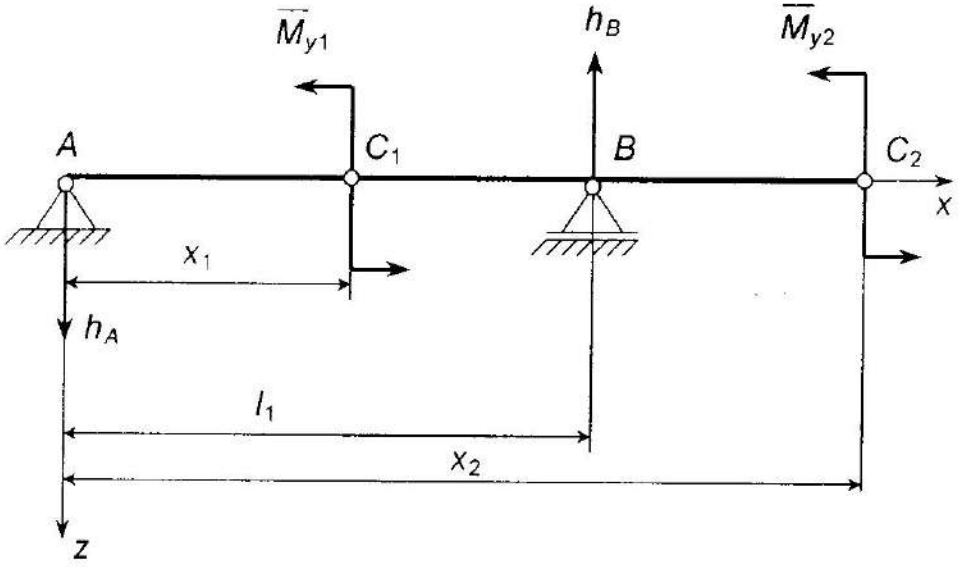


Рис. 3.9

Стержень имеет два грузовых участка:

- 1-й участок ($0 \le x_1 < l_1$):

$$\bar{M}_{y1} = -h_A x_1 = -1.732 x_1.$$

На границах участка: $\bar{M}_{y1}(0) = 0; \quad \bar{M}_{y1}(l_1 = 0.5) = -0.866\ \text{Н} \cdot \text{м}.$

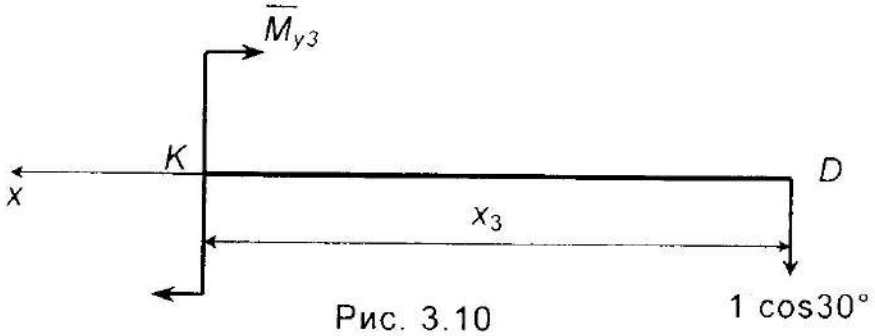


Рис. 3.10

♦ 2-й участок ($l_1 \le x < (l_1 + l_2)$):

$$\bar{M}_{y2} = -h_A x_2 + h_B (x_2 - l_1) = -1.732 x_2 + 1.732 (x_2 - 0.5) = -0.866 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим расчетную схему руки ПР (рис.3.10).

Стержень имеет один грузовой участок ($0 \le x_3 < l_3$):

$$\bar{M}_{y3} = -0.866 x_3; \quad \bar{M}_{y3}(0) = 0; \quad \bar{M}_{y3}(l_3 = 1) = -0.866 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По полученным данным строим эпюр изгибающих моментов M_{yi} (рис. 3.3, *г*).

Подставляем аналитические выражения изгибающих моментов в (3.2):

$$w = \frac{1}{EJ_{y1}} \int_0^{l_1} M_{y1} \bar{M}_{y1} dx + \frac{1}{EJ_{y2}} \int_0^{l_2} M_{y2} \bar{M}_{y2} dx + \frac{1}{EJ_{y3}} \int_0^{l_3} M_{y3} \bar{M}_{y3} dx =$$

$$= \frac{1}{EJ_{y1}} \int_0^{l_1} (-127.3x)(-1.732x) dx + \frac{1}{EJ_{y2}} \int_0^{l_2} (-63.65)(-0.866) dx +$$

$$+ \frac{1}{EJ_{y3}} \int_0^{l_3} \left(-20.35x^2 - 43.3x\right)(-0.866x) dx.$$

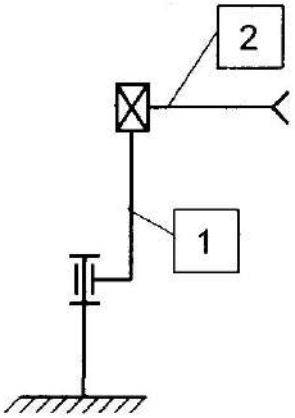
Подставив в выражение значения модуля нормальной упругости и осевых моментов инерции, получим: $w = 1.36 \cdot 10^{-6}$ м. Сравнив полученное перемещение с допустимым перемещением $[w] = 3 \cdot 10^{-6}$ м, видим, что $w < [w]$, т. е. условие жесткости выполняется.

4. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА

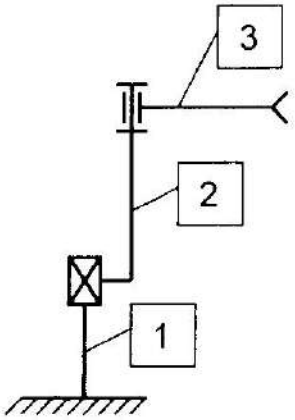
4.1. Манипулятор ПР и передаточные механизмы, используемые в ПР

С точки зрения механики ПР выделяются в отдельный класс управляемых машин. В состав ПР входит механическая часть – манипулятор (механизм ПР) и устройство управления.

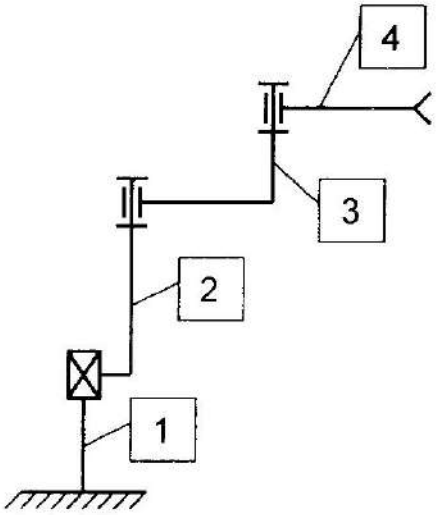
Манипулятор ПР представляет собой шарнирно-стержневой механизм, состоящий из звеньев-стержней, соединенных между собой кинематическими парами. Чаще всего это поступательные и вращательные пары пятого класса, накладывающие пять ограничений на взаимное движение звеньев. На рис. 4.1 представлены кинематические схемы манипуляторов



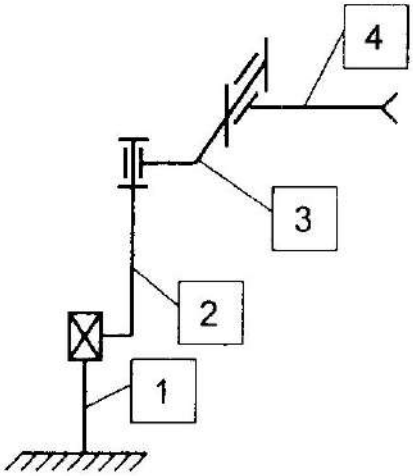
а



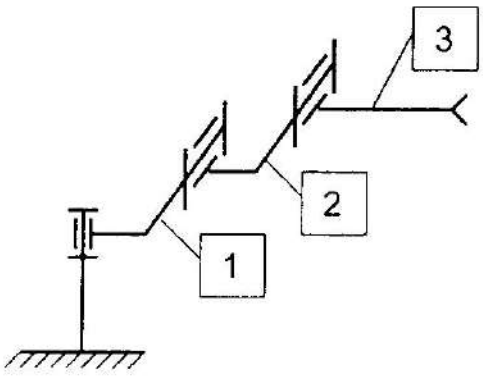
б



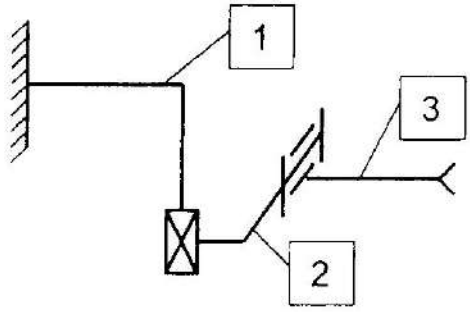
в



г

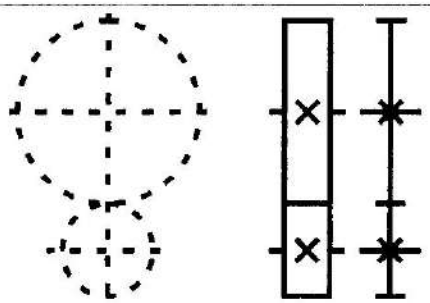
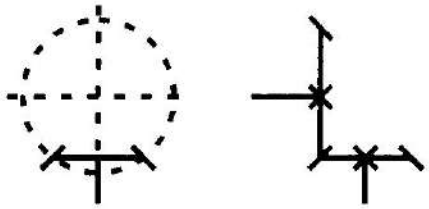
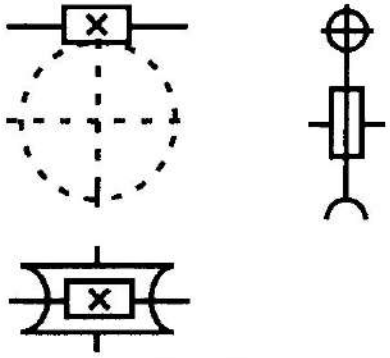
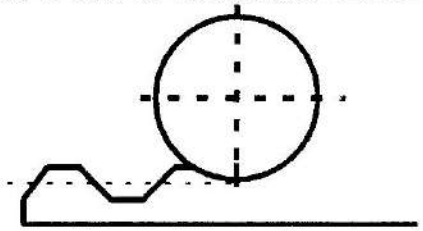
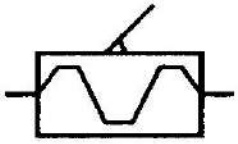


д



е

Рис. 4.1

Механизм	Обозначение на кинематических схемах	Передаточное число	КПД механизма
Передача цилиндрическими прямозубыми колесами		1...6	0.97...0.95
Передача коническими зубчатыми колесами		1...3	0.97...0.95
Червячные передачи при числе витков червяка: $z = 1$; $z = 2$; $z = 4$		 28...70 13...30 8...13	 0.75...0.7 0.9...0.8 0.9...0.8
Зубчатая реечная передача		15...200	0.98...0.96
Механизм "винт–гайка"		500...3200	0.8...0.6
Планетарный	–	3...8 30...1000	0.98...0.96 0.8...0.1
Волновой	–	50...250	0.9...0.7

ПР, кинематические звенья пронумерованы, знаком " $\prec$ " обозначено место захвата (ориентирующего механизма). Кинематические пары имеют следующие обозначения: $\boxtimes$ – поступательная пара; $\equiv$ – вращательная пара.

Относительное движение звеньев осуществляется с помощью гидравлического, пневматического, электрического и комбинированного приводов. При использовании электромеханического привода, как правило, для передачи движения от вала двигателя к исполнительному звену применяется передаточный механизм типа редуктора, который может включать различите виды передач (см. таблицу). В работе П. И. Бегуна и Ю. А. Шукейло* имеется материал по расчету следующих передач:

- цилиндрических зубчатых (с. 168–169, 175–177);
- конических зубчатых (с. 213–218);
- червячных (с. 223–229);
- планетарных (с. 241–247);
- волновых (с. 258–261);
- типа "винт–гайка" (с. 283–291).

4.2. Разработка кинематической схемы механизма передачи

В курсовом проекте необходимо передать движение от вала двигателя звену манипулятора, скорость которого задана. Тип двигателя, а следовательно, и номинальная скорость вращения, известны из задания на курсовое проектирование.

Передаточное число механизма, необходимого для замедления движения, определяется по формуле

$$U_{м} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{и.э}},$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость двигателя, $с^{-1}$; $\omega_{и.э}$ – угловая скорость исполнительного элемента манипулятора, $с^{-1}$.

В прил. 2 для различных двигателей дана номинальная частота вращения n (об/с). Тогда угловую скорость двигателя можно рассчитать по формуле

$$\omega_{дв} = 2\pi n.$$

---

* Бегун П. И., Шукейло Ю. А. Прикладная механика роботов. СПб., 1994.

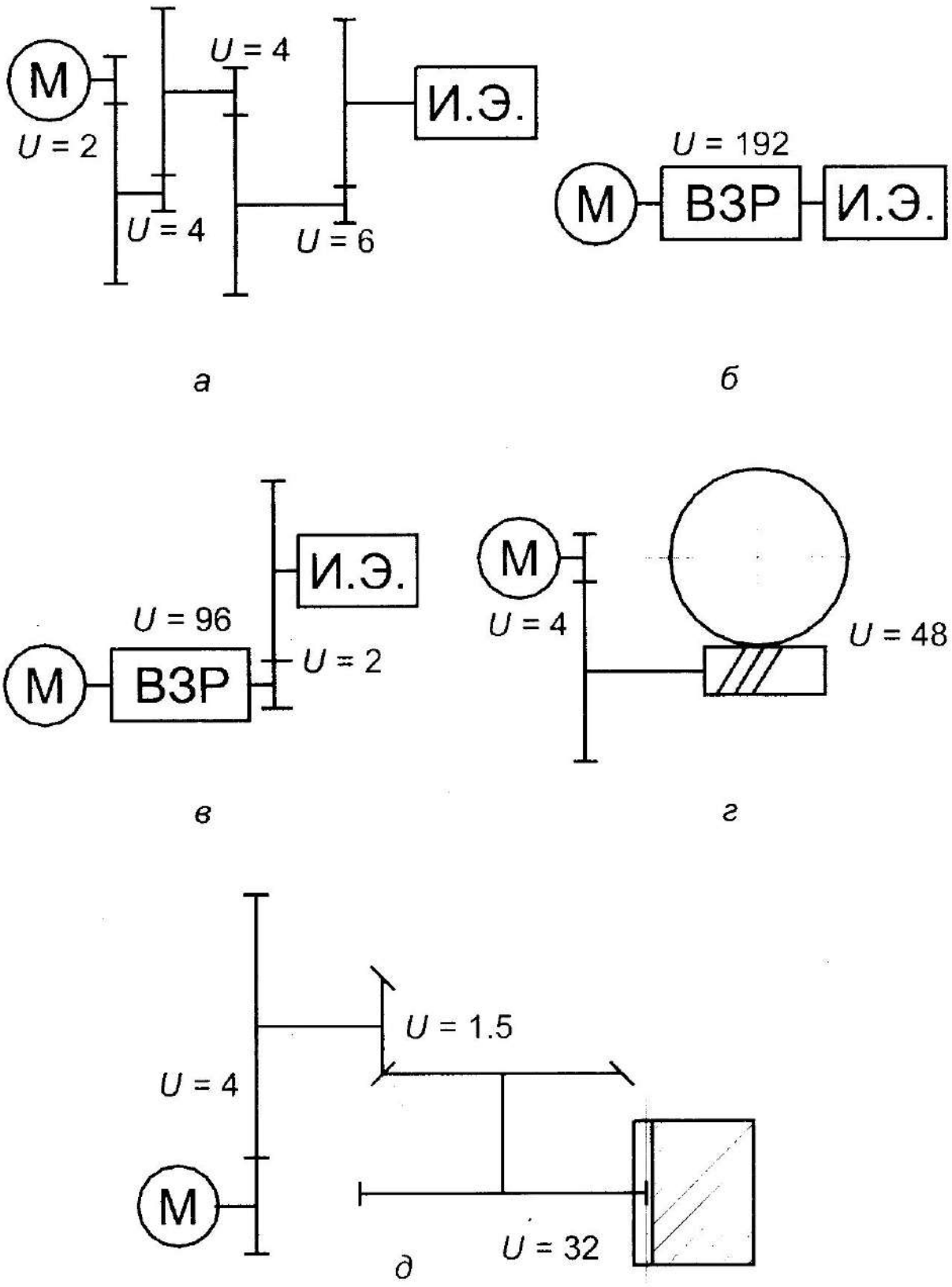

М
U = 2
U = 4
U = 4
U = 6
И.Э.
а
U = 192
М
ВЗР
И.Э.
б
И.Э.
U = 96
М
ВЗР
U = 2
в
М
U = 4
U = 48
г
U = 1.5
U = 4
М
U = 32
д

Рис. 4.2

Используя данные таблицы, распределяем передаточное число по ступеням так, чтобы выполнялось равенство

$$U_{\text{м}} = \prod_{k=1}^{n} U_k,$$

где U_k – передаточное число k–й передачи.

Затем разрабатываем кинематическую схему передачи движения. На рис. 4.2 представлены возможные кинематические схемы механизмов для передаточного числа $U_{\text{м}}$ = 192, звенья кинематической цепи пронумерованы. Кинематические схемы должны быть выполнены в соответствии со следующими стандартами: ГОСТ 2.701 "Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению", ГОСТ 2.703 "Правила выполнения кинематических схем", ГОСТ 2.721 "Обозначения графические условные в схемах".

4.3. Подбор двигателя привода ПР

Подбор двигателя проводится по моменту на его валу

$$M_{\text{дв}} = \pm\frac{QR}{U_{\text{м}}\eta} + J_{\text{пр}}\varepsilon_{\text{дв}}, \qquad (4.1)$$

где $M_{\text{дв}}$ – момент на валу двигателя, Н·м; Q – вес вертикально перемещаемых элементов и груза, Н; знак "+" соответствует движению вверх; R – плечо центра перемещаемых масс относительно оси вращения, м; η – КПД механизма; $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции системы, кг·м^2; $\varepsilon_{\text{дв}}$ – ускорение вала двигателя, с$^{-2}$:

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{t}.$$

Здесь t – время разгона (торможения) двигателя, с.

При вращении исполнительного звена приведенный момент инерции вычисляется по следующей формуле:

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{дв}} + J_{\text{м}} + \frac{J_{\text{и.э}} + J_{\text{гр}}}{U_{\text{м}}^2}, \qquad (4.2)$$

где $J_{\text{дв}}$ – момент инерции ротора двигателя, кг·м^2 (см. прил. 2); $J_{\text{м}}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции передаточного механизма, кг·м^2; $J_{\text{и.э}}$, $J_{\text{гр}}$ – моменты инерции исполнительного элемента и груза относительно оси поворота, кг·м^2. Момент инерции исполнительного эле-

мента (руки) определяется выражением $J_{и.э} = \pi R_3^2 l_3 \gamma \left(\frac{R_3^2}{4} - \frac{l_3^2}{3} \right) -$

$- \pi r_3^2 l_3 \gamma \left(\frac{r_3^2}{4} - \frac{l_3^2}{3} \right)$, момент инерции груза – $J_{гр} = m l_3^2$.

При курсовом проектировании требуется подобрать двигатель для последней степени подвижности манипулятора, в этом случае вычисляется момент инерции последнего звена. Согласно заданию последнее звено совершает вращательное движение, поэтому первое слагаемое в (4.1) равно нулю. Обычно также $J_м$ в (4.2) меньше остальных слагаемых, поэтому примем его равным нулю. Подставив (4.2) в (4.1), получим

$$M_{дв} = \frac{\omega_{дв}}{t} \left(J_{дв} + \frac{J_{и.э} + J_{гр}}{U_м^2} \right).$$

Подсчитав момент на валу двигателя и воспользовавшись прил. 2, подбираем необходимый двигатель.

Если требуемый момент больше того, который могут обеспечить двигатели данной серии, следует выбрать двигатель с моментом, наиболее близким к требуемому; при этом придется примириться с увеличением времени разгона t.

5. ОБЩИЕ ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Техническая документация курсового проекта обычно состоит из пояснительной записки, сборочного чертежа со спецификацией и чертежей деталей.

5.1. Пояснительная записка

Пояснительная записка – документ, содержащий описание устройства и принцип действия разрабатываемой конструкции, а также обоснование принятых при ее разработке технических решений.

Пояснительная записка выполняется на одной стороне листов формата А4 (210 х 297 мм) по ГОСТ 2.301. Расстояние от краев листа до границ текста рекомендуется оставлять: слева – 25 мм, справа – 10 мм, сверху и снизу – не менее 15 мм. Рамку допускается не проводить. Страницы пояснительной записки должны быть последовательно пронумерованы, номера страниц проставляются в правом верхнем углу страниц; записка переплетается.

Пояснительная записка должна включать в указанной далее последовательности:

- титульный лист;
- реферат;
- содержание (оглавление);
- задание;
- перечень обозначений, сокращений;
- основную часть: введение, расчеты, заключение;
- библиографический список;
- приложение (графическая часть курсового проекта).

Содержание текста разделяют на главы (разделы), параграфы (подразделы) и пункты, пронумерованные арабскими цифрами. Пример заголовков:

Введение

1. Обоснование и построение статической расчетной схемы манипулятора промышленного робота для расчета на прочность и жесткость
   1.1. Схематизация геометрии звеньев
   1.2. Схематизация соединений звеньев
   1.3. Схематизация свойств материала
   1.4. Схематизация нагрузки
2. Ориентировочный расчет на прочность
   2.1. Построение эпюров нормальной силы, поперечной силы и изгибающего момента
   2.2. Проверка выполнения условия прочности звеньев манипулятора
3. Проверка выполнения условия жесткости звеньев манипулятора
4. Передача заданного движения одному из звеньев манипулятора с помощью передаточного механизма
   4.1. Подбор двигателя привода манипулятора промышленного робота

Заключение

Список литературы

Каждый расчет должен подтверждаться формулой, записанной в общем виде, числовыми значениями каждой величины и результатами расчета. Расшифровка символов и обозначений должна соответствовать перечню обозначений; обозначение единиц одного и того же параметра должно быть постоянным в пределах всего текста и соответствовать международной системе единиц (СИ). Формулы, на которые есть ссылки в тексте, должны быть пронумерованы. Результаты неоднократно повторяющихся расчетов необходимо представить в виде таблицы.

Ссылки на литературу даются в тексте цифрами в прямых скобках. В списке литературы указываются: фамилия, инициалы автора, название книги, место издания, издательство, год издания.

5.2. Чертеж сборочный

Сборочный чертеж – документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки и контроля.

Сборочный чертеж должен содержать:

1. Изображение сборочной единицы, обеспечивающее возможность сборки и контроля.
2. Габаритные размеры **без предельных отклонений**.
3. Установочные и присоединительные размеры **с предельными отклонениями**.
4. Номера позиций составных частей в порядке, установленном спецификацией.
5. Технические требования, которые группируют в приведенной ниже последовательности:

- требования к материалу, заготовке, термической обработке;
- размеры, предельные отклонения размеров;
- указания о покрытии;
- требования к настройке и регулированию изделия.

Пример сборочного чертежа приведен в прил. 3.

5.3. Спецификация

Спецификация – документ, определяющий состав сборочной единицы. Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу. Она состоит из разделов, которые располагают в такой последовательности:

- документация
- сборочные единицы,
- детали,
- стандартные изделия,
- прочие изделия,
- материалы.

К стандартным изделиям относят изделия, которые выпускаются по стандартам (крепежные изделия, подшипники и т. п.).

В раздел "Прочие изделия" вносят нестандартные изделия, изготовляемые не по данному комплекту конструкторской документации, а по

техническим условиям, каталогам, прейскурантам, например: разъемы, радиаторы, переключатели, переменные резисторы и т. п.

В разделе " Материалы" указываются материалы, необходимые для сборки (провода, припои, резиновые прокладки, не имеющие чертежа и т. п.).

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе "Наименование" и подчеркивают.

Пример спецификации приведен в прил. 4.

5.4. Чертеж детали

Чертеж детали – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Чертеж детали должен содержать:

1. Изображение детали, необходимое для ее изготовления и контроля по ГОСТ 2.305.
2. Размеры с предельными отклонениями по ГОСТ 2.307 и ГОСТ 2.308.
3. Сведения о шероховатости поверхности по ГОСТ 2.789.
4. Условное обозначение материала: наименование, марка, номер стандарта.
5. Виды покрытий по ГОСТ 9.032, ГОСТ 9.306.

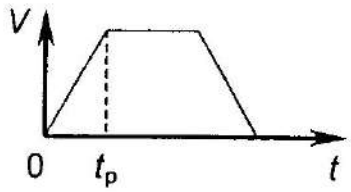
Следует помнить, что каждый конструкторский документ должен содержать только необходимую информацию в соответствии с назначением документа.

Пример чертежей деталей приведен в прил. 5 и 6.

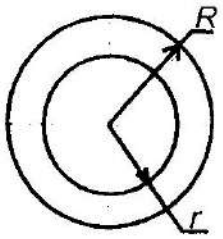
Список рекомендуемой литературы

- Бегун П. И., Кормилицын О. П. Прикладная механика: Учеб. СПб.: Политехника, 1995.
- Бегун П. И., Кормилицын О. П., Мамаева Л. П. Прикладная механика в приборостроении: Учеб.. пособие. СПб.: Изд-во Санкт-Петербург. ун-та, 1993.
- Соляник-Красса К. В. Введение в механику твердого деформированного тела. Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1979.
- Бегун П. И., Шукейло Ю. А. Прикладная механика роботов: Учеб. пособие/ ГЭТУ. СПб., 1994.

1. Варианты заданий на курсовой проект



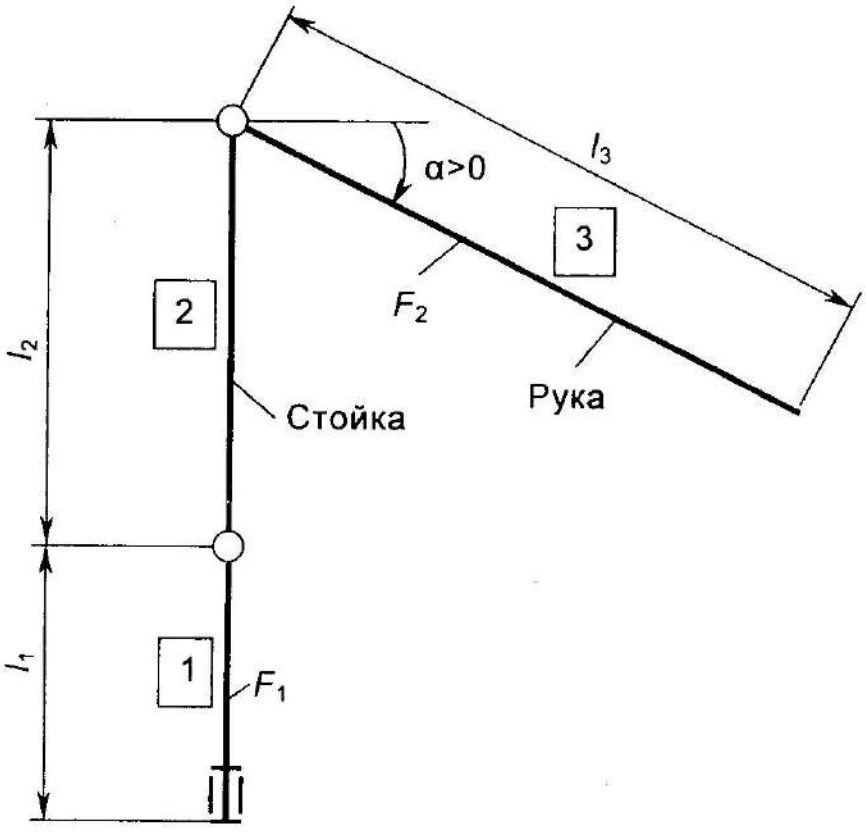
Закон разгона (торможения)



Форма сечения стержня

Размеры поперечных сечений элементов конструкции

Вариант	Стержень 1		Стержень 2		Стержень 3	
	R_1, см	R_1/r_1	R_2, см	R_2/r_2	R_3, см	R_3/r_3
1…8	10	1.2	10	1.2	8	1.2
9…16	12	1.15	12	1.15	10	1.2
17…25	11	1.1	11	1.1	9	1.15



Кинематическая схема манипулятора ПР

Технические характеристики ПР

Вариант	Грузоподъемность, Н	$t_р$, с	l_1, м	l_2, м	l_3, м	α, °	ω_3, $с^{-1}$	$[w]\cdot10^5$, м	Тип двигателя
1	5.0	0.15	0,5	1	1	30	3.2	0.3	ПБВ
2	6.3	0.1	0.8	1.7	1.6	10	2.4	0.3	ПЯ
3	8.0	0.12	0.7	1.6	1.5	–10	2.3	0.4	ПЯ
4	10.0	0.14	0.6	1.5	1.4	30	2.2	0.5	ПБВ
5	12.5	0.16	0.5	1.4	1.3	30	2.1	0.6	ПЯ
6	16.0	0.18	0.4	1.3	1.2	–40	2.0	0.7	ПЯ
7	20.0	0.20	0.3	1.2	1.1	10	1.9	0.8	ПБВ
8	24.0	0.23	0.3	1.1	1.3	15	1.7	0.6	ПБВ
9	32.0	0.20	0.7	1.2	1.4	10	1.6	0.9	ПБВ
10	6.3	0.1	0.8	2.4	1.8	–10	3.0	0.2	ПЯ
11	8.0	0.12	0.7	2.3	1.6	–20	2.8	0.3	ПЯ
12	10.0	0.14	0.6	2.2	1.4	30	2.6	0.4	ПЯ
13	12.5	0.16	0.5	2.1	1.2	–30	2.4	0.5	ПЯ
14	16.0	0.18	0.4	2.0	1.0	60	2.4	0.6	ПБВ
15	20.0	0.20	0.3	1.9	0.8	–10	2.0	0.7	ПБВ
16	24.0	0.25	0.5	1.7	0.9	–20	2.1	0.8	ПБВ
17	32.0	0.24	0.6	1.8	1.1	20	2.3	0.5	ПБВ
18	4.0	0.2	0.9	0.2	1.0	10	2.2	0.2	ПЯ
19	5.0	0.3	0.8	0.25	1.2	30	2.0	0.3	ПЯ
20	6.3	0.1	0.6	0.3	1.4	–20	2.4	0.4	ПЯ
21	8.0	0.15	0.7	0.35	1.6	30	2.6	0.5	ПБВ
22	10.0	0.25	1.1	0.4	1.8	30	2.8	0.6	ПБВ
23	12.5	0.35	1.0	0.45	2.0	20	3.0	0.7	ПБВ
24	6.0	0.2	0.8	0.4	0.7	–10	2.4	0.3	ПЯ
25	8.0	0.15	1.0	0.5	0.9	20	2.2	0.4	ПБВ

Здесь ω_3 – угловая скорость вращения руки ПР вокруг вертикальной оси; $[w]$ – допустимый прогиб в конце руки ПР; $t_р$ – время разгона.

Считать, что элементы конструкции ПР изготовлены из стали с параметрами: допустимое напряжение $[\sigma] = 2\cdot10^8$ Па; модуль нормальной упругости $E = 2\cdot10^{11}$ Па; плотность $\gamma = 7800$ кг/м^3.

2. Некоторые характеристики электродвигателей

Таблица 2.1. Механические характеристики двигателей серии ПБВ

Тип двигателя	Номинальный момент, Н·м	Номинальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/с	Момент инерции, $г \cdot м^2$	Масса, кг
ПБВ-100М	7.16	0.75	50/3	10.0	29.0
ПБВ-100L	10.5	1.1	50/3	13.0	35.0
ПБВ-112М	17.5	1.1	10	42.0	51.0
ПБВ-112L	21.0	1.1	25/3	49.0	57.0

Габаритные и установочные размеры*

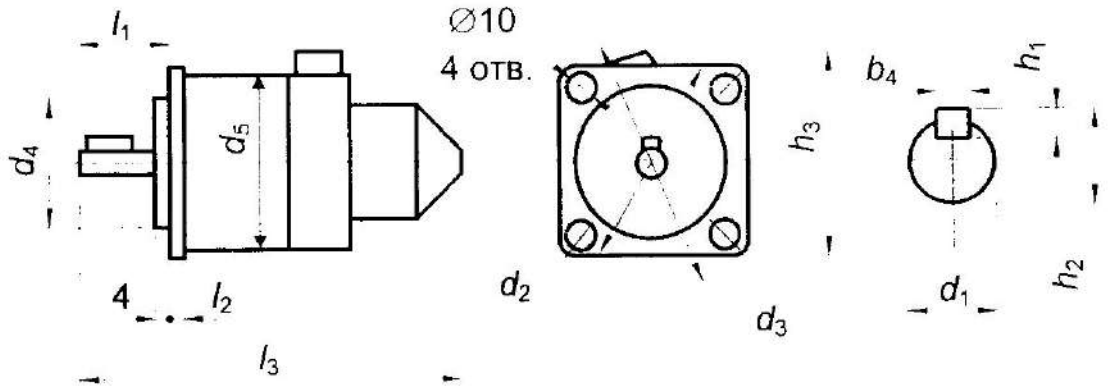


Таблица 2.2. Габаритные и установочные размеры

Тип двигателя	l_1	l_2	l_3	b_4	h_1	h_2	h_3	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
ПБВ-100М	50	16	555	6	6	24.5	240	22	215	250	180	172
ПБВ-100L	50	16	630	6	6	24.5	240	22	215	250	180	172
ПБВ-112М	60	16	605	8	7	31	285	28	215	250	180	217
ПБВ-112L	60	16	685	8	7	31	285	28	215	250	180	217

* Все размеры в миллиметрах

Таблица 2.3. Механические характеристики двигателей серии ПЯ

Тип двигателя	Номинальный момент, Н·м	Номинальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/с	Момент инерции, $г \cdot м^2$	Масса, кг
ПЯ-20	0.07	20	50	0.01	0.8
ПЯ-50	0.16	50	50	0.017	1.5
ПЯ-125	0.4	125	50	0.07	2.0
ПЯ-250	0.8	250	50	0.23	6.0
ПЯ-500	1.64	500	50	0.77	11.7

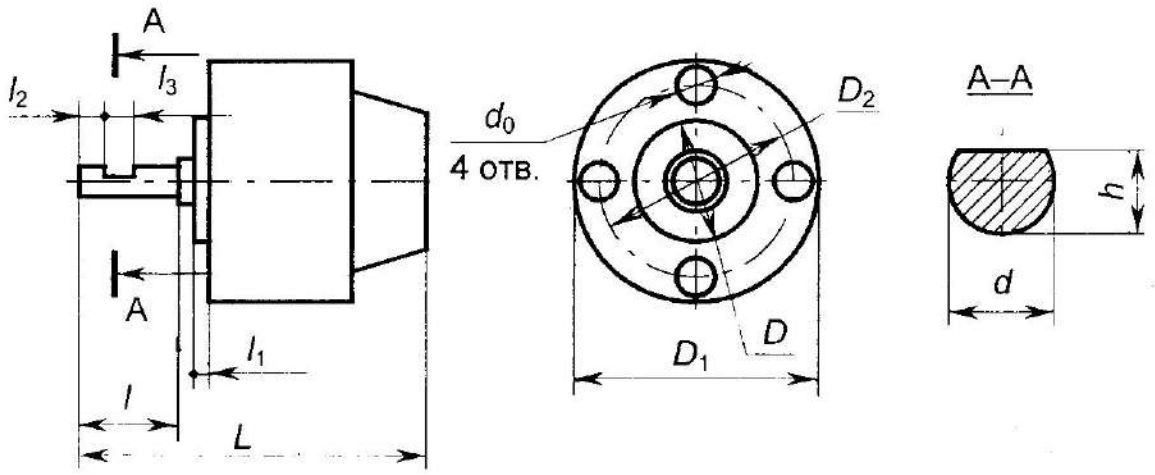
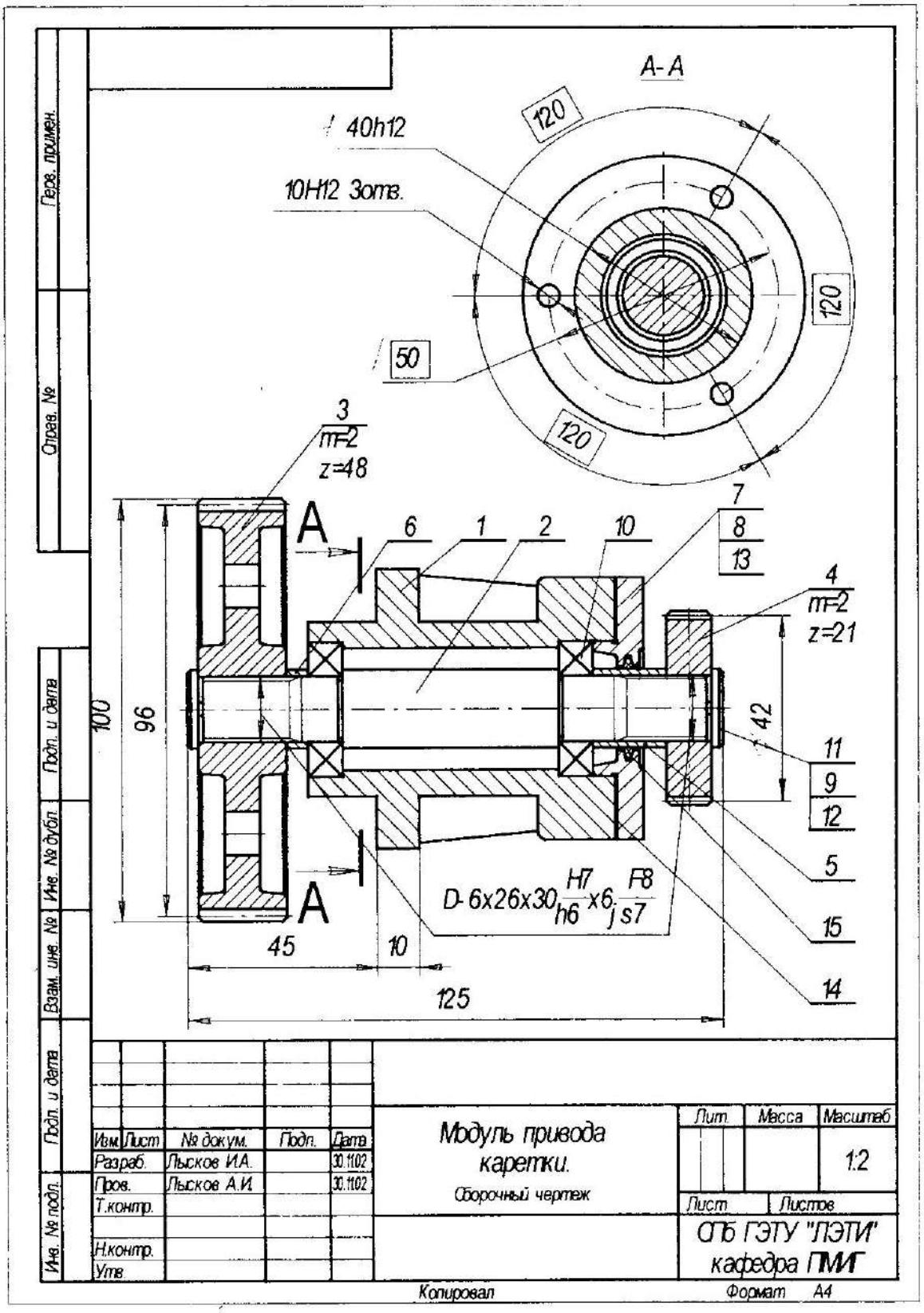


Таблица 2.4. Габаритные и установочные размеры*

Тип двигателя	d	h	D	D_1	D_2	d_0	l	l_1	l_2	l_3	L
ПЯ-20	5	3.5	50	85	65	М4	14	3	6	3	56,5
ПЯ-50	7	5	60	110	75	М4	16	3	6	3	67
ПЯ-125	7	5	60	135	75	М6	16	3	6	3	72
ПЯ-250	10	7	120	180	145	М8	23	4	9	6	105
ПЯ-500	10	7	120	210	145	М8	23	4	9	6	113

* Все размеры в миллиметрах.

3. Пример сборочного чертежа



4. Спецификация

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
				Сборочный чертеж		
				Пояснительная записка		
				Детали		
		1		Втулка	1	
А4		2		Вал	1	
		3		Колесо z=48	1	
А4		4		Колесо z=21	1	
		5		Кольцо широкое	1	
		6		Кольцо	1	
		7		Крышка	1	
				Стандартные изделия		
		8		Болт М5-6gх20.58.019		
				ГОСТ 7798-70	3	
		9		Винт А.М6-6gх12.58.019		
				ГОСТ 17474-80	2	
		10		Подшипник 206		
				ГОСТ 8338-75	2	
		11		Шайба 0624 ГОСТ 14734-69	2	
		12		Штифт 4х10 ГОСТ 3128-70	2	
		13		Штифт 5х10 ГОСТ 3128-70	2	
		14		Прокладка ГОСТ 5555-68	1	
		15		Уплотнение ГОСТ456-68	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Лысков И.А.		02.12.12
Пров.		Лысков А.И.		02.12.12
Н.контр.				
Утв.				

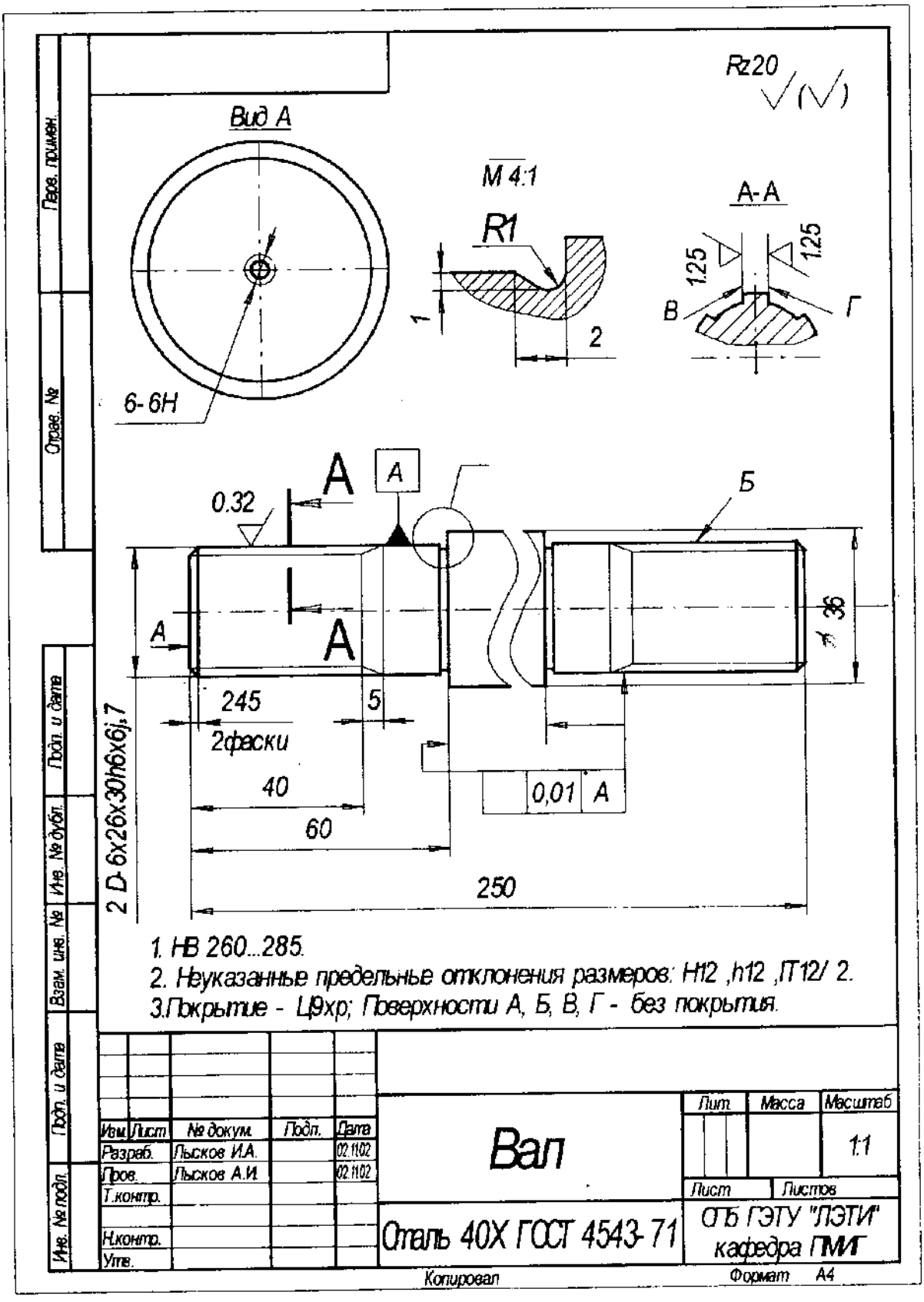
Модуль привода каретки

Лит.	Лист	Листов

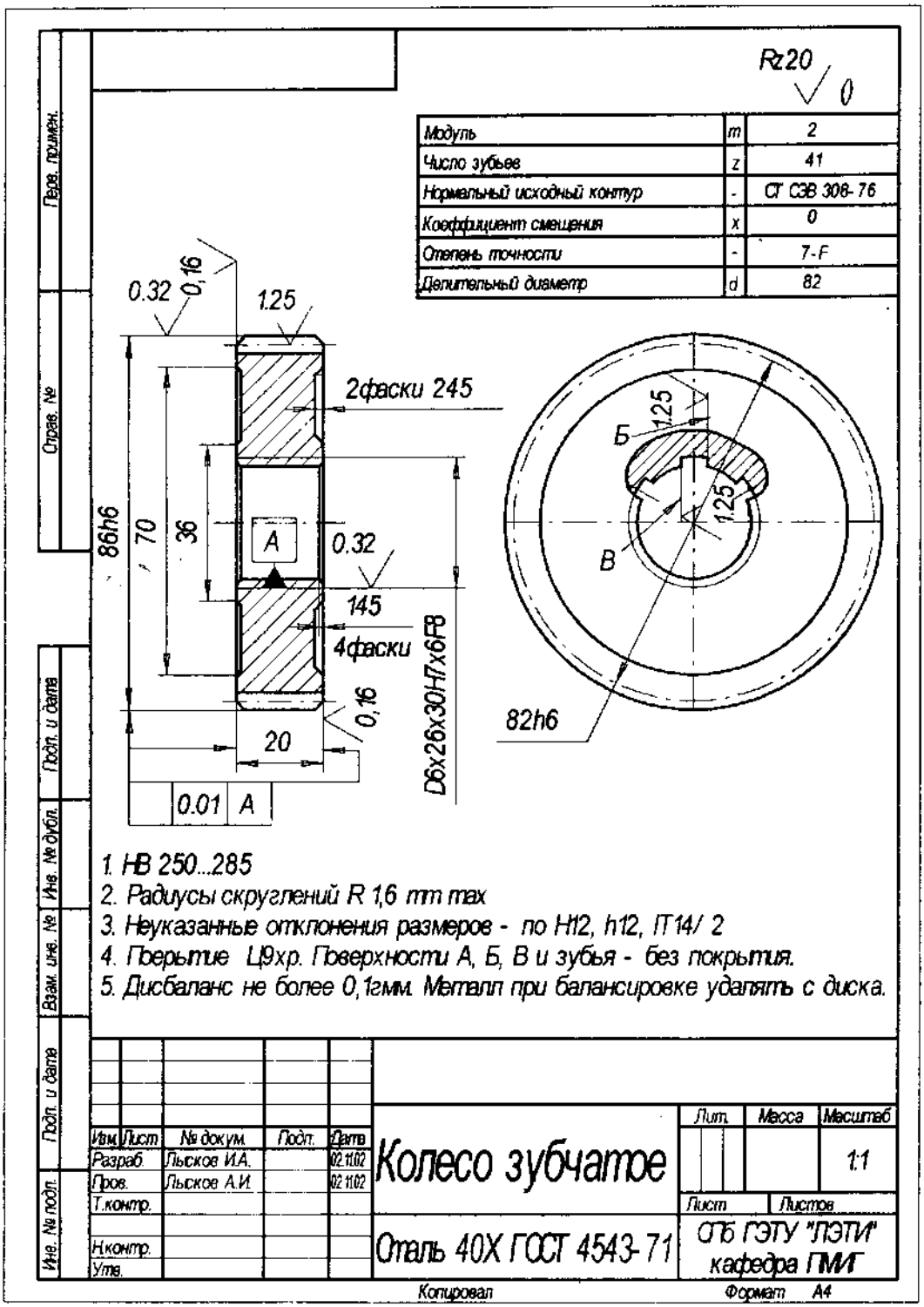
СПб ГЭТУ "ЛЭТИ" кафедра ГМИТ

Копировал Формат А4

5. Рабочий чертеж детали 2



6. Рабочий чертеж детали 3



Содержание

Введение 3
1. Составление расчетной схемы 3
1.1. Формализация свойств материалов 4
1.2. Формализация геометрии конструкции 6
1.3. Формализация закрепления 6
1.4. Формализация внешней нагрузки 6
2. Расчеты на прочность и жесткость при различных видах деформации стержня 7
2.1. Осевая деформация – растяжение (сжатие) 9
2.1.1. Определение напряженно-деформированного состояния при растяжении (сжатии) 10
2.2. Деформация плоского поперечного изгиба 13
2.2.1. Определение напряженно-деформированного состояния при изгибе 15
2.2.2. Методы определения перемещений при изгибе 17
3. Пример расчета на прочность и жесткость элементов конструкции промышленного робота 18
3.1. Исходные данные 18
3.2. Выбор и обоснование расчетной схемы 19
3.3. Определение опорных реакций 21
3.4. Построение эпюра продольных сил в элементах конструкции 21
3.5. Построение эпюров перерезывающей силы и изгибающего момента в элементах конструкции 22
3.6. Проверка прочности конструкции 25
3.7. Оценка жесткости конструкции 26
4. Расчет характеристик привода 28
4.1. Манипулятор ПР и передаточные механизмы, используемые в ПР 28
4.2. Разработка кинематической схемы механизма передачи 31
4.3. Подбор двигателя привода ПР 33
5. Общие правила выполнения технической документации 34
5.1. Пояснительная записка 34
5.2. Чертеж сборочный 36
5.3. Спецификация 36
5.4. Чертеж детали 37

Список рекомендуемой литературы 37
Приложения 38
1. Варианты заданий на курсовой проект 38
2. Некоторые характеристики электродвигателей 40
3. Пример сборочного чертежа 42
4. Спецификация 43
5. Рабочий чертеж детали 2 44
6. Рабочий чертеж детали 3 45

Редактор И. Г. Скачек
ЛР N° 020617 от 24.06.98

Подписано в печать 14.04.03. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 2.78. Уч.-изд. л. 3.0
Тираж 700 экз. Заказ 52

Издательство СПбГЭТУ "ЛЭТИ"
197376, С.-Петербург, ул. Проф. Попова, 5