

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ**  
к курсовому проекту по дисциплине “Прикладная механика”  
для студентов дневного и заочного обучения специальностей  
7.092501, 7.092206

Харьков 2007

Составитель: Редько В. В.

Кафедра деталей машин и ТММ

## Введение

Современное производство, отличающееся высокой механизацией и широким внедрением автоматизации, предполагает использование во всех отраслях народного хозяйства огромного количества всевозможных машин, механизмов, приборов и других устройств.

Механизация производственных процессов требует от инженера глубоких знаний в области расчета и конструирования новых машин и механизмов.

Курс “Прикладная механика” представляет собой комплекс общетехнических дисциплин, знание которых позволяет выбрать, спроектировать и рассчитать, а также квалифицированно эксплуатировать различные технические средства промышленных производств с учетом специфики каждой специальности.

Основные задачи курса: изучение основ прочности и освоение расчетов на прочность простых элементов инженерных конструкций, освоение общих принципов построения машин, механизмов, деталей и их проектирование, ознакомление с основами стандартизации и взаимозаменяемости, изучение конструкций роботов и манипуляторов.

В результате изучения курса студент должен не только знать основные положения сопротивления материалов, теории механизмов и машин и деталей машин, но и уметь выполнять необходимые расчеты и конструкторские разработки современных машин, способствующие улучшению производственных процессов, с использованием различных средств механизации и автоматизации.

Курс состоит из трех разделов: сопротивление материалов, теория механизмов и машин, деталей машин.

Сопротивление материалов - наука о прочности, жесткости и устойчивости инженерных конструкций и их элементов. Цель расчетов на прочность, жесткость и устойчивость заключается в одновременном обеспечении безопасности, долговечности, эксплуатационной способности и экономичности проектируемой конструкции.

Теория механизмов и машин - это наука о наиболее общих вопросах исследования и проектирования механизмов и машин, изучающая их строение, кинематику и динамику.

Детали машин – это техническая дисциплина, в которой изучают методы, правила и нормы расчета и конструирования типовых деталей и сборочных единиц машин.

Таким образом, цель изучения курса “Прикладная механика” – развитие инженерного мышления с точки зрения освоения и совершенствования методов, правил и норм расчета и конструирования деталей, сборочных единиц, механизмов и машин.

Задачи изучения курса – приобрести навыки расчета и конструирования типовых деталей и сборочных единиц машин и механизмов общего назначения, научиться рационально выбирать материал и форму деталей, выполнять расчеты на прочность, жесткость и устойчивость, проводить структурный, кинематический и кинетостатический анализ и синтез механизмов и машин, исходя из за-

данных условий их эксплуатации.

Данный курс тесно связан с рядом общетехнических и общеобразовательных дисциплин: математикой, которая дает законы и правила действий над постоянными величинами, указывает количественные соотношения между элементами фигур и тел (длин, площадей и объемов), развивает аналитическое мышление; физикой, освещающей основные законы природы и знакомящей с правилами и методами эксперимента; теоретической механикой, правила и законы которой позволяют определить действующие на деталь силы и законы движения деталей; материаловедением; технологией металлов и неметаллических материалов, сообщая необходимые сведения о рациональном выборе материала детали и метода ее изготовления; техническим (машиностроительным) черчением, дающим правила и законы оформления чертежей конструкций машин, отдельных деталей и сборочных единиц на листе бумаги.

### **Общие указания**

Прикладная механика – одна из сложных дисциплин, изучаемых в высших технических учебных заведениях. В процессе занятий по данному курсу обязательно составлять конспект и решать предлагаемые задачи. Необходимо научиться решать задачи самостоятельно. Однако если при их решении возникнуть затруднения, следует воспользоваться имеющимися в задачниках указаниями и решениями, обратиться к преподавателю за консультацией. Необходимо также научиться делать выводы формул, обращая особое внимание на физическую сущность явления и на те допущения и ограничения, которые делаются в процессе выводов.

Каждый студент обязан выполнить самостоятельно курсовой проект, описания которого дано ниже. Все необходимые вычисления сначала записывают в общем виде, обозначая все данные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений проставляют их числовые значения и находят результат. Необходимо придерживаться стандартных обозначений. Расчеты должны быть выполнены в определенной последовательности, теоретически обоснованы и сопровождаются пояснительным текстом. Необходимо указывать литературу с отметкой страниц и таблиц, откуда взяты расчетные формулы, допускаемые напряжения и другие величины. Все расчеты должны выполняться в единицах СИ. Вычисленные значения округляют и принимают по ГОСТам или СТ СЕВ, если таковые имеются для рассчитываемых деталей и величин.

Выполнение курсового проекта необходимо сопровождать краткими, последовательными и грамотными (без сокращения слов) объяснениями и чертежами, на которых для всех входящих в расчет величин дать их числовые значения. Следует избегать многословных пояснений и пересказа учебника; язык техники – формула и чертеж.

Использование современных средств вычислительной техники должно ориентироваться не только на составление студентом программ на различных

ЭВМ и работу на них, но и на то, чтобы он мог проследить весь процесс от формулирования технической задачи до конечных результатов и их анализа.

Курс “Прикладная механика” обеспечивает общетехническую подготовку студентов. При выполнении курсового проекта по этому курсу студент приобретает навыки самостоятельной работы над сложным комплексным заданием, учится пользоваться технической литературой, закрепляет умение выполнять необходимые расчеты, осваивает методы конструирования деталей, сборочных единиц машин и механизмов, которые наиболее часто встречаются в данной технической отрасли по избранной специальности.

Представленные в курсовом проекте машины, в общем случае, состоит из шарнирно – рычажного (исполнительного) механизма, механизма привода и двигателя. Цель курсового проекта – анализ шарнирно – рычажного механизма для сообщения движения исполнительному звену по заданной кинематической схеме, определение необходимой мощности и выбор электродвигателя, проектирования привода и конструирование отдельных деталей привода.

Курсовой проект, таким образом, является комплексной расчетно-графической работой, завершающей общеинженерную подготовку студентов, и дает возможность познакомиться со всеми общими этапами расчета и конструирования машин, механизмов и устройств, применяемых в отраслях народного хозяйства, приобрести навыки самостоятельного решения практических задач.

Тематика заданий основана на конкретных машинах, механизмах и устройствах, применяющихся для выполнения различных технологических процессов в соответствующих отраслях народного хозяйства. Содержание курсового проекта включает кинематический, силовой анализ исполнительного механизма и проектирование привода.

Графическая часть проекта выполняется на 3,5 листах формата А1 (841×594). Расчетно – пояснительная записка включает в себя необходимые обоснования и расчеты со ссылками на литературные источники и методические пособия по курсу, выполняется на листах формата А4 (297×210) (обычно 30...40 листов) с дополнениями (программами расчета на ЭВМ, спецификацией и т. п.).

### **Задания на курсовой проект**

Каждому студенту предлагается одно из заданий, которые содержат по 10 вариантов численных значений.

Задание на курсовое проектирование выдается индивидуально каждому студенту. По мере освоения тем курса, студенты выполняют соответствующие этапы проекта.

Проект выполняется в соответствии с графиком, утвержденным кафедрой для каждой специальности.

## Методические указания по выполнению кинематического анализа рычажных механизмов

Изучить работу механизма по предложенному заданию, выделить исполнительный рычажный механизм. Изобразить кинематическую схему по ГОСТ 2770-68. Определить входное и выходное звенья. Установить вид движения каждого звена механизма, их относительное движение и положение в плоскости.

Построить совмещенные планы положений механизма (12 или 13) в масштабе  $\mu_l$  (м/мм), для чего предварительно определить крайние положения и углы поворота входного (начального) звена соответствующие рабочему и холостому ходу [1, с. 12], [2, с. 29]. Нулевое положение должно соответствовать началу рабочего хода. От него, траекторию точки  $A$ , начального звена, разбить на 12 равных частей (через каждые  $30^\circ$  угла поворота входного звена).

Пользуясь совмещенными планами положений механизма, построить график линейных перемещений ползуна  $S_B=f(\varphi_1)$  или угловых перемещений коромысла  $\psi_B=f(\varphi_1)$  [1, с.16], [2, с.39]. Масштабы графиков  $\mu_S$ (м/мм);  $\mu_\varphi$  (рад/мм) выбрать так, чтобы максимальная ордината графика равнялась примерно 100...120мм. Масштаб по оси абсцисс выбрать так, чтобы угол поворота начального звена на  $2\pi$  укладывался в длину  $L=180$  мм. Ось угла поворота начального звена  $\varphi_1$ , является одновременно и осью времени одного его поворота  $\mu_\varphi = 2\pi/180$  (рад/мм) или  $\mu_\varphi = 360/180=2$  (град/мм) или  $\mu_t=T/180$  (с/мм). Период одного поворота начального звена  $T=60/n_1$  (с), где  $n_1$  – частота вращения кривошипа.

Отсчет линейных перемещений для построения графика  $S_B=f(\varphi_1)$  следует начинать с исходного положения механизма при совершении рабочего хода.

Графически дифференцируя методом хорд кривую перемещений, построить график линейной скорости ползуна или угловой скорости коромысла. Масштабные коэффициенты графиков  $\omega_B=f(\varphi_1)$  или  $V=f(\varphi_1)$  определяются по формулам:

$$\mu_\omega = \mu_v / (\mu_t \cdot H_1) \text{ (рад/(с}\cdot\text{мм))}; \quad \mu_v = \mu_S / (\mu_t \cdot H_1) \text{ (м/(с}\cdot\text{мм))},$$

где  $H_1$  – полюсное расстояние в мм. Полюсное расстояние  $H_1$  выбирается так, чтобы максимальная ордината графика была не менее 80...100 мм.

Затем построить график линейного ускорения ползуна или углового ускорения коромысла, для чего необходимо графически продифференцировать полученную зависимость  $\omega_B=f(\varphi_1)$  или  $V=f(\varphi_1)$  При этом масштабные коэффициенты графиков  $W=f(\varphi_1)$  или  $\varepsilon=f(\varphi_1)$  определяются по формулам

$$\mu_W = \mu_v / (\mu_t \cdot H_2) \text{ (м/(с}^2\text{ мм))}; \quad \mu_\varepsilon = \mu_\omega / (\mu_t \cdot H_2) \text{ (рад/(с}^2\text{ мм))},$$

где  $H_2$  – полюсное расстояние в мм.

Для каждого плана положения механизма построить план линейных скоростей [1, с. 14], [2, с. 31], предварительно записав соответствующие векторные уравнения. Скорость вращения кривошипа принять постоянной

$$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = \text{const.}$$

Построения плана скорости начинать со скорости точки  $A$ , величина которой

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} \text{ (м/с)}.$$

Вектор скорости т.  $A$  перпендикулярен кривошпицу  $OA$  и направлен в сторону угловой скорости кривошипа  $\omega_1$ . Длину отрезка скорости точки  $A$   $p_v a$  принять в пределах  $80 \dots 100$  мм. Скорость точки  $B$  определяется путем графического решения векторного уравнения

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{B/A},$$

где  $\bar{V}_A$  – скорость точки  $A$ , которая уже имеется на плане скоростей (это отрезок  $p_v a$ );

$\bar{V}_{B/A}$  – скорость точки  $B$  во вращательном движении ее относительно точки  $A$  (направление  $\bar{V}_{B/A}$  перпендикулярно радиусу вращения, т. е.  $AB$ );

$\bar{V}_B$  – скорость точки  $B$  во вращательном или поступательном ее движении относительно стойки (направление  $\bar{V}_B$  перпендикулярно коромыслу  $BC$  или параллельно перемещению ползуна).

Используя построенный план скоростей, можно найти скорость любой точки каждого звена механизма, умножив соответствующий отрезок из плана скоростей на расчетный масштаб  $\mu_v$ .

Кроме того, легко определить величину и направление угловых скоростей звеньев, имеющих вращательное движения. Например, угловая скорость шатуна 2.

$$\omega_2 = V_{B/A} / l_{AB} = (av \cdot \mu_v) / l_{AB}, \text{ рад/с},$$

а направление  $\omega_2$  определяется переносом вектора  $\bar{V}_{B/A}$  из плана скоростей в точку  $B$  плана положения механизма (см. лист №1, приложения).

### **Методические указания по выполнению силового анализа рычажного механизма и построения графиков приведенных моментов**

Силовой расчет выполняется с целью определения сил, действующих на звенья механизма, реакций в кинематических парах, сил или моментов, приложенных к ведущему (начальному, входному) звену для приведения механизма в движения по заданному закону. Силовой расчет механизма в первом приближении производится без учета сил трения [1, с. 38...43], [2, с. 81...86].

Полученные значения сил и моментов в реальном проектировании используются при расчете звеньев механизма и элементов кинематических пар на прочность.

Для одного из положений (согласно данным или по заданию руководителя проекта) построить план скоростей и ускорений, предварительно записав систему векторных уравнений. Скорость вращения кривошипа принять постоянной  $\omega_1 = const$ .

Построения плана ускорения следует начинать с определения ускорения точки  $A$ . Поскольку  $\omega_l = const$ , то  $\vec{W}_A = \vec{W}_{A/O}^n$ , где  $\vec{W}_{A/O}^n$  - нормальное ускорение точки  $A$  относительно центра вращения  $O$ . Так как нормальное ускорение направлено по радиусу к центру вращения, то  $\vec{W}_{A/O}^n = \vec{W}_A$  параллельно  $OA$  и направлено от  $A$  к  $O$  (см. лист №2 приложения).

На чертеже выбираем точку (полюс)  $\pi$  и параллельно  $OA$  (в направлении от  $A$  к  $O$ ) проводим луч, на котором откладываем произвольной длины отрезок  $\pi a$  (длину отрезка принять 80...100 мм). Масштаб плана ускорений

$$\mu_W = W_A / \pi a \left( \frac{m/c^2}{mm} \right).$$

Строим план ускорений группы 2,3. Векторные уравнения для этой группы имеют вид

$$\vec{W}_B = \underbrace{\vec{W}_A}_{\Pi A B \perp AB} + \underbrace{\vec{W}_{B/A}^n}_{\Pi A B \perp AB} + \underbrace{\vec{W}_{B/A}^\tau}_{\Pi A B \perp AB}; \quad \vec{W}_B = \vec{W}_C + \underbrace{\vec{W}_{B/C}^n}_{\Pi B C \perp BC} + \underbrace{\vec{W}_{B/C}^\tau}_{\Pi B C \perp BC}, \text{ здесь } \vec{W}_C = 0$$

где  $\vec{W}_B$  - ускорение точки  $B$ ;

$\vec{W}_{B/A}^n$  - вектор нормального ускорения точки  $B$  во вращении звена 2 относительно точки  $A$ , величина которого определяется по формуле  $W_{B/A}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = V_{B/A}^2 / l_{AB} = (ab \cdot \mu_v)^2 / l_{AB}$  (направлен параллельно звену  $AB$  от т.  $B$  к центру вращения т.  $A$ );

$ab$  - отрезок из плана скоростей, мм;

$\vec{W}_{B/A}^\tau$  - тангенциальное (касательное) ускорение той же точки (по величине оно пока неизвестно, а по направлению перпендикулярно  $AB$ );

$\vec{W}_{B/C}^n$  - вектор нормального ускорения точки  $B$  во вращении звена 3 относительно точки  $C$ , величина которого определяется по формуле  $W_{B/C}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = V_B^2 / l_{BC} = (p_v b \cdot \mu_v)^2 / l_{BC}$  (направлен параллельно звену  $BC$  от т.  $B$  к центру вращения т.  $C$ ).

В соответствии с первым векторным уравнением группы 2,3 из точки  $a$  плана ускорений, откладываем отрезок  $an_1 = W_{B/A}^n / \mu_W$ , мм, который изображает нормальное ускорение  $\vec{W}_{B/A}^n$  в выбранном масштабе  $\mu_W$ . Отрезок  $an_1$  параллелен  $AB$  и направлен от точки  $B$  к точке  $A$  (см. лист №2 приложения). Далее, через точку  $n_1$  (конец отрезка  $an_1$ , изображающего ускорение  $\vec{W}_{B/A}^n$ ) перпендикулярно  $AB$  проводим прямую, т. е. показываем направление ускорения  $\vec{W}_{B/A}^\tau$ , и переходим к построениям, соответствующим второму векторному уравнению структурной группы 2,3. В полюсе плана ускорений, точке  $\pi$ , помещаем точку  $C$ , так как модуль ускорения  $\vec{W}_C$  равен нулю. Затем, из полюса  $\pi$  в направлении вектора  $\vec{W}_{B/C}^n$  (параллельно  $CB$ , от точки  $B$  к точке  $C$ ) следует отложить отрезок  $\pi n_2 = W_{B/C}^n / \mu_W$ , мм. Через точку  $n_2$  перпендикулярно  $CB$  проводим прямую, (направление ускорения  $\vec{W}_{B/C}^\tau$ ) до пересечения с прямой, ранее проведенной из



точки  $n_l$  перпендикулярно  $AB$ . Точку пересечения  $b$  соединяем с полюсом  $\pi$  - это и будет вектор ускорения  $\vec{W}_B$ .

С помощью плана ускорений можно найти угловые ускорения вращающихся звеньев. Например, угловое ускорение шатуна 2,  $\text{rad}/c^2$

$$\varepsilon_2 = W_{B/A}^\tau / l_{AB} = (n_l b * \mu_w) / l_{AB},$$

где  $l_{AB}$  – известная длина шатуна 2,  $m$ ;

$n_l b$  – отрезок плана ускорений, отображающий вектор тангенциального ускорения точки  $B$  во вращательном ее движении относительно точки  $A$  -  $\vec{W}_{B/A}^\tau$ .

Для определения направления  $\varepsilon_2$  переносим вектор  $\vec{W}_{B/A}^\tau$  в точку  $B$  плана положения механизма (аналогично вектору скорости  $\vec{V}_{B/C}$ ). Направление  $\varepsilon_2$  совпадает с направлением вектора  $\vec{W}_{B/A}^\tau$ .

Ускорения центров тяжести звеньев 2 и 3, а также точки приложения силы сопротивления определить в соответствии с теоремой подобия для плана ускорений. Например, для звена 2:  $bs_2 = ab \cdot BS_2 / AB$ , тогда  $W_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_w$ .

Силы инерции и моменты сил инерции звеньев 2 и 3 определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{u2} &= -\vec{W}_{S_2} \cdot m_2, & \vec{F}_{u3} &= -\vec{W}_{S_3} \cdot m_3 \\ \vec{M}_{u2} &= -\vec{\varepsilon}_2 \cdot I_{S_2}, & \vec{M}_{u3} &= -\vec{\varepsilon}_3 \cdot I_{S_3}, \end{aligned}$$

где  $I_{S_2}, I_{S_3}$  – момент инерции шатуна 2 и коромысла 3, относительно центра масс (значения их заданы в исходных данных).

Для построения планов сил необходимо расчленить кинематическую схему механизма на исходный механизм, включающий в свой состав кривошип и стойку, и группу Ассур. Группа Ассур – это кинематическая цепь, обладающая нулевой подвижностью относительно звеньев, с которыми она образует, внешние кинематические пары и которая не распадается на более простые кинематические цепи с теми же свойствами.

Силовой анализ необходимо начинать с наиболее удаленной от исходного механизма группы Ассур. Силовой анализ исходного механизма производить последним.

Для проведения силового анализа необходимо группу Ассур вычертить в масштабе. Приложить в соответствующих точках звеньев внешние силы и силы инерции, а также обозначить реакции отброшенных звеньев. Тангенциальные составляющие реакций определить с помощью уравнений равновесия, составленных для отдельно взятых звеньев:  $\sum M(P_i) = 0$ , взяв соответствующие плечи действия сил непосредственно из чертежа.

Затем, составить векторное уравнение равновесия приложенных к группе Ассур внешних сил, сил инерции и сил реакций отброшенных связей. Уравнение решить графически, путем построения силового многоугольника в произвольно выбранном масштабе. В результате определить реакции в кинематиче-

ских парах кривошип – шатун и стойка – ползун или коромысло – стойка в зависимости от кинематической схемы механизма.

Затем произвести силовой расчет начального звена – кривошипа, т. е. определить уравнивающую силу или уравнивающий момент и реакцию в кинематической паре кривошип – стойка.

Физический смысл уравнивающей силы или момента заключается в том, что механизм с приложенными к нему в соответствующих точках силами тяжести, инерции, полезных сопротивлений и уравнивающей силы находится в равновесии. Сумма моментов всех сил, приложенных к начальному звену (входному, ведущему) относительно оси вращения звена равна нулю  $\sum M_o = 0$ .

Величина уравнивающей силы или момента для различных положений механизма переменная и зависит от изменения приведенной к начальному звену силы полезного сопротивления. Уравнивающий момент может быть направлен в сторону угловой скорости вращения звена или против нее, т. е. он может быть либо движущим моментом, либо моментом сопротивления.

### Определение мощности привода

Вначале необходимо определить приведенную силу. Она может быть найдена в соответствии с теоремой Жуковского о “жестком рычаге” [1, с. 43...46], [2, с. 58] по формуле

$$P_{np} = \frac{\sum F_i \cdot h_i}{p_v a},$$

где  $F_i$  –  $i$ -тая сила приведения,  $H$ ;  
 $h_i$  – плечо действия  $i$ -той силы приведения относительно полюса, взятое из плана скоростей,  $мм$ ;  
 $p_v a$  – плечо действия приведенной силы,  $мм$ .

Силу  $P_{np}$  прикладывать в точке,  $a$  плана скоростей, перпендикулярно отрезку  $p_v a$ .

Согласно теоремы Жуковского о “жестком рычаге”, необходимо в соответствующих точках повернутого на  $90^\circ$  плана линейных скоростей приложить силы, действующие на звенья механизма, тогда суммарный момент этих сил вокруг полюса плана равен моменту приведенной силы.

В точках  $S_2$  и  $S_3$  на планах скоростей прикладывать соответствующие силы тяжести звеньев  $G_2$  и  $G_3$ , величины которых подсчитать по формулам:

$$G_2 = m_2 \cdot g, \quad G_3 = m_3 \cdot g,$$

где  $g \approx 10 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Приведенная сила положительна, если она выполняет положительную работу. В этом случае при переносе направления приведенной силы с плана скоростей на механизм в точку  $A$ , она совпадает с направлением угловой скоро-

стью кривошипа  $\omega_l$ , в противном случае она является отрицательной.

Момент приведенной, силы сопротивлений определить по формуле:

$$M_{PP}^c = P_{PP} \cdot l_{OA}, \text{ Нм}$$

По результатам вычислений построить график зависимости  $M_{np} = M_{np}(\varphi_1)$  в следующих масштабах:

$$\mu_M = \frac{M_{PP \max}}{y_{M \max}}, \quad \frac{\text{Нм}}{\text{мм}}; \quad \mu_\varphi = \frac{2\pi}{L_{0-12}}, \quad \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

График работы сил сопротивления построить методом графического интегрирования графика приведенного момента сил. Рассматриваем установившейся режим движения, поэтому работа движущих сил за цикл равна работе сил сопротивления  $A_{\text{дв}} = A_c$ .

Момент движущих сил считать постоянным, поэтому график работы движущих сил, представляет собой прямую линию, соединяющую значения работы сил сопротивления в начальном (0-м) и конечном (12-м) положениях. При этом график работы движущих сил будет построен с отрицательным знаком в следующем масштабе

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H, \text{ Дж/мм}$$

где  $H$  – полюсное расстояние на графике приведенного момента, мм.

Для получения графика приведенного момента движущих сил  $M_{PP}^{\text{дв}}$ , необходимо проинтегрировать график работы движущих сил. Для чего из полюса  $P$ , графика  $M_{np} = M_{np}(\varphi_1)$  провести луч параллельно графику  $A_{\text{дв}} = A_{\text{дв}}(\varphi_1)$  до пересечения с осью ординат  $M_{np}$ . Из этой точки провести горизонтальную прямую, которая и есть график  $M_{PP}^{\text{дв}}$ .

Мощность привода без учета потерь на трение определится как

$$N_{\text{ТРЕБ.}} = M_{PP}^{\text{дв}} \cdot \omega_1, \text{ Вт.}$$

## Методические указания по проектированию привода

### Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя

Поскольку частота вращения входного звена исполнительного механизма существенно меньше частоты вращения вала электродвигателя, то между электродвигателем и исполнительным механизмом устанавливается понижающая передача. Кинематические схемы этих передач приведены в каждом задании.

Для определения параметров передаточных механизмов необходимо знать основные параметры электродвигателя (тип электродвигателя, его мощность и частоту вращения). Тип электродвигателя выбирается в зависимости от условий его эксплуатации.

Мощность электродвигателя определить по следующей формуле

$$N_{э.д.} = \frac{N_{ТРБ.}}{\eta_{ОБЩ.}},$$

где  $N_{ТРБ.}$  – требуемая мощность;

$\eta_{ОБЩ.}$  – общий КПД привода с учетом КПД исполнительного механизма:

$$\eta_{ОБЩ.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  – КПД входящих в систему элементов.

Таковыми элементами являются: передачи (зубчатые и червячные), муфты привода, подшипники, исполнительные механизмы. Значения КПД приведены в [5, с.4...6]. КПД исполнительного механизма можно ориентировочно принять 0,92.

В настоящее время установлено, что для приводов общего назначения следует выбирать электродвигатели с синхронной частотой вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  или  $1500 \text{ мин}^{-1}$ . В исключительных случаях применяются электродвигатели с синхронной частотой вращения  $750 \text{ мин}^{-1}$  или  $3000 \text{ мин}^{-1}$ .

Исходя из конкретных условий эксплуатации, с учетом изложенного, подобрать электродвигатель, с номинальной мощностью не менее расчетной.

Общее передаточное отношение привода определяется как отношение частоты вращения вала электродвигателя к частоте вращения вала кривошипа.

$$U_{общ} = \omega_{эд.} / \omega_l = n_{эд.} / n_l.$$

### ***Расчет передач привода***

Расчет зубчатых передач. При расчете зубчатых цилиндрических передач на прочность определяются два параметра, величины которых должны быть округлены до стандартного значения: межосевое расстояние и модуль. Величина межосевого расстояния определяется из условия контактной прочности зубьев, а модуль из условия прочности зубьев на изгиб.

При расчете на прочность конических зубчатых передач определяется конусное расстояние и модуль.

Кроме того, необходимо определить геометрические параметры зубчатого зацепления и величины усилий, действующих в зацеплении.

Для прочностного расчета должны быть известны, величины допускаемых напряжений и значения передаточного отношения. Материалы по расчету зубчатых передач помещены в [4, с. 139...145] в [5, с. 34...35].

### ***Расчет червячных передач***

Большинство отказов червячных передач происходит по причине заедания червячной пары. Считается, что заедание не наступит, если контактные напряжения не превысят допускаемой величины и температура масла не подымится выше допускаемой.

Из условия контактной прочности определяется величина межосевого расстояния. При определении температуры масла площадь охлаждения можно

ориентировочно определить по рекомендации

$$S=20 \cdot a_w^2,$$

где  $S$  – площадь поверхности редуктора, через которую отводится тепло,  $m^2$   
 $a_w$  - межосевое расстояние в метрах.

После округления межосевого расстояния до стандартного значения необходимо определить геометрические параметры зацепления и затем произвести проверочный расчет зубьев на изгиб, а червяк на жесткость. Материалы по расчету червячных передач приведены в [4, с. 183...184], [5, с. 65...66].

### ***Выполнение компоновочной схемы редуктора***

Выполнять компоновочную схему рекомендуется на миллиметровой бумаге. При разработке схемы необходимо установить, какая проекция наиболее полно выявляет конструкцию механизма. Так для зубчатых редукторов такой проекцией является вид сверху. Для червячных редукторов – проекция, на которой червячное колесо проецируется в виде окружности.

При выполнении компоновочных схем для заданий, помещенных в данном методическом пособии для зубчатых редукторов, можно ограничиться одной проекцией. Для червячных редукторов – двумя. При выполнении компоновочной схемы производится конструктивное оформление всех элементов: определяется длина и диаметры валов, расстояние между опорами, определяются точки приложения сил к осям и валам, а также длина и ширина привода.

Следует оговорить, что для выполнения компоновочной схемы необходимо ориентировочно определить диаметры валов. Они определяются из условия прочности на кручение по заниженным допускаемым напряжениям (проектный расчет вала). Подшипники качения на компоновочных схемах предварительно выбираются средней серии с учетом вида нагрузки. Компоновочная схема подшивается в записку. Материалы по составлению компоновочной схемы приведены в [4, с. 301...303; 307...309; 349...351; 354...356; 374...375; 380...381].

### ***Расчет деталей привода***

При выполнении курсового проекта, кроме расчета зубчатых передач, необходимо:

- 1) выполнить прочностной расчет выходного вала;
- 2) подобрать подшипники выходного вала по динамической грузоподъемности;
- 3) выполнить проверочный расчет шпонок выходного вала по напряжениям смятия.

Материалы по расчету валов приведены в [с. 205...206], [5, с. 161...163]. Расчет подшипников освещен в [1, 225...227]; [4, с. 291...298]; [5, с. 211...222], расчет

шпонок в [1, с. 202...203]; [2, с. 411...413]; [4, с. 75...79]; [5, с. 168...171].

### ***Сборочный чертеж редуктора***

Его желательно выполнить в масштабе 1:1. В случае, если невозможно выполнить чертеж в этом масштабе, то следует использовать другие масштабы, предусмотренные ГОСТом, при условии наиболее полного заполнения чертежного листа формата А1. Для редукторов, разрабатываемых в курсовых проектах данного методического указания, достаточно представить две проекции. В соответствии с требованиями ЕСКД на общем виде должны быть приведены технические требования и техническая характеристика. Для сборочного чертежа необходимо составить спецификацию согласно ГОСТа. Примеры общих видов редукторов приведены в [5, с. 318, 360, 381]; [8, с. 17, 25, 32].

### ***Рабочие чертежи деталей***

Каждый студент выполняет два чертежа: выходной вал редуктора и зубчатое колесо, насаживаемое на этот вал. Каждый чертеж выполняется на листе формата А3. Чертежи выполняются в соответствии с требованием ЕСКД. При этом необходимо обратить внимание на правильную простановку размеров, обработок, допусков и посадок, а также на выбор рациональной термообработки. При выполнении рабочих чертежей желательно использовать материалы, помещенные в следующих источниках [5 с. 167...168; 230...238], а также материалы из [6, с. 354...370].

### ***Оформление курсового проекта***

Все расчеты проводить в форме расчетно – пояснительной записки на листах формата А4 по ЕСКД.

При проведении расчетов по формулам вначале должна следовать запись в общем виде, затем запись с подставленными конкретными величинами, затем ответ (без промежуточных вычислений) с указанием единиц измерения.

Графическая часть кинематического и силового анализа выполняется на листах формата А1. Сборочный чертеж редуктора – 1 лист формата А1. Рабочие чертежи деталей редуктора выполняются на листах формата А3.

### ***Список литературы***

1. Заблонский К. И. и др. Прикладная механика. Киев, “Выща школа”, 1979, 280 с.
2. Прикладная механика. М., “Машиностроение”, 1977, 488 с. Под общей редакцией Осецкого В. М.
3. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М., “Высшая школа” 1986, 295 с.

4. Иванов М. Н. Детали машин. М., “Высшая школа”, 1984, 336 с.
5. Чернавский С. А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М., “Машиностроение” 1988, 415 с.
6. Дунаев П. Ф. Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М., “Высшая школа”, 1998, 447 с.
7. Подшипники качения. Справочник – каталог. Под редакцией Нарышкина В. Н. и Коросташевского Р. В. М., “Машиностроение”, 1984, 280 с.
8. Справочник конструктора точного приборостроения. Под общей редакцией Явленского К. Н. и др. Ленинград, “Машиностроение”, 1989, 792 с.
9. Киркач Н. Ф. Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. Часть 2., Харьков, “Выща школа”, 1988, 142 с.

## Задания на курсовой проект

Каждому студенту для разработки предлагается одно из 4-ох заданий, каждое из которых содержит 10 вариантов исходных численных величин.

Вариант и номер задания назначает преподаватель, закрепленный за группой в качестве руководителя проекта. При этом может быть использован условный шифр студента (последние две цифры номера его студбилета или зачетной книжки). По последней цифре шифра выбирается номер задания, а по предпоследней – вариант заданных численных значений исходных величин.

### ЗАДАНИЕ 1. Механизм включения автоматического выключателя (исходные данные в табл. П1 и на рис. 1)

Механизм выключателя – шарнирный рычажный четырехзвеник состоит из механизма I-го класса (кривошип 1 и стойка) и группы Ассура II-го класса 2-го порядка, 1-го вида (шатун 2 и коромысло 3).

Кривошип 1 (коленчатый вал) получает вращение от электродвигателя 4 через компенсирующую муфту 5, червячный редуктор 6 с верхним расположением червяка и вторую компенсирующую муфту 7.

Коромысло 3, поворачиваясь, перемещает механизм электрического контакта (на схеме не показан) и одновременно заводит пружину, выполняющую роль двигателя электрического контактора в момент срабатывания реле автоматического выключателя.

Момент сил полезного сопротивления (момент закручивания пружинного двигателя) определяется по диаграмме моментов сил сопротивления в функции угла поворота звена 3 – коромысла.

Силовой расчет выполнить для любого из положений механизма соответствующих рабочему ходу.

Механизм после выполнения операции включения отключается конечным выключателем в исходное положение.

### ЗАДАНИЕ 2. Механизм разъединителя (исходные данные в табл. П2 и на рис. 2)

Механизм разъединителя – шарнирный рычажный четырехзвеник состоит из механизма I-го класса (кривошип 1 и стойка) и группы Ассура II-го класса 2-го порядка, 1-го вида (шатуна 2 и коромысла 3).

Кривошип 1 (коленчатый вал) получает вращения от электродвигателя 4 через упругую муфту 5, одноступенчатый цилиндрический редуктор 6 и компенсирующую муфту 7.

Коромысло 3 выполняет роль разъединителя электрической цепи между точками Д и С. Коромысло 3 занимает два крайних положения: замкнутое – звено ВС находится в вертикальном положении, разомкнутое – звено ВС повернуто на угол  $\varphi_{\max}$  по часовой стрелке.



В момент разъединения коромысло 3 преодолевает силу полезного сопротивления со стороны неподвижных электрических контактов, сжатых определенной силой.

Сила полезного сопротивления приложена на конце коромысла 3 и направлена против скорости точки приложения силы. Длительность действия силы  $P_c$  определяется по диаграмме усилий как часть максимального угла поворота коромысла 3,  $\varphi_{\max}$ .

Механизм после выполнения операции включения и выключения отключается концевыми выключателями

Для силового расчета принимается любое положения механизма, в котором действует сила сопротивления.

### ЗАДАНИЕ №3 Качающийся питатель (исходные данные в табл. ПЗ и на рис. 3)

Механизм качающегося питателя представляет собой центральный кривошипно-ползунный механизм, включающий в свой состав группу Ассура II-го класса 2-го порядка 2-го вида (шатун 2, ползун 3) и исходный механизм I-го класса – кривошип 1 и стойка О. Ползун представляет собой каретку, перекрывающую выпускное отверстие бункера с сыпучим материалом.

Каретка (ползун) перемещается по направляющей на катках. При возвратно-поступательном движении каретки часть сыпучего материала, лежащего на каретке, сталкивается давлением сыпучего материала в бункер на конвейер. Качающий питатель обеспечивает перекрытие выпускного отверстия бункера и равномерную подачу сыпучего материала на конвейер.

Включение питателя заблокировано с конвейером. Для предотвращения завала конвейера включение питателя производится после включения конвейера. При перемещении по направляющим каретка преодолевает сопротивление: трение качения каретки, трение сыпучего материала о каретку, сопротивление смещения слоев сыпучего материала в горловине бункера.

Диаграмма сил сопротивления при движении каретки “вперед” и “назад” представлена на рисунке 3.

Силовой расчет выполнить для положения механизма, при котором действует максимальная сила сопротивления при движении каретки “вперед”.

### ЗАДАНИЕ №4 Диафрагменный (мембранный) насос (исходные данные в табл. П4 и на рис. 4)

Диафрагмовый насос применяется для перекачивания суспензий (например: растворители, растворы пластмасс и т. д.)

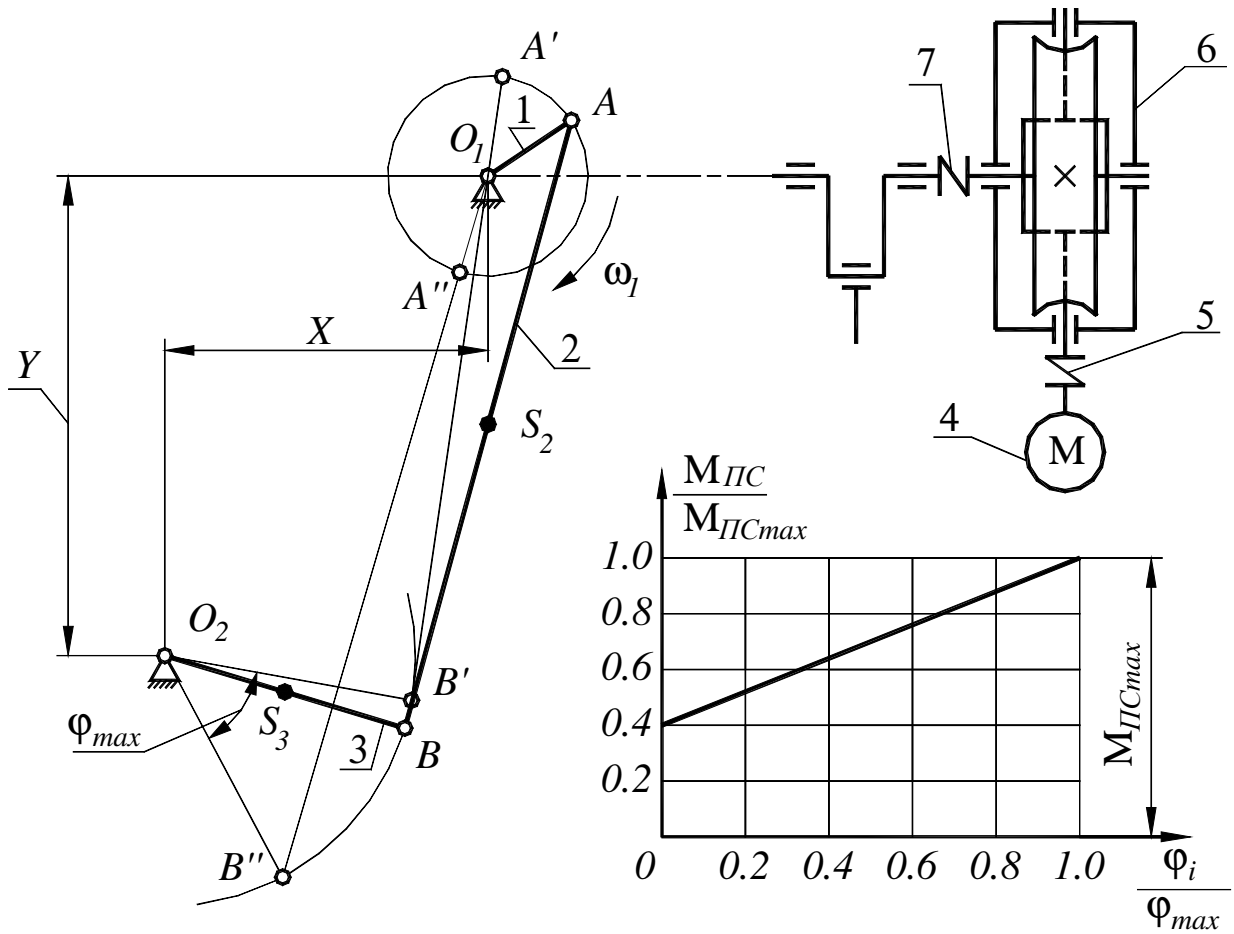
В мембранных насосах цилиндр 5 и плунжер 4 отделены от перекачиваемой жидкости эластичной перегородкой 6-мембранной (диафрагмой) из мягкой резины или специальной стали, вследствие чего плунжер 4 не соприкасается с перекачиваемой жидкостью и не подвергается воздействию химически активных сред или эрозии. При движении плунжера 4 вверх мембрана под действием

разности давлений по обе стороны прогибается вправо, и жидкость всасывается в насос через шаровый клапан 7. При движении плунжера 4 вниз мембрана прогибается влево и жидкость через нагнетательный клапан 8 вытесняется в напорный трубопровод. Все части насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, изготавливаются из кислотостойких материалов или защищаются кислотостойкими покрытиями.

Силовой расчет выполнить для любого положения механизма при движении плунжера 4 вниз.

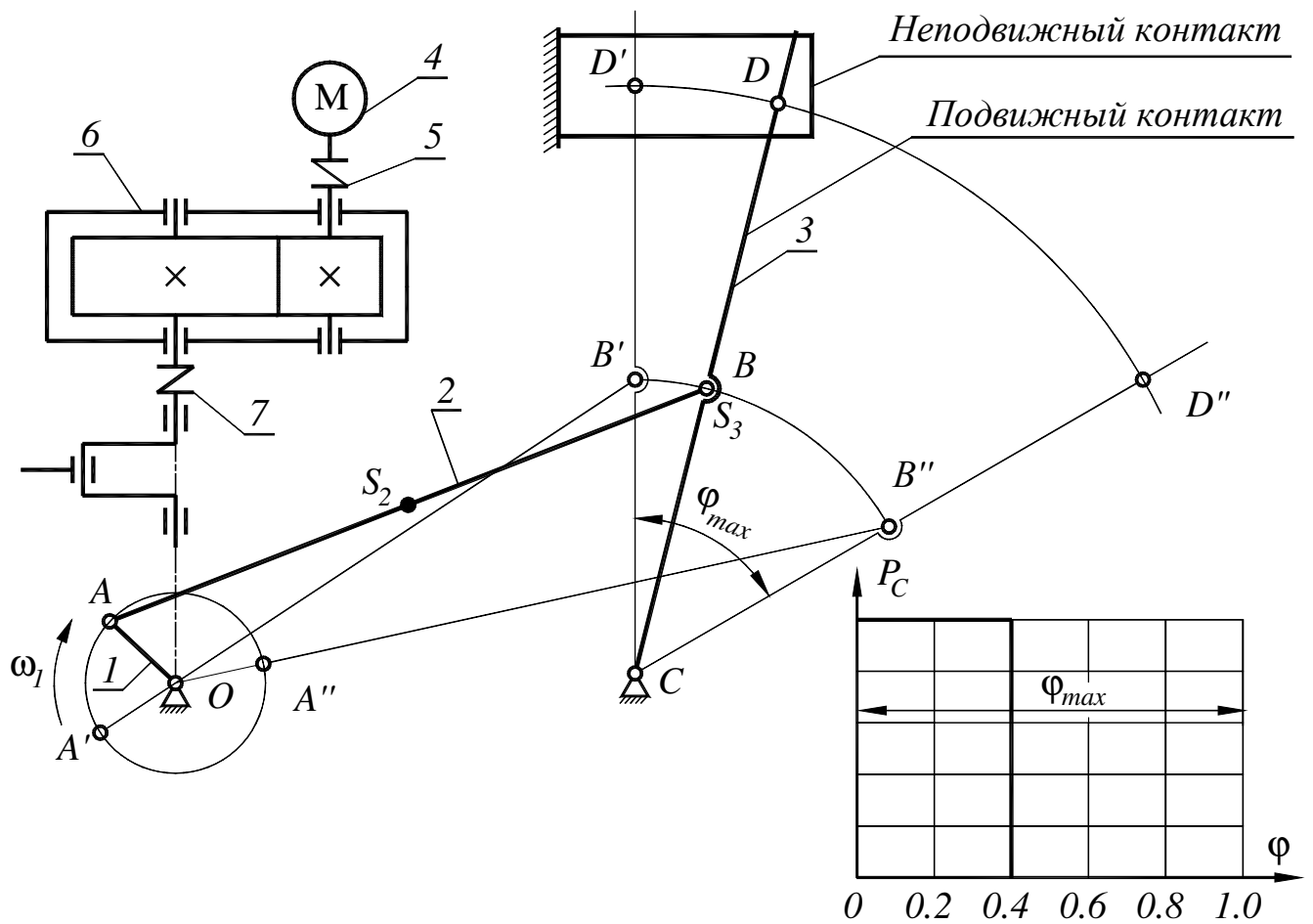
*Примечание:* При расчетах можно приближенно считать, что реакция со стороны направляющих на поршень приложена в точке В. Также условно можно принять, что масса поршня сосредоточена в этой же точке.

## ЗАДАНИЕ №1 Механизм включения автоматического выключателя



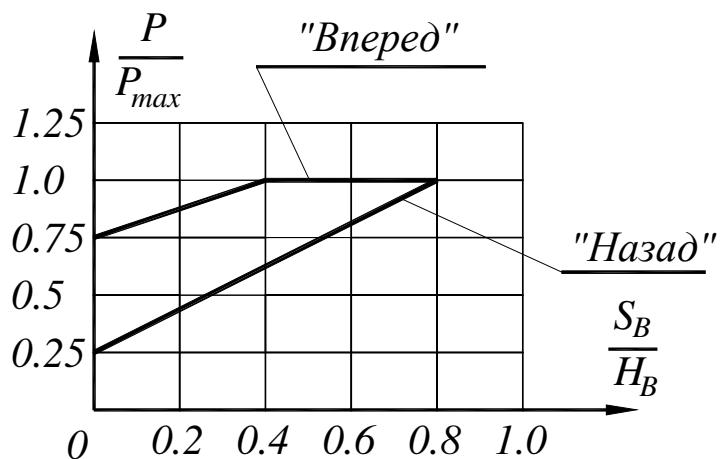
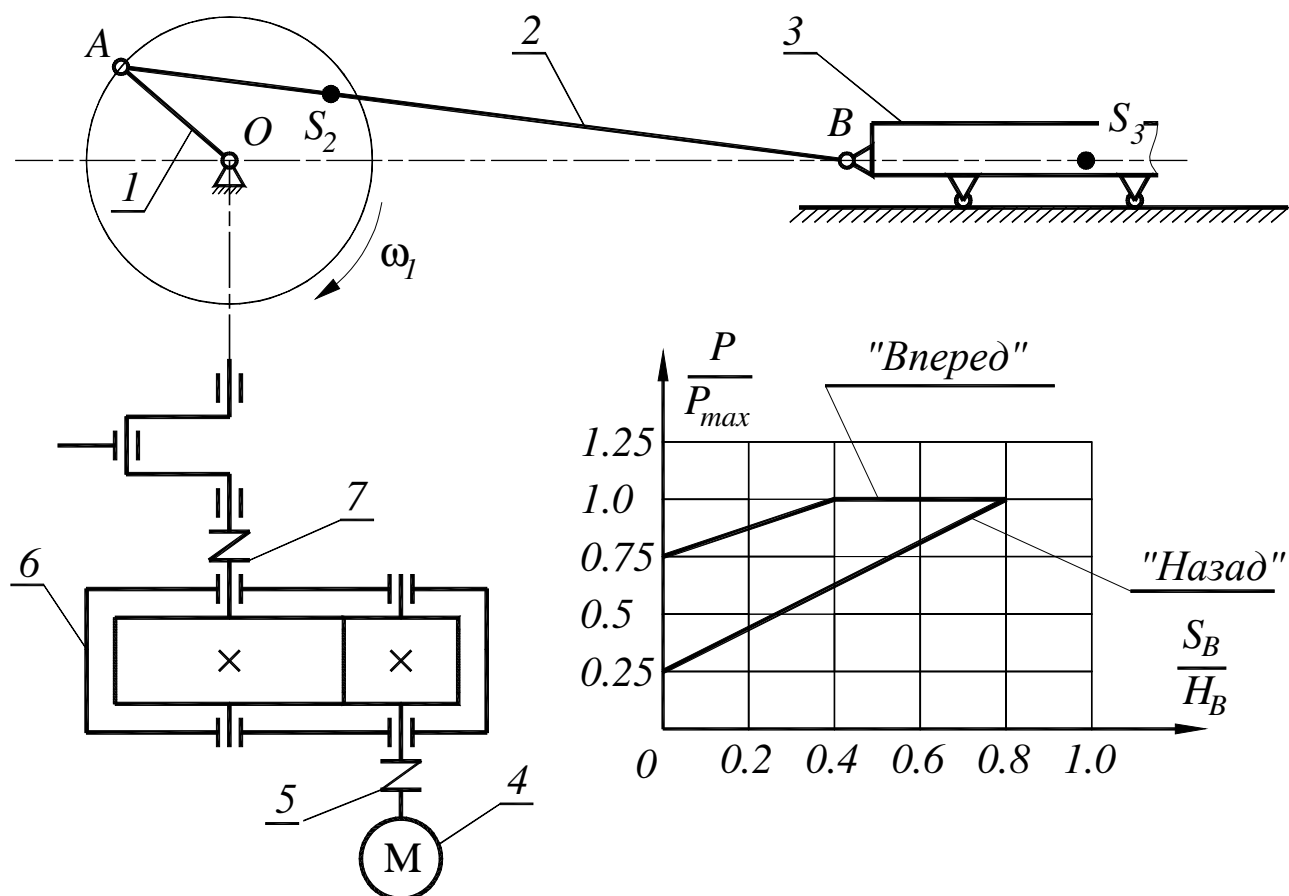
Параметры	Обозначения	Ед. Изм.	ВАРИАНТЫ									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения кривошипа	$n_1$	$\text{мин}^{-1}$	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Координата центра вращения $O_2$ коромысла	$x$	$\text{мм}$	115	140	168	190	212	-120	-98	-72	-45	-12
	$y$	$\text{мм}$	172	162	150	136	120	172	200	-223	-240	-256
Длина кривошипа	$l_{O_1A}$	$\text{мм}$	35	37	38	38	36	33	35	37	37	36
Длина шатуна	$l_{AB}$	$\text{мм}$	224					222				
Длина коромысла	$l_{O_2B}$	$\text{мм}$	90									
Положения центров масс звеньев			Находятся на середине звеньев									
Масса шатуна	$m_2$	$\text{кг}$	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7
Масса коромысла	$m_3$	$\text{кг}$	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,35	0,35	0,4	0,4
Момент инерции шатуна	$I_{S_2}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$0,1m_2l_{AB}^2$									
Момент инерции коромысла	$I_{S_3}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,25	0,3	0,35	0,4	0,3	0,25	0,35	0,2	0,25	0,3
Момент сил полезного сопротивления	$M_{ПС}$	$\text{Нм}$	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
Срок службы	$L_h$	$\text{ч}$	10000	11000	12000	13000	14000					

## ЗАДАНИЕ №2 Механизм разъединителя



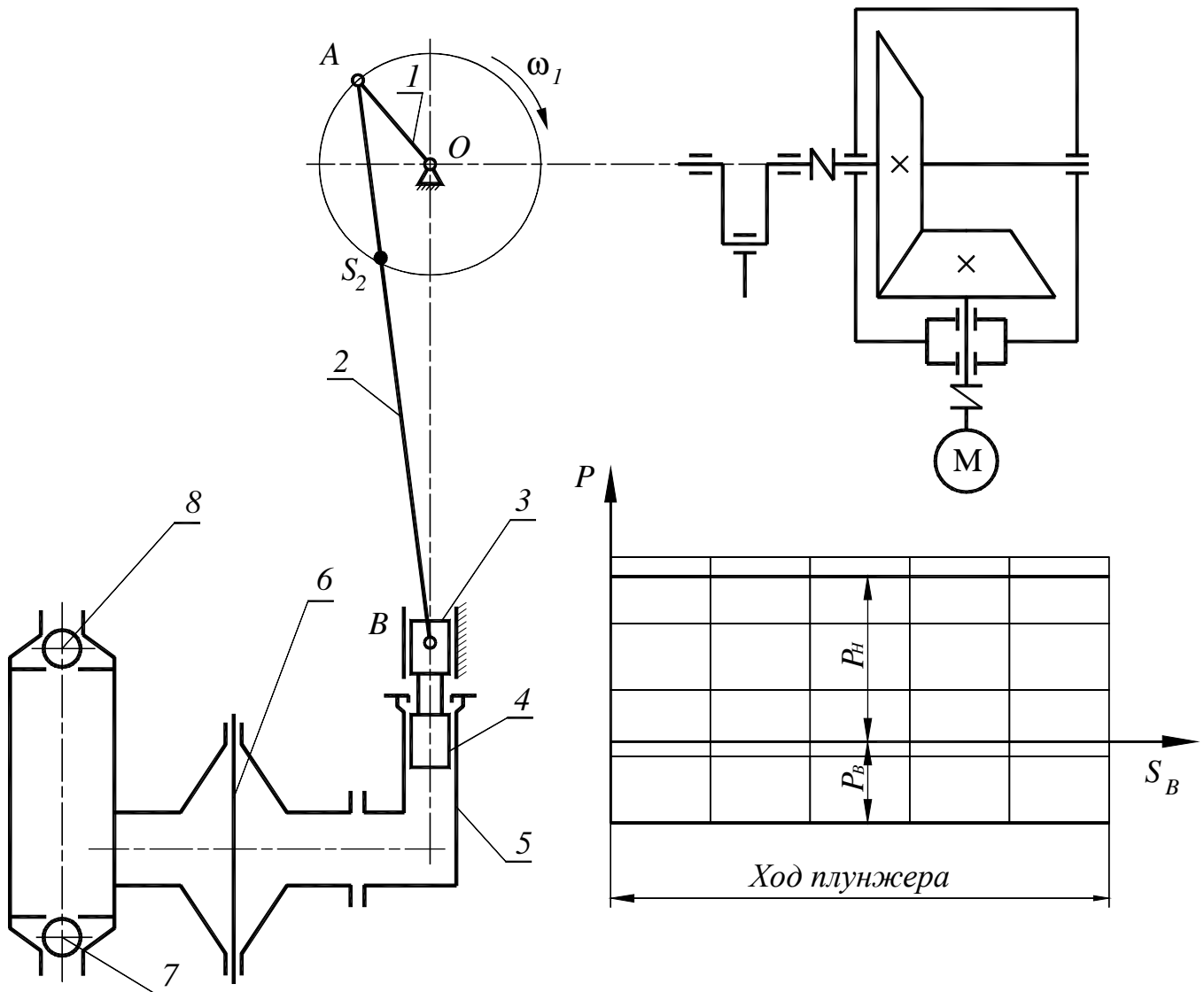
Параметры	Обозначения	Ед. изм.	ВАРИАНТЫ									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения кривошипа	$n_1$	$мм^{-1}$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Длина кривошипа	$l_{OA}$	$мм$	35	37	40	44	47	50	53	57	60	63
Межосевое расстояние	$l_{OC}$	$мм$	185	195	205	220	230	244	255	265	270	275
Длина коромысла	$l_{BC}$	$мм$	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
Длина шатуна	$l_{AB}$	$мм$	250									
Положения центров масс			Находятся на середине звеньев									
Масса шатуна	$m_2$	$кг$	0.5	0.5	0.6	0.6	0.7	0.7	0.8	0.8	0.9	0.9
Масса коромысла	$m_3$	$кг$	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.4	0.5	0.5	0.6	0.6
Момент инерции шатуна	$I_{S_2}$	$кгм^2$	$0.1m_3l_{AB}^2$									
Момент инерции коромысла	$I_{S_3}$	$кгм^2$	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31
Сила полезного сопротивления	$P_C$	$H$	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230
Срок службы	$L_h$	$тыс. час.$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Длина рычага	$l_{CD}$	$мм$	$L_{CD}=2l_{BC}$									

### ЗАДАНИЕ №3 Механизм качающегося питателя



Параметры	Обозначения	Един. изм.	ВАРИАНТЫ									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения кривошипа	$n_1$	$\text{мин}^{-1}$	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Длина кривошипа	$l_{OA}$	мм	50	55	60	65	70	75	80	90	95	110
Длина шатуна	$l_{AB}$	мм	255	275	300	325	350	375	400	450	455	550
Положения центра масс шатуна	$l_{AS2}$	мм	75	90	100	105	120	125	155	180	190	200
Положения центра масс каретки	$l_{BS3}$	мм	150	170	160	180	200	210	220	230	240	250
Масса шатуна	$m_2$	кг	15	17	16	14	13	12	15	18	19	20
Масса каретки	$m_3$	кг	17	20	25	30	32	35	40	42	45	50
Момент инерции шатуна	$I_{S2}$	$\text{кгм}^2$	$0.1m_2l_{AB}^2$									
Максимальная сила сопротивления	$P_{max}$	кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Срок службы	$L_h$	час	5000		6000		7000		8000		9000	

### ЗАДАНИЕ 4 Диафрагменный (мембранный) насос



Параметры	Обозначение	Един. изм.	ВАРИАНТЫ									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения кривошипа	$n_1$	$\text{мин}^{-1}$	35	45	55	65	75	40	50	60	70	30
Длина кривошипа	$l_{OA}$	$\text{мм}$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	200
Длина шатуна	$l_{AB}$	$\text{мм}$	580	650	680	700	730	750	800	850	880	1000
Масса шатуна	$m_2$	$\text{кг}$	19,5	22	23	24	25,5	25,5	27	28	30	33,5
Масса плунжера	$m_{3-4}$	$\text{кг}$	60	66	68	73	74	75	81	84	85	90
Положения центра масс шатуна			$l_{AS3}/l_{AB}=0.33$									
Момент инерции шатуна	$I_{S2}$	$\text{кгм}^2$	0,66	0,93	1,06	1,09	1,36	1,43	1,73	2,02	2,32	3,35
Диаметр плунжера	$d_4$	$\text{мм}$	40		45		50		55		60	
Давление нагнетания	$p_H$	$\text{МПа}$	60	40	70	35	75	30	65	50	75	45
Давление всасывания	$p_B$	$\text{МПа}$	0,5	0,4	0,5	0,3	0,5	0,3	0,5	0,3	0,5	0,35
Срок службы	$L_h$	$\text{час}$	10000			14000			16000			

*ПРИЛОЖЕНИЕ А. Пример оформления пояснительной записки*

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

*Кафедра деталей машин и ТММ*

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

*к курсовому проекту по дисциплине “Прикладная механика” на тему:  
“Проектирование и исследование механизмов разъединителя”*

*Вариант 5-2*

*Выполнил: студент гр. РЭ-*

*Проверил: доц.*

**ХАРЬКОВ 2007**

## 1.1 Описание механизма

Механизм разъединителя – шарнирный рычажный четырехзвенок состоит из механизма I-го класса (кривошип 1 и стойка) и группы Ассура II-го класса 2-го порядка, 1-го вида (звенья шатун 2 и коромысло 3)

Кривошип 1 (коленчатый вал) получает вращение от электродвигателя 4 через упругую муфту 5, одноступенчатый цилиндрический редуктор 6, компенсирующую муфту 7.

Коромысло 3 выполняет роль разъединителя электрической цепи между точками D и C. Коромысло 3 занимает два крайних положения: замкнутое – звено 3 находится в вертикальном положении, разомкнутое – звено 3 поворачивается на угол  $\varphi_{max}$  по часовой стрелке.

В момент разъединения коромысло 3 преодолевает силу сопротивления со стороны неподвижных электрических контактов, сжатых определенной силой.

Сила полезного сопротивления приложена в точке D коромысла 3 и направлена против скорости точки приложения силы. Длительность действия силы  $P_c$  определяется по диаграмме усилий как часть максимального угла поворота коромысла 3,  $\varphi_{max}$ .

Механизм после выполнения операции включения и выключения отключается концевыми выключателями.

Для силового расчета принимается любое положения, в котором действует сила сопротивления

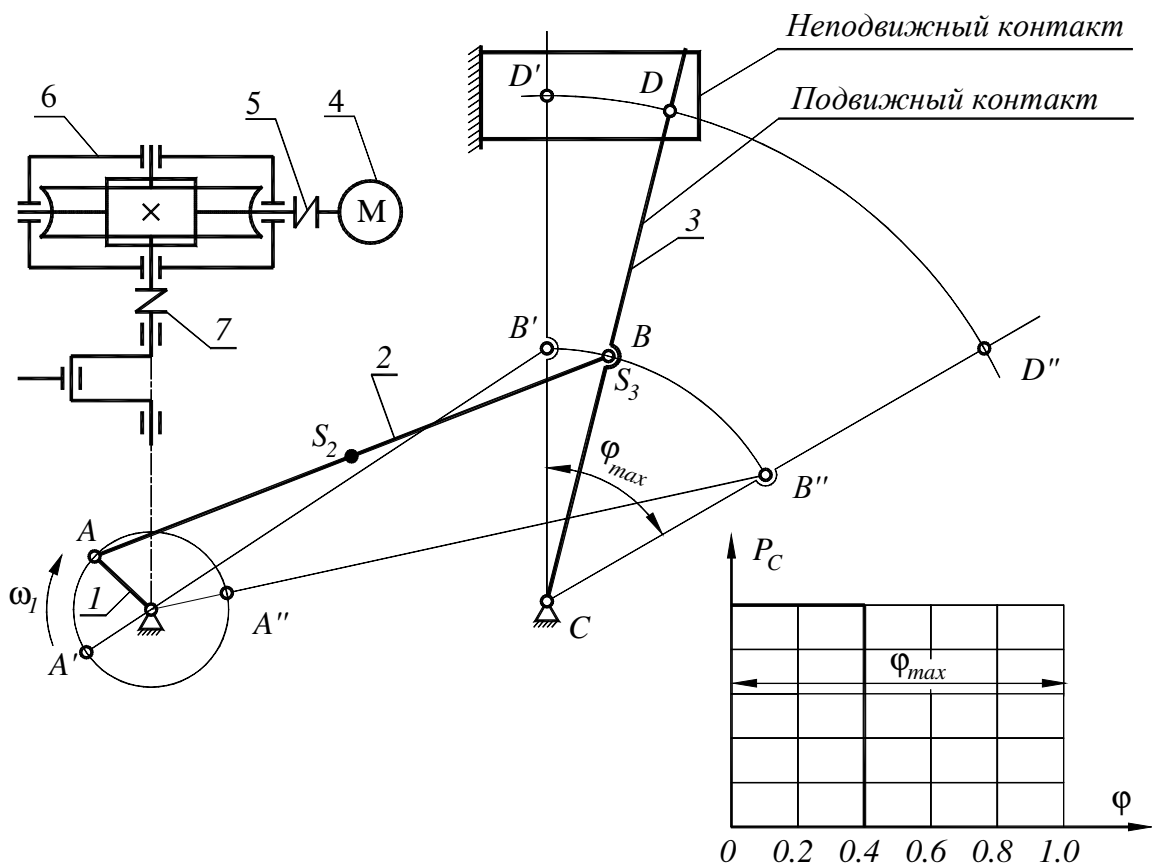


Рис.1.1



## 1.2 Исходные данные

№п/п	Наименование параметров	Обозначение	Значение
1	Частота вращения кривошипа 1, об/мин	$n_1$	50
2	Длина кривошипа, мм	$l_{OA}$	47
3	Межсосевое расстояние, мм	$l_{OC}$	230
4	Длина коромысла, мм	$l_{BC}$	135
5	Длина шатуна, мм	$l_{AB}$	250
6	Положение центров масс $l_{AS2}/l_{AB}$ ; $l_{CS3}/l_{CD}$	-	0,5
7	Масса шатуна, кг	$m_2$	0,7
8	Масса коромысла, кг	$m_3$	0,4
9	Момент инерции шатуна, кгм <sup>2</sup>	$I_{S2}$	$0,1m_2l_{AB}^2$
10	Момент инерции коромысла, кгм <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,26
11	Сила полезного сопротивления, Н	$P_C$	180
12	Срок службы, тыс. час.	$L_h$	14
13	Длина рычага, мм	$l_{CD}$	$l_{CD}=2l_{BC}$

## 2. Кинематический анализ кривошипно-коромыслового механизма

### 2.1 Построение планов положений механизма и планов скоростей

В левом верхнем углу чертежа строим планы совмещенных положений механизма для 12 равноотстоящих друг от друга положений входного звена. Для этого траекторию точки А кривошипа разбиваем на 12 равных частей (через каждые 30° угла поворота кривошипа). В качестве начального положения принимаем то положения механизма, которое соответствует началу рабочего хода выходного звена. Дополнительно строим положения механизма, которое соответствует концу рабочего хода. Построения выполняем в масштабе  $\mu_l=0,001\text{м/мм}$ .

Для каждого из перечисленных положений механизма строим план линейных скоростей, для чего:

1. Находим угловую (среднюю) скорость кривошипа

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 * 50}{30} = 5,236\text{с}^{-1},$$

2. Находим окружную скорость точки А

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = 5,236 * 0,047 = 0,246\text{м/с},$$

3. Определяем масштаб построения планов скоростей

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_v a} = \frac{0,246}{80} = 0,003 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

Затем последовательно, на свободных местах левой части листа, строим 14 планов скоростей.

Векторы скоростей определяются двумя параметрами: направлением и величиной (модулем). Поэтому, если известно то и другое, вектор будем подчеркивать двумя чертами, указывая под ним направление данного вектора по отношению к звеньям механизма. Если известно только направление, то подчеркиваем вектор одной чертой, указывая его направление.

Вектор скорости точки **A** направляем из полюса  $p_v$  перпендикулярно кривошину **OA**. Вектор скорости точки **B** находим из векторного уравнения, записанного для группы Ассур II класса 2-го порядка 1-го вида (образованной звеньями 2 и 3):

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A} .$$

(⊥ BC)    (⊥ OA)    (⊥ AB)

Для определения величины скорости точки **B**, необходимо выполнить следующие вычисления:

$$V_B = p_v b \cdot \mu_v, \text{ м/с.}$$

Вектор скорости точки **D**<sub>3</sub>, находим из соотношения

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{V_D}{l_{CD}}, \text{ тогда } V_D = V_B \frac{l_{CD}}{l_{BC}} \text{ или } \overrightarrow{p_v d} = \overrightarrow{p_v b} \cdot \frac{CD}{BC}$$

Векторы скоростей центров тяжести звеньев 2 и 3 (точек  $S_2$  и  $S_3$ ) находим в соответствии с теоремой подобия для планов скоростей:

$$aS_2 = 0,5 \cdot ab, \quad V_{S_2} = p_v S_2 \cdot \mu_v, \text{ м/с ;}$$

$$p_v S_3 = 0,5 \cdot p_v d_3, \quad V_{S_3} = p_v S_3 \cdot \mu_v, \text{ м/с.}$$

## 2.2 Построение кинематических диаграмм для точки **D** выходного звена

Используя кинематическую схему механизма и планы совмещенных положений, вначале строим в правом верхнем углу листа №1 график  $S=S(\varphi_1)$ . Масштабы по осям графика  $\mu_s$  и  $\mu_\varphi$  выбираем такими, чтобы график занял примерно 1/3 по высоте и ширине листа. Ось угла поворота кривошипа  $\varphi_1$ , является одновременно и осью времени  $t$ . При заданной частоте вращения кривошипа  $n_1$ , определяем масштабный коэффициент по оси  $t$

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 \cdot l} = \frac{60}{50 \cdot 240} = 0,005, \text{ с/мм}$$

где  $n_1=50 \text{ мин}^{-1}$ -частота вращения кривошипа;

$l=240 \text{ мм}$ -длина абсциссы, соответствующая углу  $\varphi_1=360^\circ$  (эту длину выбираем кратной 12).

Тогда полученную зависимость  $S=S(\varphi_1)$ , можем рассматривать как

функцию  $S=S(t)$ . Дважды графически дифференцируя функцию  $S=S(t)$  строим график скорости точки  $D$ ,  $V=V(t)$  и график ускорения этой точки  $W=W(t)$ . При этом масштабные коэффициенты по осям ординат этих графиков, определяем по следующим зависимостям:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,002}{0,005 \cdot 45} = 0,009, \quad \frac{м/с}{мм}$$

$$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{0,009}{0,005 \cdot 39} = 0,0456, \quad \frac{м/с^2}{мм}$$

где  $H_1, H_2$  – длина полюсного расстояния в мм;  
 $\mu_s=0,5 \mu_t=0,002$  м/мм.

### 3. Силовой анализ кривошипно-коромыслового механизма и построение графиков приведенных моментов

3.1 Силовой анализ. На листе 2 вычерчивается в масштабе механизм для 8-го положения. В этом положении механизма на звено 3 в точке  $D$  действует сила сопротивления  $P_C=180$  Н. Строим план скоростей и план ускорений. План скоростей строим по приведенным ранее векторным уравнениям в масштабе  $\mu_v=0,002 \frac{м/с}{мм}$ . Из плана скоростей находим:

$$\omega_2 = \frac{V_{B/A}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}} = \frac{52 \cdot 0,002}{0,25} = 0,465 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{p_v \cdot \mu_v}{l_{BC}} = \frac{79 \cdot 0,002}{0,135} = 1,309 \text{ с}^{-1}$$

Для построения плана ускорений, считаем  $\omega_1=const$ . Тогда:

$$W_A = W_{A/O}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 5,236^2 \cdot 0,047 = 1,288 \text{ м/с}^2.$$

План ускорений строим в масштабе

$$\mu_w = \frac{W_A}{p_w a} = \frac{1,288}{150} = 0,0086 \frac{м/с^2}{мм}.$$

где  $p_w a=150$  мм – принятая на плане длина отрезка изображающего ускорение т. А.

Строим план ускорений для структурной группы 3-4. Векторные уравнения для этой группы имеют вид

$$\vec{W}_B = \underbrace{\vec{W}_A}_{\text{ПОА}} + \underbrace{\vec{W}_{B/A}^n}_{\text{ПАВ}} + \underbrace{\vec{W}_{B/A}^\tau}_{\perp \text{ АВ}};$$

где  $\vec{W}_{B/A}^n$  – вектор нормального ускорения точки **B** во вращении звена 2 относительно точки **A**. Модуль данного вектора

$$W_{B/A}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 0,465^2 \cdot 0,25 = 0,054, \text{ м/с}^2,$$

Вектор  $\vec{W}_{B/A}^n$  – направлен параллельно звену 2 от точки **B** к точке **A** ;

$\vec{W}_{B/A}^\tau$  -вектор тангенциального (касательного) ускорения точки **B** относительно точки **A**. Модуль вектора пока неизвестен, а направлен он перпендикулярно **AB**.  $\vec{W}_{B/C}^n$  – нормальное ускорение точки **B** во вращательном движении звена 3 относительно точки **C**. Модуль вектора

$$W_{B/C}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 1,309^2 \cdot 0,135 = 0,231, \text{ м/с}^2$$

Направлен вектор  $\vec{W}_{B/C}^n$  параллельно звену 3 от точки **B** к точке **C**;

$\vec{W}_{B/C}^\tau$  – тангенциальное ускорение точки **B**. Модуль вектора пока неизвестен, а направлен он перпендикулярно **BC**.

Переходим к графическому решению первого векторного уравнения. Точку **o** на плане ускорений совмещаем с полюсом  $p_w$ , так как точка **O** на кинематической схеме механизма неподвижная, т. е.  $\vec{W}_O = \vec{0}$ . От точки  $p_w$  откладываем отрезок  $p_w a = 150 \text{ мм}$ , изображающий вектор  $\vec{W}_{A/O}^n = \vec{W}_A$ . Отрезок

$a n_1 = \frac{W_{B/A}^n}{\mu_w} = \frac{0,054}{0,0086} = 6,3 \text{ мм}$ , откладываем от точки **a**, плана ускорений, параллельно звену **AB** в направлении от точки **B** к точке **A**. Через точку  $n_1$  проводим прямую, перпендикулярную **AB**.

Согласно второму векторному уравнению из полюса  $p_w$  откладываем отрезок  $p_w n_2 = \frac{W_{B/C}^n}{\mu_w} = \frac{0,231}{0,0086} = 26,9 \text{ мм}$ , параллельно **BC** в направлении от точки **B** к точке **C**. Данный отрезок изображает нормальное ускорение точки **B** относительно точки **C**. Через точку  $n_2$  проводим прямую, перпендикулярную **CB** до пересечения с линией проведенной через точку  $n_1$  плана ускорений. На пересечении этих находится точка **v**. Соединив ее с полюсом, мы определим вектор ускорения точки **B**, ( $\vec{W}_B$ ) На основании теоремы подобия определяем

$p_w d = p_w b \cdot \frac{CD}{BC}$ . Аналогично находим ускорения точек центров масс звеньев 2 и 3.

С помощью плана ускорений определяем угловые ускорения звеньев 2 и 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{B/A}^\tau}{l_{AB}} = \frac{n_1 b * \mu_w}{l_{AB}} = \frac{171 * 0,0086}{0,25} \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{B/C}^\tau}{l_{BC}} = \frac{n_2 b * \mu_w}{l_{BC}} = \frac{120 * 0,0086}{0,135} \text{ с}^{-2}.$$

Найдем модули сил и моментов сил инерции звеньев 2 и 3 по формулам:

$$F_{i2} = m_2 \cdot W_{s2} = m_2 \cdot p_w s_2 \cdot \mu_w = 0,7 \cdot 108 \cdot 0,0086 = 0,65, \text{ Н};$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot W_{s3} = m_3 \cdot p_w s_3 \cdot \mu_w = 0,4 \cdot 123 \cdot 0,0086 = 0,42, \text{ Н};$$

$$M_{i2} = \varepsilon_2 \cdot I_{s2} = 5,88 \cdot 0,1 \cdot 0,7 \cdot 0,25^2 = 0,0257, \text{ Нм};$$

$$M_{i3} = \varepsilon_3 \cdot I_{s3} = 7,64 \cdot 0,26 = 1,986, \text{ Нм}.$$

**3.2 Кинестатический анализ.** Кинестатический анализ осуществляем путем построения планов сил для механизма, с учетом внешних сил, сил инерции и реакций в кинематических парах механизма.

Для построения планов сил расчленим схему механизма на исходный механизм, включающий в свой состав кривошип и стойку, и на группу Ассур 2-3. Как известно, группа Ассур – это кинематическая цепь, обладающая нулевой подвижностью относительно звеньев, с которыми она образует внешние кинематические пары, и которая не распадается на более простые кинематические цепи с теми же свойствами.

В соответствии с установленным порядком проведения кинестатического анализа, силовой расчет начинаем с наиболее удаленной от исходного механизма группы Ассур (2 – 3). Затем рассмотрим силовой расчет исходного механизма (0 – 1).

**3.2.1 Группа Ассур 2 – 3.** Для этой группы, в кинематических парах **A** и **C** неизвестные реакции по величине и направлению раскладываем на взаимноперпендикулярные составляющие. Реакции в кинематических парах, направленные вдоль звеньев обозначим через  $\vec{R}_{1-2}^n$  и  $\vec{R}_{0-3}^n$ , а перпендикулярные им -  $\vec{R}_{1-2}^\tau$  и  $\vec{R}_{0-3}^\tau$ . Величину тангенциальной составляющей  $R_{1-2}^\tau$  определим из рассмотрения равновесия звена 2. Запишем уравнение моментов для этого звена относительно точки **B**

$$\sum M_B = R_{1-2}^\tau \cdot AB - F_{i2} \cdot h_3 - G_2 \cdot h_2 - M_{i2} / \mu_l = 0.$$

$$R_{1-2}^\tau = \frac{F_{i2} \cdot h_3 + G_2 \cdot h_2 + M_{i2} / \mu_l}{AB} = \frac{0,65 \cdot 19 + 7 \cdot 121 + 0,0257 / 0,001}{250} = 3,54 \text{ Н}$$

Из равновесия звена 3, запишем уравнение моментов относительно точки **B**

$$\sum M_B = R_{0-3}^\tau \cdot BC - M_{i3} / \mu_l - P_c \cdot BD = 0.$$

$$R_{0-3}^\tau = \frac{P_c \cdot BD + M_{i3} / \mu_l}{BC} = \frac{180 \cdot 135 + 1,986 / 0,001}{135} = 194,73 \text{ Н}$$

Теперь составим векторное уравнение равновесия сил приложенных к группе Ассур 2-3

$$\vec{R}_{1-2}^n + \vec{R}_{1-2}^\tau + \vec{F}_{i2} + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{F}_{i3} + \vec{P}_c + \vec{R}_{0-3}^\tau + \vec{R}_{0-3}^n = 0$$

В этом уравнении лишь две неизвестные по модулю силы:  $R_{1-2}^n$  и  $R_{0-3}^n$ , но они известны по направлению. Данное векторное уравнение решаем графическим путем, выполнив построения силового многоугольника в масштабе  $\mu_p=1,2$  Н/мм. Вектора сил, длина которых меньше 1мм, на плане сил не показываем. В результате получим:

$$R_{1-2} = \overline{R_{1-2}} \cdot \mu_p = 335 \cdot 1,2 = 402 \text{ Н},$$

$$R_{0-3} = \overline{R_{0-3}} \cdot \mu_p = 198 \cdot 1,2 = 237,5 \text{ Н}.$$

где  $\overline{R_{1-2}} = 335$  мм, а  $\overline{R_{0-3}} = 198$  мм -длины соответствующих векторов, взятые из плана сил.

3.2.2 Исходный механизм (0-1). Полагаем, что звено 1 невесомое, тогда силами, приложенными к нему, является: сила реакции от второго звена  $\overline{R_{2-1}}$ , а также реакция от стойки  $\overline{R_{0-1}}$ . Из рассмотрения равновесия звена 1 мы имеем, что  $\overline{R_{2-1}} = -\overline{R_{0-1}}$ . Момент этой пары будет равен уравновешивающему моменту  $M_y$ , величина которого определится:

$$M_y = R_{2-1} \cdot h = 402 \cdot 0,032 = 12,864 \text{ Нм}$$

где  $h = 0,032$ м -плечо силы  $R_{2-1}$ , относительно точки  $O$ .

3.3 Построения графиков приведенных моментов. При исследовании движения механизма, находящегося под действием множества заданных сил, удобно все эти силы, действующие на различные звенья, заменить одной или несколькими силами, приложенными только к одному из звеньев механизма. В большинстве случаев этим звеном является входное звено, т. е. в нашем случае кривошип 1. При этом необходимо, чтобы работа на рассматриваемом возможном перемещении или мощность, развиваемая заменяющей силой, были соответственно равны сумме работ или мощностей, развиваемых заменяемыми силами. Заменяемые силы называют силами приведения, а заменяющая сила получила названия приведенной ( $\overline{P_{пр}}$ ). Она может быть найдена в соответствии с теоремой Жуковского о “жестком рычаге” по формуле:

$$P_{пр} = \frac{\sum F_i \cdot h_i}{r_v \cdot a},$$

где  $F_i - i$  – тая сила приведения, Н;

$h_i$  -плечо действия  $i$ -той силы приведения на рычаге Жуковского, мм;

$r_v, a$  - плечо действия приведенной силы  $P_{пр}$ , мм.

В качестве “жесткого рычага” используют план скоростей, построенный для заданного положения механизма. По теореме Жуковского о “жестком рычаге” следует: если в соответствующие точки повернутого на  $90^\circ$  плана скоростей приложить силы, действующие на звенья механизма, то суммарный момент этих сил относительно полюса плана будет пропорционален их мощно-

сти. План скоростей можно не поворачивать, а векторы сил, которые переносим на план скоростей, поворачиваем на  $90^\circ$  в одном направлении.

Покажем на планах скоростей направление всех внешних сил, действующих на механизм, предварительно повернув их на  $90^\circ$  по часовой стрелке.

В точках  $S_2$  и  $S_3$  на планах скоростей прикладываем соответствующие силы тяжести звеньев  $G_2$  и  $G_3$ , величины которых находим по зависимостям:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 0,4 \cdot 10 = 4 \text{ Н};$$

где  $g \approx 10 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

В точке  $d_3$  планов скоростей для положений 7, 8, 9 и 9' прикладываем силу полезного сопротивления  $P_c$ . В остальных положениях механизма действуют только силы тяжести.

Находим силу  $P_{\text{пр}}$  для каждого положения по формулам

$$P_{\text{пр}} = \frac{-G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot h_3}{r_v a}, \text{ Н - для положений } 0...3;$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot h_3}{r_v a}, \text{ Н - для положений } 4...6';$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 - P_c \cdot p_v d}{r_v a}, \text{ Н - для положений } 7...9';$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3}{r_v a}, \text{ Н - для положения } 10;$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{-G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3}{r_v a}, \text{ Н - для положения } 11$$

Отметим, что  $P_{\text{пр}}$  положительна если работа, совершаемая этой силой положительна т. е. направление  $\vec{P}_{\text{пр}}$  перенесенной на механизм в точку  $A$  повернутой на  $90^\circ$  в обратную сторону (против часовой стрелки), совпадает по направлению с угловой скоростью кривошипа  $\omega$ .

Определяем приведенный момент сил сопротивления для каждого положения механизма

$$M_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} \cdot l_{\text{оА}}, \text{ Нм}$$

Полученные результаты расчетов заносим в таблицу 3.1.

По результатам таблицы 3.1 строим в правой части листа №2 чертежа график зависимости  $M_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}(\varphi_1)$  в следующих масштабах:

$$\mu_M = \frac{M_{\text{пр. max}}}{y_{M. \text{max}}} = \frac{19,35}{193,5} = 0,1 \text{ Нм/мм};$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{l_{0-12}} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,0349 \text{ рад/мм.}$$

где  $y_{M.\max} = 193,5$  мм – принятая нами максимальная ордината графика;  
 $l_{0-12} = 180$  мм – абсцисса графика, соответствующая одному обороту кривошипа.

Таблица 3.1. Результаты расчетов приведенных сил и приведенных моментов сил

Параметры	Положения механизма												
	0,6;12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	9'	10	11
$r_{vd}, \text{мм}$	0	110	157,5	164	136	88	23	47	116	180	184	200	137,5
$h_2, \text{мм}$	40	53	42	17	11,3	31,5	41	35	26	15	12	6,8	11,5
$h_3, \text{мм}$	0	35	40,5	29,5	13	3	0	1	7,3	25,5	27	48,8	44,5
$R_{\text{пр}}, \text{Н}$	-3,7	-6,4	-5,7	-2,96	0,34	2,6	3,6	-103	-258	-402	-412	3,04	1,22
$M_{\text{пр}}, \text{Нм}$	-0,17	-0,3	-0,27	-0,14	0,016	0,123	0,17	-4,8	-12,1	-18,9	-19,4	0,14	0,06

3.4 Определение избыточной работы внешних сил. График работы сил сопротивления строим в результате графического интегрирования графика приведенного момента сил. Отметим, что в число сил сопротивления включены силы тяжести звеньев, хотя за полный цикл, как силы потенциальные, они и не выполняют никакой работы.

Рассматриваем установившейся режим движения механизма, тогда работа движущих сил за цикл равна работе сил сопротивления,

$$A_{\text{ц}}^{\text{дв}} = A_{\text{ц}}^{\text{с}}.$$

В первом приближении считаем момент движущих сил  $M_{\text{дв}}$  постоянным, тогда графиком работы движущих сил  $A_{\text{дв}}$  будет прямая, соединяющая начало (точку 0) и конец (точку 12) графика  $A_{\text{с}} = A_{\text{с}}(\varphi_1)$ . Построенный график работы движущих сил  $A_{\text{дв}}$  получился с отрицательным знаком в масштабе:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_{\varphi} \cdot H = 0,1 \cdot 0,0349 \cdot 60 = 0,209 \text{ Дж/мм},$$

где  $H = 60$  мм - полюсное расстояние при интегрировании графика приведенного момента сил сопротивления.

Для получения графика приведенного момента движущих сил  $M_{\text{пр}}^{\text{дв}}$  продифференцируем график работы движущих сил  $A_{\text{дв}} = A_{\text{дв}}(\varphi_1)$ . Для этого, с полюса графика  $M_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}(\varphi_1)$ , проведем луч параллельно графику  $-A_{\text{дв}}$  до пересечения с осью ординат. Из полученной точки пересечения проводим горизонтальную прямую, которая и будет графиком  $M_{\text{пр}}^{\text{дв}} = M_{\text{пр}}^{\text{дв}}(\varphi_1)$ .



Для получения графика полной (избыточной) работы  $\Delta A$  внешних сил, мы графически вычитаем из графика  $A_{\text{дв}} = A_{\text{дв}}(\varphi_1)$  работы движущих сил график работы  $A_c = A_c(\varphi_1)$  сил сопротивления.

$$\Delta A = A_{\text{дв}} - A_c$$

Масштабы этого графика оставляем равным масштабу графика работы движущих сил и сил сопротивления.

#### 4 Проектирование редуктора

4.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет. Из графика  $M_{\text{пр}}^{\text{дв}} = M_{\text{пр}}^{\text{дв}}(\varphi_1)$  определяем движущий момент на валу кривошипа

$$M_{\text{пр}}^{\text{дв}} = y_M \cdot \mu_M = 31 \cdot 0,1 = 3,1 \text{ Нм},$$

где  $y_M = 31$  мм-ордината графика  $M_{\text{пр}}^{\text{дв}} = M_{\text{пр}}^{\text{дв}}(\varphi_1)$ .

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_1}{\eta} = \frac{M_{\text{пр}}^{\text{дв}} \cdot \omega_1}{\eta} = \frac{3,1 \cdot 5,24}{0,8} = 20,56 \text{ Вт},$$

где  $\eta$  - общий КПД редуктора

Общий КПД редуктора равен произведению КПД червячной передачи и двух пар подшипников. Предварительно принимаем  $\eta = 0,8$ .

По каталогу выбираем электродвигатель с номинальной мощностью не ниже требуемой. Следует отдавать предпочтение асинхронным двигателям с частотой вращения ротора  $n_{\text{дв}} = 1000 \dots 1500$  об/мин и только в крайнем случае можно принять электродвигатели  $n_{\text{дв}} = 750$  об/мин.

Отметим, что с уменьшением частоты вращения ротора электродвигателя габариты механической передачи уменьшается, так как передаточное число привода в этом случае будет меньше, однако собственные габариты тихоходного двигателя по сравнению с быстроходным той же мощности больше, а следовательно, будут большими вес и стоимость такого двигателя.

Мы выбираем электродвигатель ДАТ53182 с параметрами  $P_{\text{дв}} = 0,04$  кВт и номинальной частотой вращения  $n_{\text{дв}} = 1320$  об/мин (Таблица №1, приложения). Угловая скорость вала электродвигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1320}{30} = 138,23 \text{ с}^{-1}$$

Диаметр выходного конца вала ротора  $d_{\text{дв}} = 8$  мм. Требуемо передаточное отношение

$$u_{\text{тр}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_1} = \frac{138,23}{5,24} = 26,38$$

4.2 Расчет редуктора. Число витков червяка  $Z_1$  принимаем в зависимости от передаточного отношения: при  $u_{TP}=26,38$  принимаем  $Z_1=2$ . Число зубьев червячного колеса  $Z_2 \geq 28$  (Таблица №2 приложения), тогда

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 2 \cdot 26,38 = 52,76$$

Принимаем значения  $Z_2=54$ , при этом

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{54}{2} = 27.$$

Отклонение от заданного значения

$$\Delta = \frac{27 - 26,38}{26,38} \cdot 100\% = 2,35\%$$

По ГОСТ 2144-76 допустимо отклонения до 4%.

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса. Принимаем для червяка сталь 45 улучшенную до твердости не меньше НРС45, и последующим шлифованием.

Так как к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии применяем для венца червячного колеса серый чугун СЧ10 (отливка в песчаную форму) [5] (стр. 65...66). Предварительно принимаем скорость скольжения в зацеплении  $V_s \approx 1,0$  м/с.

$$V_s = (3,7 \dots 4,6) \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = (3,7 \dots 4,6) \cdot 10^{-4} \cdot 1320 \cdot \sqrt[3]{3,173} = (0,717 \dots 0,89) \text{ м/с}$$

Допускаемые контактные напряжения при этом, согласно таб.4.9 [5], из условия отсутствия заедания принимаем  $[\sigma_H] = 100$  МПа.

Определяем основные параметры передачи и силы, действующие в зацеплении, предварительно приняв  $q=10$ . Коэффициент диаметра червяка  $q$  при выполнении проектировочного расчета задаются из диапазона  $q=8 \dots 12,5$ .

Уточняем значение частоты вращения и определяем вращающий момент на выходном валу редуктора:

$$\omega_k = \frac{\omega_{дв}}{u} = \frac{138,23}{27} = 5,12 \text{ с}^{-1},$$

что незначительно отличается от заданного значения

$$T_2 = \frac{P_1}{\omega_k} = \frac{3,1 \cdot 5,24}{5,12} = 3,173 \text{ Нм.}$$

Определяем межосевое расстояние

$$a_w \geq (q + z_2) \sqrt[3]{\left(\frac{184 \cdot 10^3}{z_2 \cdot [\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{T_2}{q}} = (10 + 54) \sqrt[3]{\left(\frac{184 \cdot 10^3}{54 \cdot 100 \cdot 10^6}\right)^2 \cdot \frac{3,173}{10}} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм},$$

принимаем  $a_w = 48 \text{ мм}$ . Находим расчетный модуль:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 48}{10 + 54} = 1,5 \text{ мм},$$

принимаем стандартное значение по СТ.СЭВ 267-76  $m = 1,5 \text{ мм}$ .

Основные размеры червяка:

$$\begin{aligned} \text{делительный диаметр червяка} & d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 1,5 = 15 \text{ мм}; \\ \text{диаметр вершин витков червяка} & d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 15 + 2 \cdot 1,5 = 18 \text{ мм}; \\ \text{диаметр впадин витков червяка} & d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 15 - 2,4 \cdot 1,5 = 11,4 \text{ мм}; \end{aligned}$$

длина нарезной части шлифованного червяка [5] (стр.57)

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 54) \cdot 1,5 = 21,36 \text{ мм}$$

принимаем  $b_1 = 28 \text{ мм}$ ;

делительный угол подъема витка  $\gamma$  ([5], табл. 4.3) при  $z_1 = 2$  и  $q = 10$   $\gamma = 11^\circ 19'$ .

Основные размеры венца червячного колеса [5], стр. 57...58:

$$\begin{aligned} \text{делительный диаметр червячного колеса} & d_2 = z_2 \cdot m = 54 \cdot 1,5 = 81 \text{ мм}; \\ \text{диаметр вершин зубьев червячного колеса} & d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 81 + 2 \cdot 1,5 = 84 \text{ мм}; \\ \text{диаметр впадин зубьев червячного колеса} & d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 81 - 2,4 \cdot 1,5 = 77,4 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\text{наибольший диаметр червячного колеса} d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 84 + \frac{6 \cdot 1,5}{2 + 2} = 86,25 \text{ мм};$$

$$\text{ширина венца червячного колеса} b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 18 = 13,5 \text{ мм},$$

принимаем  $b_2 = 13 \text{ мм}$ .

$$\text{Окружная скорость червяка} \quad V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 15 \cdot 1320}{1000 \cdot 60} = 1,04 \text{ м/с}.$$

$$\text{Скорость скольжения} \quad V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{1,04}{\cos 11^\circ 19'} = 1,1 \text{ м/с},$$

при этой скорости  $[\sigma_H] \approx 97 \text{ МПа см}$  ([5], стр.68). Определим КПД редуктора и мощность на быстроходном валу (червяке). Назначаем степень точности передачи. По таблице №3 (приложения) с учетом примечания 2 находим приведенный угол трения

$$\rho' = 1,3 \cdot \rho'_{\text{ТАБ.}} = 1,3 \cdot 2^\circ 45' = 3,575^\circ, \text{ тогда}$$

$$\eta = 0,95 \frac{tq\gamma}{tq(\gamma + \rho')} = 0,95 \frac{tq 11^\circ 19'}{tq(11^\circ 19' + 3^\circ 35')} = 0,71$$

Мощность и крутящий момент на червяке:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{3,1 \cdot 5,24}{0,71} = 22,88 \text{ Вт},$$

$$T_1 = 9,55 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \frac{22,88}{1320} = 0,166 \text{ Нм}$$

По таблице №4 (приложения) назначаем 8-ю степень точности, как для передачи среднескоростной со средними требованиями к шуму, габаритам и точности.

Определяем силы, действующие в зацеплении. Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 3,173 \cdot 10^3}{81} = 78,35 \text{ Н}$$

Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = 78,35 \cdot \operatorname{tg}(11^\circ 19' + 3^\circ 35') = 20,85 \text{ Н}$$

Радиальная (распорная) сила:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 78,35 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 78,35 \cdot 0,364 = 28,5 \text{ Н}$$

Проверяем зубья червячного колеса на контактную и изгибную выносливость.

Определяем коэффициенты, входящие в расчетную формулу.  $K_\beta=1$ -коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса;  $K_V=1,15$ -коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости скольжения  $V_S$  и принятой степени точности изготовления червячной пары (смотри таблицу №4 приложения) Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_F = K_\beta \cdot K_V = 1,0 \cdot 1,15 = 1,15$$

Вычисляем расчетные (рабочие) контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} = \frac{170}{\frac{54}{10}} \sqrt{\frac{3,173 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \left( \frac{54}{10} + 1 \right)^3}{48^3}} = 92,6 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Определяем допускаемые напряжения при расчете зубьев на изгиб. Поскольку мы приняли для венца червячного колеса серый чугун СЧ15, для которого предел прочности  $\sigma_s=326$  МПа, то

$$[\sigma_F] = 0,12 \cdot \sigma_s = 0,12 \cdot 326 = 39 \text{ МПа}.$$

Определяем эквивалентное число зубьев колеса:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{54}{\cos^3 11^\circ 19'} = 57,276$$

По таблице №5 (приложения) при  $z_v=57,276$ , интерполируя, определяем коэффициент формы зуба  $Y_F=1,42$ . Тогда:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot K_F \cdot F_{t2}}{q \cdot K_\sigma \cdot m^2} = \frac{1,42 \cdot 1,15 \cdot 78,35}{10 \cdot 1,236 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 4,6 \cdot 10^6 \text{ Па} \ll [\sigma_F]$$

#### 4.3 Ориентировочный расчет валов и конструктивные размеры корпуса редуктора

**4.3.1 Быстроходный вал.** Червяк изготовлен вместе с валом, как обычно и принято в червячных передачах. Диаметры посадочных участков вала червяка определяем конструктивно, ориентируясь на расчетные диаметры червяка. При относительно большом значении осевой силы  $F_{a1}$  следует ожидать больших значений динамической грузоподъемности подшипников и поэтому диаметр посадочного участка вала – червяка под подшипник принимаем относительно большим  $d_{n1} \leq d_{f1} = 11,4 \text{ мм}$ .

В соответствии с рядом Ra40 принимаем диаметр вала под подшипник  $d_{п1}=10\text{мм}$ , рис.4.1.

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение при  $[\tau]=15 \text{ МПа}$

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{0,166 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 3,8 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{B1}=6 \text{ мм}$ , диаметр вала под уплотнение  $d_m=8 \text{ мм}$ . Параметры нарезной части:  $d_{f1}=11,4 \text{ мм}$ ;  $d_1=15 \text{ мм}$  и  $d_{a1}=18 \text{ мм}$ . Для выхода режущего инструмента при нарезании витков рекомендуется участки вала, прилегающие к нарезке, протачивать до диаметра меньше  $d_{f1}$ .

Длина нарезной части  $v_1=48 \text{ мм}$ . Расстояние между опорами червяка примем  $l_1 \approx d_{aM2}=82 \text{ мм}$ ; расстояние от середины выходного конца до ближайшей опоры принимаем  $f_1 \approx 23 \text{ мм}$ , рис.4.1.

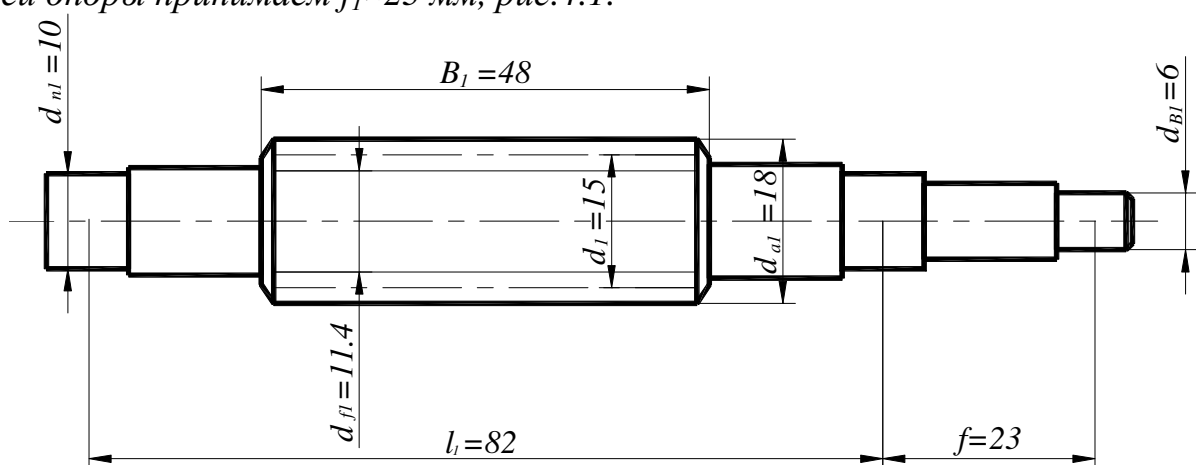


Рис.4.1 Эскиз вала червяка

Ведомый вал. Для изготовления тихоходного вала назначаем сталь 40. Из уравнения прочности при  $[\tau]=20$  МПа получаем

$$d_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{3,173 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 9,26 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{B2}=10$  мм. Диаметр подшипниковых шеек  $d_{П2}=15$  мм, диаметр вала в месте посадки червячного колеса  $d_{к2}=18$  мм. Диаметр ступицы червячного колеса

$$d_{cm2}=(1,6...1,8) d_{к2}=(1,6...1,8)18=(21,6...32,4) \text{ мм, принимаем } d_{cm2}=30 \text{ мм.}$$

Длина ступицы червячного колеса

$$l_{cm2}=(1,2...1,8) d_{к2}=(1,2...1,8)18=(21,6...32,4) \text{ мм,}$$

$$e \approx 0,5 \cdot v_2 = 0,5 \cdot 13 = 6,5 \text{ мм, принимаем } l_{cm2}=27 \text{ мм.}$$

#### 4.3.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора.

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2 = 0,04 \cdot 48 + 2 = 4 \text{ мм, принимаем } \delta = 5 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса крышки редуктор

$$S_1 \approx 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 5 = 7,5 \text{ мм.}$$

Толщина верхнего пояса корпуса редуктора

$$S_2 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 5 = 7,5 \text{ мм, принимаем } S_2 = 8 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора  $t \approx 2 \cdot \delta = 2 \cdot 5 = 10 \text{ мм.}$

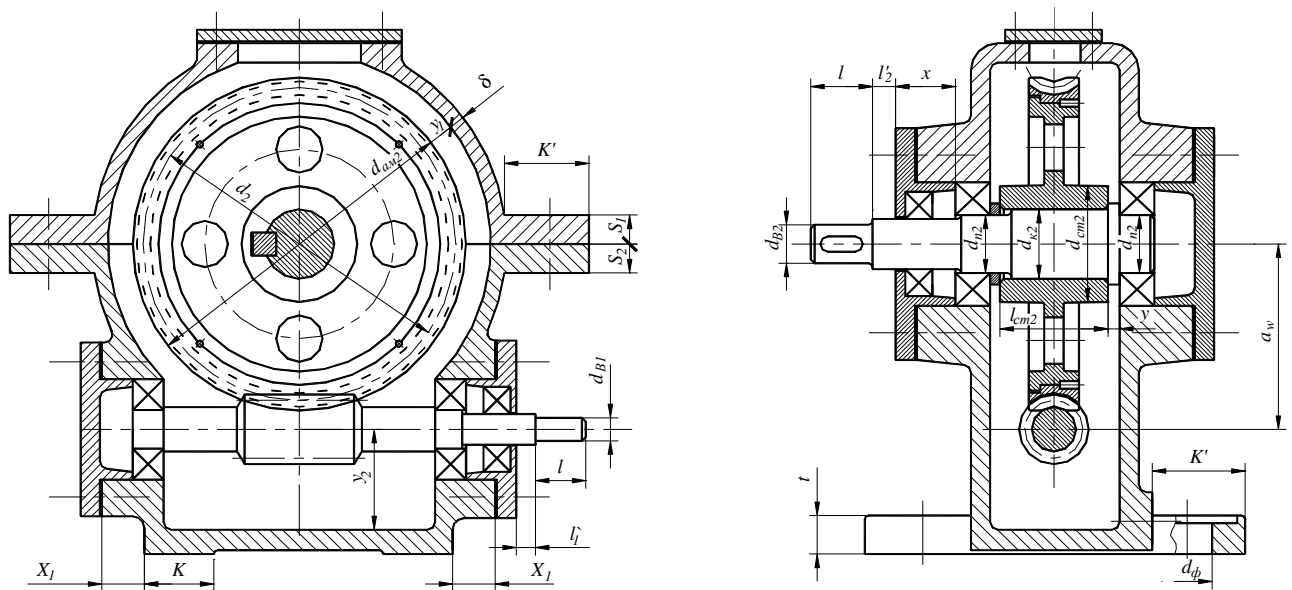


Рис.4.2 Компонировочный чертеж редуктора

*Толщина ребер корпуса и крышки редуктора*

$$c \approx \delta = 5 \text{ мм.}$$

*Диаметр фундаментных болтов*

$$d_{\phi} \approx 0,036 \cdot a_w + 12 = 0,036 \cdot 48 + 12 = 13,7 \text{ мм, принимаем } d_{\phi} = 12 \text{ мм.}$$

*Диаметр болтов крепления крышки редуктора к корпусу около подшипников*

$$d_2 \approx 0,75 \cdot d_{\phi} = 0,75 \cdot 12 = 9 \text{ мм, принимаем } d_2 = 10 \text{ мм.}$$

*Диаметр болтов крепления крышки редуктора к корпусу*

$$d_3 \approx 0,5 \cdot d_{\phi} = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ мм,}$$

*Диаметр болтов для крепления крышки подшипника к корпусу*

$$d_n \approx (0,7 \dots 1,4) \cdot \delta = (0,7 \dots 1,4) \cdot 6 = (4 \dots 8,4) \text{ мм, принимаем } d_n = 6 \text{ мм.}$$

*Диаметр болтов для крепления крышки смотрового отверстия*

$$d_{\text{к.с.}} = 6 \dots 10 \text{ мм, принимаем } d_{\text{к.с.}} = 6 \text{ мм.}$$

*Диаметр резьбы пробки для слива масла из картера редуктора*

$$d_{\text{сл.}} \geq (1,6 \dots 2,2) \cdot \delta = (1,6 \dots 2,2) \cdot 10 = (16 \dots 22) \text{ мм, принимаем } d_{\text{сл.}} = 18 \text{ мм.}$$

*Ширина пояса соединения крышки и корпуса редуктора*

$$K' \geq 2 \cdot d_3 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм, принимаем } K' = 20 \text{ мм}$$

*Ширина нижнего пояса корпуса редуктора*

$$K \approx (2 \dots 2,5) \cdot d_{\phi} = (2 \dots 2,5) \cdot 12 = (24 \dots 30) \text{ мм, принимаем } K = 25 \text{ мм.}$$

*Зазор между внутренней боковой стенкой корпуса редуктора и торцом ступицы червячного колеса*

$$y \geq 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ мм.}$$

*Расстояние между внутренней стенкой крышки редуктора и окружностью наибольшего диаметра червячного колеса*

$$y_1 \geq \delta = 6 \text{ мм.}$$

*Расстояние от оси червячного колеса до дна картера (нижней внутренней стенки корпуса редуктора)*

$$y_2 \approx (2 \dots 2,5) \cdot d_{n1} = (1 \dots 2,5) \cdot 10 = (20 \dots 25) \text{ мм, принимаем } y_2 = 25 \text{ мм.}$$

*На тихоходный и быстроходный валы ориентировочно назначаем радиально-упорные шариковые однорядные подшипники (ГОСТ 831-75)  $\alpha = 12^\circ$  № 36100 особо легкой серии при  $d_{n1} = 10$  мм,  $D_1 = 26$  мм,  $B_1 = 8$  мм и при  $d_{n2} = 15$  мм получа-*

ем  $D_2=32$  мм,  $B_2=9$  мм шариковый подшипник №36102.

Толщина крышки подшипника вместе с манжетным уплотнением

$$X_1 \approx 0,5 \cdot B_1 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 0,5 \cdot 8 + (5 \dots 10) \text{ мм, принимаем } X_1 = 10 \text{ мм;}$$

$$X_2 \approx 0,5 \cdot B_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 0,5 \cdot 9 + (5 \dots 10) \text{ мм, принимаем } X_2 = 15 \text{ мм.}$$

Размер  $l'_1 = l'_2 \geq d_{\text{п}} = 5$  мм,  $l = 12$  мм.

Конструктивные размеры валов, червячного колеса, подшипников, крышек подшипников, крышек смотрового отверстия, уплотнений выполнены согласно рекомендаций [5], стр. 196...209, 230...246; [9] стр. 5...15.

#### 4.3.3 Проверка прочности вала червячного колеса.

Для изготовления тихоходного вала назначаем сталь 40, термообработка-нормализация.

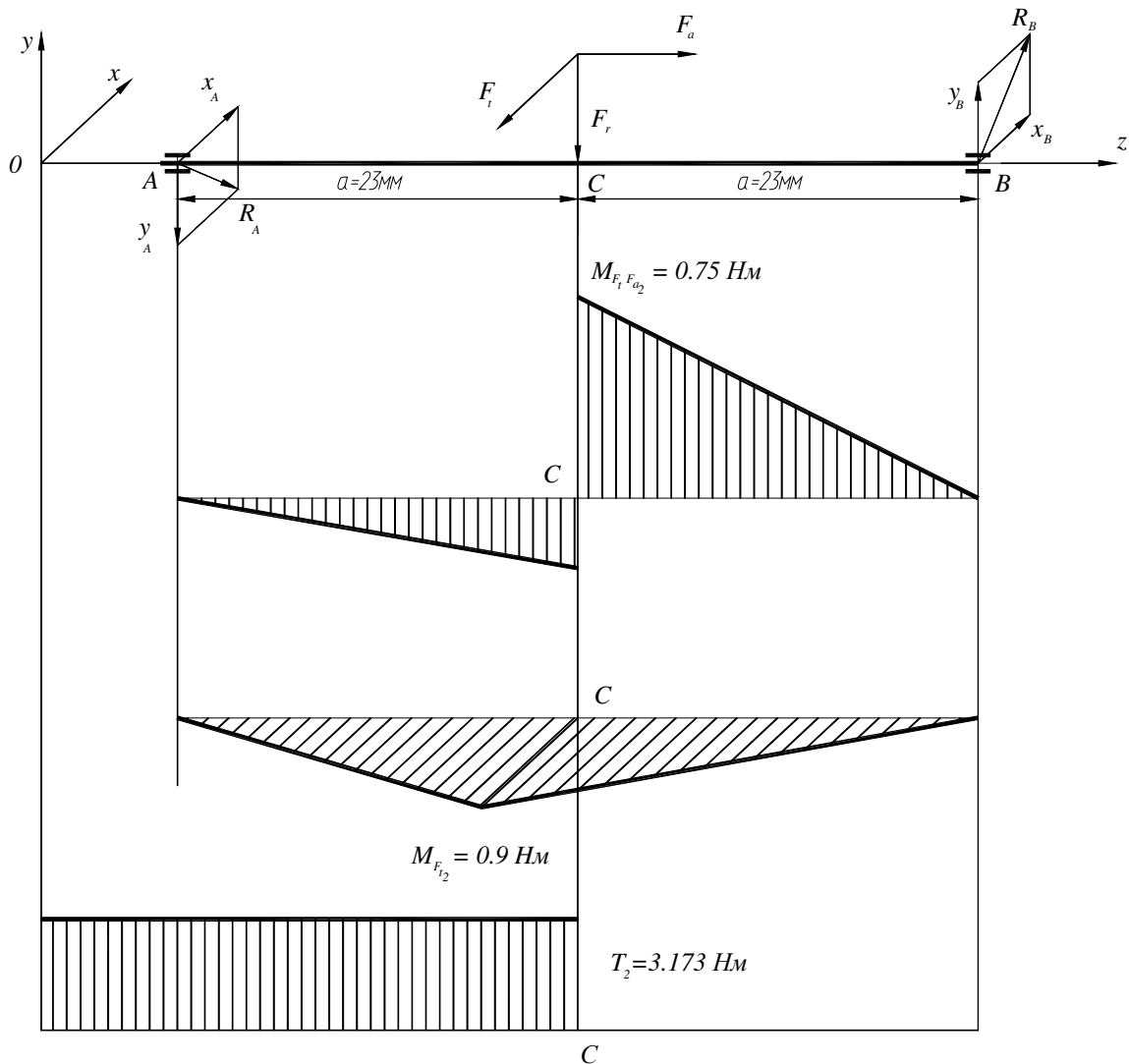


Рис.4.3 Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Для стали 40  $\sigma_B = 550$  МПа. Предел выносливости

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ МПа.}$$



Вычисляем допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений. Принимаем  $[n]=2,5$ ;  $K_\sigma=2$ ;  $k_{p,u}=1$ , получаем

$$[\sigma_{II}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] \cdot k_\sigma} \cdot k_{PH} = \frac{236,5}{2,5 \cdot 2} \cdot 1 = 47,3 \text{ МПа}$$

где  $[n]$ -коэффициент запаса прочности;

$k_\sigma$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$k_{PH}$  - коэффициент режима нагрузки при изгибе.

Вычерчиваем схему нагружения вала рис.4,3 и определяем реакции опор: в вертикальной плоскости уox от сил  $F_r$  и  $F_{a2}$

$$\Sigma M_{(A)} = -F_r \cdot a_2 - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2 + Y_B \cdot 2 \cdot a_2 = 0; \text{ отсюда}$$

$$Y_B = F_r \cdot a_2 + 0,5 \cdot d_2 \cdot F_{a2} / (2 \cdot a_2) = F_r / a_2 + F_{a2} \cdot d_2 / (4 \cdot a_2) = 28,5 / 2 + 20,85 \cdot 81 / (4 \cdot 23) = 32,6 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{(B)} = -Y_A \cdot 2 \cdot a_2 - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2 + F_r \cdot a_2 = 0; \text{ отсюда}$$

$$Y_A = 0,5 \cdot F_r - F_{a2} \cdot d_2 / (4 \cdot a_2) = 0,5 \cdot 28,5 - 20,85 \cdot 81 / (4 \cdot 23) = -4 \text{ Н};$$

в горизонтальной плоскости хоз от силы  $F_{t2}$

$$X_A = X_B = F_{t2} / 2 = 78,35 / 2 = 39,2 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты в характерных сечениях А, С и В. в плоскости уоx  $M_A = M_B = 0$ ;

$$M^{лев.}_C = Y_A \cdot a_2 = -4 \cdot 0,023 = -0,092 \text{ Нм};$$

$$M^{прав.}_C = Y_B \cdot a_2 = 32,6 \cdot 0,023 = 0,75 \text{ Нм},$$

следовательно,  $M^{верт.}_{max} = 0,75 \text{ Нм}$ ;

в плоскости хоз  $M_A = M_B = 0$ ;

$$M^{оп.}_C = X_A \cdot a_2 = 39,2 \cdot 0,023 = 0,9 \text{ Нм}.$$

Крутящий момент  $T = T_2 = 3,173 \text{ Нм}$ .

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов. Вычисляем суммарный изгибающий момент и определяем рабочее напряжение изгиба в сечении С,

$$M_\Sigma = M_{II} = \sqrt{M_{ВЕРТ.}^2 + M_{ГОРИЗ.}^2} = \sqrt{0,75^2 + 0,9^2} = 1,17 \text{ Нм}$$

Так как вал под ступицей червячного колеса ослаблен шпоночной канавкой, поэтому следует ввести диаметр, уменьшенный на 8...10%, т. е.

$$d = d_{B2} - 0,1 \cdot d_{B2} = 10 - 0,1 \cdot 10 = 9 \text{ мм}.$$

Находим:

$$\sigma_{II} = M_{II} / W_x = 32 \cdot M_{II} / (\pi \cdot d^3) = 32 \cdot 1,17 / (\pi \cdot 0,009^3) = 16,37 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжения сжатия от силы  $F_a$  невелико и им можно пренебречь.

Определяем максимальное напряжение кручения в сечении С

$$\tau_k = T/W_p = 16 \cdot T_2 / (\pi \cdot d^3) = 16 \cdot 3,173 / (\pi \cdot 0,009^3) = 22 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Эквивалентное напряжение вычислим по III теории прочности, и результат сравним с допускаемым напряжением

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эш}} &= \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{16^2 + 4 \cdot 22^2} = \sqrt{258,19 + 491,39} = \\ &= 27,38 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}]_{-1} = 47,3 \text{ МПа} \end{aligned}$$

4.3.4 Подбор шпонок и проверочный расчет шпоночных соединений. Тихоходный вал. Для выходного конца тихоходного вала при  $d_{B2} = 10$  мм по табл. 8.9 [5] (стр. 169) подбираем призматическую шпонку со скругленными торцами  $b \times h = 4 \times 4$ , с  $t_1 = 2,5$  мм. При  $l_2 = 16$  мм из ряда по ГОСТ 23360 – 78 (см. примечание табл. 8.9 [5]) принимаем длину шпонки  $l = 12$  мм. Расчетная длина шпонки со скругленными торцами

$$l_p = l - b = 12 - 4 = 8 \text{ мм.}$$

Допускаемые напряжения смятия при чугунной ступице (на выходной конец вала возможна посадка полумуфты, изготовленной из чугуна)  $[\sigma_{\text{см}}] \leq 40 \dots 60$  МПа. Вычисляем расчетное напряжение смятия и сравниваем с допускаемым напряжением:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_2}{d_{B2} \cdot l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 3,173 \cdot 10^3}{10 \cdot 8(4 - 2,5)} = 52,88 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Для вала под чугунную ступицу червячного колеса при  $d_{K2} = 18$  мм по таб. 8.9 [5] подбираем призматическую шпонку со скругленными торцами  $b \times h = 6 \times 6$  мм при  $t_1 = 3,5$  мм. При  $l_{\text{см}} = 27$  мм из ряда табл. 8.9 [5] принимаем длину шпонки  $l = 17$  мм. Расчетная длина выбранной шпонки

$$l_p = l - b = 17 - 6 = 11 \text{ мм.}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{K2} \cdot l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 3,173 \cdot 10^3}{18 \cdot 11(6 - 3,5)} = 12,82 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

4.3.5 Подбор подшипников. Тихоходный вал. Определяем значение и направление действующих на подшипник сил: радиальные нагрузки (реакции)

$$F_{rA} = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{39,2^2 + 4^2} = 39,4 \text{ Н};$$

$$F_{rB} = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{39,2^2 + 32,6^2} = 50,98 \text{ Н.}$$

Осевая сила  $F_a = 20,85$  Н.

Для радиально-упорного шарикового подшипника особолегкой серии (при  $d_{\text{П2}} = 15$  мм и относительно небольшой осевой силе можно ожидать невысоко-

го требуемого значения динамической грузоподъемности,  $C_{TP}$ .)

$$(F_{a2}/F_{aB}) \cdot 100\% = (20,85/50,98) \cdot 100\% = 40,9\% > 20...25\%$$

Определяем параметр осевого нагружения. Для данного подшипник № 36102 по ГОСТ 831-75,  $\alpha=12^\circ$   $C=6290H$ ;  $C_0=2990H$

$$\lg e_B = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,144}{4,729} = \frac{\lg \frac{50,98}{2990} - 1,144}{4,729} = -0,6158, \quad e_B = 0,2422;$$

$$\lg e_A = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,144}{4,729} = \frac{\lg \frac{39,4}{2990} - 1,144}{4,729} = -0,6395, \quad e_A = 0,2294.$$

Найдем осевые составляющие реакций

$$S_A = 0,83 \cdot e_A \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,2294 \cdot 39,4 = 7,5 \text{ Н};$$

$$S_B = 0,83 \cdot e_B \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,2422 \cdot 50,98 = 10,25 \text{ Н}.$$

Определяем суммарные осевые нагрузки из условий нагружения. Так как  $S_A < S_B$  и  $F_a > S_B - S_A$  т. е.  $20,85 > 2,75$  то

$$F_{aA} = S_B - F_a = 10,25 - 20,85 = -10,6 \text{ Н}; \quad F_{aB} = S_B = 10,25 \text{ Н}.$$

В нашем случае  $L_h = 14 \cdot 10^3$  ч,  $n = n_2 = n_1/u_P = 1320/27 = 48,9$  мин<sup>-1</sup>,  $K_0 = 1,6$ ;  $K_T = 1$ ;  $V = 1$ ;  $\alpha = 3$ . При  $F_{aA} / (V \cdot F_{rA}) = 10,6 / (1 \cdot 39,4) = 0,269 > e_A = 0,2294$  получаем для  $F_{a2}/C_0 = 20,85/2990 = 0,0132$ ,  $X = 0,45$ ;  $Y = 1,79$ .

При  $F_{aB} / (V \cdot F_{rB}) = 10,25 / (1 \cdot 50,98) = 0,2 < e_B = 0,2422$ , получаем  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Определяем опору, на которую действует наибольшая эквивалентная нагрузка

$$P_A = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) \cdot K_0 \cdot K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 39,4 + 1,79 \cdot 10,6) \cdot 1,6 \cdot 1 = 58,73 \text{ Н};$$

$$P_B = V \cdot F_{rB} = 1 \cdot 50,98 = 50,98 \text{ Н}.$$

Следовательно, требуемую динамическую грузоподъемность необходимо найти для опоры А, как наиболее нагруженной:

$$C_{TP} = P_A \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot n_2 \cdot L_h)^{1/3} = 58,73 (6 \cdot 10^{-5} \cdot 48,9 \cdot 14 \cdot 10^3)^{1/3} = 202,64 \text{ Н}$$

Так  $C \gg C_{TP}$ , то долговечность выбранного подшипника гораздо выше требуемой и, уточнять точки приложения реакций нет смысла. Используя каталог на подшипники качения, мы можем назначить подшипники меньшего размера.

4.3.6 Тепловой расчет редуктора. Площадь теплоотдающей поверхности редуктора можно приближенно определить по формуле

$$S \approx 20 \cdot a_w^2 = 20 \cdot 0,048^2 = 0,046 \text{ м}^2.$$

Принимая коэффициент теплопередачи  $k_t=8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{С})$  и температуру воздуха  $t_в=20 \text{ }^\circ\text{С}$ , вычисляем температуру масла в картере редуктора

$$t_M = \frac{P_1(1-\eta)}{k_t \cdot S} + t_в = \frac{16,244(1-0,71)}{8 \cdot 0,046} + 20^\circ \approx 33^\circ \text{С}.$$

Следовательно, запроектированный редуктор может работать в нормальном тепловом режиме без принудительного охлаждения.

4.3.6 Смазка зацепления и подшипников. Зацепления червячной пары и подшипников смазывают маслом цилиндрическим 52,38 (ГОСТ 6411-76, при  $V_S=1,1 \text{ м}/\text{с}$  [5], стр. 253), разбрызгиванием из общей масляной ванны (картера).

4.3.7 Вычерчивание редуктора. Сборочный чертеж редуктора вычерчиваем в масштабе 2:1 на листе формата А1 (594×841).

Таблица №1  
Основные технические данные трехфазных асинхронных электродвигателей

Тип электро-двигателя	Номинальная мощность Р, кВт	Частота вращения n, мин <sup>-1</sup>	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Диаметр вала электродвигателя d <sub>1</sub> , мм
Синхронная частота вращения – 1500 об/мин					
4А71В4У3	0,75	1360	2,2	2,0	19
4А80А4У3	1,1	1400	2,2	2,0	22
4А80В4У3	1,5	1400	2,2	2,0	22
4А90 4У3	2,2	1430	2,2	2,0	24
4А100 4У3	3,0	1430	2,2	2,0	28
4А100 4У3	4,0	1450	2,2	2,0	28
4А112М4У3	5,5	1450	2,2	2,0	32
4А132 4У3	7,5	1450	2,2	2,0	38
ДАТ53 172	0,04	1320	1,5	0,42	8
	0,06	1280	1,9	1,6	8
Синхронная частота вращения – 1000 об/мин					
4А71А6У3	0,37	915	2,2	2,0	19
4А71В6У3	0,55	915	2,2	2,0	19
4А80А6У3	0,75	930	2,2	2,0	22
4А80В6У3	1,1	930	2,2	2,0	22
4А90 6У3	1,5	950	1,8	2,2	24
4А100 6У3	2,2	950	1,8	2,2	28
4А112МА6У3	3,0	960	1,3	1,8	32
4А112МВ6У3	4,0	960	1,3	1,8	32
4А132 6У3	5,5	970	1,3	1,8	38
4А132М6У3	7,5	970	2,2	2,0	38
Синхронная частота вращения – 750 об/мин					
4А112МА8У3	2,2	700	2,2	1,8	32
4А112МВ8У3	3,0	700	2,2	1,8	32
4А132 8У3	4,0	710	2,2	1,8	38
4А132М8У3	5,5	715	2,2	1,4	38
4А160 8У3	7,5	715	2,2	1,4	42

Таблица №2  
Рекомендуемые значения z<sub>1</sub> и z<sub>2</sub> для червячных передач

u	z <sub>1</sub>	z <sub>2</sub>	u	z <sub>1</sub>	z <sub>2</sub>
7...8	4	28...32	25...27	(3)...2	50...81
9...13	4...(3)	27...52	28...35	2...1	28...70
14...24	(3)...2	28...72	36 и более	1	36 и более

Таблица №3  
Значения коэффициента трения  $f'$  и угла трения  $\rho'$  в зависимости  
от скорости скольжения  $v_s, м/с$

$v_s, м/с$	$f'$	$\rho'$	$v_s, м/с$	$f'$	$\rho'$
0,01	0,110..0,120	6°17'...6°51'	2,00	0,035...0,045	2°00'...2°35'
0,10	0,080...0,090	4°34'...5°09'	2,50	0,030...0,040	1°43'...2°17'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'	3,00	0,028...0,035	1°36'...2°00'
0,50	0,055...0,065	3°09'...3°43'	4,00	0,023...0,030	1°19'...1°43'
1,00	0,045...0,055	2°35'...3°09'	7,00	0,018...0,026	1°02'...1°29'
1,50	0,040...0,050	2°17'...2°52'	10,00	0,016...0,024	0°55'...1°23'

*Примечание:* 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения следует увеличивать на 30...50%.

Таблица №4  
Коэффициент динамичности нагрузки  $K_v$

Степень точности	Скорость скольжения $v_s, м/с$			
	до 1,50	св. 1,5 до 3	св. 3 до 7,5	св. 7,5 до 12
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

По ГОСТ 3675-81 установлено 12 степеней точности для червячных передач; для силовых передач предназначаются степени точности от 5-й до 9-й в порядке убывания точности; для редукторов общего назначения применяют в основном 7-ю и 8-ю степень точности.

Таблица №5  
Коэффициент формы зуба  $Y_F$  червячных колес

$Z_V$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_F$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$Z_V$	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_F$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24