

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет»

В. Ф. Коренский

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

Учебно-методический комплекс
для студентов специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03

В двух частях

Часть 2

ПРАКТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Новополоцк
ПГУ
2009

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.42я73
К66

Рекомендовано к изданию методической комиссией
машиностроительного факультета в качестве учебно-методического комплекса
(протокол № 10 от 17.10.2008)

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

гл. инженер ОАО «Технолит» Н. А. ПАРШУТО;
проф., доктор техн. наук каф. технологии и оборудования
машиностроительного производства УО «ПГУ» Н. Н. ПОПОК

Коренский, В. Ф.

К66 Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб.-метод. комплекс.
В 2 ч. Ч. 2. Практика курсового проектирования машин / В. Ф. Коренский. –
Новополоцк : ПГУ, 2009. – 208 с.

ISBN 978-985-418-836-2.

Заложены новые принципы проектирования по курсу «Теория механизмов, машин и манипуляторов» (ТММ и М) на базе общих требований к машинным технологиям (производительность, энерго- и массосбережение, долговечность и т.п.). Представлены алгоритм и образец выполнения курсового проектирования.

Предназначен для студентов механико-машиностроительных специальностей вузов, преподавателей и специалистов.

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.42я73

ISBN 978-985-418-836-2 (Ч. 2)
ISBN 978-985-418-652-8

© Коренский В. Ф., 2009
© УО «Полоцкий государственный университет», 2009

ВВЕДЕНИЕ

Предварительная (общенаучная) подготовка студентов в вузе по физике, химии, математике и механике представляет собой углубление знаний по положениям, с которыми студент знакомится в средней школе. Методики подготовки в школе и в вузе по этому циклу дисциплин принципиально не различаются. Отсутствие практического применения этих знаний к будущей профессии студента снижает интерес и к их получению.

К освоению будущей профессии студент-гражданин должен подходить обстоятельно, с должным вниманием и ответственностью. Азы профессии, которые формулируются и закладываются в дисциплине ТММ и М, он должен изучить наиболее тщательно.

Дисциплина «Теория механизмов, машин и манипуляторов» имеет достаточную физико-математическую научную базу, богатую историю развития машиностроения. Программой ее изучения [1] предусмотрен машиноведческий курсовой проект – первый в профессиональной деятельности студента-механика. Поэтому эту дисциплину уместно рассматривать как ключевую (не эпизодическую). В процессе обучения студент может и должен понять, в чем истинное назначение профессии инженера-механика, какова ее суть и общественная значимость.

В процессе изучения курса студент должен осознать:

1) как от результатов изучения общественного спроса на продукцию перейти к проектированию машины для изготовления этой продукции (т. е., с чего следует начать проектирование);

2) какую роль выполняет проект по ТММ и М в системе реального проектирования новых машин и может ли студент воспользоваться приобретаемыми знаниями при изучении смежных дисциплин и при прохождении производственных практик на промышленных предприятиях;

3) этапы осуществления проектирования в вузе, в чем значение дипломного проектирования;

4) какова роль получаемых в вузе навыков проектирования в профессиональной деятельности инженера-механика.

Выполнив проект по ТММ и М, студенты механических специальностей должны получить осязаемый результат проектирования, проверить себя в конкретных условиях творческой работы.

Предлагаемое пособие представляет вариант организации учебного процесса на машиностроительных факультетах вузов. Для этого традиционный курс ТММ и М перестроен таким образом, что главное внимание в нем отведено машинам, а механизмы рассматриваются как структурные

составляющие машин, и требования к ним устанавливаются на основе общих требований к разрабатываемым машинам [2]. Сами машины рассматриваются как инструмент, создаваемый инженерами и рабочими для выполнения технологических операций. Технологии определяют содержание технических заданий на проектирование новых машин.

Курсовой проект по ТММ и М естественным образом занимает нишу первого этапа проектирования машин. В Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) этот этап называют этапом разработки технического предложения. Разработка технического предложения вовлекает студента в русло реального проектирования, способствует его профессиональному росту, помогает на ранних этапах обучения своевременно решать социально-этические проблемы и задачи, связанные с выбором профессии.

В указанной постановке курсовое проектирование становится стержнем дисциплины ТММ и М, началом последующей общепрофессиональной подготовки. Лекционный курс, лабораторные и практические занятия по этой дисциплине направляются исключительно на успешное выполнение курсового проектирования.

Цели разработанного способа проектирования по дисциплине ТММ и М, входные параметры и алгоритм проектирования поставлены и обсуждены:

1) на Всесоюзном семинаре заведующих кафедрами и ведущих лекторов по теории механизмов и машин вузов СССР 12 – 21 сентября 1989 г. в КПИ, г. Калинин [3];

2) на зональном научно-методическом совещании-семинаре заведующих кафедрами и ведущих лекторов по теории механизмов и машин вузов Прибалтики, Белоруссии и Калининградской области РСФСР 25 – 26 января 1990 г. в ВИСИ, г. Вильнюс [4];

3) на 52-й международной научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов и студентов в БГПА, г. Минск, «Технические вузы – республике» [5].

По отдельным темам получены поощрительные грамоты, дипломы I и II степени на конкурсах НИРС РБ в 2000 – 2003 уч. годах.

На основе указанных материалов разработана методика курсового проектирования машин [6] как первый этап их проектирования в ЕСКД. Разработаны технические задания для проектирования более 20 различных технологических машин. Методика внедрена в учебный процесс кафедры механики УО «Полоцкий государственный университет».

Излагаем основы этой методики. В совокупности с ч. I настоящего УМК она может служить базой для уточнения разделов типовой программы курса ТММ и М.

1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ, ЕГО СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект по теории механизмов, машин и манипуляторов – первый машиноведческий проект в подготовке будущего инженера-механика – должен раскрывать связь проектирования с жизнью, обеспечивать психологический настрой студента на творческий инициативный труд. Поэтому в нем уместно задать лишь общие, принципиально важные входные данные, связанные непосредственно с технологией. Выполнение параметров технологии составляет цель разработки конкретной машины. Число входных данных должно быть минимальным; недостающие данные студент получает в процессе творческой работы над курсовым проектом.

В качестве общих входных данных для составления технических заданий к курсовому проектированию по ТММ и М предлагаем следующие.

1. *Производительность* определяют исходя из потребностей предприятия (общества) в готовой продукции. Производительность – важнейший показатель, ради которого создают и совершенствуют машины. Это понятие входит в классическое определение машины, в т. ч. приведенное в политехническом словаре [7].

2. *Величину хода рабочих инструментов* определяют исходя из геометрических размеров обрабатываемого изделия, технологических перебегов для выполнения подготовительных операций (съем, подача и т. п.). Перебеги должны обеспечивать время выполнения подготовительных операций.

3. *Среднюю скорость обработки изделий* можно определить исходя из стойкости применяемого инструмента, динамической устойчивости работы машины для получения изделий высокого качества.

4. *Диаграмму распределения технологических усилий* в функции хода обрабатывающих инструментов определяют теоретически либо экспериментально в зависимости от механических и геометрических свойств обрабатываемой заготовки, характера взаимодействия изделия с инструментом и т. п.

Переход от указанных данных к конструктивным параметрам машин можно осуществить через коэффициент производительности [2], [8], который служит основным показателем их технического совершенства.

Проектирование по ТММ и М, согласно излагаемой методике, начинается со знакомства с заданной технологией, с образцами машин и с примерами их использования. Знакомство осуществляется по литературно-техническим источникам, энциклопедическим словарям и справочникам [9], содержащим описания изобретений.

В процессе проектирования по ТММ и М (рис. 5.1 и пояснительная записка к нему) студент

1) по доступным источникам проводит литературно-патентный поиск, определяет состояние вопроса, изучает аналоги проектируемой машины, подбирает для нее прототип; на основании этих материалов пишет введение к пояснительной записке;

2) разрабатывает структурную схему машины, подбирает двигатель и функциональные механизмы;

3) определяет удельное энергопотребление на единицу выпускаемой продукции, т. к. без умения оценивать энергопотребление ставить вопрос о его экономии бессмысленно;

4) определяет геометрические размеры звеньев функциональных механизмов, т. е. производит их геометрический синтез;

5) проводит ориентировочную оценку масс звеньев машины, находит их обобщенные инертные свойства для динамического синтеза машины;

6) обеспечивает динамическую устойчивость выполнения заданного машинного технологического процесса, уточняет массу и часть энергии, которую можно рекуперировать (потенциальную составляющую энергии).

Далее выполняют кинетостатический анализ машины, для чего:

1) определяют закон движения главного вала, ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев;

2) находят действующие силы, силы инерции, реакции в кинематических парах;

3) по результатам кинетостатического анализа проводят сравнительную оценку долговечности кинематических пар, вычисляют потери энергии на трение.

Анализ выполняют для одного расчетного положения машины в пределах одного технологического цикла ее работы (один оборот главного вала) с целью отработки методики силового расчета машины и демонстрации его целей.

2. МАШИННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТИПОВЫЕ АНАЛОГИ МАШИН

Проектирование по ТММ и М, согласно излагаемой методике, начинается со знакомства с заданной технологией и образцами машин.

Для облегчения поиска аналогов машин и составления обоснований приводим описания типовых конструкций и технологий [10] – [15].

В случае нехватки времени на проведение полномасштабного поиска преподаватель по образцам может назначить прототип. Задачи проектирования решают путем обоснованных изменений некоторых характеристик подобранного прототипа.

ТИПОВЫЕ АНАЛОГИ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

2.1. Поперечно-строгальный станок [10, с. 237]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок (рис. 2.1) имеет следующие основные узлы (рис. 2.1, *а*): станину, ползун 5 с режущей головкой 6, стол 7. Стругание металла осуществляется закрепленным в режущей головке резцом при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Движение от электродвигателя 8 передается кривошипу 1 через планетарный редуктор 9 и зубчатую передачу Z_4, Z_5 . Преобразование вращательного движения кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение ползуна 5 осуществляется шестизвенным рычажным механизмом, состоящим из кривошипа 1, шатуна 2, качающейся кулисы 3, кулисного камня 4 и ползуна 5. Сопротивление движению ползуна характеризуется диаграммой сил сопротивления (рис. 2.1, *б*). Ход S ползуна выбирается в зависимости от длины обрабатываемой детали с учетом перебегов резца $0,08S$ и может регулироваться при наладке станка.

Во время перебегов резца в конце холостого и начале рабочего ходов происходит перемещение стола с обрабатываемой деталью при помощи ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 12 и качающегося толкателя 13. Поворот толкателя осуществляется дисковым кулачком 14, закрепленным на кривошипном валу. Подача регулируется рычагом, что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и тем самым обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. Для полу-

чения необходимой равномерности движения на главном валу закреплен маховик 15. Циклограмма механизмов показана на рис. 2.1, в.

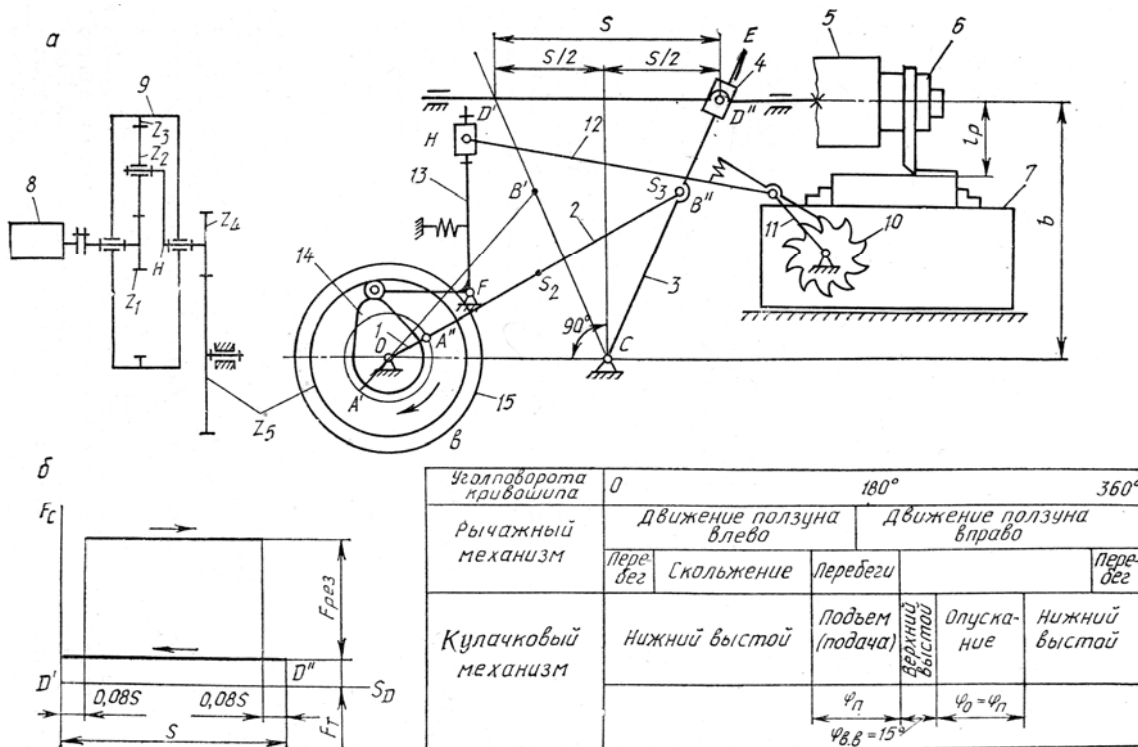


Рис. 2.1. Поперечно-строгальный станок: механизмы и диаграммы

2.2. Поперечно-строгальный станок [12, с. 12]

Назначение и краткое описание механизмов станка

Поперечно-строгальный станок (рис. 2.2) предназначен для строгания поверхностей. Основным механизмом является шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм (рис. 2.2, а), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползунов 4 и 5. Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора 8 и электродвигателя 7. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 2.2, б.

Перемещение стола на величину поперечной подачи производится с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 13, рычага 12 с собачкой, тяги 11 и коромыслового толкателя 10 (рис. 2.2, а). Поворот толкателя 10 осуществляется дисковым кулачком 9, который закреплен на валу 0 кривошипа. Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага ML .

При проектировании кулачкового механизма выбирают закон движения толкателя и осуществляют подачу стола во время перебегов резца

в конце холостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис. 2.2, в).

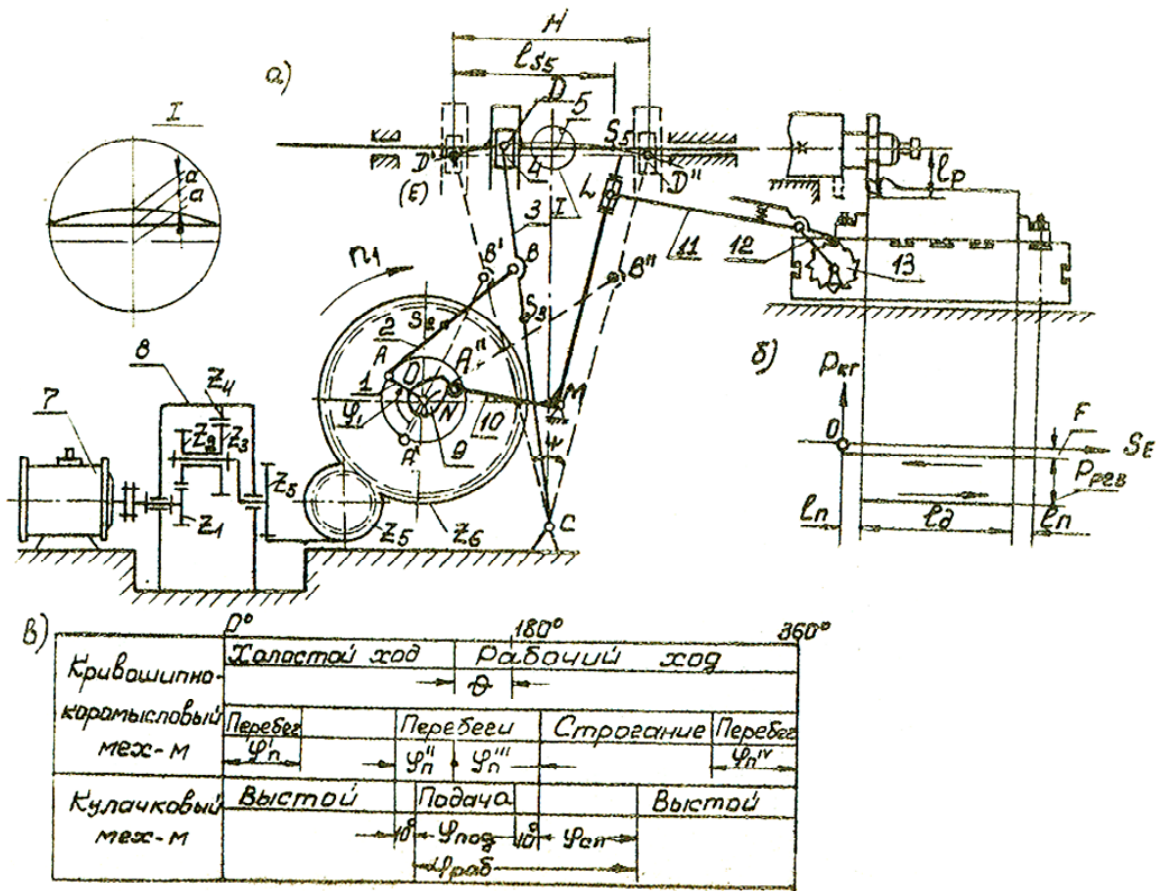


Рис. 2.2. Поперечно-строгальный станок: механизмы и диаграммы

2.3. Поперечно-строгальный станок с качающейся кулисой [11, с. 21]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок (рис. 2.3) предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с резцовой головкой 3, стол 4 (рис. 2.3). Привод состоит из зубчатой передачи Z_4, Z_5 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 2.4, а).

Резание металла осуществляют резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

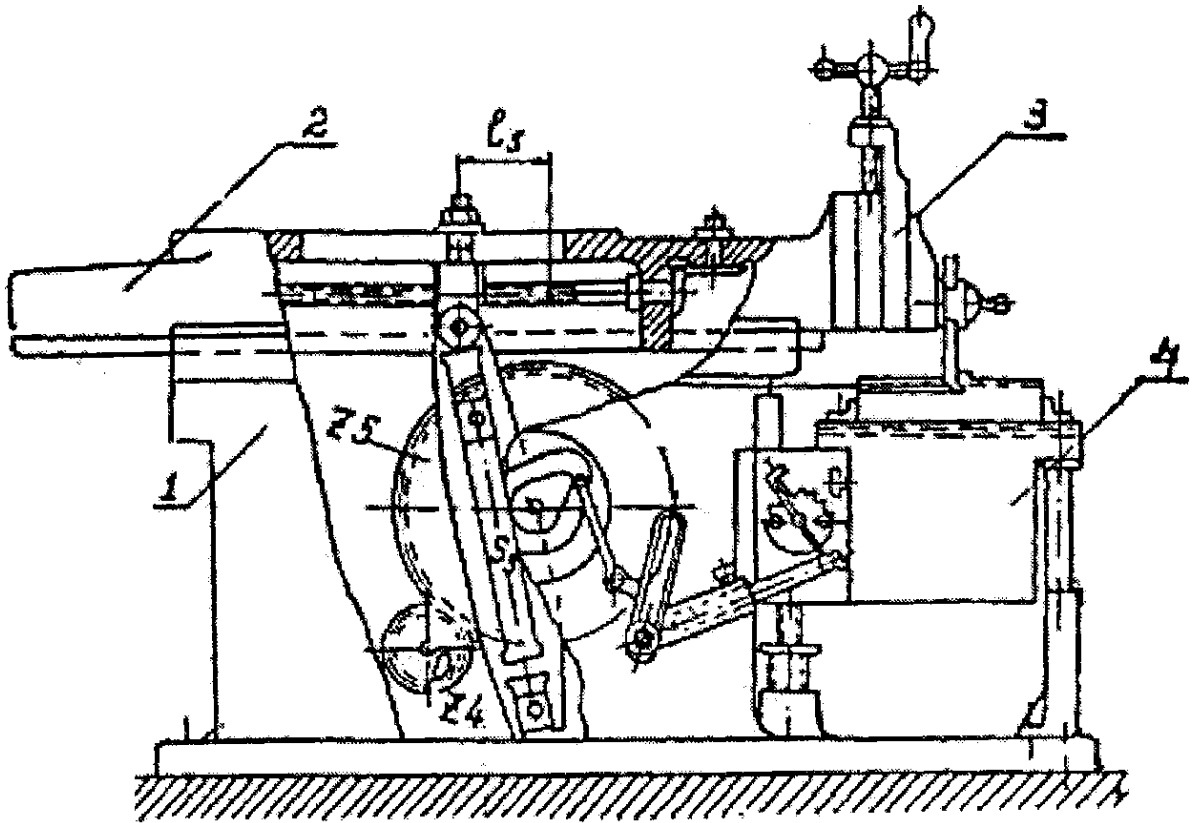


Рис. 2.3. Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

Для движения ползуна с резцовой головкой используют шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, ползунков 4 и 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна показана на рис. 2.4, б. Ход ползуна H выбирают в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Среднюю скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) задают в зависимости от условий обработки и применяемого инструмента.

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину поперечной подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и качающегося толкателя 8 (рис. 2.4, а).

Поворот толкателя 8 осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса Z_5 . Регулирование величины поперечной подачи стола производится путем изменения длины рычага LN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и,

следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обосновать выбор закона движения толкателя (рис. 2.5) и осуществить поперечную подачу резца во время перебега в конце холостого и в начале рабочих ходов в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 2.6.

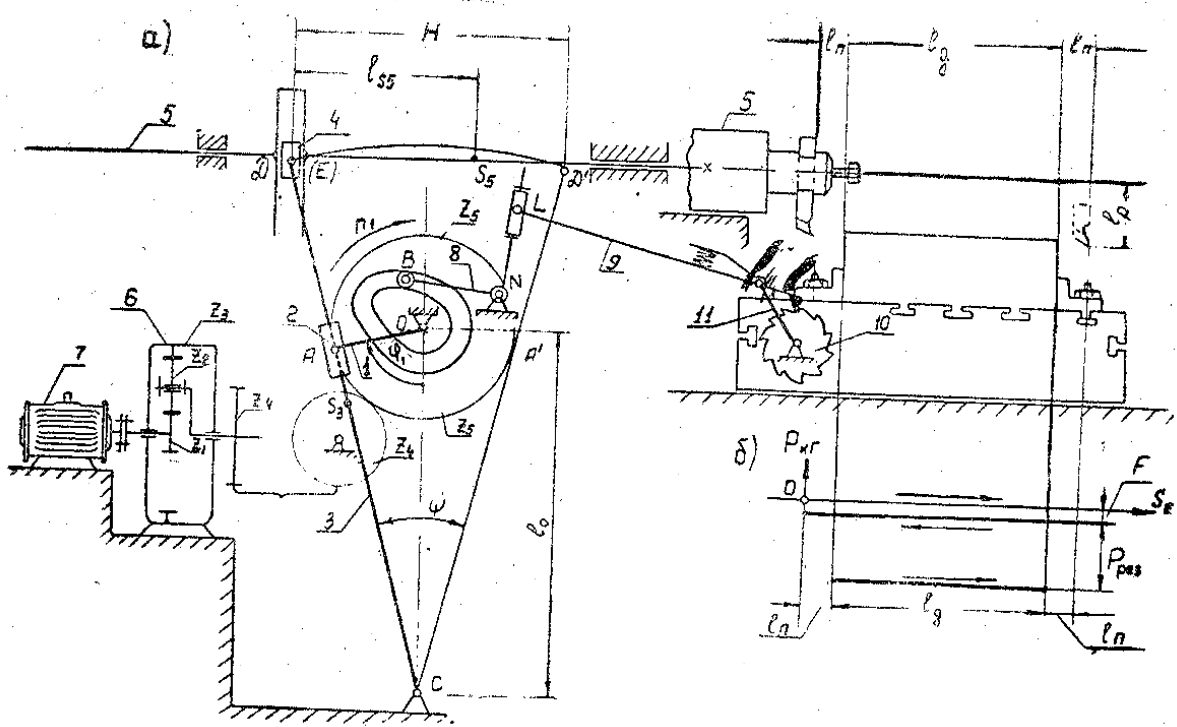


Рис. 2.4: а – схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизма;
б – диаграмма сил сопротивления

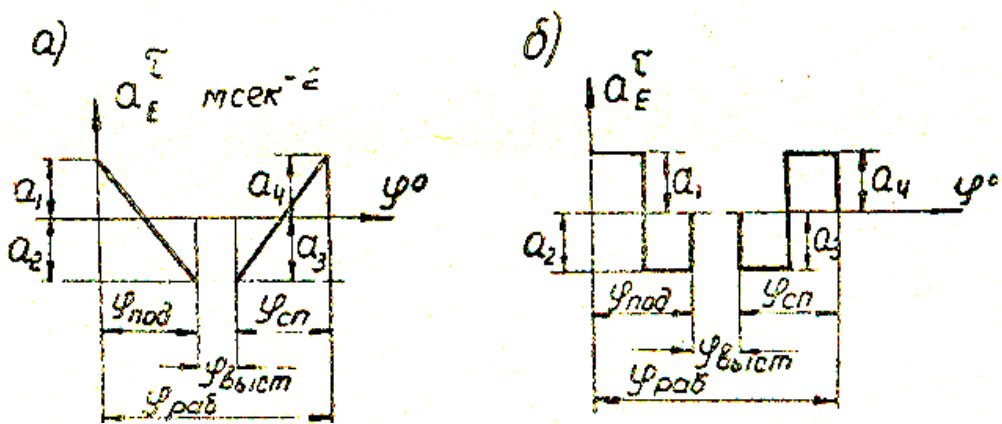


Рис. 2.5. Законы изменения ускорений толкателя кулачкового механизма

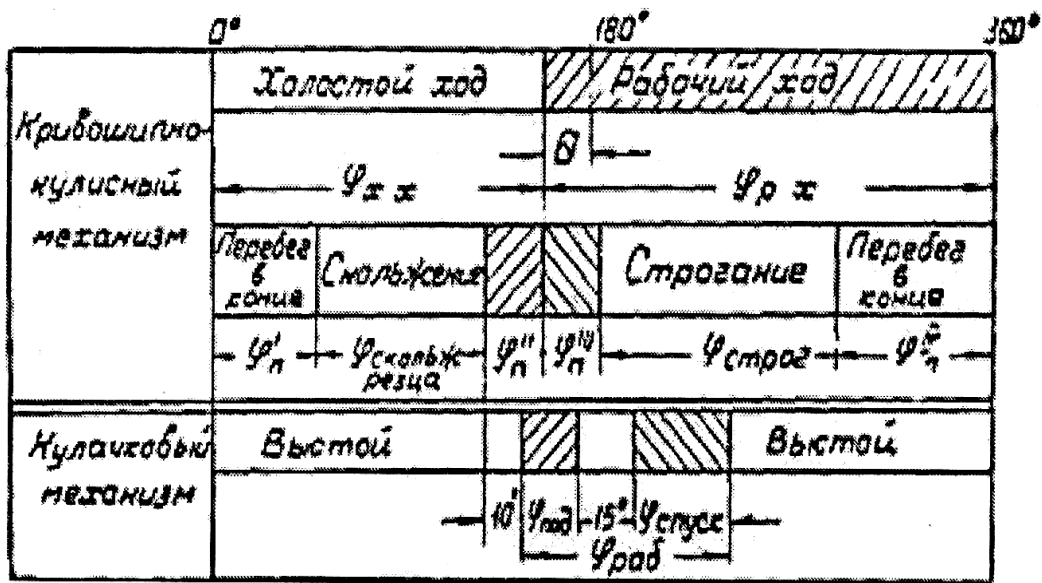


Рис. 2.6. Циклограмма работы механизмов строгального станка

2.4. Поперечно-строгальный станок с качающейся кулисой [11, с. 29]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок (рис. 2.7) предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с резцовой головкой 3, стол 4 (рис. 2.7). Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 2.8, а).

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Для движения ползуна с резцовой головкой используют шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 2.8, б. Ход ползуна H выбирают в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и в конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Среднюю скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) выбирают в зависимости от условий обработки (в т. ч. от стойкости применяемого инструмента).

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину поперечной подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и

качающегося толкателя 8 (рис. 2.8, а). Поворот толкателя 8 осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса Z_6 .

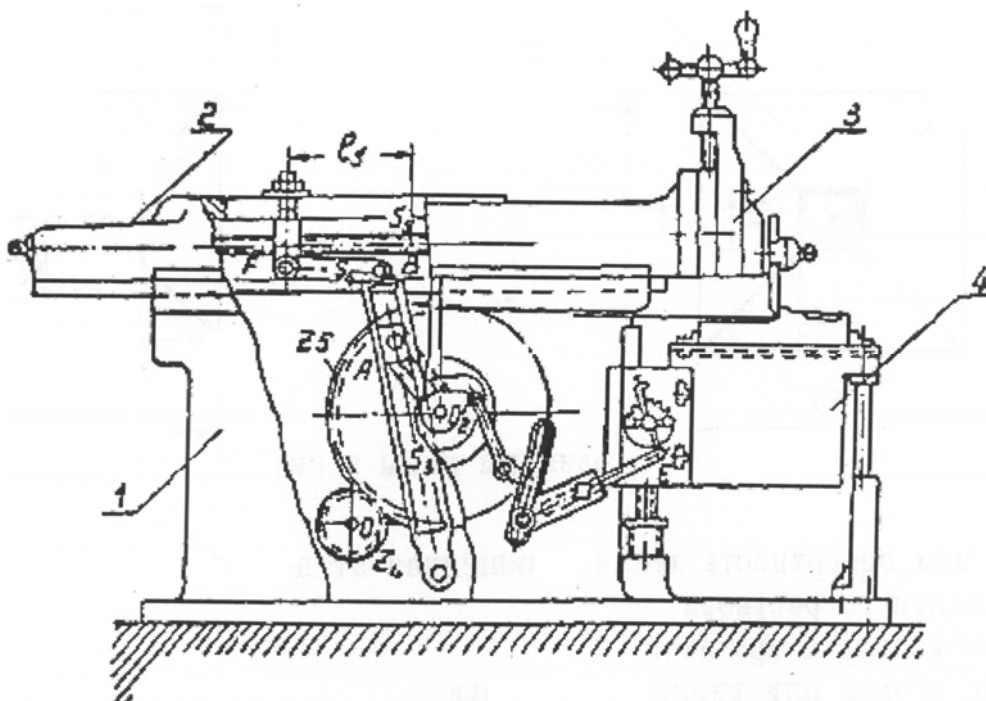


Рис. 2.7. Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

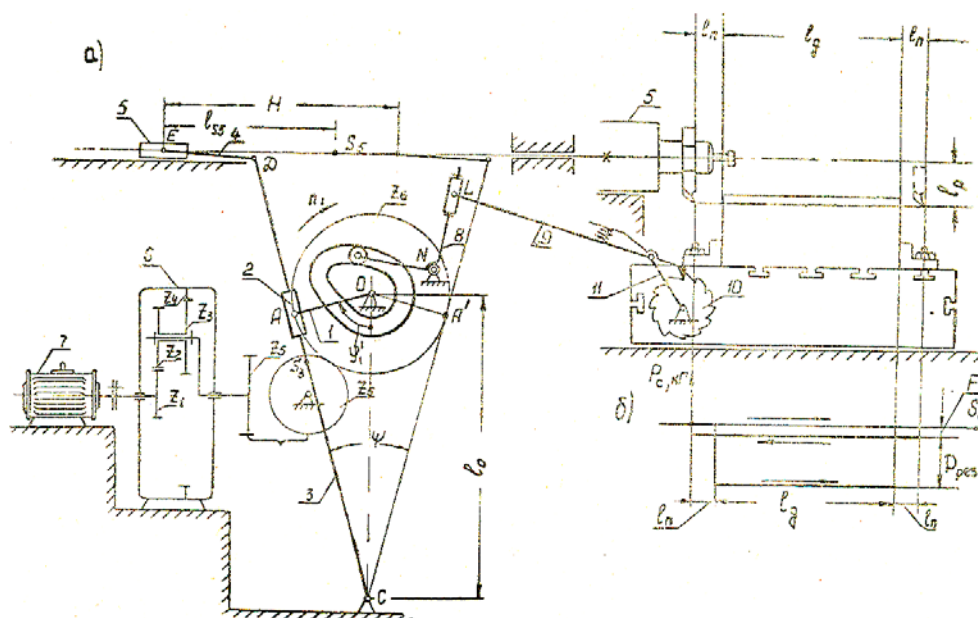


Рис. 2.8: а – схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизма;
б – диаграмма сил сопротивления

Регулирование поперечной подачи стола производится путем изменения длины рычага LN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового

винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обосновать заданный закон движения толкателя (рис. 2.9) и осуществить подачу резца в поперечном направлении в конце холостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис. 2.10).

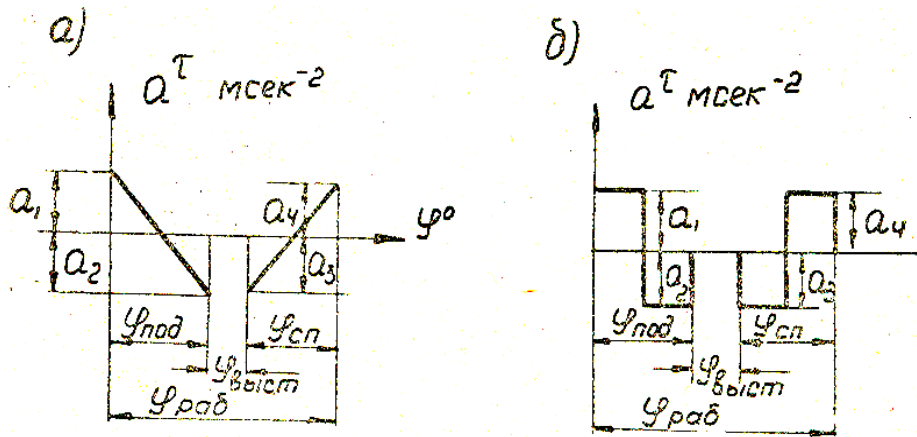


Рис. 2.9. Законы изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

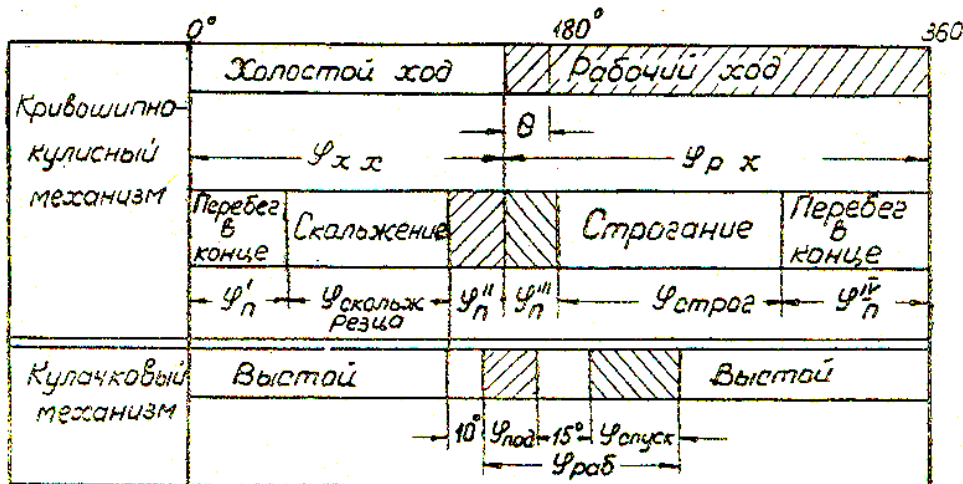


Рис. 2.10. Циклограмма работы механизмов строгального станка

2.5. Поперечно-строгальный станок с вращающейся кулисой [12, с. 32]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Строгальный станок (рис. 2.11) предназначен для строгания плоских поверхностей. Привод станка состоит из электродвигателя, планетарного редуктора и зубчатой передачи (Z_5, Z_6) (рис. 2.11, а). Резание материала производят резцом, закрепленным в резцовой головке, совершающей возвратно-поступательное движение. Для движения резца, укре-

пленного в суппорте ползуна 5, используют шестизвенный кривошипно-кулисный механизм, состоящий из кривошипа 1, кулисного ползуна 2, вращающейся кулисы 3, шатуна 4, ползуна 5. Силы сопротивления, приложенные к звену 5, показаны в виде диаграммы (P_{CS} , S_D) на рис. 2.11, б. Ход H ползуна 5 выбирают в зависимости от длины обрабатываемой детали l_0 с учетом длины перебегов резца l_n в начале и в конце рабочего хода. Среднюю скорость резания $V_{рез}$ выбирают в зависимости от условий обработки. Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола, на котором закрепляют обрабатываемую деталь, с помощью ходового винта на величину поперечной подачи. Поворот этого винта производится посредством кулачкового механизма, состоящего из кулачка 6 и коромыслового толкателя 7, а также храпового механизма, состоящего из звеньев 8 и 9, храпового колеса 10 и собачки 11. Кулачок 6 закреплен на одном валу с кривошипом 1. Регулирование подачи стола осуществляется изменением количества зубьев, захватываемых собачкой 11.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обосновать выбор закона изменения ускорений толкателя (рис. 2.9) и осуществить подачу резца за время его перебегов в соответствии с циклограммой работы механизмов строгального станка (рис. 2.10).

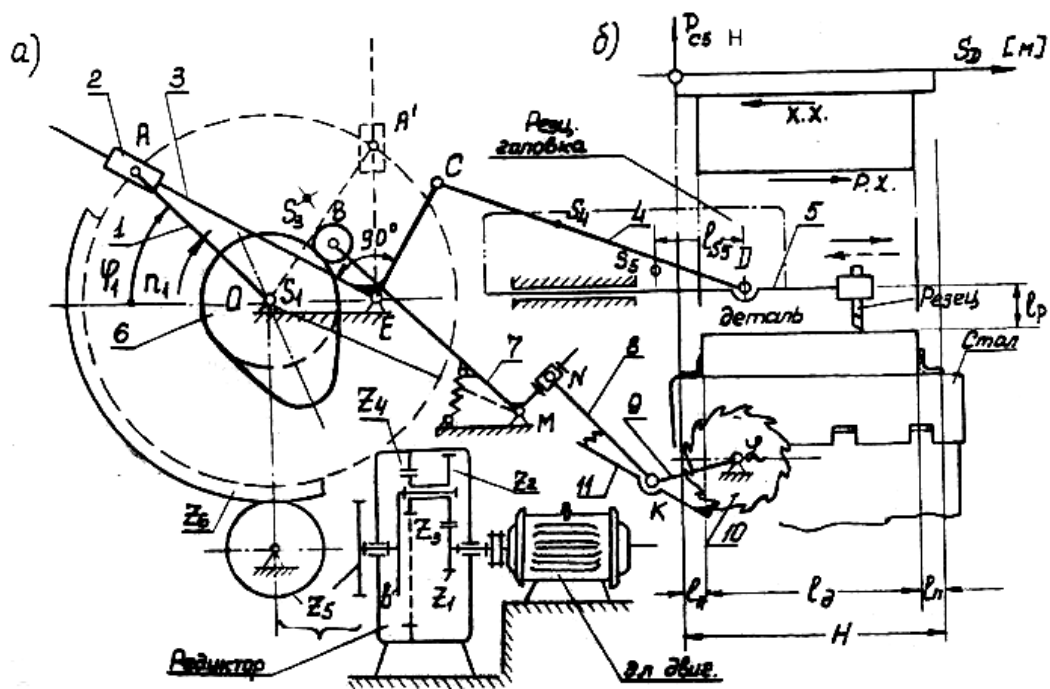
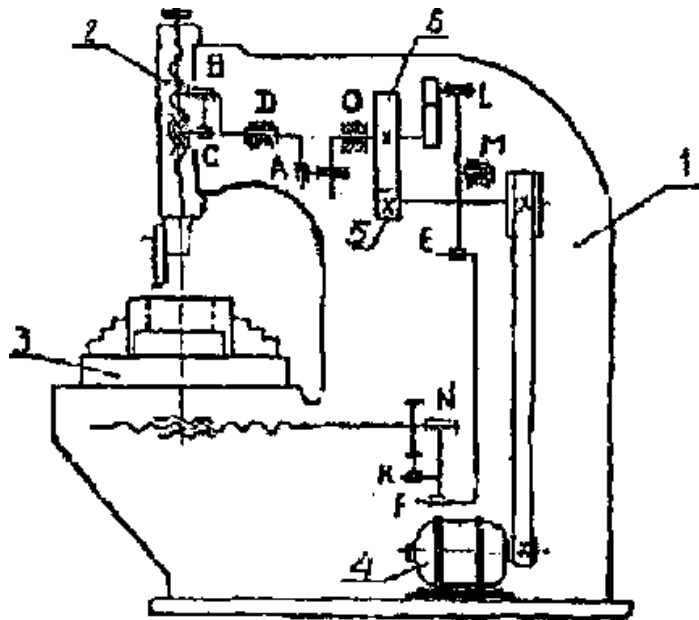


Рис. 2.11. Общий вид поперечно-строгального станка с вращающейся кулисой и его диаграммы

2.6. Долбежный станок с вращающейся кулисой [11, с. 13]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

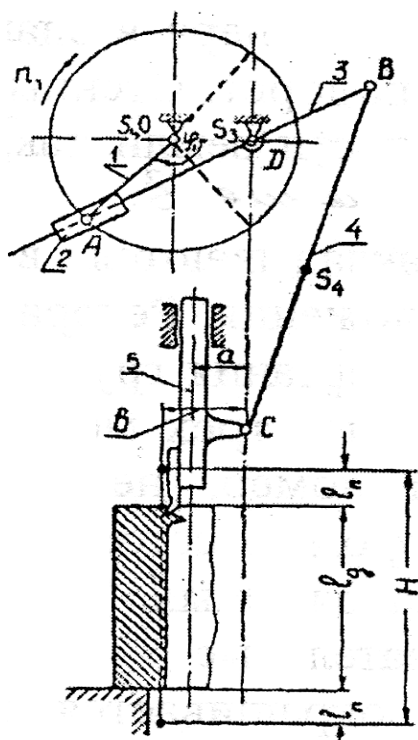
Долбежный станок (рис. 2.12) предназначен для долбления внутренних канавок и пазов в отверстиях



деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей. Основными узлами станка являются: станина 1, ползун с резцовой головкой 2, стол 3, механизм привода и механизм поперечной подачи.

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в вертикальном направлении.

Рис. 2.12. Общий вид долбежного станка с вращающейся кулисой



Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5 (рис. 2.13). Ход ползуна H выбирается в зависимости от длины обрабатываемой поверхности l_0 с учетом перебегов l_n в начале и в конце рабочего хода. Средняя скорость резания $V_{рез}$ (средняя скорость поступательного движения ползуна при рабочем ходе) обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, зубчатой передачи 5, 6 и кривошипно-кулисного механизма (рис. 2.12). Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n_1 , об/мин), определяют по заданной производительности.

Рис. 2.13. Схема кривошипно-кулисного механизма с вращающейся кулисой

Дисковый кулачок, сидящий на одном валу с кривошипом, осуществляет поворот храпового колеса, приводящего в движение механизм поперечной подачи стола (рис. 2.14).

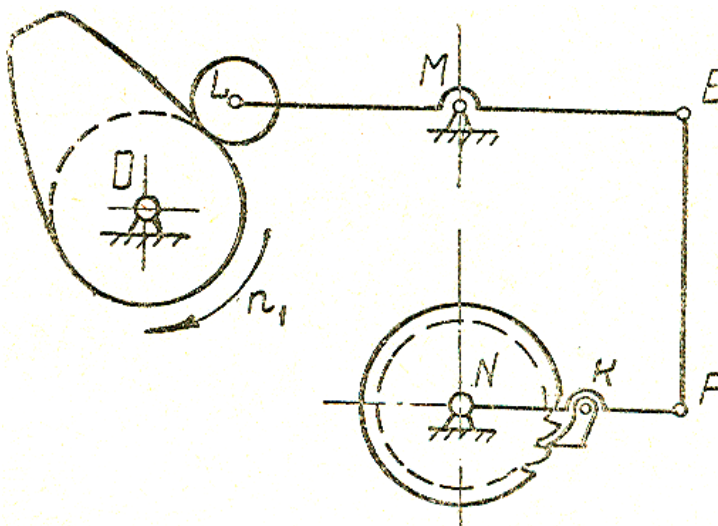


Рис. 2.14. Схема кулачкового механизма поперечной подачи стола

При проектировании кулачкового механизма необходимо обосновать выбор закона изменения ускорения толкателя (рис. 2.15) и осуществить поперечную подачу заготовки во время верхнего перебега резца (в конце холостого и в начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 2.16.

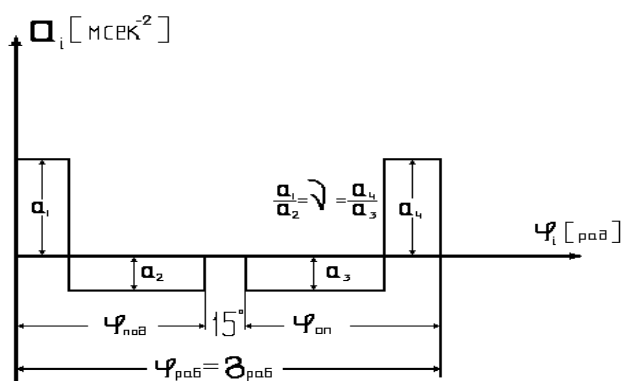


Рис. 2.15. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

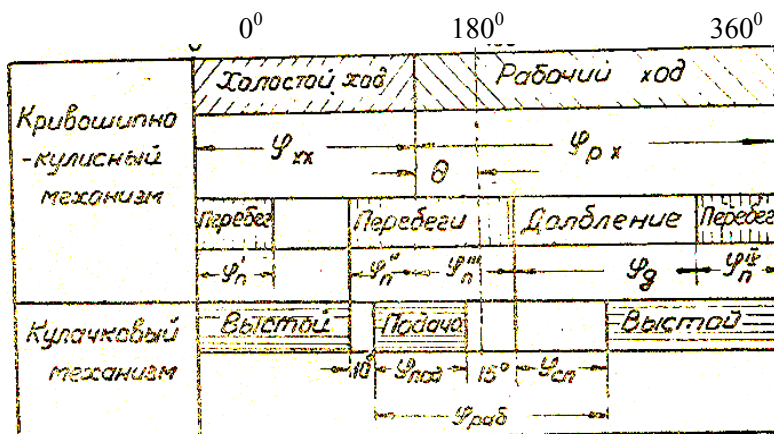


Рис. 2.16. Циклограмма работы механизмов долбежного станка

2.7. Долбежный станок с качающейся кулисой [11, с. 5]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

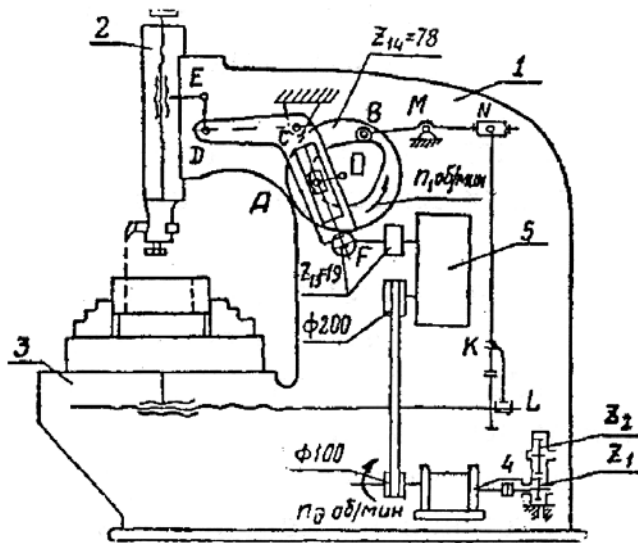


Рис. 2.17. Общий вид долбежного станка с качающейся кулисой

Долбежный станок (рис. 2.17) предназначен для долбления пазов и внутренних канавок в отверстиях деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей.

Станок имеет следующие основные узлы: станину 1, ползун 2 с резцовой головкой, стол 3, электродвигатель 4, коробку скоростей 5 и передаточные механизмы.

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в вертикальном направлении. Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, поводка 4 и ползуна 5 (рис. 2.18).

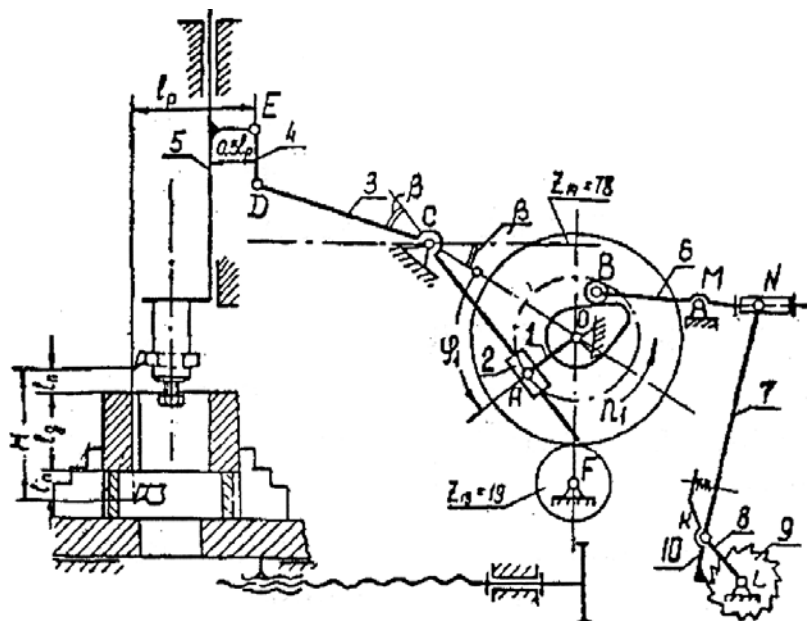


Рис. 2.18. Схема кривошипно-кулисного механизма движения резца и кулачкового механизма подачи стола долбежного станка

Ход ползуна H выбирают в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Среднюю скорость резания $V_{рез}$ (скорость поступательного движения при рабочем ходе ползуна) выбирают в зависимости от условий обработки и обеспечивают при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, коробки скоростей 5, зубчатой передачи и кулисного механизма (рис. 2.17). Подачу охлаждающей жидкости в зону резания обеспечивает шестереночный насос Z_1, Z_2 (рис. 2.17) и системы трубопроводов.

Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборотов кривошипа n_1 , определяют по заданной производительности.

Во время перебега в конце холостого и начале рабочего ходов (циклограмма на рис. 2.19) осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового пинта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 9, рычага 8 с собачкой 10, тяги 7 и толкателя 6 (рис. 2.18).

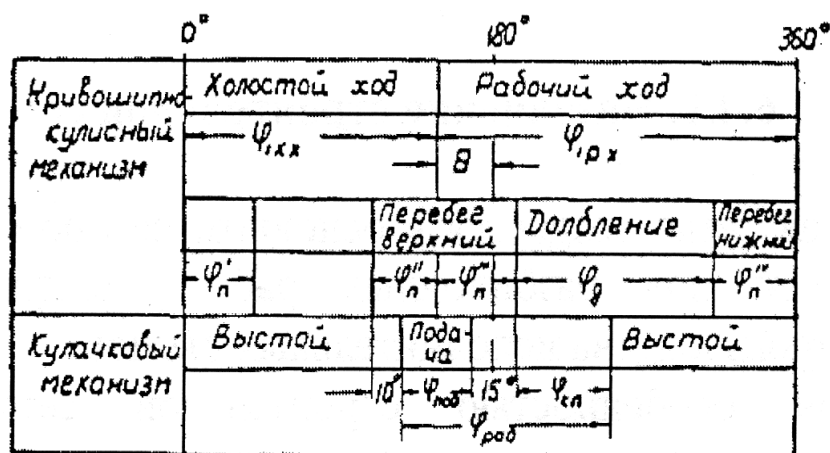


Рис. 2.19. Циклограмма работы механизмов долбежного станка

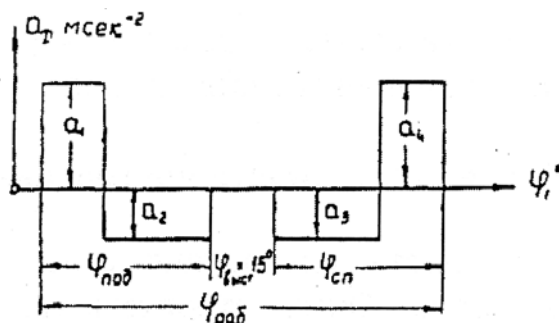


Рис. 2.20. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

Поворот толкателя 6 осуществляется от дискового кулачка, закрепленного на одном валу с кривошипом. Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага MN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить реализацию заданного закона изменения ускорения при движении толкателя (рис. 2.20) и осуществить поперечную подачу заготовки во время верхнего перебега резца (в конце холостого и начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой (рис. 2.19).

2.8. Зубострогальный станок для нарезания конических колес

[10, с. 242], [12, с. 8]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Нарезание зубьев колеса на зубострогальном станке (рис. 2.21) производится двумя резцами, совершающими возвратно-поступательное движение и работающими попеременно. Обкаточное движение осуществляется вращением резцовой головки III совместно с резцами и вращением заготовки IV (рис. 2.21, а). Длину хода резцов H , установленных на ползунах 5 и 7 механизма строгания, определяют в зависимости от длины зуба b , нарезаемого колеса и длины перебегов l_n в начале и в конце хода ползунунов. Средняя скорость движения ползунунов определяется скоростью резанья $V_{ср}$. Ползуны 5 и 7 перемещаются относительно направляющих, расположенных в резцовой головке III станка и устанавливаемых под углом ψ . Движение ползунунов 5 и 7 осуществляется при помощи восьмизвенного рычажного механизма, представляющего собой соединение шарнирного четырехзвенника (звенья 1, 2, 3) с кулисно-ползунным механизмом (звенья 3, 4, 5, 6, 7). Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя I через планетарный редуктор II и конические зубчатые передачи Z_6, Z_7 и Z_8, Z_9 . Реверсивное вращение механизмов обката производится переменным включением зубчатых передач Z_{10}, Z_{11}, Z_{12} и Z_{13}, Z_{14} с помощью роликов 9 и собачек 11, вводимых в зацепление кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 8 и коромыслового толкателя 10. При проектировании линии движения ползунунов принято считать параллельными, отстоящими от оси C на расстояние l_p (принять угол $\psi = 0$). При проектировании кулачка механизма необходимо обеспечить реализацию заданного закона изменения ускорений толкателя (рис. 2.21, б).

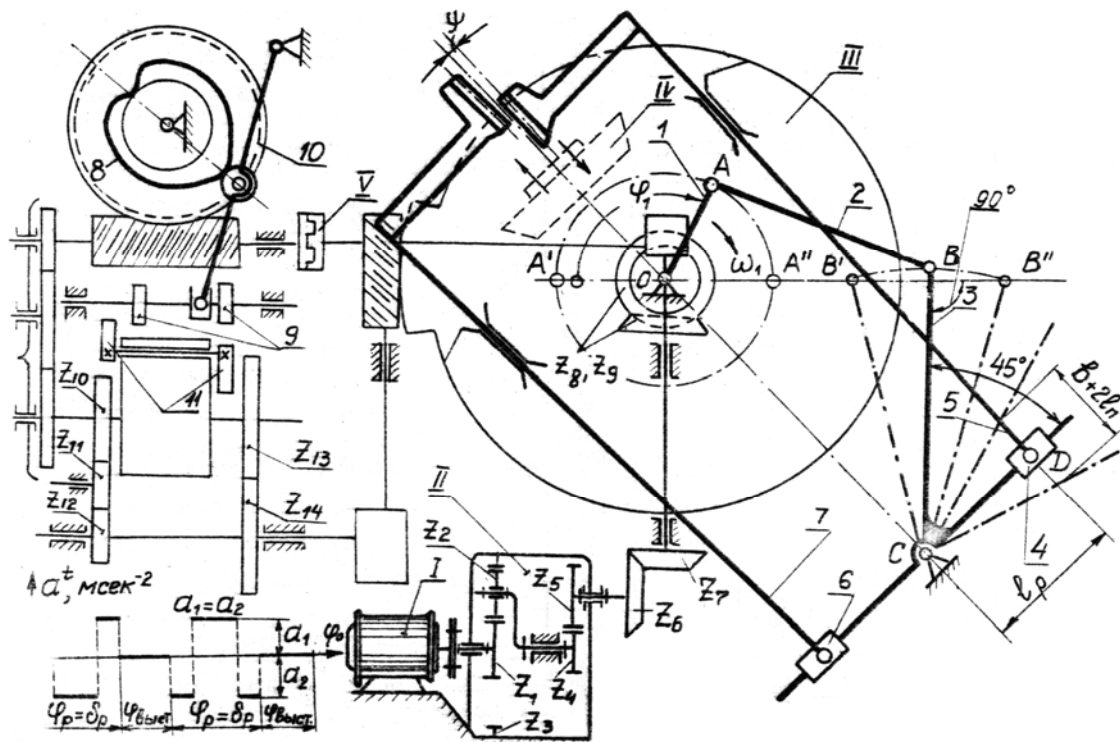


Рис. 2.21. Общий вид зубострогального станка

2.9. Зубодолбежный станок [10, с. 240]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Зубодолбежный станок (рис. 2.22, а) предназначен для нарезания цилиндрических зубчатых колес, работает по методу обкатки, воспроизводя зацепление двух колес, одно из которых является инструментом (долбяк 1), а второе – заготовкой (2).

Долбяк получает возвратно-поступательное движение от электродвигателя M через клиноременную передачу 5, коробку скоростей 4, рычажный механизм 3 и две одинаковые реечные передачи Z_{13} / Z_{14} и Z_{15} / Z_{16} . При движении вниз долбяк снимает стружку. График сил резания показан на рис. 2.22, в. Рычажный механизм (рис. 2.22, б) состоит из кривошипа r , шатуна l , качающейся кулисы d . Шатун выполнен заодно с рейкой. Ход долбяка регулируется изменением радиуса кривошипа r . Заготовка крепится в шпинделе стола 6. Соотношение чисел оборотов долбяка и заготовки обеспечивается цепью обкатки: $Z_{11} / Z_{12} - Z_7 / Z_8 - Z_9 / Z_{10}$ (передаточное число U_2) и Z_{25} / Z_{26} (передаточное число U_1). Круговая подача долбяка регулируется изменением передаточного числа U_1 , пары сменных колес. Включению круговой подачи предшествует радиальная подача шпиндельной головки для обеспечения врезания долбяка в заготовку на

требуемую глубину. Радиальная подача осуществляется от вала кривошипа через кинематическую связь «кулачок – винтовая пара» в виде цепи Z_1 / Z_2 (передаточное число U_3), передачи $Z_{17} / Z_{18} - Z_{19} / Z_{20} - Z_{21} / Z_{22}$. К началу холостого хода на участке перебега долбья заготовка отводится от инструмента, а к началу рабочего хода стол опять возвращается в исходное положение. Это движение обеспечивается механизмом отвода стола, привод которого осуществляется от коробки скоростей через кулачковый механизм (рис. 2.22, з) и систему рычагов, причем угловая скорость кулачка равна угловой скорости кривошипа рычажного механизма.

Циклограмма станка показана на рис. 2.22, д.

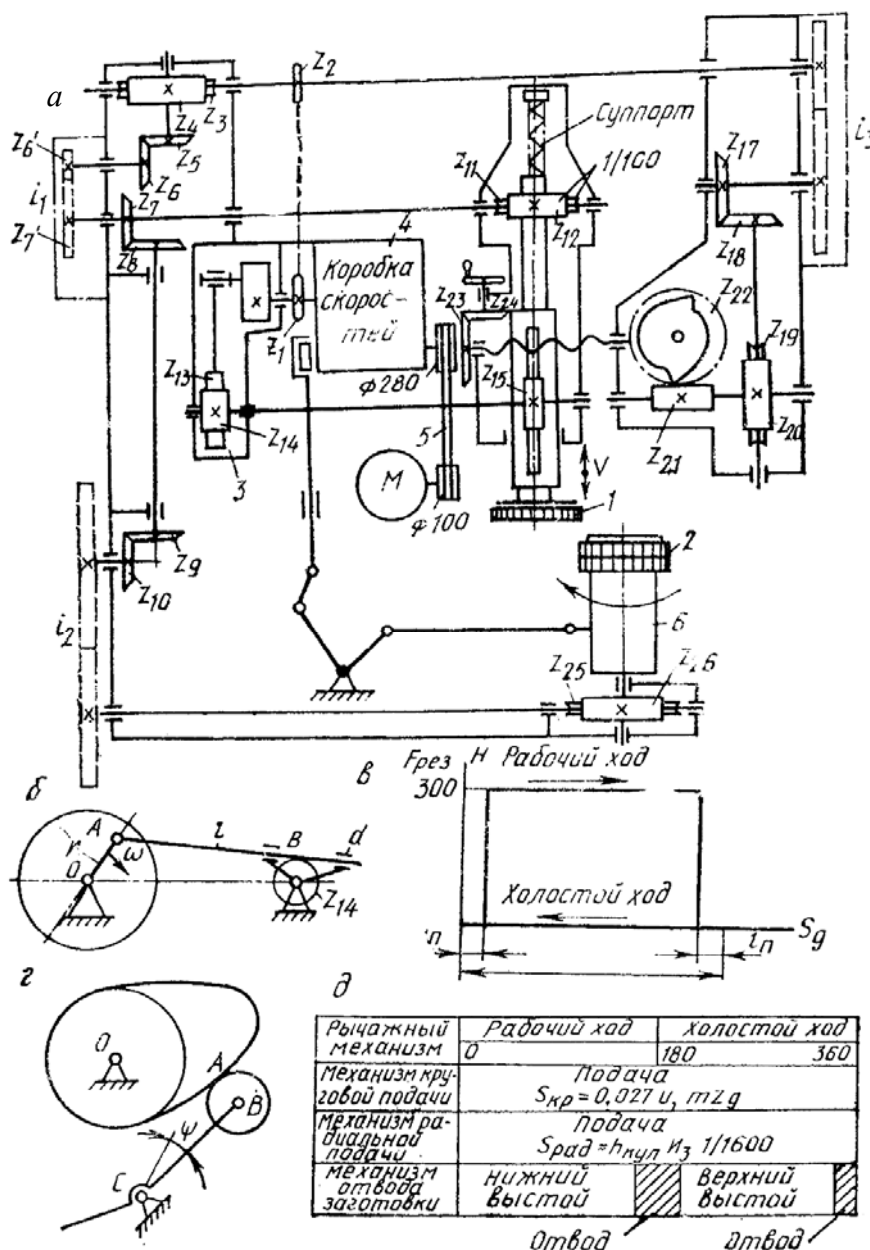


Рис. 2.22. Зубодолбежный станок: механизмы и диаграммы

2.10. Гайковырубной автомат [13, с. 15]

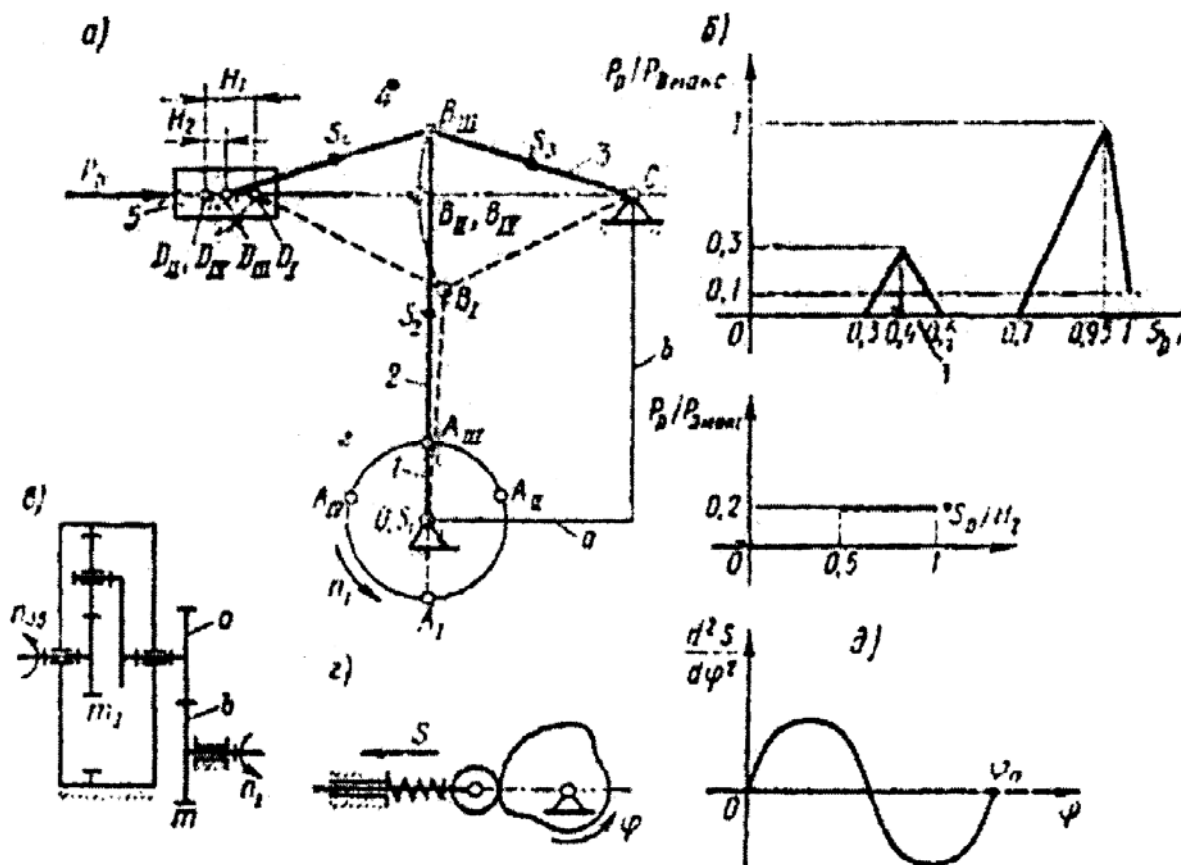


Рис. 2.23. Механизмы и схемы гайковырубного автомата:
 а – рычажный механизм перемещения ползуна с пуансоном;
 б – график силы сопротивления, приложенной к пуансону;
 в – схема планетарной и простой ступеней редуктора;
 г – схема кулачкового механизма перемещения матриц;
 д – синусоидальный закон изменения аналога ускорения толкателя

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Гайковырубной автомат (рис. 2.23) предназначен для изготовления гаек из полосовой стали. Движение от электродвигателя через планетарный редуктор b и зубчатую передачу ab передается на кривошип OA шестизвенного механизма $OABCA$. Во время длинного хода H_1 ползуна 5 влево, начиная с положения механизма $A_1B_1D_1$ и заканчивая положением $A_{11}B_{11}D_{11}$ с помощью пуансонов, закрепленных на ползуне 5, и матрицы на ползуне-челноке производятся операции:

1) вырубка уголков в полосе, которая подается в зону штамповки с помощью механизма подачи;

- 2) пробивка отверстий под резьбу;
- 3) отрубка гаек от полосы;
- 4) чеканка фаски.

После этого ползун 5 совершает короткий ход H_2 вправо до положения механизма $A_{III}B_{III}D_{III}$, во время которого челнок-ползун, до этого неподвижный, перемещается вверх и выставляет на позицию штамповки калибровочную матрицу для граней гайки. Далее ползун 5 совершает короткий ход влево (до положения механизма $A_{IV}B_{IV}D_{IV}$), во время которого и производится зачистка граней гайки (калибровка).

График изменения усилий $\frac{P_D}{P_{D_{max}}}$, действующих на ползун 5 при ра-

боте автомата, показан на рис. 2.23, б. Во время длинного обратного хода ползуна 5 вправо осуществляется отвод калибровочной матрицы вниз. Челнок-ползун с матрицами приводится в движение кулачковым механизмом (рис. 2.23, г). Пружина возвращает челнок в исходное положение.

Требуемый закон изменения ускорений толкателя показан на рис. 2.23, д.

2.11. Чеканный пресс [15, с. 19]

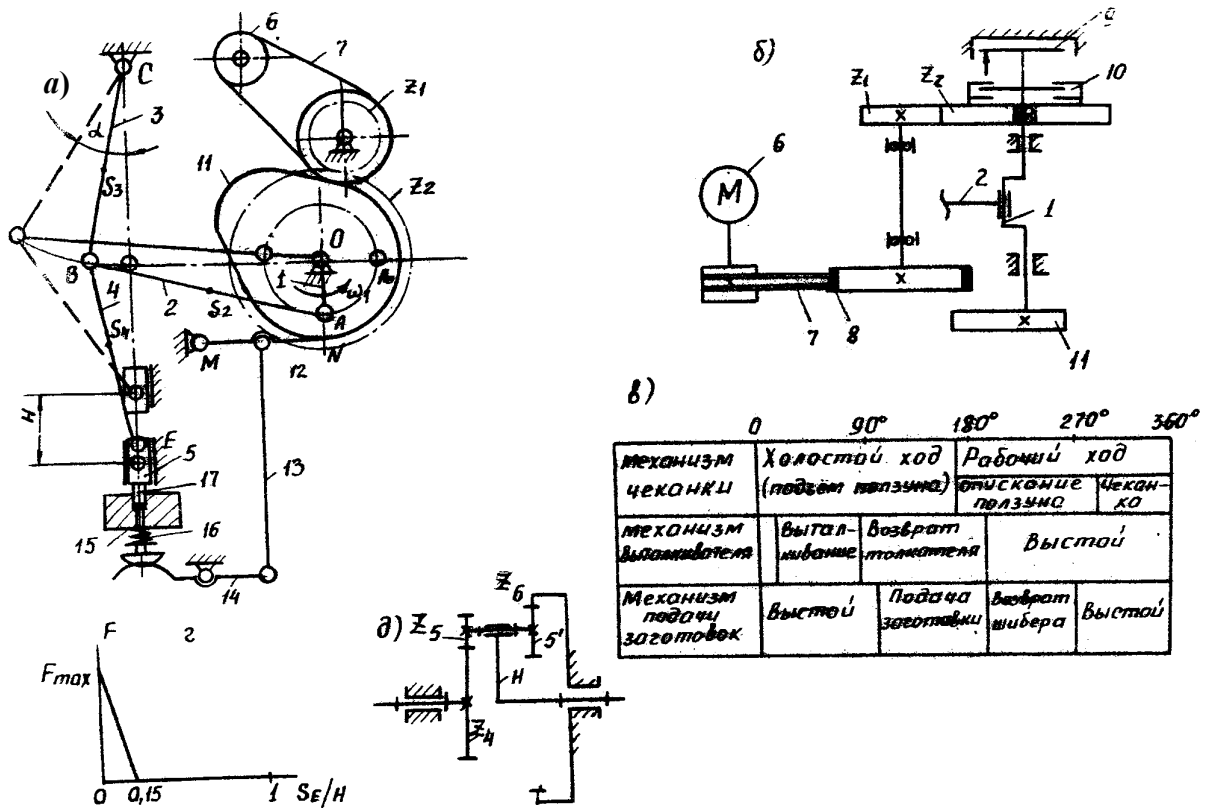


Рис. 2.24. Чеканный пресс: механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Чеканный пресс (рис. 2.24, *a*) предназначен для выполнения операций холодной и горячей обработки, чеканки и т. п.

Операция штамповки осуществляется пуансоном 17, установленным на ползуне 5 рычажного механизма, состоящего из звеньев 1, 2, 3, 4, 5 и обеспечивающего невысокую скорость деформирования в конце хода ползуна, где происходит чеканка, передающего большие усилия на инструмент в конце рабочего хода. Кривошип I приводится во вращение электродвигателем 6 через ременную передачу 7, зубчатую пару Z_1, Z_2 , муфту 10. Остановка кривошипно-ползунного механизма происходит при отключении муфты 10 и тормоза 9.

Заготовка в зону штамповки подается с помощью шибберной подачи. Выталкивание отштампованного изделия из матрицы осуществляется рычагом 15, приводимым от кулачково-коромыслового механизма 11 – 12. В исходное состояние выталкивающее устройство возвращается под действием пружины 16.

Циклограмма механизмов чеканного пресса показана на рис. 2.24, *в*. График изменения усилий F на ползуне 5 приведен на рис. 2.24, *г*.

2.12. Кривошипно-коленный пресс [12, с. 24]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Кривошипно-коленный пресс (рис. 2.25, *a*) предназначается для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (основной) механизм 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-коромысловым. Коромысло 3 выполнено в виде шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма пресса увеличивается. Коленчатый вал I высадочного механизма приводится в движение электродвигателем 11 при помощи планетарного редуктора 12 и зубчатой передачи Z_5, Z_6 . Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном, совершая по вертикали возвратно-поступательные движения, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 2.25, *в*; значения усилий высадки – на рис. 2.25, *г*. Подача заготовки производится на холостом ходу (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу 1, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (рис. 2.25, *a*).

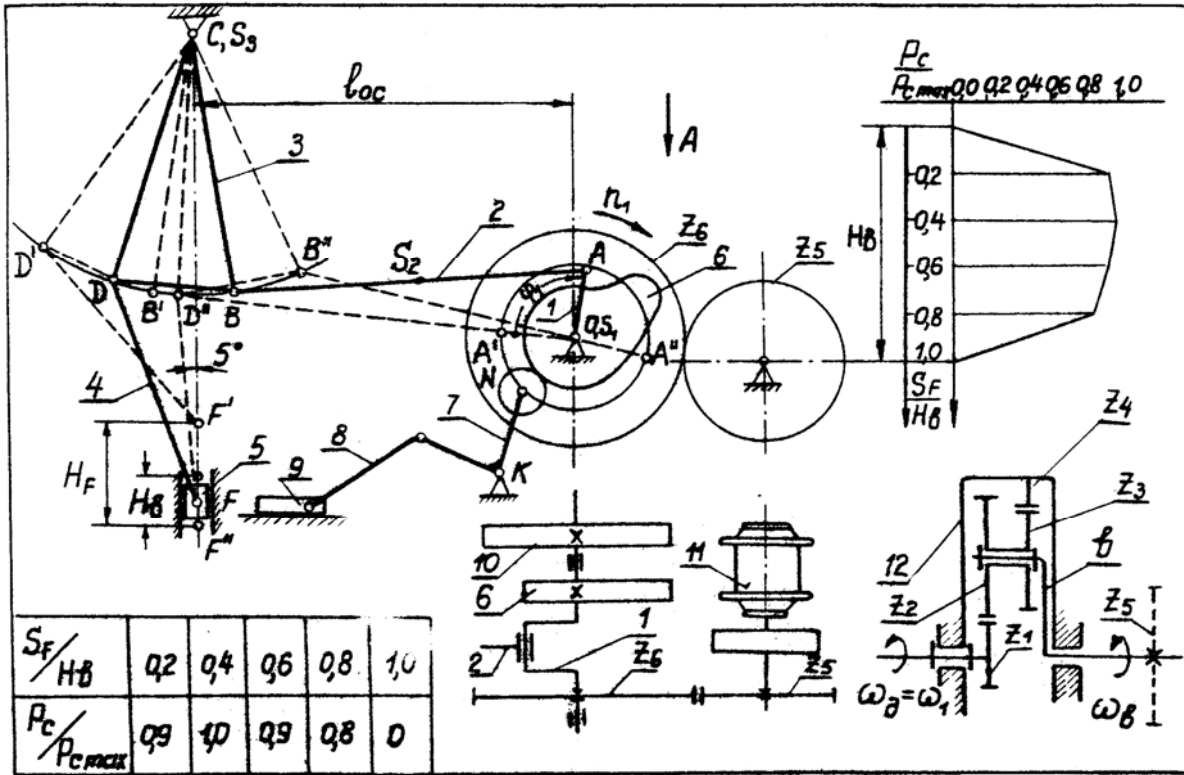


Рис. 2.25. Кривошипно-коленный пресс: механизмы и диаграммы

2.13. Пресс-автомат для холодного выдавливания [10, с. 223]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Пресс-автомат (рис. 2.26, а) предназначен для получения изделий методом выдавливания. Деформация заготовки осуществляется пуансоном 18, установленным на ползуне 5 кривошипно-коленного механизма, состоящего из звеньев 1 – 2 – 3 – 4 – 5 (рис. 2.26, б). Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем 6 через планетарную передачу $Z_1 - Z_2 - Z_3 - H$, зубчатые колеса Z_4 и Z_5 . Из бункера 16 заготовки по лотку 17 поступают в механизм подачи, включающий кулачок 13, шибер 15 с роликом 14. Шибер подает заготовку в зону штамповки, затем пуансон 18 заталкивает ее в матрицу 19. Готовое изделие удаляется из матрицы выталкивателем 11, движение которого обеспечивается посредством кулачка 7, установленного на валу кривошипа 1, через ролик 8, толкатель 9 и рычаг 10.

Циклограмма механизмов пресса-автомата приведена на рис. 2.26, д, график изменения усилия F на ползуне 5 – на рис. 2.26, в.

Синтезу подлежит кулачковый механизм выталкивания заготовки (рис. 2.26, з).

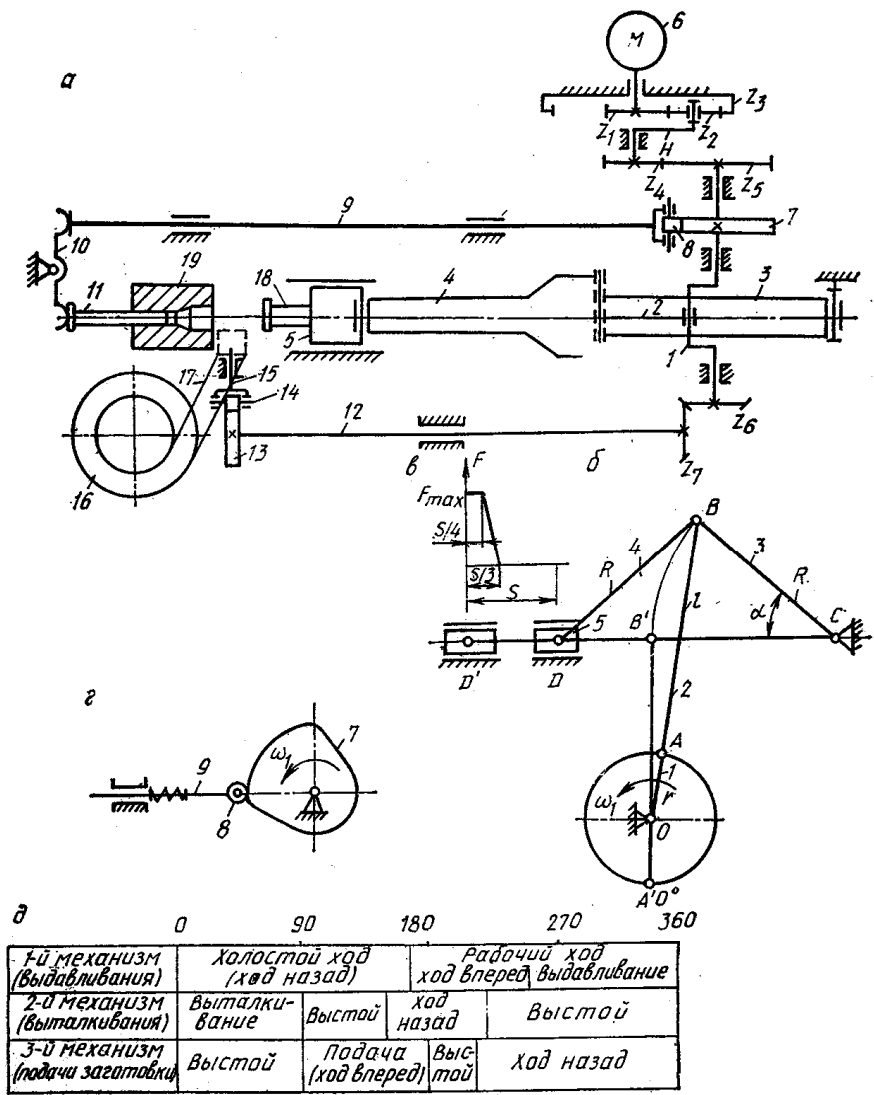


Рис. 2.26. Пресс-автомат для холодного выдавливания

2.14. Пресс-автомат с плавающим ползуном [10, с. 225]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Пресс-автомат с плавающим ползуном (рис. 2.27, а) предназначен для операций гибки и вырубки. Движение от электродвигателя 11 через планетарный редуктор $Z_1 - Z_2 - Z_3 - H$ и зубчатую пару $Z_4 - Z_5$ передается на вал кривошипа 1 (рис. 2.270, б). Рычажный механизм звеньев 1 - 2 - 3 - 4 - 5 обеспечивает движение ползуна 4 по эллиптической кривой. Подача ленты 6 осуществляется с помощью подвижного прижима 7, установленного на ползуне 4. Штамповка материала пуансоном 10 происходит в процессе подачи ленты. На холостом ходу лента фиксируется неподвижным прижимом. Резка отходов ведется ножом, установленным на толкателе 9 кулачкового механизма 8, 9.

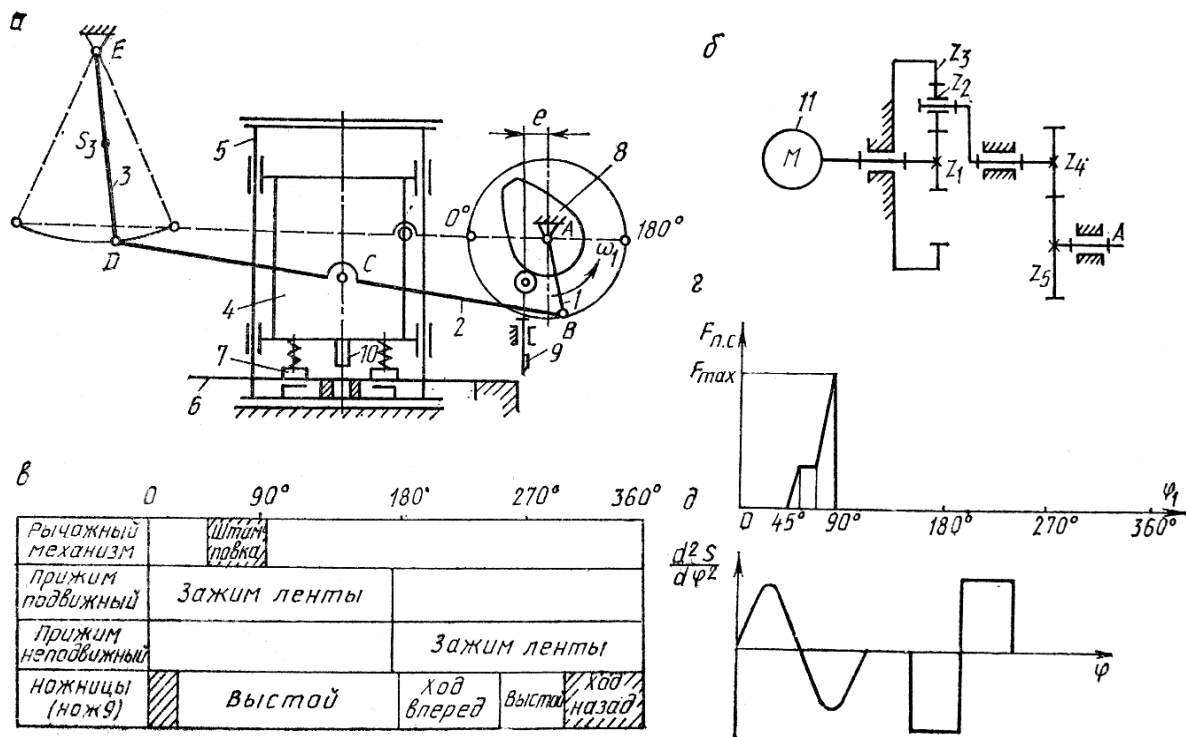


Рис. 2.27. Пресс-автомат с плавающим ползуном

Циклограмма работы пресса-автомата дана на рис 2.27, в; закон изменения ускорения ножа показан на рис. 2.27, д; усилие штамповки изменяется в соответствии с графиком, приведенным на рис. 2.27, г.

2.15. Вытяжной пресс-автомат [14, с. 61]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Пресс-автомат (рис. 2.28) предназначен для вытяжки изделий из тонкого листового или полосового металла. Деформация заготовки осуществляется в матрице пуансоном, установленным на ползуне 5 кривошипно-коленного механизма, состоящего из звеньев 1 – 2 – 3 – 4 – 5 (рис. 2.28, а). Распределение усилий вытяжки представлено на диаграмме (рис. 2.28, б.).

Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем через ступенчатую передачу, включающую планетарные и простую ступени (рис. 2.28, в.). Схема кулачкового механизма выталкивателя готовых деталей приведена на рис. 2.28, г. Кулачок сидит на валу кривошипа 1 и выталкивает деталь через систему рычагов, как только пуансон покинет матрицу (на холостом ходу).

На рис. 2.28, д показан график изменения аналога ускорений коромысла кулачкового механизма.

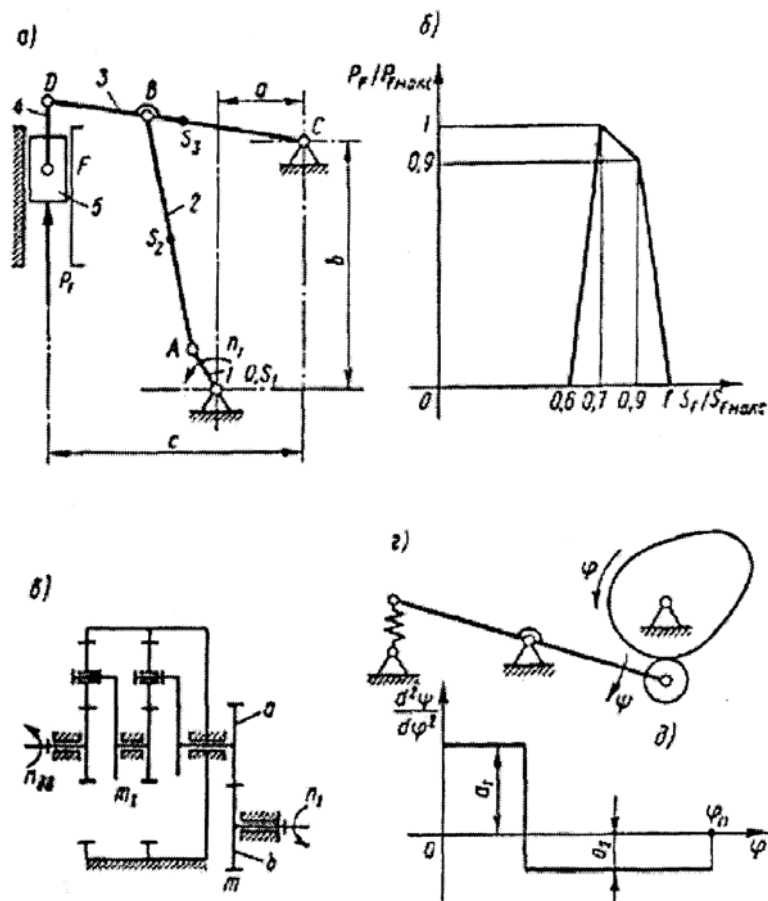


Рис. 2.28. Вытяжной пресс-автомат: схемы и диаграммы

2.16. Вытяжной пресс-автомат с выровненным ходом [14, с. 88]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Пресс-автомат (рис. 2.29) предназначен для вытяжки изделий из тонкого листового или полосового металла с прижимом заготовки. Деформация заготовки осуществляется в матрице пуансоном, установленным на ползуне 5 двухкривошипного коленного механизма, состоящего из звеньев 1 – 2 – 3 – 4 – 5 (рис. 2.29, а). На рис. 2.29, а представлена диаграмма изменения усилий вытяжки.

Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем через ступенчатую передачу (рис. 2.29, б), включающую планетарную и простую ступени. Кулачковый механизм зажимного устройства прижимает деталь к столу во время ее обработки пуансоном в матрице. Кулачок посажен на вал кривошипа 1. График изменения аналога ускорений изображен на рис. 2.29, в.

Наличие в механизме второго кривошипа 3 позволяет сократить до минимума количество звеньев с возвратно-поступательным движением,

увеличить маховые массы пресса и запас кинетической энергии звеньев, повысить динамическую устойчивость работы автомата.

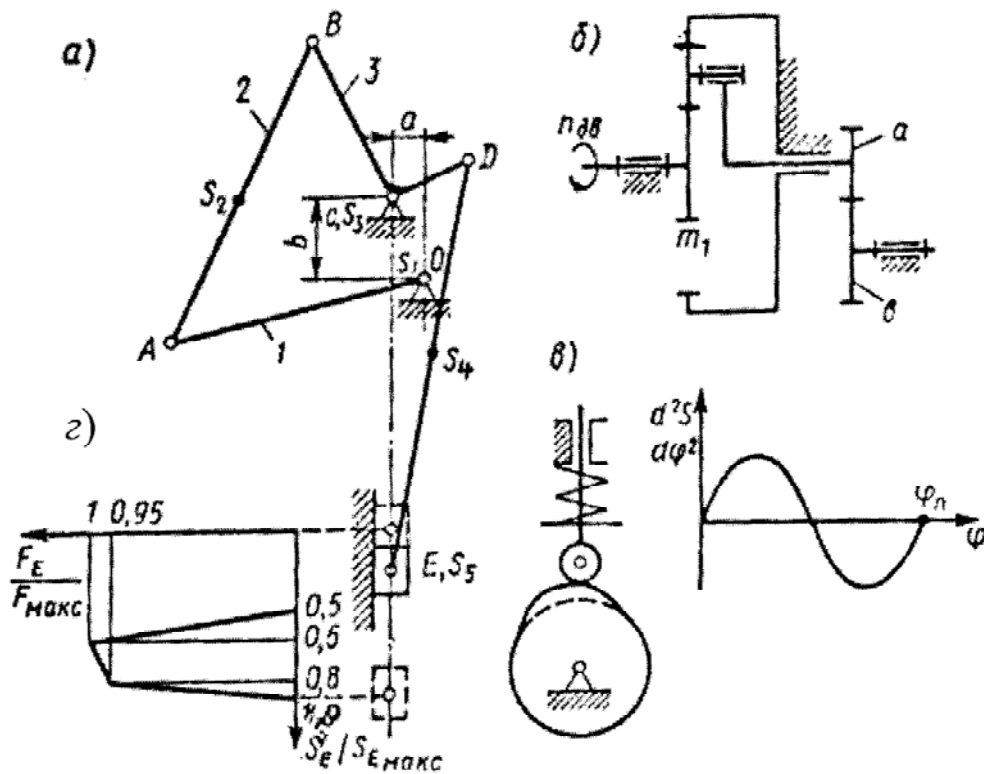


Рис. 2.29. Вытяжной пресс-автомат с выровненным ходом: схемы и диаграммы

2.17. Брикетировочный автомат [12, с. 28]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Брикетировочный автомат (рис. 2.30) предназначен для прессования брикетов из различных материалов, например, из металлических опилок и стружки. Основным механизмом автомата является кулисный механизм (рис. 2.30, а). Движение от электродвигателя 13 через планетарный редуктор 12 передается кривошипу 1, который скользит вдоль кулисы 3, заставляя ее совершать возвратно-вращательные движения вокруг опоры С. Через шатун 4 движение передается ползуну 5, производящему прессование (брикетирование) материала. Диаграмма сил сопротивления, действующих на ползун 5 при прессовании, представлена на рис. 2.30, б. Данные для построения указанной диаграммы приведены в табл. 2.1.

Механизм выталкивателя готовых брикетов включает кулачок 9 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 10. Кулачок приводится в движение от вала О кривошипа 1 через зубчатую передачу,

состоящую из колес 6, 7, 8. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя. Маховик 11 установлен на выходном валу редуктора 12.

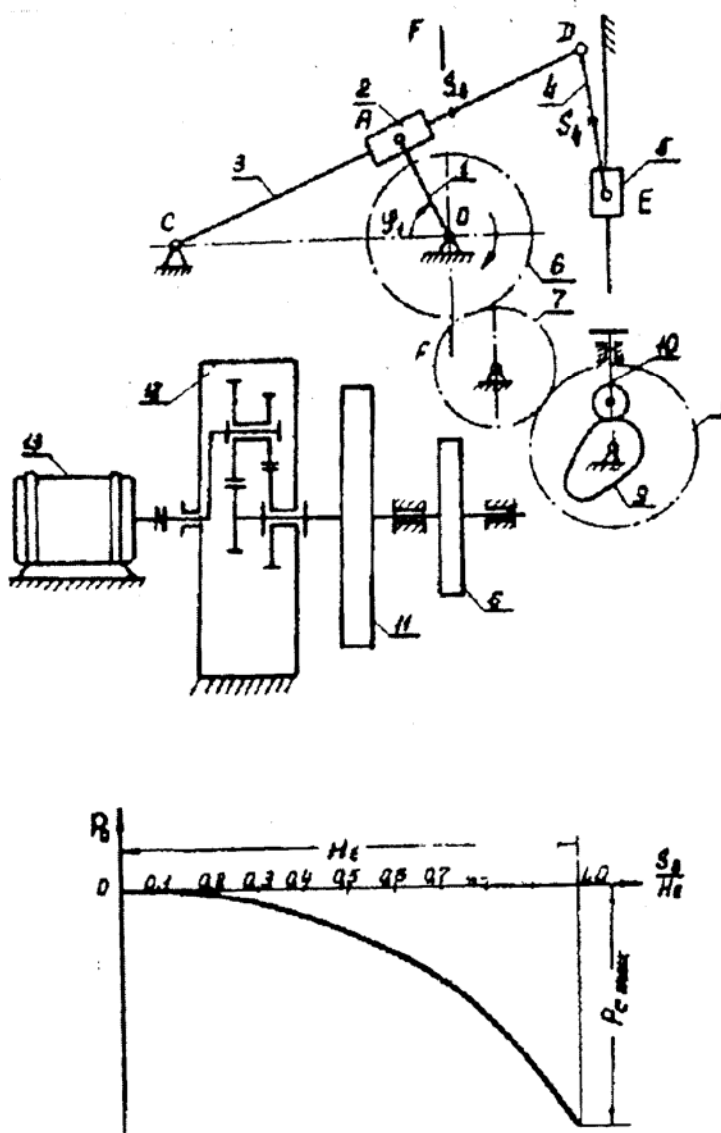


Рис. 2.30. Брикетировочный автомат и диаграмма его нагрузки:
 а – механизмы брикетировочного автомата;
 б – диаграмма сил сопротивления при прессовании

Таблица 2.1

Распределение силы сопротивления

$\frac{S_E}{H}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{P_c}{P_{c\max}}$	0	0,025	0,059	0,110	0,174	0,265	0,375	0,575	0,708	1,0

2.18. Стержневая машина [10, с. 260]

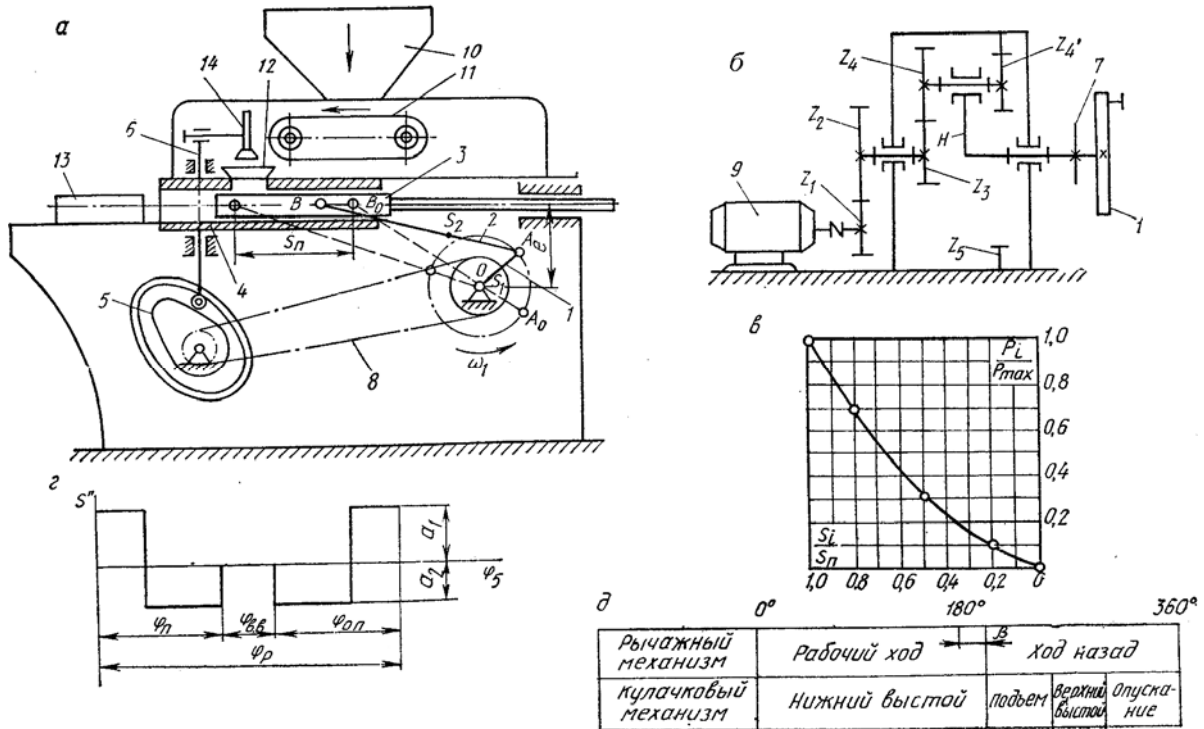


Рис. 2.31. Стержневая машина: схемы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Стержневая машина предназначена для изготовления стержней постоянного сечения в формовочном производстве литейных цехов. Смесь загружается в бункер 10 машины (рис. 2.31, а) и ленточным транспортером 11 подается в приемную воронку 12. Плунжер 3 совершает возвратно-поступательное движение по направляющим 4. Во время рабочего хода плунжер через мундштуки насадки проталкивает порцию смеси, уплотняя ее и образуя стержни. Сформованные стержни на приемном столе 13 разрезают на куски определенной длины и далее транспортируются на сушку.

Плунжер 3 приводится в движение рычажным механизмом, состоящим из кривошипа 1 и шатуна 2, от электродвигателя 9 (рис. 2.31, б) через открытую зубчатую передачу Z_1, Z_2 и планетарный редуктор с колесами $Z_3 - Z_5$.

Для предотвращения зависания подаваемой смеси в воронке 12 над ней установлен разрыхлитель 14 с пальцами, который получает движение от кулачкового механизма с толкателем 6 и кулачком 5. Кулачку сообщается движение от вала кривошипа через цепную передачу 8 со звездочкой 7.

График изменения давления прессования смеси (p_i, s_i) представлен на рис. 2.31, в, а график изменения ускорения толкателя (s'', ψ_5) – на рис. 2.31, г. На рис. 2.31, д показана циклограмма работы механизмов стержневой машины.

2.19. Пальцевый транспортер [15 с. 31]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Пальцевый транспортер (рис. 2.32) является частью технологической линии по изготовлению крупногабаритных деталей транспортных машин. Он предназначен для транспортировки заготовок (отливок, поковок) к накопителю. Привод транспортера (рис. 2.32, а) осуществляется от электродвигателя 1 через муфту 2, зубчатую передачу 3, 4 и планетарный редуктор 5 – 6 – 7 – 8. В механизме пальцевого транспортера используется шестизвенный механизм (рис. 2.32, б), состоящий из кривошипа 9, шатунов 10, 12, коромысла II и ползуна-линейки 13. К последнему шарнирно прикреплены пальцы-толкатели. Ползун-линейка движется в прорезях лотка 14.

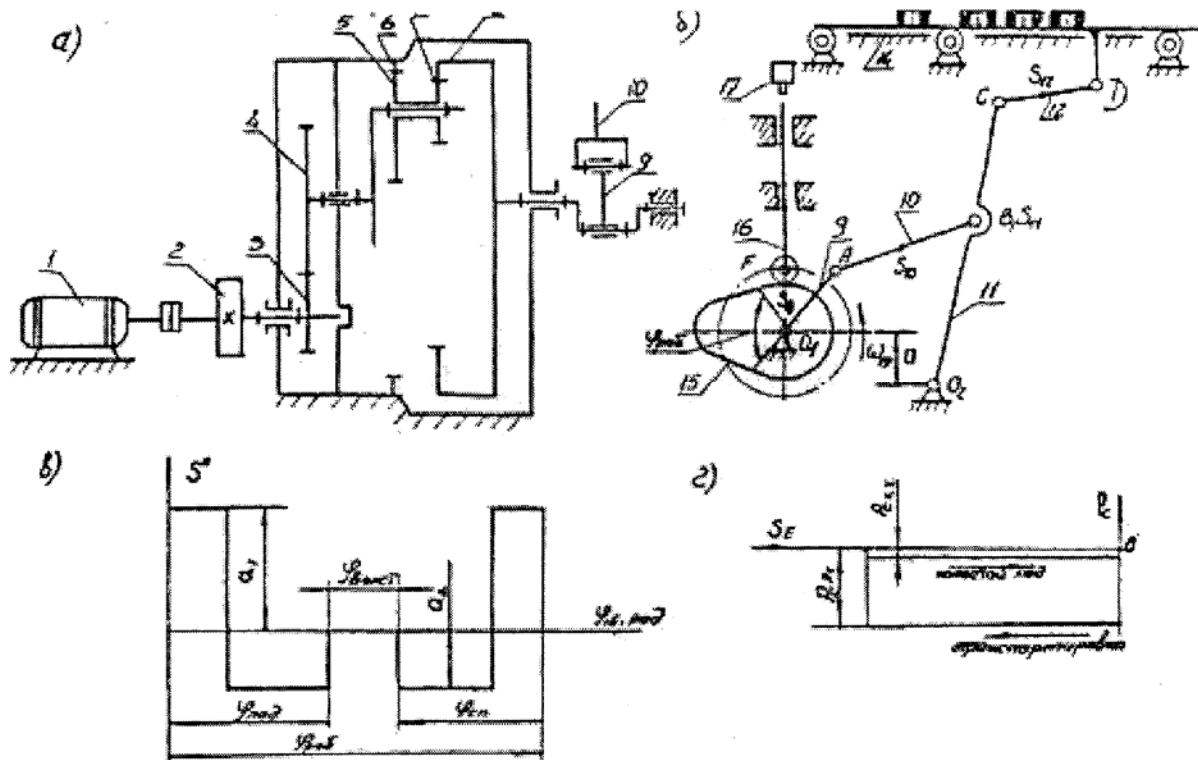


Рис. 2.32. Пальцевый транспортер

При движении ползуна-линейки влево пальцы толкатели выхватывают отливки и перемещают их по лотку. При обратном ходе пальцы-толкатели поворачиваются вокруг осей крепления и опускаются, в результате чего отливки остаются на месте, а затем в очередном цикле работы сталкиваются по наклонному лотку в накопитель. Крышка накопителя открывается с помощью отдельного устройства, команда на включение которого подается с помощью концевого переключателя 17 от толкателя 16 кулач-

кового механизма. Чтобы обеспечить необходимую равномерность движения, на валу электродвигателя устанавливается маховик 2.

График изменения сил сопротивления (P_C , S_E), где S_E – перемещение звена 13 при транспортировке и на холостом ходу, показан на рис. 2.32, *з*. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить реализацию заданного закона изменения ускорения толкателя (S'' , φ_{15}) (рис. 2.32, *в*).

2.20. Шаговый транспортер автоматической линии [10, с. 247]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Шаговый транспортер (рис. 2.33, *а*, *б*) предназначен для прерывистого перемещения деталей с одной позиции на другую при последовательной обработке деталей 11 на нескольких станках 19, объединенных в автоматическую линию. Расстояние между рабочими позициями станков равно шагу H транспортера. Перемещение ленты 10 транспортера осуществляется с помощью штанги 5 и подпружиненных захватов, которые при рабочем ходе штанги вправо тянут ленту 10 транспортера, а при холостом ходе штанги влево подгибаются и проскальзывают под лентой.

Привод транспортера состоит из электродвигателя, планетарного редуктора 14 и зубчатой передачи $Z_4 - Z_5$, рычажного механизма привода штанги 5, кулачкового механизма управления выключателем 9, корпуса 6. Главный рычажно-кулисный механизм привода транспортера состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, ползуна 4, штанги 5. При повороте кривошипа на угол $\varphi_{p.x}$ штанга через захваты 12 тянет ленту 10 транспортера и перемещает детали на ход H с одной позиции на другую.

На холостом ходу лента транспортера стоит, в это время осуществляется загрузка деталей в позиции I, зажим деталей губками 17 от пневмоприводных механизмов 18 в позиции II, обработка деталей в позициях I, II, III, IV, ...N. Сигнал начала загрузки и обработки подается выключателем 9, управляемым кулачковым механизмом 7, 8. Силы сопротивления на штанге 5 показаны на рис. 2.33, *в*. Согласованность работы механизмов транспортера иллюстрируется циклограммой (рис. 2.33, *з*).

Загрузка деталей 11 в позиции I осуществляется роботом 20 с помощью конвейера 25. Робот включает в себя пневмоприводные механизмы: $ИМ_1$ – сжатие-разжатие схвата 22, $ИМ_2$ – выдвигание руки 23, $ИМ_3$ – поворота колонны 24 на 90° . Управление работой ИМ осуществляется логической системой управления (СУ).

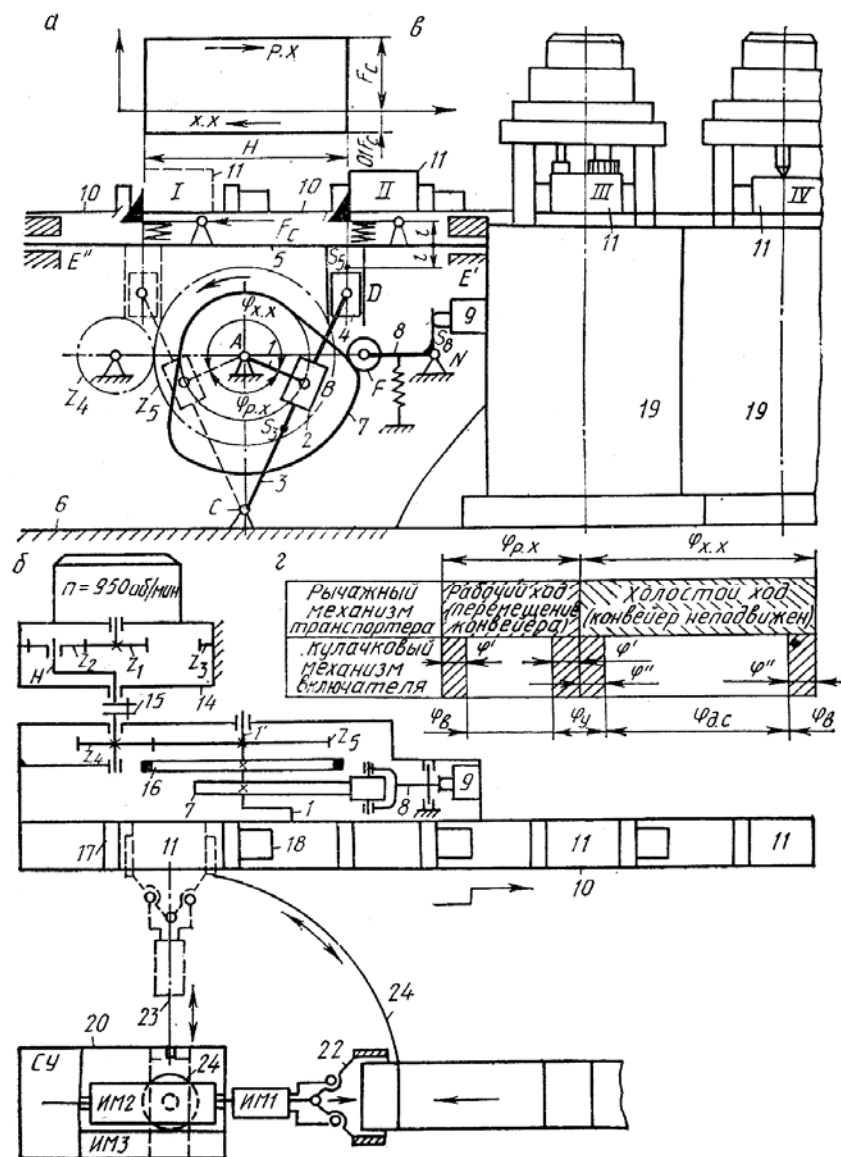


Рис. 2.33. Шаговый транспортер автоматической линии: схемы и диаграммы

2.21. Кислородный двухцилиндровый компрессор [12, с. 36]

Горизонтальный двухцилиндровый кислородный компрессор простого действия (рис. 2.34, а) предназначен для наполнения газообразным кислородом баллонов. Баллоны заряжаются кислородом до необходимого давления P_{\max} путем перепуска и последующего перекачивания газа из специальных ресиверов.

Основой компрессора является шестизвенный шарнирно-рычажный механизм. Он состоит из коленчатого вала 1, шатуна 2, углового рычага 3, шатуна-серьги 4, плунжера 5 с двумя поршнями и двух цилиндров 6 и 6'. Коленчатый вал 1 приводится в движение асинхронным электродвигателем

Таблица 2.2

Значения давления в цилиндрах компрессора в долях от P_{\max}
в зависимости от положения поршня

Движение поршней		$\frac{S_F}{H_F}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Цил. 6	вправо	P	1	0,5	0,28	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	влево		1	1	1	0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2
Цил. 6'	влево	P_{\max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,28	0,5	1,0
	вправо		0,2	0,23	0,27	0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

2.22. Автомат для закалки болтов [10, с. 251]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Автомат предназначен для поверхностной закалки болтов, нагреваемых токами высокой частоты. Болты 1 (рис. 2.35, а) закладываются в диск 2, периодически поворачивающийся на один шаг, равный углу между двумя позициями – смежными отверстиями под болты. Жидкость для закалки нагретых индуктором 3 поверхностных слоев болта подается разбрызгивающим устройством 4.

Автомат работает следующим образом. От электродвигателя 5 (рис. 2.35, а – в), на валу которого закреплен маховик 8, движение передается валу 7, на котором укреплен кривошип 9, соединенный шатуном 10 с коромыслом 11, свободно сидящим на валу 12. На этом же валу жестко закреплены диск 2, храповое колесо 13 и тормозной шкив. С помощью собачки на коромысле 11 движение передается на храповое колесо 13, и диск 2 поворачивается на один шаг. При обратном ходе коромысла вал 12 удерживается в неподвижном состоянии тормозом. Закрепленная на валу 7 шестерня 14 зацепляется с зубчатым колесом 15, жестко связанным с кривошипом 16, а последний посредством шатуна 17 соединен с шибером 18. При вращении зубчатого колеса шибер совершает возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости, входит в полость загрузочного бункера 19 с болтами, подлежащими закалке, и поднимает на наклонные направляющие 20 болты, попавшие на верхнюю грань шибера. При каждом ходе шибера некоторое количество болтов попадает в щель между направляющими и, повисая на головках, скользит по наклонной плоскости. Зубчатый ролик 21 сбрасывает с направляющих болты, не попавшие в щель. Ролик 22 способствует попаданию болтов в трубку 23. Оба ролика приводятся во вращение от вала 7 ременной передачей.

Болты, находящиеся в вертикальной трубке 23, удерживаются клещами 24 (рис. 2.35, а, б). После поворота диска 2 на один шаг и его полной

остановки клещи раскрываются, пропуская один болт в отверстие диска, затем закрываются, удерживая оставшиеся болты от попадания на движущийся диск. Управление клещами осуществляется кулачковым механизмом (рис. 2.35, б). Кулачок 25, закрепленный на валу 7, воздействуя на коромысло 26 через шатуны 27, раскрывает клещи, которые закрываются под действием пружины 25.

Цикл работы автомата завершается за один оборот вала 7. Циклограмма работы механизмов автомата показана на рис. 2.35, г.

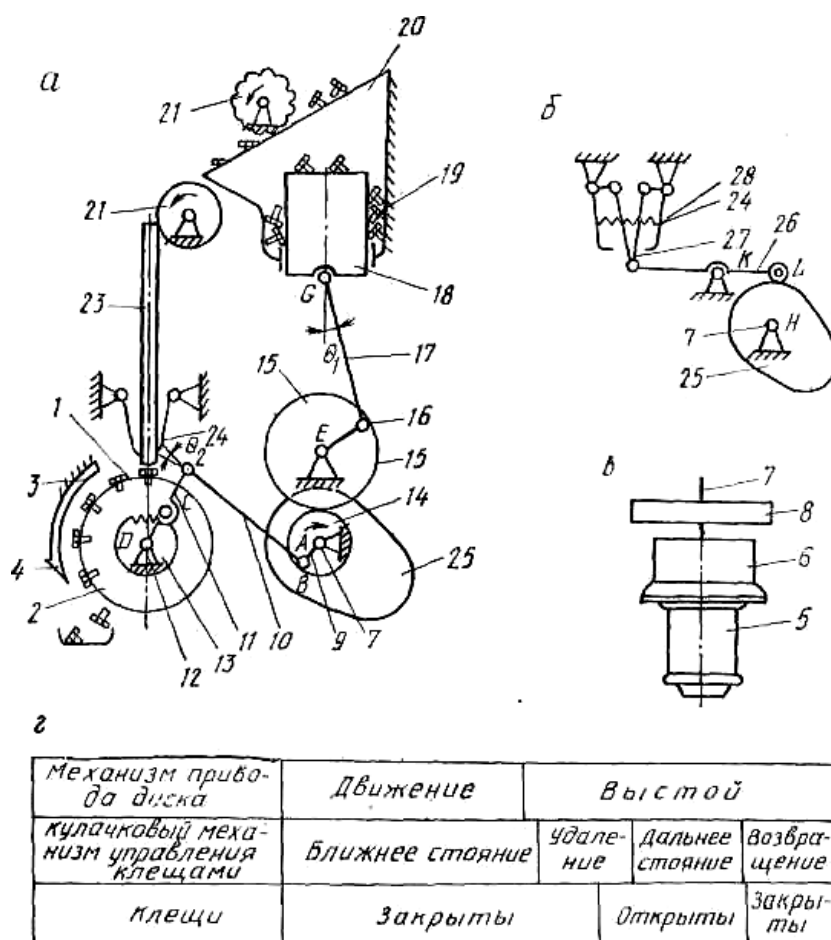


Рис. 2.35. Автомат для закалки болтов: схемы и диаграммы

2.23. Литьевая машина [10, с. 260]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Литьевая машина предназначена для литья тонкостенных алюминиевых деталей под давлением. Вращение от электродвигателя 11 (рис. 2.36, б) передается через планетарный редуктор 12 и зубчатую цилиндрическую пару $Z_a - Z_b$ на вал кривошипа 1. Основной рычажный кривошипно-ползунный ме-

ханизм нагнетания расплавленного металла (рис. 2.36, а) преобразует вращательное движение кривошипа посредством шатуна 2 в возвратно-поступательное движение ползуна 3, движущегося в направляющих 4. График изменения сил сопротивления нагнетания на ползуне 3 (пресс-поршне) показан на рис. 2.36, в. При движении ползуна 3 влево – рабочем ходе – сила сопротивления возрастает, а на холостом ходу она примерно равна нулю.

Кулачковый механизм с вращающимся кулачком 5 и коромыслом 6 служит для поворота клапана 7 выпуска металла. Согласование работы рычажного и кулачкового механизмов показано на циклограмме (рис. 2.36, з).

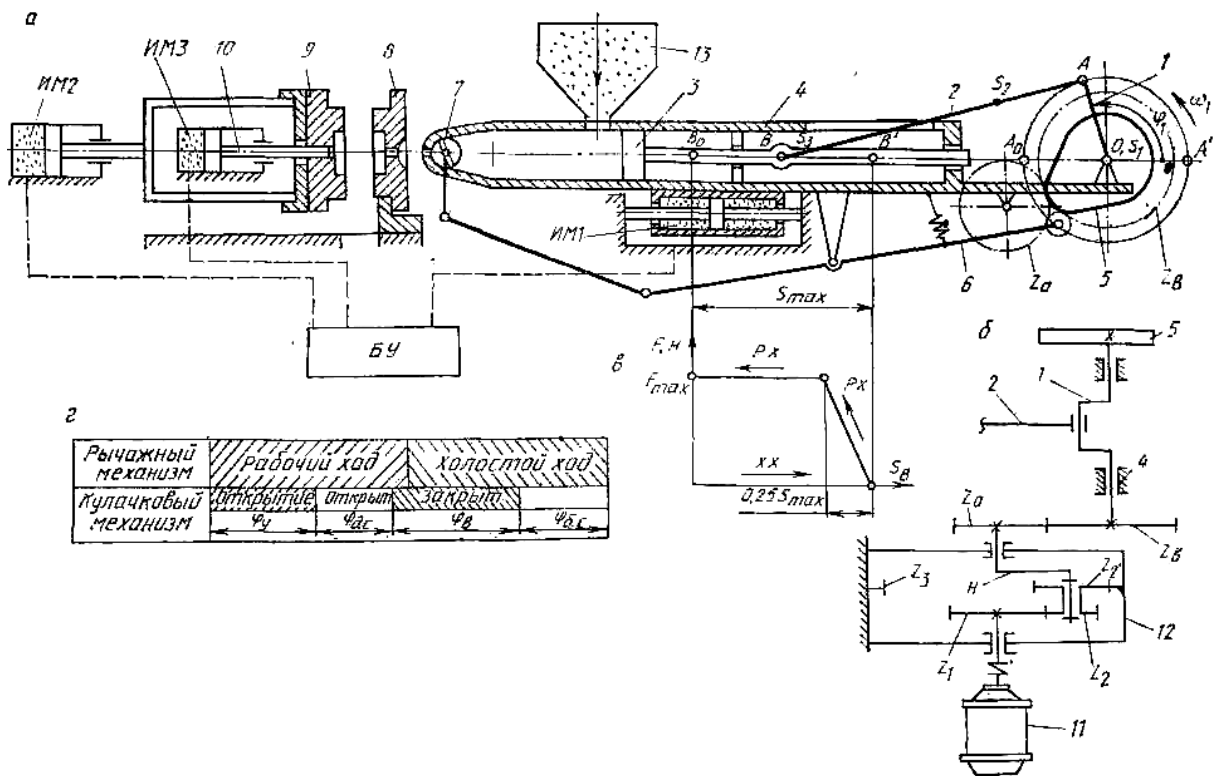


Рис. 2.36. Литейная машина: схемы и диаграммы

Расплавленный металл, залитый в бункер 13, поступает в цилиндр 4. Пневмоцилиндр $ИМ_1$ подает подвижную платформу 4 влево, и клапан 7 подходит к заливному отверстию неподвижной пресс-формы 8. С другой стороны пневмоцилиндр $ИМ_2$ подает подвижную пресс-форму 9 вправо до смыкания с пресс-формой 8. Кулачковый механизм 5, 6 поворачивает клапан 7 и открывает отверстие для выпуска металла. В это время нагнетающий пресс-поршень 3 идет влево и под давлением вытесняет порцию расплавленного металла из цилиндра 4 через отверстие клапана в пресс-форму 8, 9. После заливки пресс-формы клапан 7 поворачивается, закрывая отверстие для выпуска металла, пресс-поршень 3 отходит назад, а по-

движная платформа 4 пневмоцилиндром $ИМ_1$ отводится назад вправо. Пневмоцилиндр $ИМ_2$ отводит влево подвижную пресс-форму 9 с застывающим металлом, а стержень 10, приводимый пневмоцилиндром $ИМ_3$, выталкивает готовое изделие из пресс-формы. Управление работой пневмоцилиндров $ИМ_1$, $ИМ_2$, $ИМ_3$ производится логической системой управления с блоком управления (БУ) на пневматических элементах УСЭППА.

2.24. Формовочный автомат [10, с. 265]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Формовочный автомат предназначен для изготовления литейных полуформ в формовочных отделениях литейных цехов. Вращение от электродвигателя 13 через муфту 14, зубчатый планетарный редуктор 15 и зубчатую передачу $Z_a - Z_b$ передается на вал кривошипа 1 (рис. 2.37, а). Зубчатое колесо Z_b на валу кривошипа одновременно выполняет функцию маховика. Основной кривошипно-ползунный механизм прессования (рис. 2.37, б) состоит из вращающегося кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна 5,двигающихся по вертикальным направляющим 4. На ползуне 3 закреплена прессовая колодка 5, осуществляющая при движении ползуна вниз уплотнение и прессование формовочной смеси в опоке 6, которая прикреплена к наполнительной рамке 7, скрепленной жестко с направляющими 4. График изменения сил прессования F_n на ползуне показан на рис. 2.37, е. При движении вниз ползун 3 сначала свободно опускается до подхода прессовой колодки 5 к засыпанной смеси в опоке 6, а далее на участке длиной $0,4H$ осуществляет прессование формовочной смеси при возрастании силы сопротивления от 0 до $F_{n \max}$.

Засыпка формовочной смеси в дозатор 9 осуществляется челюстным затвором 10, приводимым кулачковым механизмом с качающимся коромыслом 12 и дисковым кулачком 11 на валу кривошипа. Согласование работы кулачкового механизма затвора и рычажного механизма прессования иллюстрируется циклограммой на рис. 2.37, з.

Подъем и опускание направляющих 4 с рамкой 7 и опокой 6 производит пневмоцилиндр $ИМ_1$. В нижнем крайнем положении опока 6 накрывает модель 8, пневмоцилиндр $ИМ_2$ двигает вправо коробчатый дозатор и засыпает формовочную смесь в опоку 6. Ползун 3 колодкой 5 осуществляет прессование формовочной смеси в опоке 6 и получение полуформы по модели 8. После движения ползуна 3 вверх за ним поднимается пневмоцилиндрами $ИМ_1$ рамка 7 с готовой полуформой в опоке 6. В верхнем положении пневмоцилиндр $ИМ_3$ (рис. 2.37, а) сталкивает опоку с готовой литейной полуформой

и устанавливает пустую опоку на рамку 7 для формовки. Управление работой пневмоцилиндров $ИМ_1$, $ИМ_2$, $ИМ_3$ осуществляется логической системой управления с блоком управления $БУ$ на пневмоэлементах $УСЭППА$.

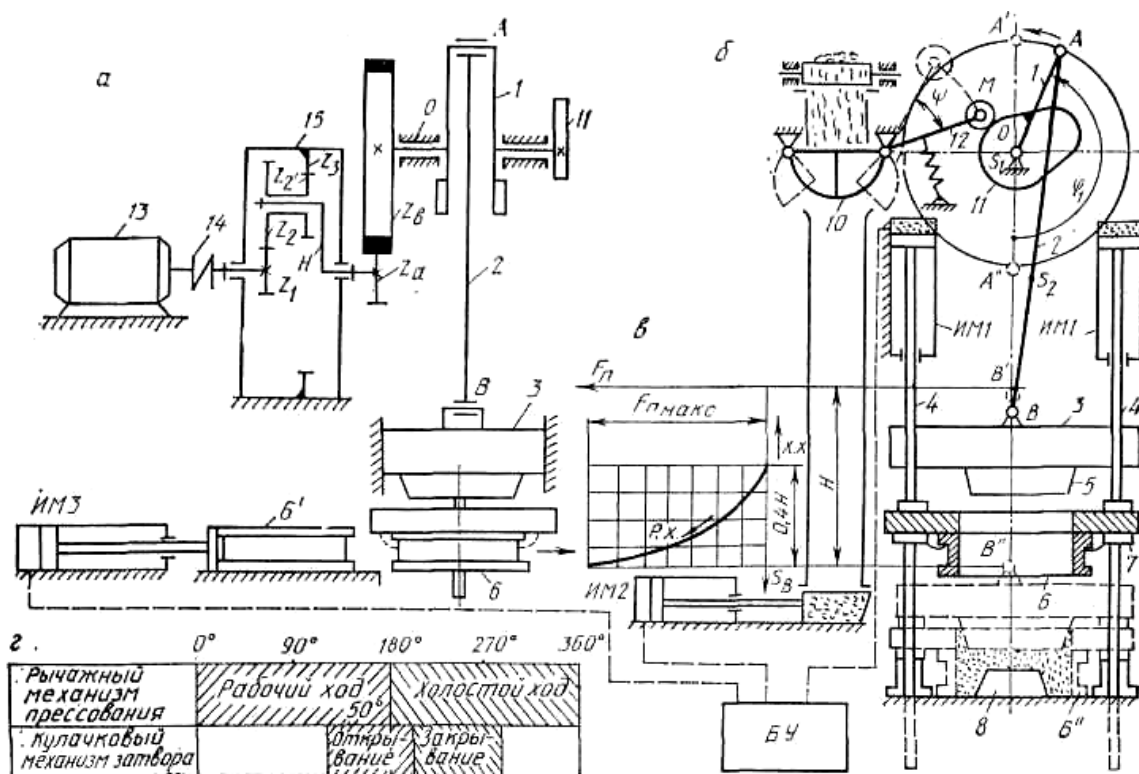


Рис. 2.37. Формовочный автомат: схемы и диаграммы

2.25. Штамповочный автомат [15, с. 16]

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Штамповочный автомат (рис. 2.38, *a*) предназначен для штамповки изделий из ленты.

Кривошип I рычажного механизма 1, 2, 3, 4, 5 приводится во вращение от электродвигателя II через планетарную передачу Z_4, Z_5, Z_6, H , зубчатые колеса Z_2, Z_1 . Лента 10 подается в зону штамповки с помощью кулачкового механизма 6, 7, 8 и постоянно вращающегося ролика 9. Когда ролик 8 толкателя 7 прижимает ленту к ролику 9, создается сила трения, достаточная для перемещения ленты.

График, изменения усилий сопротивления на ползунах B и E показан на рис. 2.38, *в*. Законы движения толкателя 7 кулачкового механизма даны на рис. 2.38, *г*.

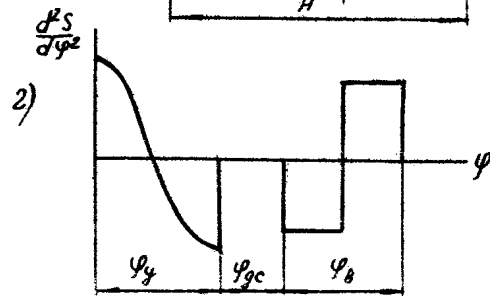
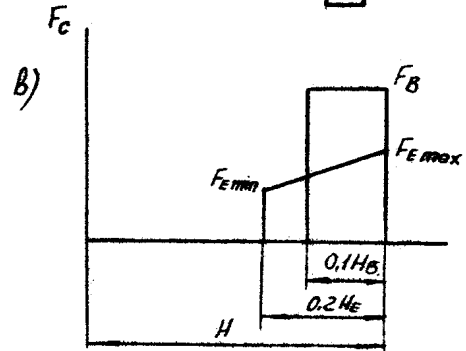
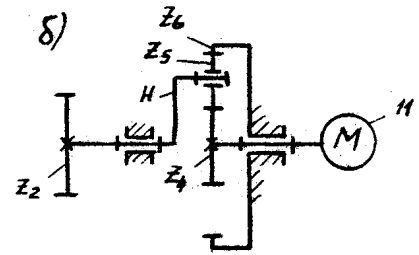
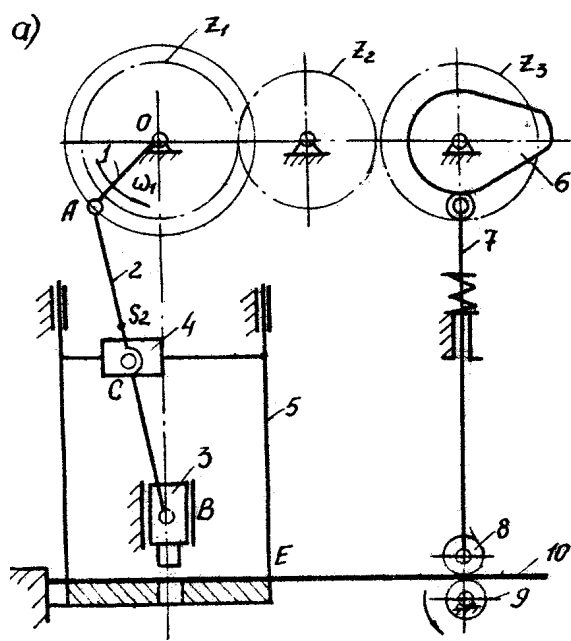


Рис. 2.38. Штамповочный автомат: схемы и диаграммы

3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Базовые данные на проектирование технологических машин в объеме основных требований к первому этапу ЕСКД приводятся в первой части настоящего УМК. Однако объем этих данных подчинен программе курса и ограничен количеством отводимых для их изучения учебных часов.

С переходом на новый, творческий уровень обучения студент, кроме конспекта, должен активно изучать специальную учебную и методическую литературу, а при необходимости проводить исследования, в том числе и по линии научно-исследовательской работы студентов (НИРС).

В помощь студентам предлагаем некоторые дополнительные сведения по теории механизмов технологических машин.

3.1. Выбор и расчет понижающей передачи

Понижающая передача должна обеспечить снижение частоты вращения выбранного электродвигателя до требуемой частоты вращения главного вала машины. Понятие главного вала машины введено в ч. I настоящего УМК – это действительный либо воображаемый вал, за один оборот которого машина совершает один технологический цикл, например, выпускает одно готовое изделие. Тогда

$$n_{z.в} (\text{об/мин}^{-1}) = Pr(\text{изд} \cdot \text{мин}^{-1}).$$

Зная частоту вращения приводного двигателя $n_{дв}$ и частоту вращения главного вала машины $n_{z.в}$, находим передаточное отношение между ними $U_{пер.}$, которое является главным кинематическим параметром проектируемой передачи привода

$$U_{пер.} = \frac{n_{дв}}{n_{z.в}} \quad (1)$$

Из известных механических передач для преобразования вращательных движений [9] рассматриваем планетарные передачи, которые входят в типовую рабочую программу изучения дисциплины ТММ и М [1].

Известно три основных вида простейших плоских планетарных передач (рис. 3.1, а – в) [10].

Они включают два центральных колеса 1 и 2, соосных с водилом H , два колеса 3, 3' каждого из сателлитных блоков, образующих с водилом H

вращательные кинематические пары и связывающих кинематически оба центральных колеса (таких блоков может быть несколько).

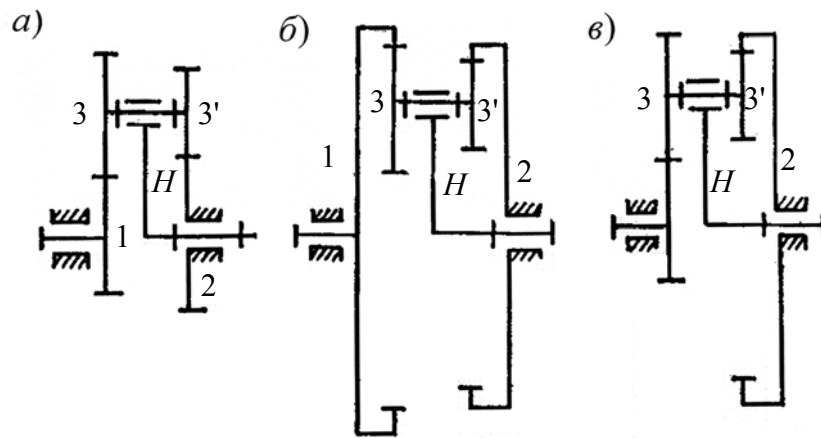


Рис. 3.1. Основные схемы плоских планетарных механизмов

Эти передачи различают по виду зацепления центральных колес 1 и 2 с колесами сателлитных блоков 3 – 3': с внешним (рис. 3.1, а), внутренним (рис. 3.1, б) и смешанным (рис. 3.1, в) зацеплением. На (рис. 3.2) показан частный случай варианта (рис. 3.1, в), когда колеса 3 – 3' одинаковы и выполнены в виде одного колеса. Этот вариант от других отличается минимальными габаритами в направлении оси вращения, однако при этом максимальное передаточное отношение не превышает $U_{nl} = 9,0$.

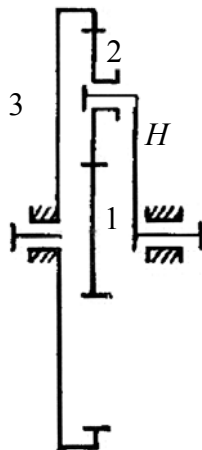


Рис. 3.2. Простейший планетарный механизм

У других передач нет ограничения $Z_3 = Z_3'$ (Z – число зубьев колес). Поэтому они позволяют получать $U_{nl} > 9,0$ ($U_{nl} \geq 12$ для варианта на рис. 3.2, в, $U_{nl} =$ до 1000 для вариантов на рис. 3.2 а, б). Необходимо отметить, что с ростом передаточного отношения планетарной передачи снижа-

ется ее КПД и увеличиваются габариты, вследствие чего в ряде случаев более выгодно применить многоступенчатые передачи (2 ступени на рис. 3.2) либо планетарную передачу, комбинированную с обычной одноступенчатой. Максимальное передаточное отношение одноступенчатой передачи может достигать четырех [16].

Учитывая, что общее передаточное отношение передачи U_{nep} равно произведению передаточных отношений составляющих механизмов

$$U_{nep} = U_{1nl} \cdot U_2, \quad (2)$$

и имея в виду допускаемые их значения [6], всегда можно подобрать такие механизмы, у которых величины, рассчитываемые по формулам (1) и (2) в точности либо с допустимой погрешностью совпадают.

3.1.1. Синтез планетарных передач

Цель синтеза планетарной передачи – определение чисел зубьев колес. Исходным параметром синтеза планетарной передачи является ее передаточное отношение U_{nl} .

Целесообразно применять планетарные передачи с возможно большим числом сателлитов K , так как увеличение числа сателлитов уменьшает нагрузку на каждый работающий зуб.

Одним из популярных методов синтеза планетарных передач является метод сомножителей [10], [17]. Он обеспечивает сходимость процесса синтеза и позволяет выбрать оптимальные решения.

При известной кинематической схеме и передаточном отношении планетарного механизма число зубьев колес выбирают с учетом следующих трех дополнительных условий [18]:

- соосности входного и выходного валов;
- сборки с симметрией зон зацепления;
- соседства сателлитов.

Условие соосности заключается в том, что межосевые расстояния первой и второй зубчатых ступеней планетарного редуктора должны быть равны.

Условие сборки состоит в том, что все угловые расстояния между осями сателлитов должны быть одинаковы и равны $\frac{360^\circ}{K}$. Это условие можно свести к виду

$$\frac{Z_1 * U_{1-H}}{K} (1 + pK) = B, \quad (3)$$

где p – целое число полных оборотов водила для обеспечения сборки;

B – любое целое число.

Выполнение равенства (3) означает следующее: если один из сателлитных блоков свободно вводится в зацепление в некоторой исходной позиции, фиксированной относительно неподвижного колеса, то каждый из остальных сателлитов может также входить в зацепление в этой позиции после поворота водила на угол

$$\varphi_H = \frac{360^0}{K}(1 + pK).$$

При этом предполагается, что все блочные сателлиты одинаковы по относительному расположению зубьев образующих их колес.

Если число $\frac{Z_1 * U_{1-H}}{K}$ целое, сборка не требует дополнительных полных оборотов водила ($p = 0$) и условие сборки будет следующим:

$$\frac{Z_1 * U_{1-H}}{K} = B.$$

В этом случае для последовательной установки сателлитов достаточно поворачивать водило на угол

$$\varphi = \frac{360^0}{K}.$$

Условие соседства учитывает возможность свободного размещения сателлитов в зазоре между центральными колесами без соприкосновения друг с другом.

Это условие выполняется, если расстояние между осями соседних сателлитов больше диаметра окружности вершин большого колеса сателлитного блока:

$$a_{cam} > d_{a.cam.max}.$$

Для механизмов, представленных на рис. 22, это условие приводит к неравенству

$$\sin \frac{180^0}{K} > \frac{Z_{cam.max} + 2}{Z_1 + Z_2},$$

где $Z_{cam.max}$ – число зубьев большого колеса сателлита.

Знак «плюс» в знаменателе ставится, если зацепление колес 1 и 2 внешнее, «минус» – если зацепление внутреннее.

При проектировании редукторов с нулевыми колесами необходимо учитывать ограничения, накладываемые на выбор числа зубьев, явлениями подреза и заклинивания.

В парах с внешним зацеплением выбирают числа зубьев колес $Z \geq 17$, в парах с внутренним зацеплением число зубьев колеса с внешним зубом $Z \geq 20$, колеса с внутренним зубом – $Z \geq 85$. Разность чисел зубьев колес, образующих внутреннее зацепление, должно быть не менее 8.

В случае, когда подбор числа зубьев для точного воспроизведения заданного передаточного отношения в выбранной схеме планетарного механизма затруднен, допускается приближенное решение с погрешностью до 2 %.

3.1.1.1. Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями сателлитного блока (рис. 3.1, а).

1) Из формулы передаточного отношения находим

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_3'} = 1 - \frac{1}{U_{1-H}^{(2)}}.$$

2) Полученное число раскладываем на множители, пропорциональные соответствующим числам зубьев и вводим дополнительные множители для обеспечения соосности:

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{B \cdot D}{A \cdot C} = \frac{B \cdot (D + C)}{A \cdot (D + C)} \cdot \frac{D \cdot (A + B)}{C \cdot (A + B)}.$$

Тогда

$$Z_1 = A \cdot (D + C) \cdot q;$$

$$Z_2 = B \cdot (D + C) \cdot q;$$

$$Z_3' = C \cdot (A + B) \cdot q;$$

$$Z_3 = D \cdot (A + B) \cdot q.$$

При выборе общего множителя q все числа Z должны быть целыми числами не меньше 17.

3) По условию соседства находим предельно допустимое число сателлитов:

$$K < \frac{\pi}{\arcsin \frac{Z_{cam.max} + 2}{Z_1 + Z_2}},$$

где $Z_{cam.max} = Z_3$;

при $Z_3 > Z_3'$ и $Z_{cat.max} = Z_3'$;

$Z_3 > Z_2$.

4) Проверяем условие сборки.

Если условие не выполняется, следует выбрать меньшее значение K или другие значения Z и повторить расчет.

5) В заключение рассчитываем отклонение полученного передаточного отношения U_{H-1} от заданной величины:

$$U_{H-1} = \frac{1}{U_{1-n}} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3'}{Z_3}}.$$

3.1.1.2. Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора с двумя внутренними зацеплениями сателлитного блока (рис. 3.1, б).

1) Из формулы передаточного отношения

$$U_{H-1} = \frac{1}{U_{1-n}} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3'}{Z_3}}$$

получаем

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3'}{Z_3} = 1 - \frac{1}{U_{H-1}}.$$

2) Полученное число $\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3'}{Z_3}$ раскладываем на множители с учетом условия соосности:

$$Z_1 = A \cdot (D - C) \cdot q;$$

$$Z_2 = B \cdot (D - C) \cdot q;$$

$$Z_3' = C \cdot (A + B) \cdot q;$$

$$Z_3 = D \cdot (A + B) \cdot q.$$

При подборе общего множителя q должны соблюдаться условия $Z_1 \geq 85$, $Z_3' \geq 20$, $Z_3 \geq 20$, $Z_2 \geq 85$, $Z_1 - Z_3 \geq 8$, $Z_1 - Z_3' \geq 8$.

Далее выполняем вычисления по условиям п.п. 3, 4, 5 разд. 3.1.1.1.

3.1.1.3. Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора со смешанным (одно внешнее, другое внутреннее) зацеплением сателлитного блока (рис. 3.1, в).

1) Из формулы передаточного отношения

$$U_{1-H}^{(2)} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_3'}$$

находим

$$\frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_3'} = U_{1-H}^{(2)} - 1.$$

2) Полученное число раскладываем на множители, пропорциональные соответствующим числам зубьев, и вводим дополнительные множители для обеспечения соосности:

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{B \cdot D}{A \cdot C} = \frac{B \cdot (D - C)}{A \cdot (D - C)} \cdot \frac{D \cdot (A + B)}{C \cdot (A + B)}.$$

Тогда

$$Z_1 = A \cdot (D - C) \cdot q;$$

$$Z_2 = B \cdot (D - C) \cdot q;$$

$$Z_3 = C \cdot (A + B) \cdot q;$$

$$Z_3' = D \cdot (A + B) \cdot q.$$

Общий множитель q подбираем так, чтобы все числа зубьев были целыми числами, при этом $Z_1 \geq 17$, $Z_3' \geq 20$, $Z_3 \geq 17$, $Z_2 \geq 85$, $Z_2 - Z_3' \geq 8$.

3) По условию соседства находим допустимое число сателлитных блоков:

$$K < \frac{\pi}{\arcsin \frac{Z_{cam.max} + 2}{Z_1 + Z_3}}.$$

4) Проверяем условие сборки по формуле (3). Если условие не выполняется, следует выбрать меньшее значение K или другие значения Z и повторить расчет.

5) Рассчитываем отклонение полученного передаточного отношения U_{1-H} от заданной величины.

3.1.1.4. Подбор чисел зубьев колес однорядного планетарного редуктора (рис. 3.2).

1) Из формулы передаточного отношения

$$U_{1-H} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1},$$

задавшись $Z_1 \geq 17$, найдем

$$Z_3 = (U_{1-H} - 1) * Z_1,$$

и из условия соосности

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}.$$

При этом должны выполняться условия $Z_3 \geq Z_3' \geq 20$, $Z_2 \geq 85$.

2) Выбираем число сателлитов из условия соседства

$$K < \frac{\pi}{\arcsin \frac{Z_3 + 2}{Z_1 + Z_3}}.$$

3) Проверяем условие сборки:

$$Z_1 + Z_2 = Kp.$$

3.1.1.5. Пример проектирования планетарного редуктора.

Задача: подобрать числа зубьев колес и число сателлитов планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями при $U_{H-1} = 35$.

1) Находим

$$\frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_3'} = 1 - \frac{1}{U_{H-1}} = 1 - \frac{1}{35} = \frac{34}{35}.$$

2) Раскладываем полученное число на сомножители (три варианта):

$$\frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_3'} = \frac{34}{35} = \frac{2 \cdot 17}{5 \cdot 7} = \frac{2 \cdot 17}{7 \cdot 5} = \frac{4 \cdot 17}{7 \cdot 10}.$$

В соответствии с формулой (3) получаем три варианта чисел зубьев:

(1)	(2)	(3)
$Z_1 = 5 \cdot (17 + 7) = 120$	$Z_1 = 7 \cdot 22 = 154$	$Z_1 = 7 \cdot 27 = 189$
$Z_2 = 17 \cdot (5 + 2) = 119$	$Z_2 = 15 \cdot 9 = 155$	$Z_2 = 17 \cdot 11 = 187$
$Z_3 = 2 \cdot (17 + 7) = 48$	$Z_3 = 5 \cdot 9 = 45$	$Z_3 = 10 \cdot 11 = 110$
$Z_3' = 7 \cdot (5 + 2) = 49$	$Z_3' = 4 \cdot 27 = 108$	

Редуктор, сделанный по первому варианту, имеет наименьшие габариты.

3) Из условия соседства находим предельно допустимое число спутников:

$$K < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{45+2}{168}\right)} = 10,12.$$

4) Проверяем условия сборки:

$$B = \frac{120 * 1}{K * 35} (1 + pK).$$

Число B будет целым при $K=6$.

Тогда

$$1 + pK = 1 + 1 \cdot 6 = 7 \text{ (при } p = 1 \text{)}.$$

Это означает, что угол поворота водила при сборке:

$$\varphi_H = \frac{360^0}{6} (1 + 6) = 60 + 360 = 420^0.$$

3.2. Синтез несущего механизма

Несущий механизм в технологической машине располагается между главным валом и инструментом и обеспечивает последнему движение с расчетным значением коэффициента производительности (η^*).

Из [8] следует, что указанное значение связано с режимами обработки конкретных изделий и может быть определено по формуле

$$\eta^* = \frac{H}{V_{cp}^{p.x}} \cdot Pr, \quad (4)$$

где H – ход инструмента, м;

V_{cp} – средняя скорость хода инструмента при обработке, м / мин;

Pr – производительность (циклов / мин) – количество технологических циклов в единицу времени.

В зависимости от полученного значения η^* , его реализации можно достичь за счет применения того или иного несущего механизма. Поскольку несущий механизм связан с инструментом, скорости движения его звеньев невелики, а технологические силы значительны, преимущественное распространение имеют рычажные механизмы, прежде всего простейшие (четырёхзвенники).

Среди простейших рычажных механизмов шарнирные четырехзвенные имеют наибольшую долговечность, а величина η^* у них при допускаемых углах давления ($\gamma_{don} = 45^\circ$) достигает $\eta_{max}^* = 0,55$ [19]. Эти механизмы обеспечивают вращательное движение рабочим звеньям.

Кривошипно-ползунный механизм простейшим образом преобразует вращательное движение входного вала в поступательное движение инструмента и обладает высокой степенью надежности. Однако при допустимых углах давления ($\gamma_{don} \leq 30^\circ$) он может обеспечить коэффициент $\eta^* \leq 0,52$ [8].

Теоретически любое значение коэффициента η^* (вплоть до $\eta^* = 1,0$) может обеспечить кулисный механизм [2]. В нем угол давления $\gamma = const = 0$, за счет чего он имеет высокую долговечность. Однако, как и шарнирный четырехзвенник, он не может обеспечивать поступательное движение рабочему звену; эта задача может быть решена путем усложнения передаточного механизма.

Схемы синусного и тангенсного механизмов при прочих своих недостатках (по две поступательных кинематических пары с развитыми зонами износа) либо имеют $\eta^* = 0,5$ (синусный механизм), либо не проворачиваются (тангенсный механизм). Эти механизмы успешно используются как присоединительные в шестизвенных комбинированных схемах.

В заключение отметим, что переход к задачам синтеза несущего механизма осуществляется на основе соотношения

$$\eta^* = \frac{t_{p.x}}{T} = \frac{\alpha_{p.x}}{360^\circ}, \quad (5)$$

утверждающего то обстоятельство, что время и углы поворота главного вала машины пропорциональны.

При известном значении η^* угол рабочего хода главного вала определяется как $\alpha_{p.x} = 360^\circ \cdot \eta^*$, а угол перекрытия

$$\theta = \alpha_{p.x} - 180^\circ. \quad (6)$$

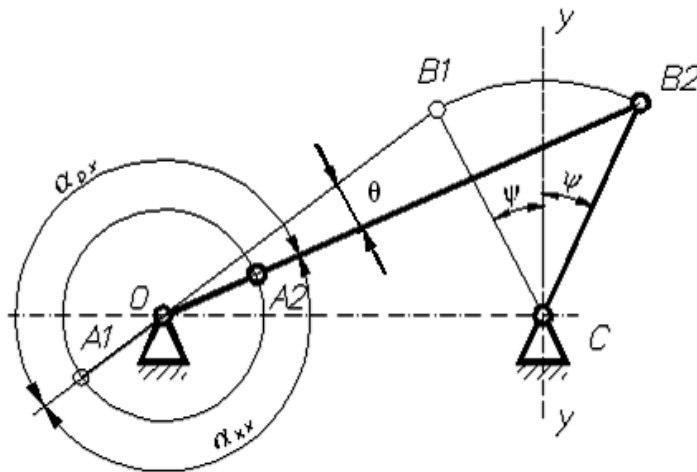
Угол θ и является главным параметром синтеза несущего механизма.

3.2.1. Синтез кривошипно-коромыслового шарнирного четырехзвенника

В кривошипно-коромысловом шарнирном четырехзвеннике осуществляется преобразование вращательного движения кривошипа OA в качательное движение коромысла BD (рис. 3.3).

На рисунке показаны два крайних положения механизма, наступающих, когда кривошип OA и шатун AB размещаются на одной прямой.

Угол размаха коромысла при этом достигает 2ψ . На этом же рисунке по-



казаны: угол перекрытия θ , углы рабочего $\alpha_{р.к.}$ и холостого ходов кривошипа OA , соответствующие размаху коромысла BD в прямом и обратном направлениях.

Рис. 3.3. Кривошипно-коромысловый четырехзвенник в крайних положениях

Определим размеры механизма по известным значениям θ и ψ . Для этого применим известную теорему о том, что угол, вписанный в круг, измеряется половиной дуги, на которую он опирается.

Проведя круг радиуса R из центра O^* (рис. 3.4) и отмерив дугу, равную 2θ (при помощи центрального угла $B_1O^*B_2$, равного 2θ), выбираем произвольно на круге центр O и строим вписанный угол B_1OB_2 , величина которого в силу указанной теоремы составляет величину, равную θ .

Намечаем хорду B_1B_2 и на ней как на основании строим равнобедренный треугольник B_1CB_2 с углом при вершине C , равным 2ψ . Прямая O^*C является биссектрисой угла B_1CB_2 , вследствие чего

$$\angle B_1CO^* = \angle B_2CO^* = \psi.$$

Построение, выполненное в круге на рис. 3.4, имеет все признаки искомого шарнирного четырехзвенника $OABC$ в двух крайних его положениях.

В масштабе построений на рис. 3.4

$$\mu_l = \frac{\bar{R}}{R},$$

где R – радиус круга, м,
 \bar{R} – отрезок, изображающий радиус на чертеже.

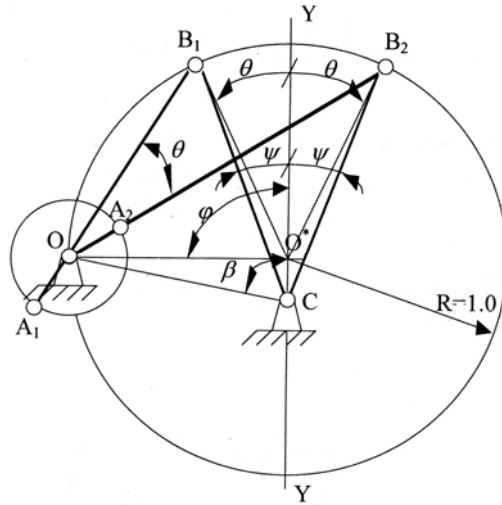


Рис. 3.4. Два крайних положения шарнирного четырехзвенника в круге единичного радиуса

После замеров могут быть вычислены:

а) длина стойки:

$$l_{OC} = OC \cdot \mu_l; \quad (7)$$

б) длина коромысла:

$$l_{CB} = CB \cdot \mu_l; \quad (8)$$

в) длины кривошипа l_{OA} и шатуна l_{AB} вычисляются из соотношений

$$\begin{aligned} l_{AB} + l_{OA} &= OB_1 \cdot \mu_l = l_{OB_1}; \\ l_{AB} - l_{OA} &= OB_2 \cdot \mu_l = l_{OB_2}. \end{aligned} \quad (9)$$

В заключение измеряют установочный угол β наклона стойки к биссектрисе угла размаха коромысла O^*C и интервал угла давления γ , пределы которого в шарнирном четырехзвеннике наступают, когда кривошип OA совмещен со стойкой OC (рис. 3.5).

При этом

$$\arcsin(A - B) \leq \gamma \leq \arcsin(A + B), \quad (10)$$

где

$$A = \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 - l_{BC}^2}{2l_{BC} \cdot l_{BD}}; \quad (11)$$

$$B = \frac{l_{OA} \cdot l_{OC}}{l_{BC} \cdot l_{BD}}. \quad (12)$$

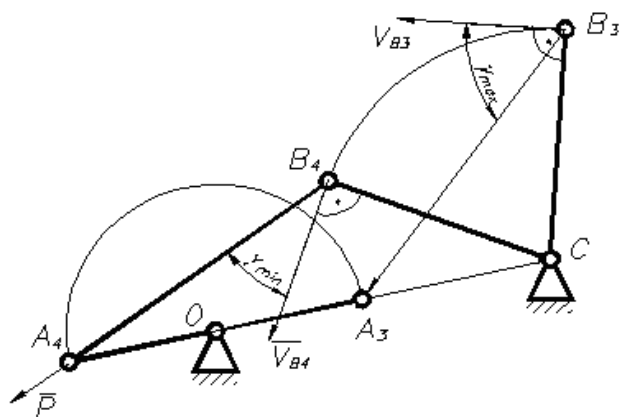


Рис. 3.5. Шарнирный четырехзвенник в положениях экстремумов угла давления

Опыт проектирования показывает, что не всякий выбор на круге центра O обеспечивает получение шарнирного четырехзвенника с допустимым интервалом угла давления γ ($\gamma_{\text{дон}} \leq \pm 45^\circ$) [20]. Студентами ПГУ были определены области существования шарнирного четырехзвенника с учетом указанных ограничений [19]. Задача решалась при помощи ПЭВМ.

Обозначив полярный угол выбора центра O на окружности через φ (рис. 3.4), положив $R = 1,0$ и определив из равнобедренных треугольников OO^*B_1 и OO^*B_2 относительные величины

$$l_{OB_1} = 2 \sin \frac{\varphi - \theta}{2}; \quad (13)$$

$$l_{OB_2} = 2 \sin \frac{\varphi + \theta}{2}.$$

Из соотношений (9) найдем

$$l_{OB_1} = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi}{2}; \quad (14)$$

$$l_{AB} = 2 \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2}.$$

По теореме косинусов из ΔOB_1C получим

$$l_{BC} = \sqrt{1 + p^2 + 2p \cos \theta}, \quad (15)$$

из ΔOO^*C :

$$l_{OC} = \sqrt{1 + p^2 + 2p \cos \varphi}, \quad (16)$$

$$p = CO^* = \frac{\sin(\theta - \psi)}{\sin \varphi}; \quad (17)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{l_{OO^*}}\right). \quad (18)$$

В заключение по формулам (10) – (12) уточняем интервал угла давления в механизме.

Расчеты, проведенные по формулам (11) – (17), позволили установить, что угол перекрытия θ у шарнирного четырехзвенника в интервале угла давления $-45^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ$ не может превышать $\theta \leq 24^\circ$.

Таблицы механизмов (прил. 2) позволяют по известной величине θ подобрать близкий кривошипно-коромысловый четырехзвенник с оптимальным интервалом угла давления γ , определить угол размаха коромысла 2ψ и приближенно найти значения полярного угла φ выбора центра O . Значение φ определяется по формуле

$$\varphi = \theta + k \cdot \Delta\varphi,$$

где $\Delta\varphi$ – шаг точек при исследовании интервала γ по формулам (10 – 12) на вероятностных интервалах углов φ ($\theta \leq \varphi \leq \pi - \psi$);

k – порядковый номер исследуемой точки на дуге B_0OE .

В формулы (14) – (18) следует подставить требуемые значения θ , выбранную из таблицы величину ψ и рассчитанное значение φ .

Если в указанные формулы подставлять точное значение θ , для которого рассчитывалась таблица, то при выборе ψ и θ указанным образом размеры механизма с помощью соотношений (14) – (18) обеспечили бы точное повторение интервала γ , по которому производился набор исходных параметров синтеза. Фактически указанный интервал будет также иметь приближение к табличному.

3.2.2. Двухкривошипный шарнирный четырехзвенник

Шарнирные четырехзвенники могут быть двухкривошипными, если их стойка – наименьшая из звеньев (рис. 3.6). В двухкривошипных схемах массы накапливают значительно большую кинетическую энергию и движутся более равномерно, вследствие чего обеспечивают большую динамическую устойчивость работы машин, чем кривошипно-коромысловые механизмы.

Если AB – ведомое звено механизма, то по аналогии с однокривошипным исполнением крайние его положения наступают тогда, когда звенья OA и AB совмещены либо являются продолжением друг друга. Между

этими положениями входной кривошип OC в пределах 360^0 ометает углы рабочего ($\alpha_{P.X}$) и холостого ($\alpha_{X.X}$) ходов.

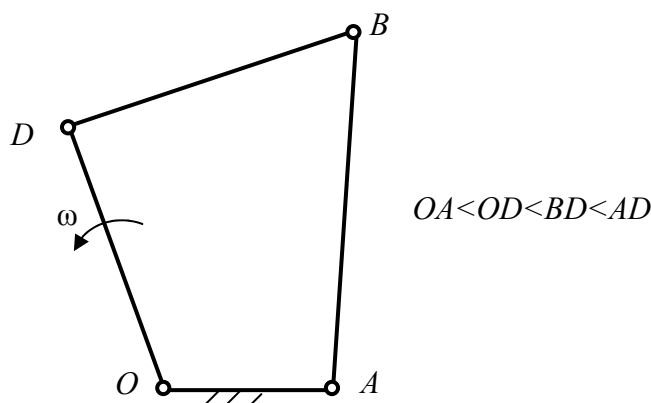


Рис. 3.6. Двухкривошипный шарнирный четырехзвенник

Принимая длины одинаково обозначенных звеньев однокривошипного и двухкривошипного механизмов равными друг другу и замечая, что в крайних положениях механизмов расположение звеньев BA и OD относительно друг друга одинаково, можем сделать вывод о соотношении углов $\alpha_{p.x}$ и $\alpha_{x.x}$, углов перекрытия и коэффициентов производительности у этих механизмов: одну схему можно получить из другой, используя известный метод обращения движения.

Таким образом, проектируя однокривошипную схему по методам, изложенным в п. 3.2.1, и обращая в ней движение так, чтобы кривошип стал неподвижным звеном, а стойка вращалась в обратном направлении с угловой скоростью кривошипа, получим двухкривошипный шарнирный четырехзвенник с тем же углом перекрытия θ , что и в исходном кривошипно-коромысловом механизме.

Заметим, что в силу идентичности взаимного расположения звеньев у обеих схем интервалы и функции углов давления одинаковы.

3.2.3. Шарнирный четырехзвенник с нулевым углом перекрытия

Такие механизмы, хотя и имеют коэффициент производительности $\eta^* = 0,5$, все же способны генерировать высокую производительность путем использования обратного хода коромысла в качестве рабочего наряду с прямым. Рассмотрим особенности синтеза таких механизмов.

Поскольку у них $\theta = 0$, шарнир O – центр вращения кривошипа OA – располагается непосредственно на продолжении хорды B_0B_1 (рис. 3.7), за пределами дуги единичного радиуса, причем

$$2l_{A_0A_1} = l_{B_0B_1}.$$

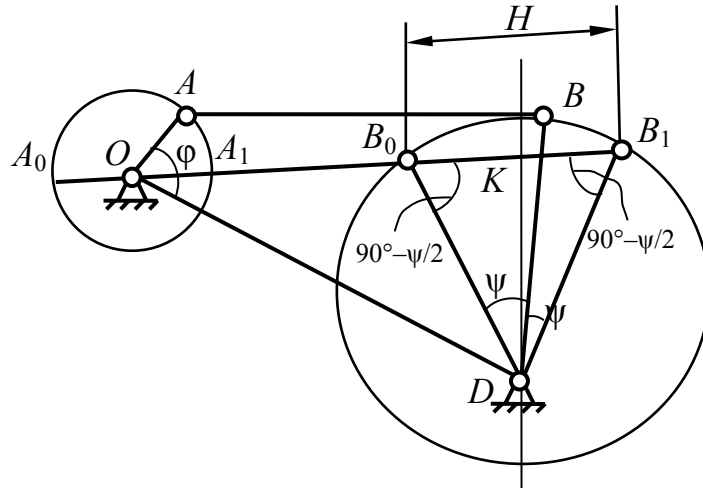


Рис. 3.7. Шарнирный четырехзвенник с нулевым углом перекрытия

Выбирая угол размаха коромысла BD равным 2ψ , строим равнобедренный треугольник B_0B_1D с таким же углом 2ψ при вершине и находим центр D вращения коромысла BD . Длина коромысла рассчитывается по формуле

$$l_{BD} = \frac{l_{BK}}{\cos(90^\circ - \psi)},$$

а поскольку

$$l_{BK} = \frac{H}{2},$$

то

$$l_{BD} = \frac{l_{OA}}{\sin \psi}. \quad (19)$$

Из рис. 3.7 видим:

$$l_{OK} = l_{OA_1} + l_{A_1B_1} - l_{BK} = l_{AB},$$

т. е.

$$l_{BK} = l_{OA}.$$

Высота равнобедренного треугольника B_0B_1D выражается так:

$$l_{DK} = \frac{l_{BK}}{\operatorname{tg} \psi} = \frac{l_{OA}}{\operatorname{tg} \psi},$$

а длина стойки четырехзвенника

$$l_{OD} = \sqrt{l_{OK}^2 + l_{DK}^2} = \sqrt{l_{AB}^2 + \frac{l_{OA}^2}{\operatorname{tg}^2 \psi}}. \quad (20)$$

На этом основании в четырехзвеннике с нулевым углом перекрытия

$$l_{OA}^2 + l_{OD}^2 - l_{AB}^2 - l_{BD}^2 = 0, \quad (21)$$

вследствие чего в (10) и (11) $A = 0$ и функция угла давления, изменяясь в интервале $\arcsin(-B) \leq \gamma \leq \arcsin(B)$, где $B = \frac{l_{OA}l_{OD}}{l_{AB}l_{DB}}$ вычисляется по (12), имеет наилучшее приближение к оптимальной величине $\gamma_{opt} = 0$.

Для синтеза рассмотренного механизма в относительных единицах ($l_{OA} = 1,0$) следует задать ψ и $[\gamma]$, из формулы (18) найти l_{BD} , после чего совместным решением (20) и (21) найти значения l_{OD} и l_{AB} . Таблица выбора параметров механизма содержится в прил. 3.

3.2.4. Синтез кривошипно-ползунного рычажного механизма по коэффициенту производительности

Кривошипно-ползунные рычажные механизмы способны обеспечить преобразование вращательного движения кривошипа в поступательное движение ползуна наиболее простым способом. Порядок синтеза этих механизмов и синтеза кривошипно-коромыслового механизма аналогичны.

На рис. 3.8 изображены два крайних положения кривошипно-ползунного механизма (OA_1B_1 и OA_2B_2), приведены параметры синтеза: H – ход ползуна, θ – угол перекрытия, определяемые l_{OA} и l_{AB} – длины кривошипа и шатуна, e – эксцентриситет.

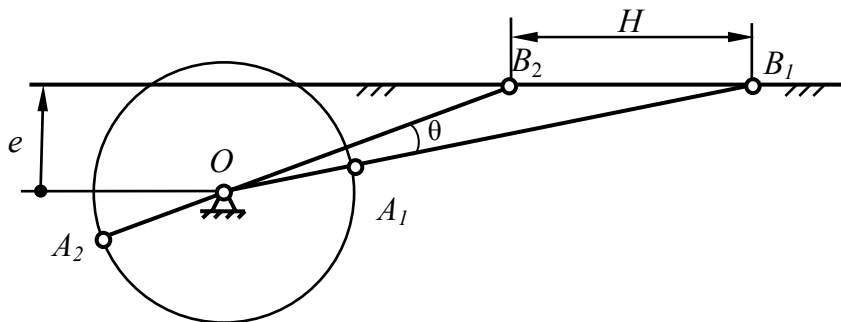


Рис. 3.8. Кривошипно-ползунный механизм и параметры синтеза

Проведем окружность радиусом R (рис. 3.9) и симметрично ее диаметру (например, совмещенному с осью $z - z$) построим центральный угол $\angle B_1CB_2 = 2\theta$. На окружности выберем точку O (угол с осью $z - z$ обозначим как φ), построим угол $\angle B_1OB_2$, опирающийся на дугу B_1B_2 . По известной теореме, угол $\angle B_1OB_2 = \theta$ вписанный, опирающийся на дугу $B_1B_2 = 2\theta$. В то же время отрезки OB_1 и OB_2 напоминают два крайних положения де-

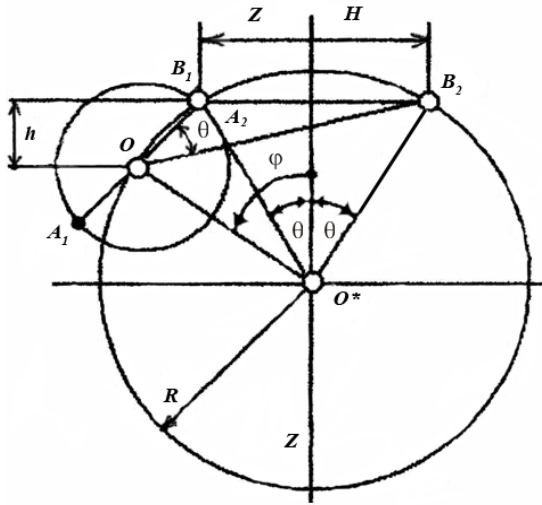


Рис. 3.9. Два крайних положения кривошипно-ползунного механизма

заксиального кривошипно-ползунного механизма с направляющей $x - x$, совмещенной с хордой B_1B_2 , с центром вращения кривошипа OA , размещаемым в точке O , с углом перекрытия $\theta = \angle B_1OB_2$.

Из рис. 3.9 получаем уравнения синтеза:

$$\begin{aligned} l_{OB_1} &= l_{AB} - l_{OA} = 2R \sin \frac{\varphi - \theta}{2}; \\ l_{OB_2} &= l_{AB} + l_{OA} = 2R \sin \frac{\varphi + \theta}{2}; \\ h &= R(\cos \theta - \cos \varphi) = 2R \sin \frac{\varphi + \theta}{2} \sin \frac{\varphi - \theta}{2}; \\ 2R \sin \theta &= H. \end{aligned} \quad (22)$$

Если входными параметрами считать H , m , и θ° , задачу придется решать в абсолютных единицах. Из последнего уравнения (22) получим:

$$R = \frac{H}{2 \sin \theta}, \quad (23)$$

из двух первых путем их последовательного сложения и вычитания:

$$l_{AB} = R \left(\sin \frac{\varphi + \theta}{2} + \sin \frac{\varphi - \theta}{2} \right); \quad (24)$$

$$l_{OA} = R \left(\sin \frac{\varphi + \theta}{2} - \sin \frac{\varphi - \theta}{2} \right), \quad (25)$$

а из предпоследнего путем преобразований:

$$h = 2R \sin \frac{\varphi + \theta}{2} \sin \frac{\varphi - \theta}{2}. \quad (26)$$

Значение φ для подстановки в соотношения (23) – (26) может быть подобрано из ограничения на максимальный угол давления, который периодически наступает, когда кривошип OA становится продолжением вектора дезаксиала h (рис. 3.10).

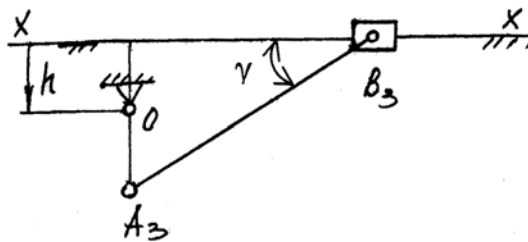


Рис. 3.10. Кривошипно-ползунный механизм в положении экстремума угла давления

При этом

$$\frac{h + l_{OA}}{l_{AB}} \leq \sin \gamma_{don},$$

что после подстановки из (24) – (26) и преобразований дает

$$\sin^2 \frac{\varphi}{2} - \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\theta}{2} \sin \gamma_{\max} - \cos \frac{\varphi}{2} \sin \frac{\theta}{2} \leq \sin^2 \frac{\theta}{2}. \quad (27)$$

Значение φ при известных θ и γ_{\max} подбирают при помощи ЭВМ, начиная слева в интервале $\theta < \varphi < 180^\circ$.

3.2.5. Синтез присоединенного коромыслово-ползунного четырехзвенника по углу размаха коромысла и ходу ползуна

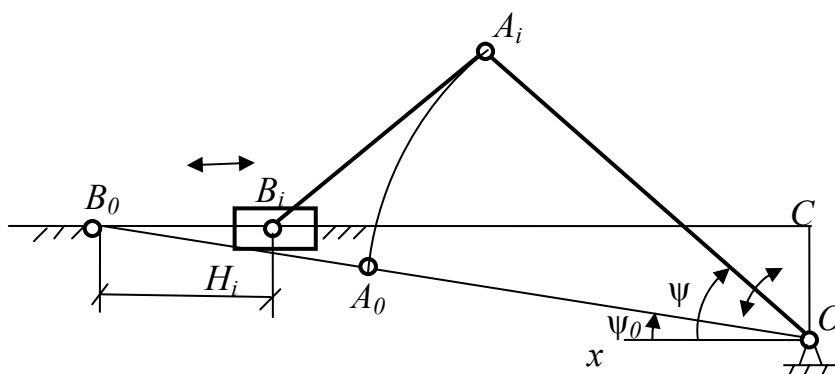


Рис. 3.11. Коромыслово-ползунный рычажный механизм и его кинематические параметры

В коромыслово-ползунном рычажном четырехзвеннике (рис. 3.11) входное звено OA не может совершать полный оборот. Поэтому такие механизмы в основном применяют в комбинированных схемах, где они преобразуют качательное движение коромысла в возвратно-поступательное движение ползуна.

Имеются методы синтеза коромыслово-ползунного рычажного четырехзвенного механизма по ходу H ползуна B и размаху ψ коромысла AO ; ползун осуществляет ход в направлении перпендикуляра к биссектрисе угла размаха коромысла [10]. Однако это лишь частный случай указанного вида механизма, примеры же его использования в машинах более разнообразны [21].

Принимая во внимание широкое распространение схемы коромыслово-ползунного механизма в передаточных механизмах машин и отсутствие достаточных исследований в данной области, рассматриваем его геометрический синтез исходя из общего вида кинематической схемы.

Обозначим длину коромысла OA , шатуна AB и эксцентриситет OC соответственно через l_{OA} , l_{AB} и e , введем систему координат XOY , ось OX направим влево параллельно направляющей ползуна B , угол коромысла OA с положительным направлением оси OX обозначим через ψ_i , интервал изменения этого угла пусть будет

$$\psi_1 \leq \psi_i \leq \psi_2, \quad (28)$$

где ψ_1 и ψ_2 – предельные значения угла ψ_i ,

$$\psi = \psi_2 - \psi_1, \quad (29)$$

где ψ – угол размаха коромысла, устанавливаемый при синтезе или анализе присоединяемого механизма.

Построим крайнее возможное положение механизма OA_0B_0C , в котором коромысло OA и шатун AB расположены на одной прямой. Угол коромысла OA с осью OX при этом положении пусть будет ψ_0 . Возможное перемещение ползуна B от положения B_0 обозначим как H_i , перемещения H_1 и H_2 считаем крайними перемещениями ползуна B от возможного крайнего его положения B_0 , в положениях, соответствующих перемещениям коромысла OA из положения ψ_1 в положение ψ_2 . Заметим, что функция перемещений

$$H_i = H_i(\psi_i) \quad (30)$$

может совпадать либо не совпадать с функцией пути в зависимости от того, является ли она в интервале (28) монотонной (лишь убывает или возрастает) либо немонотонной (сначала убывает, затем возрастает или наоборот).

Переместим механизм $OABC$ из рассматриваемого положения OA_iB_iC в соседнее близкое положение OA_jB_jC (рис. 3.12), сообщив углу ψ_i малое приращение $\Delta\psi_{ij}$, в пределах которого функция (30) изменяется монотонно. При этом перемещение ползуна B будет

$$H_j = B_0B_j,$$

а приращение его составляет

$$\Delta H_{ij} = B_i B_j = H_j - H_i.$$

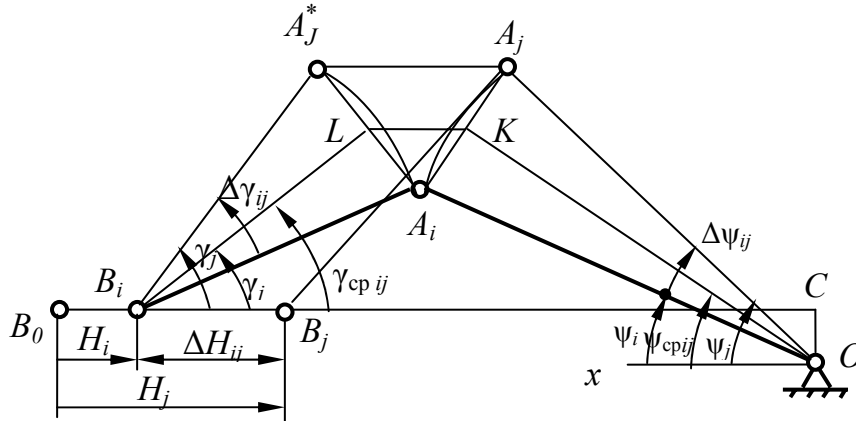


Рис. 3.12. Коромыслово-ползунный механизм в соседних близких положениях i и j

При этом угол давления γ_i шатуна AB на ползун B получает приращение

$$\Delta\gamma_{ij} = \gamma_j - \gamma_i,$$

где γ_i и γ_j – соответственно значения угла γ_i в положениях механизма i и j .
Функцию изменения угла γ обозначим

$$\gamma_i = \gamma_i(\psi_i). \quad (31)$$

Перемещение шатуна AB из положения $A_i B_i$ в соседнее $A_j B_j$ представим как результат двух перемещений: сначала поворот из положения $A_i B_i$ вокруг центра B_i на угол $\Delta\gamma_i$ в промежуточное положение $A_j^* B_i$ ($A_j^* B_i \parallel A_2 B_2$), затем поступательное перемещение с ползуном B из промежуточного положения $A_j^* B_i$ в конечное $A_j B_j$ на величину ΔH_{ij} [22].

Указанное преобразование можно описать с помощью следующих простейших фигур:

- параллелограмма $B_i A_j^* A_j B_j$, у которого

$$l_{A_j A_j^*} = l_{B_i B_j} = \Delta H_{ij};$$

- двух равнобедренных треугольников $A_i O A_j$ и $B_i A_i A_j^*$ с углами при вершинах $\Delta\psi_{ij}$ и $\Delta\gamma_{ij}$;

- косоугольного треугольника $A_i A_j A_j^*$, у которого две стороны – основания равнобедренных треугольников $A_i O A_j$ и $B_i A_i A_j$.

Углы высот OK_i и B_iL_i треугольников A_iOA_j и $B_iA_iA_j^*$ с направляющей ползуна B (ось x) обозначим ψ_{cpij} и γ_{cpij} . Через границы интервалов углов $\Delta\psi_{ij}$ и $\Delta\gamma_{ij}$ ($\psi_i, \psi_j, \gamma_i, \gamma_j$) эти величины выразим так:

$$\psi_{cpij} = \frac{\psi_i + \psi_j}{2};$$

$$\gamma_{cpij} = \frac{\gamma_i + \gamma_j}{2}.$$

В треугольнике $A_1A_2A_2^*$ стороны

$$l_{A_iA_j} = 2l_{OA} \sin(\Delta\psi_{ij} / 2);$$

$$l_{A_iA_i^*} = 2l_{AB} \sin(\Delta\gamma_{ij} / 2),$$

а третья сторона

$$l_{A_jA_i^*} = l_{B_iB_j} = \Delta H_{ij}.$$

Углы при вершинах A_j и A_j^* треугольника $A_iA_jA_j^*$ найдем по рис. 3.12. Опираясь на данные, что $A_jA_j^* \parallel OX$, $A_iA_j \perp OK$, а $A_iA_j^* \perp B_iL$, получим

$$\angle A_i = 90^\circ - \psi_{cpij};$$

$$\angle A_j^* = 90^\circ - \gamma_{cpij}.$$

При этом $\angle A_i$ составит

$$\angle A_i = 180^\circ - \angle A_j - \angle A_j^* = \psi_{cpij} + \gamma_{cpij}.$$

Опираясь на полученные результаты по теореме синусов, из треугольника $A_iA_jA_j^*$ получаем связь кинематических параметров коромысло-ползунного механизма для воспроизведения функции $\Delta H_{ij} = \Delta H_{ij}(\Delta\psi_i)$ (30) в положении механизма ψ_i на перемещение $\Delta\psi_{ij}$.

$$\frac{\Delta H_{ij}}{\sin(\psi_{cpij} + \gamma_{cpij})} = \frac{2l_{OA} \sin \frac{\Delta\psi_{ij}}{2}}{\cos \gamma_{cpij}} = \frac{2l_{AB} \sin \frac{\Delta\gamma_{ij}}{2}}{\cos \psi_{cpij}}. \quad (32)$$

Уравнения (32) дают общее представление о кинематике коромысло- и кривошипно-ползунного механизма для воспроизведения задаваемых функций (30) и (31). Устремляя в них $\Delta\psi_{ij} \rightarrow 0$ и переходя к пределам

$$\lim \psi_{cpij} = \psi_i;$$

$$\begin{aligned}
\lim \gamma_{cpij} &= \gamma_i; \\
\lim \sin\left(\frac{\Delta\psi_{ij}}{2}\right) &= \frac{\Delta\psi_{ij}}{2}; \\
\lim \sin\left(\frac{\Delta\gamma_{ij}}{2}\right) &= \frac{\Delta\gamma_{ij}}{2}; \\
\lim\left(\frac{\Delta H_{ij}}{\Delta\psi_{ij}}\right) &= \left(\frac{dH}{d\psi}\right)_i; \\
\lim\left(\frac{\Delta H_{ij}}{\Delta\gamma_{ij}}\right) &= \lim\left(\frac{\Delta H_{ij}}{\Delta\psi_{ij}} \cdot \frac{\Delta\psi_{ij}}{\Delta\gamma_{ij}}\right) = \lim\left(\frac{\Delta H_{ij}}{\Delta\psi_{ij}}\right) \cdot \lim\frac{\Delta\psi_{ij}}{\Delta\gamma_{ij}} = \left(\frac{dH}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{d\gamma}\right)_i,
\end{aligned}$$

получаем для синтеза механизма по кинематическим характеристикам в одном (i -ом) из его положений, когда $\psi_i, \gamma_i, \left(\frac{dH}{d\psi}\right)_i, \left(\frac{dH}{d\gamma}\right)_i$:

$$\begin{aligned}
l_{OA} &= \frac{\cos \gamma_i}{\sin(\gamma_i + \psi_i)} \cdot \left(\frac{dH}{d\psi}\right)_i \\
l_{FB} &= \frac{\cos \psi_i}{\sin(\psi_i + \gamma_i)} \cdot \left(\frac{dH}{d\gamma}\right)_i.
\end{aligned} \tag{33}$$

Определив l_{OA} и l_{AB} , можем дополнительно найти эксцентриситет e . Составляя уравнение проекций контура OA_iB_iC на направление оси ΔY (направление эксцентриситета), получим

$$e = l_{OA} \sin \psi_i - l_{AB} \sin \gamma_i. \tag{34}$$

Чтобы спроектировать коромыслово-ползунный механизм по двум его положениям – ходу ползуна B и углу размаха коромысла OA , необходимо рассмотреть интегральные формы уравнений (32), положив при этом

$$\begin{aligned}
\sum \Delta\psi_{ij} &= \psi_{12} = \psi_2 - \psi_1; \\
\sum \Delta\gamma_{ij} &= \gamma_{12} = \gamma_2 - \gamma_1; \\
\sum \Delta H_{ij} &= H_{01},
\end{aligned} \tag{35}$$

где границы интервалов углов ψ и γ замерены от положительного направления оси OX , а границы перемещений H_{ij} – от возможного крайнего положения B_0 .

Представив средние значения интервалов углов в виде

$$\psi_{cp} = \frac{\psi_1 + \psi_0}{2}; \quad \gamma_{cp} = \frac{\gamma_1 + \gamma_0}{2}, \quad (36)$$

с помощью уравнений (32) получаем

$$l_{OA} = \frac{\Delta H_{12}}{\sin(\psi_{cp} + \gamma_{cp})} \cdot \frac{\cos \gamma_{cp}}{2 \sin \frac{\psi_{12}}{2}}; \quad (37)$$

$$l_{AB} = \frac{\Delta H_{12}}{\sin(\psi_{cp} + \gamma_{cp})} \cdot \frac{\cos \psi_{cp}}{2 \sin \frac{\gamma_{12}}{2}}. \quad (38)$$

При синтезе задаем перемещения звеньев механизма ψ_{12} , γ_{12} и ΔH_{12} с помощью углов ψ_{cp} и γ_{cp} , ограничивающих интервалы углов ψ и γ с осью OX . Вычислив по этим данным l_{OA} и l_{AB} , эксцентриситет e и угол луча OB_0 с положительным направлением оси OX найдем из уравнений

$$e = l_{OA} \sin\left(\psi_{cp} - \frac{\Delta\psi}{2}\right) - l_{AB} \sin\left(\gamma_{cp} - \frac{\Delta\gamma}{2}\right); \quad (39)$$

$$\psi_0 = \arcsin\left(\frac{e}{l_{OA} + l_{AB}}\right). \quad (40)$$

В качестве примера рассмотрим упомянутый ранее случай синтеза коромыслово-ползунного механизма по известному углу ψ размаха коромысла и задаваемому ходу ΔH_{12}^* ползуна B , когда направляющая $x-x$ ползуна B и биссектриса OK угла ψ_{12} взаимно перпендикулярны (рис. 3.13).

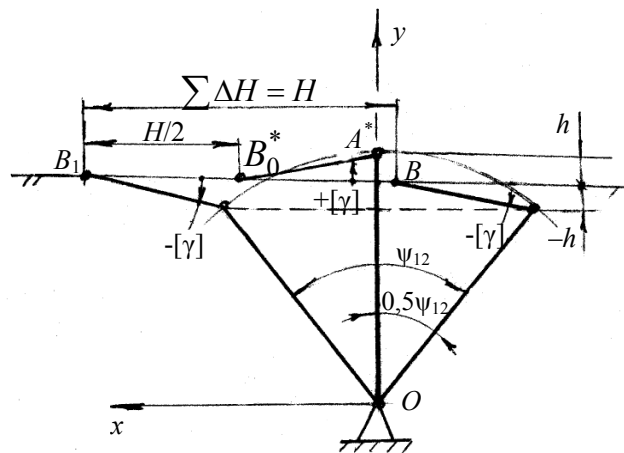


Рис. 3.13. Коромыслово-ползунный механизм

Потребуем, чтобы на участке ΔH_{12} угол давления γ_{12} имел максимальное приближение к оптимальному своему значению $\gamma_{opt} = 0$, равномерно уклоняясь от него на допустимую величину $[\gamma]$ (рис. 3.14), которая в поступательной кинематической паре может достигать $[\gamma] = \pm 30^\circ$.

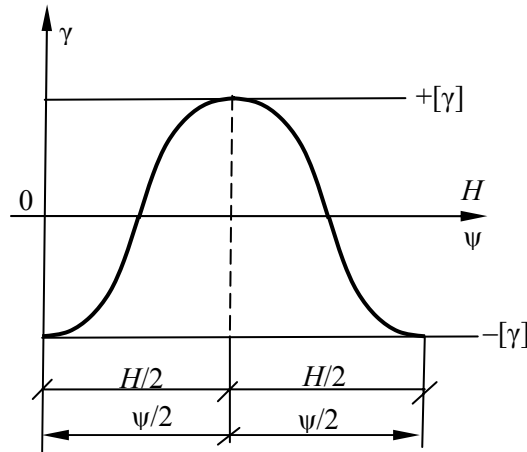


Рис. 3.14. График наилучшего приближения угла давления к оптимальному значению

Предполагая, что в пределах заданного угла ψ_{12} функция (30) изменяется монотонно, замечаем, однако, что функция (31) является монотонной лишь в пределах половины этого угла, изменяясь от $-[\gamma]$ до $+[\gamma]$ и единожды пересекает ось ψ (рис. 3.15).

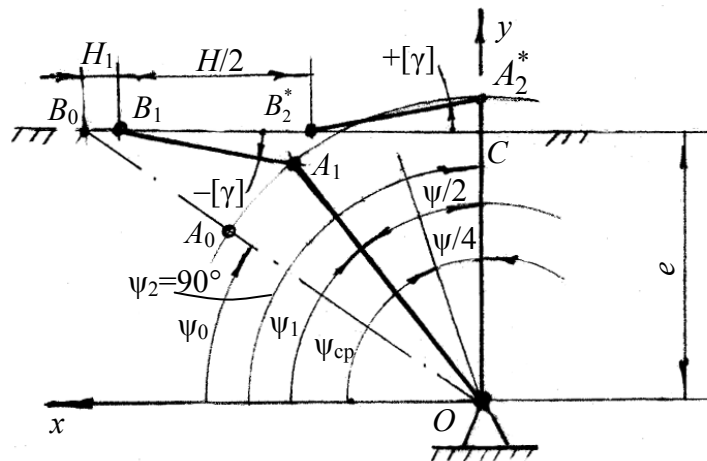


Рис. 3.15. Цикл движения коромысло-ползунного механизма с наилучшим приближением угла давления к оптимальному

Поэтому в формулы (33) – (35) необходимо подставить:

$$\Delta\psi = \frac{\psi^*}{2}; \Delta H = \frac{H^*}{2}; \Delta\gamma = 2[\gamma]; \gamma_{cp} = 0;$$

$$\psi_1 = 90^\circ - \frac{\Psi^*}{2}; \quad \psi_2 = 90^\circ; \quad \psi_{cp} = 90^\circ - \frac{\Psi^*}{4}.$$

При этих значениях величин указанные формулы дают

$$l_{OA} = \frac{\Delta H_{12}^*}{2 \sin \frac{\Psi^*}{4} \cdot 2 \cos \frac{\Psi^*}{4}} = \frac{H}{2 \sin \frac{\Psi^*}{2}};$$

$$l_{AB} = \frac{\Delta H_{12}^* \cos \left(90^\circ - \frac{\Psi^*}{4} \right)}{2 \cos \frac{\Psi^*}{4} \cdot 2 \sin[\gamma]} = \frac{\Delta H_{12}^* \operatorname{tg} \frac{\Psi^*}{4}}{4 \sin[\gamma]}.$$

Зная l_{OA} и l_{AB} , можем найти:

$$e = l_{OA} \sin \left(90^\circ - \frac{Dy^*}{2} \right) - l_{AB} \sin[-g] = \frac{DH_{12}^*}{4 \operatorname{tg} \frac{\Psi^*}{2}}.$$

При необходимости найдем

$$\psi_0 = \arcsin \left(\frac{e}{l_{OA} + l_{AB}} \right).$$

В рассматриваемом примере условие перпендикулярности направляющей ползуна B с биссектрисой угла ψ предопределило выбор угла ψ_{cp} , а характер изменения угла давления – выбор угла γ_{cp} . В общем случае синтеза коромысло-ползунного механизма по двум его положениям придется задаться указанными величинами, и это скажется на качестве получаемых решений. Чтобы получить оптимальное качество, следует учитывать ограничения. Рассмотрим некоторые из них.

1) При определении величины H в выражениях (35) операция суммирования $\sum \Delta H_{ij}$ производится без учета знаков ΔH_{ij} , т. е. величины ΔH_{ij} однонаправленные. В связи с этим формулы (37) и (38) справедливы лишь для участков монотонного изменения функций (подтверждено рассмотренным примером).

2) При известных ограничениях на изменение угла давления в поступательной кинематической паре B ($[\gamma]_{\max} = \pm 30^\circ$) функция (30) в пределах угла ψ_{12} может иметь один, либо два участка монотонного изменения в за-

висимости от того, пересекает луч OB_0 область, заключенную сторонами угла ψ_{12} , или же не пересекает. В первом случае имеем:

$$\psi_{cp} - \psi_0 < \frac{\psi}{2}; \quad (41)$$

ползун B при совмещении звена OA с лучом OB_0 достигает положения B_0 , и функция (30) достигает экстремума (рис. 3.16, *a*).

Во втором случае

$$\psi_{cp} - \psi_0 \geq \frac{\psi}{2};$$

функция (30) экстремума не имеет, на всем своем протяжении в пределах угла ψ она изменяется монотонно (рис. 3.16, *б*).

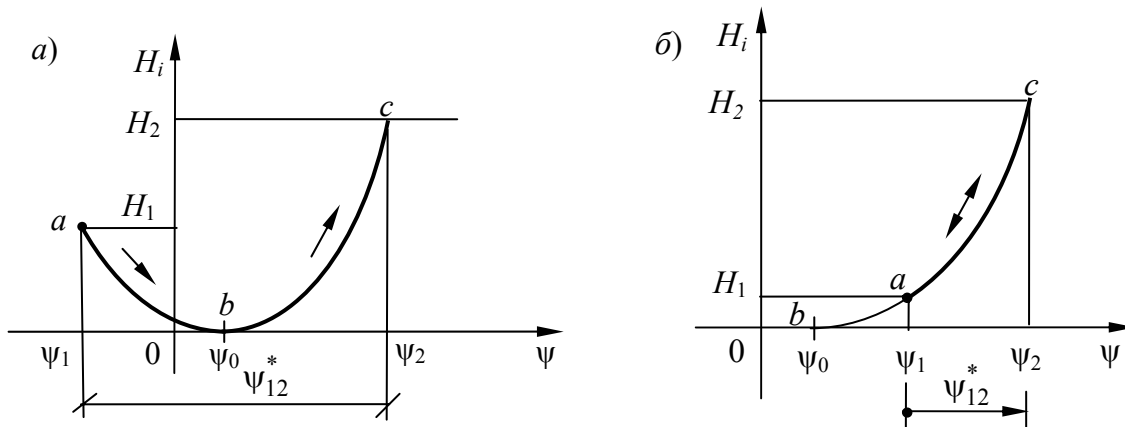


Рис. 3.16. Кинематические графики положения коромысло-ползунного механизма и схемы движения ползуна

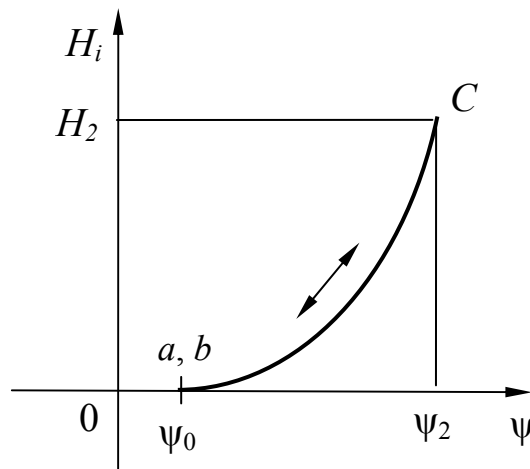


Рис. 3.17. Базовый график движения ползуна коромысло-ползунного механизма

Таким образом, выбирая соответствующим образом ψ_0 и ψ_{cp} , можно обеспечить получение той или иной формы графика функции (30). Большое разнообразие форм графика способствует широкому использованию коромысло-ползунного механизма в практике проектирования технологических машин.

Анализируя графики на рис. 3.16, приходим к выводу, что они описаны двумя участками монотонности ab и bc , причем каждый из этих участков начинается с положения $\psi_1 = \psi_0$ (рис. 3.17). При этом

$$\begin{aligned} H_1 = 0, \quad \psi = \psi_2 - \psi_0; \quad \psi_{cp} = \frac{\psi_0 + \psi_2}{2}; \quad \gamma_1 = -\psi_0; \\ \gamma_{cp} = \frac{\gamma_2 - \psi_0}{2}; \quad H_2 = H; \quad \psi_2 = \psi_0 + \psi. \end{aligned} \quad (42)$$

Поэтому формулы (37) – (38) для этого случая приводим к виду

$$\begin{aligned} l_{OA} &= \frac{H}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\gamma_2 - \psi_0}{2}}{2 \sin \frac{\psi_2 - \psi_0}{2}}; \\ l_{AB} &= \frac{H}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\psi_2 - \psi_0}{2}}{2 \sin \frac{\gamma_2 - \psi_0}{2}}. \end{aligned} \quad (43)$$

По заданным H , ψ , принимаемым $\gamma_2 = [\gamma]$ и $\gamma_1 = \psi_1 < [\gamma]$, определяем l_{OA} и l_{AB} , после чего находим

$$e = (l_{OA} + l_{AB}) \sin \psi_0. \quad (44)$$

При синтезе коромысло-ползунного механизма в общем случае ($\psi_1 \neq \psi_0$) необходимо уравнения (43) составлять для каждой из ветвей монотонности, подставляя H , ψ_1 и γ_1 с соответствующими знаками. Тогда, например, при необходимости спроектировать механизм с функцией положения типа (рис. 3.16, *a*) уравнения синтеза получаем в следующем виде:

$$\begin{aligned} l_{OA} &= \frac{H_1}{\sin(\psi_1 + \gamma_1)} \cdot \frac{\cos \frac{\gamma_1 + \psi_0}{2}}{2 \sin \frac{\psi_1 + \psi_0}{2}} = \frac{H_2}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\gamma_2 - \psi_0}{2}}{2 \sin \frac{\psi_2 - \psi_0}{2}}; \\ l_{AB} &= \frac{H_1}{\sin(\psi_1 + \gamma_1)} \cdot \frac{\cos \frac{\psi_0 - \psi_1}{2}}{2 \sin \frac{\psi_0 - \gamma_1}{2}} = \frac{H_2}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\psi_2 + \psi_0}{2}}{2 \sin \frac{\gamma_2 + \psi_0}{2}}, \end{aligned} \quad (45)$$

$$l_{AB} = \frac{H_1}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\gamma_2}{2}}{2 \sin \frac{\psi_1}{2}} = \frac{H_2}{\sin(\psi_2 + \gamma_2)} \cdot \frac{\cos \frac{\gamma_2}{2}}{2 \sin \frac{\psi_2}{2}},$$

а после деления одного уравнения на другое получим

$$\frac{l_{OA}}{l_{AB}} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \psi_1} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \psi_2}.$$

Схема механизма в этом случае будет иметь вид, представленный на рис. 3.19.

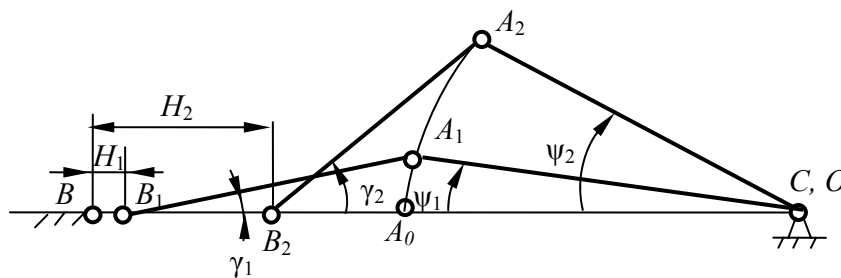


Рис. 3.19. Аксиальный коромысло-ползунный механизм с функцией перемещения по типу рис. 3.16, б

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по ТММ и М – первая крупная самостоятельная работа студента, избравшего профессию инженера-механика. Получаемые в этой работе навыки активно используются при проектировании по другим техническим дисциплинам, таким как «Детали машин», «Основы взаимозаменяемости» и другие, а также они находят применение в дипломном проекте, защита которого подводит итог подготовки студента в техническом вузе. Таким образом, проектирование – процесс, и в самом его начале при выполнении курсового проекта по ТММ и М студенту следует проявить максимум трудолюбия, пунктуальности, изобретательности и творческой инициативы.

Курсовой проект по ТММ и М выполняется в точном соответствии с техническим заданием (Т.З.), официально вручаемым на стандартном бланке каждому студенту. В Т.З. указывается:

- тема проекта и входные данные к нему,
- методические материалы и фамилия руководителя-консультанта,
- сроки отчетности студента по отдельным этапам его работы (рубежный контроль).

Обращаем внимание на то, что не прошедшие рубежного контроля проекты, полностью оформленные с помощью компьютера, к защите не допускаются. В этих случаях специальная комиссия может вынести решение о замене технического задания. Студенты, имеющие разрешение руководителя на оформление своего проекта на компьютере приносят на защиту электронный носитель проекта.

При выполнении проекта студенты следуют алгоритму.

Алгоритм выполнения курсового проекта

Проект включает графическую часть (2 чертежа на листах формата А1) и пояснительную записку (30 – 40 страниц схем и машинописного текста на листах формата А4).

Лист 1 и пояснительная записка к нему посвящены разработке кинематической и динамической схем машины, определению основных технико-экономических ее показателей. Лист 2 и пояснительная записка к нему содержит динамическое и силовое исследование машины, оценку сравнительной долговечности кинематических пар.

Работа выполняется в следующем порядке.

1. Получив задание, студенты при помощи руководителя проводят литературные и патентные исследования, разрабатывают предварительную блок-схему машины, выбирают прототип, после чего получают задание и приступают к оформлению листа 1 и пояснительной записки к нему.

2. Принимая во внимание геометрические размеры заготовки, распределение технологических усилий, приняв величину технологических перебегов, определяют рабочий ход инструмента, разрабатывают диаграмму изменения технологических усилий в функции перемещения рабочего звена $F_T = f(s)$ в пределах полного цикла обработки изделия, в частности, в пределах одного двойного хода обрабатывающего инструмента. Диаграмму изображают на листе 1 в осях: перемещение инструмента s – технологическое усилие на инструмент F_T , с масштабами по осям $\mu_F \left[\frac{H}{\text{мм}} \right]$, $\mu_S \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$. Полученную диаграмму интегрируют, используя геометрический смысл интеграла как площади, заключенной между осью перемещений S и кривой нагрузок F_T [22]. Интегрирование выполняют, прежде всего, на участках монотонного изменения графика нагрузок, где есть возможность с достаточной точностью оценить площади геометрических фигур. Таким образом определяют работу сил полезного сопротивления $A_{н.с.ц}$ за цикл. Работа $A_{н.с.ц}$, увеличенная с учетом КПД на величину потерь в передаточном механизме, позволяет найти работу движущих сил:

$$A_{дв} = \frac{A_{н.с.ц}}{\eta}, \quad (1)$$

где КПД передаточного механизма η находят по справочникам через КПД составляющих механизмов $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n;$$

n – число простых механизмов, образующих ряд.

Полученное значение $A_{дв}$, кДж, переведенное в киловатт-часы, составляет удельное энергопотребление из питающей сети:

$$Q \left(\frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{изделие}} \right) = \frac{A_{дв}}{60^2} \left(\frac{\text{кДж}}{\text{изделие}} \right).$$

3. Используя задаваемую производительность $Pr \left(\frac{\text{изд}}{\text{мин}} \right)$, определяют время технологического цикла:

$$T_y = \frac{60}{Pr}(\text{с}), \quad (2)$$

а делением на это время работы движущих сил $A_{\text{дв}}$ находят среднецикловую мощность приводного электродвигателя $P_{\text{дв}}$, кВт, развиваемую при установившемся движении машины:

$$P_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{дв}}}{T_y}(\text{кВт}).$$

По этой мощности из каталогов двигателей, например, в настоящем УМК (ч. I, прил. 1), подбирают приводной электродвигатель серии 4А, выписывают его номинальную частоту вращения $n_{\text{ном}}$, пусковой и опрокидывающий моменты M_n и $M_{\text{опр}}$, развиваемую мощность P_{max} и другие параметры механической характеристики двигателя.

Поскольку в каталоге одной и той же мощности электродвигателя соответствуют различные значения n_c , $n_{\text{ном}}$ и т. п., окончательный выбор производят на основании ограничений, например, массы, сложности передачи от двигателя к главному валу

$$U_{\text{дв-г.в}} = n_{\text{ном}}/n_{\text{г.в}},$$

где $n_{\text{г.в}}$ – равная производительности (Pr) частота вращения главного вала машины. Эти данные служат для сравнительной оценки различных вариантов и окончательного принятия решения о выборе марки приводного двигателя.

4. По величине $U_{\text{дв-г.в}}$ проектируют зубчатую передачу, включая в ее состав планетарный и одноступенчатый (компенсирующий) зубчатый механизмы*, позволяющие за счет подгонки вычислений получать передаточное отношение $U_{\text{пер}} = U_{\text{дв-г.в}}$ с высокой степенью точности.

5. Подбирают число зубьев планетарного механизма, пользуясь методом сомножителей. Минимальное число зубьев принимают $Z_{\text{min}} \geq 17$.

Пользуясь формулой [23]

$$M_n = \sqrt[3]{0,1 \cdot M_{\text{кр}}}, \quad (4)$$

где $M_{\text{кр}} = P_{\text{дв}}/\omega_H$ – крутящий момент (Н·м) на валу водила либо другого, но менее быстроходного вала, находят стандартный модуль. Задаваясь мо-

* / Для обработки элементов программы обучения

дулем открытой ступени, определяют делительные диаметры колес. Схему зубчатой передачи в масштабе и в двух проекциях изображают на листе 1.

6. Вычисляют коэффициент производительности η^* , углы рабочего $\alpha_{p.x.}$ и холостого $\alpha_{x.x.}$ ходов ($\alpha_{p.x.} = 360 \cdot \eta^*$, $\alpha_{x.x.} = 360 - \alpha_{p.x.}$), (угол перекрытия $\theta = \alpha_{p.x.} - 180^\circ$). Окончательно выбирают схему несущего механизма и осуществляют его синтез.

7. На чертеже (лист 1) вычерчивают несущий механизм в крайних положениях и проверяют результаты синтеза, в частности, угол перекрытия θ и ход инструмента H .

8. В пределах хода инструмента изображают схему (эскиз) обрабатываемой заготовки, диаграмму полезных нагрузок, находят значения обобщенных координат в характерных положениях несущего механизма (в положениях изломов графика полезных нагрузок, экстремумов углов давления, начала и окончания работы вспомогательных механизмов и т. п.). Всего вычерчивают 10 – 12 положений машины в пределах одного оборота главного вала (технологического цикла обработки изделия).

9. Разрабатывают циклограмму (схему) совместной работы основного (несущего) и вспомогательных механизмов в функции угла поворота главного вала. Для управления вспомогательными механизмами применяют кулачковые механизмы, насаживая кулачки в машине на главный вал. В зависимости от характера выполняемой машинной технологии назначают фазовые углы поворота кулачков, длины и углы размаха коромысел, ходы толкателей, из [10] выбирают законы движения толкателей в функции их перемещений.

10. Профилируют кулачок – управляющий орган одного из вспомогательных механизмов. Для этого углы поворота кулачка на фазах удаления и возвращения (φ_y и φ_v), выбранные в 3.10, разбивают на 6 – 8 частей, равноотстоящих по углу поворота кулачка. По формулам [10] в соответствии с принятым законом движения толкателя вычисляют передаточные функции острия толкателя в зависимости от угла поворота кулачка

($S_T - \varphi_k; \frac{dS}{d\varphi_k} - \varphi_k$); их значения вносят в таблицу.

11. Выбрав масштабы $\mu_s = \mu \frac{ds}{d\varphi_k}$ (м/мм), строят диаграмму $S - \frac{dS}{d\varphi_k}$

для центра ролика. Задавшись углами давления кулачка на толкатель ($-30^\circ \leq \gamma_{\max} \leq 30^\circ$ при его поступательном движении и $-45^\circ \leq \gamma_{\max} \leq 45^\circ$

при вращательном), определяют допустимую область выбора центра вращения кулачка. Выбор положения этого центра определяет длину стойки L , начальный угол коромысла со стойкой ψ_0 при вращательном движении толкателя, радиус R_0 и эксцентриситет e при поступательном движении.

12. В тех же осях, используя лишь разметку положений толкателя и положение центра вращения кулачка, в системе стойки механизма, методом обращения движения строят центровой, затем рабочий профиль кулачка. Радиус ролика выбирают как наименьшую величину, полученную из соотношений:

$$r_p = 0,8 \cdot \rho_{\min}; \quad r_p = 0,45 \cdot R_0, \quad (5)$$

где ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны центрального профиля (положение на профиле определяется визуально).

13. Обеспечивают динамическую устойчивость выполнения заданного машинного технологического процесса путем введения дополнительных маховых масс с необходимым запасом кинетической энергии на стадии установившегося движения. Для определения этих масс:

13.1. Производят ориентировочную оценку масс и моментов инерции уже имеющихся звеньев машины (рычаги несущего и др. механизмов, зубчатые колеса, планетарной передачи, кулачкового механизма и др.). Результаты оценки вносят в табл. 2.1 (разд. 5).

13.2. В характерных положениях машины (п. 3.1) с помощью формул (прил. 4) определяют передаточные функции звеньев механизмов к ведущим звеньям либо к главному валу. Результаты вносят в табл. 2.2 (разд. 5).

13.3. Массы звеньев машины приводят вначале к ведущим звеньям составляемых механизмов, полученные приведенные массы переприводят к главному валу машины. В итоге получают значения моментов инерции имеющихся подвижных звеньев, которые в совокупности составляют известные приращения ΔI_{npi} полного момента инерции момента J_{npi} за вычетом приведенного момента инерции маховика ($J_{np.max}$), масса которого постоянна и пока неизвестна (вводится дополнительно);

13.4. Строят и интегрируют график полезной нагрузки в функции пути S^* , проходимого инструментом ($F_{n.c.i} - S_i^*$) за цикл установившегося движения $S^* = 2H$, где H – величина рабочего и холостого ходов инструмента. Получают график распределения работ в цикле ($A_{n.c.i} - S_i^*$), в т. ч. работу полезных сил за цикл – $A_{n.c.ц}$ (ее сравнивают с результатами, полученными в п. 3.1.1).

13.5. Строят диаграмму $M_{\delta\epsilon}(\varphi)$, график работ движущего момента $M_{\delta\epsilon}$ в функции перемещения вала привода φ (главного вала) за цикл установившегося движения (оборот главного вала $\varphi = 2\pi$). Поскольку при незначительных колебаниях угловой скорости главного вала (заданный коэффициент неравномерности хода δ – величина малая), график момента ($M_{\delta\epsilon.i} - \varphi_i$) будет изображаться прямой, а работа момента будет представлять прямую пропорциональность. За цикл вращения главного вала ($\varphi = 2\pi$) эта работа составит $A_{\delta\epsilon.ц} - A_{н.с.ц}$. Данные помещают в табл. 2.6 (разд. 5).

13.6. Вычисляют $A_{\delta\epsilon.i}$ и $A_{н.с.i}$ при одинаковых положениях машины. Результаты вносят в таблицу, куда помещают и приращения кинетической энергии:

$$\Delta T_i = T_i - T_0 = A_{\delta\epsilon.i} - A_{н.с.i}, \quad (6)$$

где T_i – полная кинетическая энергия масс всех подвижных звеньев машины (известных и определяемых), T_0 – постоянный ее запас (в т. ч. и в маховике).

13.7. Строят диаграмму энергомасс – замкнутую кривую $T_i - I_{нpi}$ в осях известных приращений $\Delta T_i - \Delta I_{нpi}$, принимая масштабы этих осей $\mu_I \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}} \right)$ и $\mu_T \left(\frac{\text{Дж}}{\text{мм}} \right)$ (момент инерции и величина энергии в миллиметре чертежа). Значения ΔT_i и $\Delta I_{нpi}$ берут из табл. 2.6 (разд. 5) при одинаковых значениях φ .

13.8. Определяют углы наклона касательных к диаграмме $\Delta T_i - \Delta I_{нpi}$, в створе которых она будет видна из искомого начала координат $T_i - I_{нpi}$ для машины:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \psi_{\max} &= \frac{\mu_I}{2\mu_T} (1 + \delta) \cdot \omega_{cp}^2, \\ \operatorname{tg} \psi_{\max} &= \frac{\mu_I}{2\mu_T} (1 - \delta) \cdot \omega_{cp}^2, \end{aligned} \quad (7)$$

где $\omega_{cp} = \frac{\pi \cdot n}{30}$,

n – частота вращения звена привода (как правило, главного вала машины).

Под этими углами к оси ΔJ_{np} проводят касательные к диаграмме в осях $\Delta T - \Delta I_{np}$, в точке их пересечения находят начало системы $T - I_{np}$.

Обычно координаты начала системы $T - I_{np}$ располагаются вне чертежа, поэтому их чаще находят аналитически, записывая и решая совместно уравнения касательных к диаграмме в виде:

$$\begin{aligned} y &= x \cdot \operatorname{tg} \psi_{\max} + O_1K, \\ y &= x \cdot \operatorname{tg} \psi_{\min} + O_1L, \end{aligned} \quad (8)$$

где O_1K и O_1L (мм) – отрезки, отсекаемые на оси ΔT от начала диаграммы.

Получаемые значения x_0 и y_0 координат начала осей ΔT , ΔI_{np} в масштабе μ_T и μ_I определяют запас кинетической энергии машины T_0 и приведенный момент инерции дополнительных маховых масс (маховика):

$$T_0 = |y_0| \cdot \mu_T; \quad I_{np.max} = |x_0| \cdot \mu_I.$$

14. Зачастую оказывается, что насаженный на вал привода маховик имеет непомерно большой момент инерции I_{max} , а следовательно массу (m_{max}) и размеры. Для снижения массы маховика его следует закрепить на более быстрходном валу. Запасаемая маховиком энергия при этом должна оставаться прежней. Учитывая это, получаем:

$$I_{max}^* = I_{max} / U_1^2,$$

где U_1 – передаточное отношение от нового вала маховика к прежнему валу машины (валу привода).

15. В заключение студент оформляет чертеж (лист 2) и пишет к нему пояснительную записку.

Выполняя эту часть проекта, студент осваивает технику силового и кинематического расчета машин, позволяющую прогнозировать интенсивность износа кинематических пар, а в дальнейшем разрабатывать конструкцию этих пар. Усилия в кинематических парах находят на основании принципа Даламбера, утверждающего, что если к внешним и внутренним силам, действующим на механическую систему, прибавить силы и моменты сил инерции, то ее можно рассматривать находящейся в равновесии, а дифференциальные уравнения ее движения записывать в форме известных уравнений статики. Чтобы применять уравнения статики, необходимо представить машину в виде статически определимых кинематических цепей (структурных групп, например, групп Ассура) с входным звеном машины – например, главным валом двигателя.

Лист 2 студенты выполняют для одного наиболее нагруженного положения машины и отрабатывает лишь методику выполнения силового расчета. Порядок работы следующий.

1. Строят график $\omega = \omega(\varphi)$ обобщенной скорости главного вала машины ω в функции положения главного вала φ , основываясь на формуле кинетической энергии.

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2(T_0 + \Delta T_i)}{I_{max} + \Delta I_i}}. \quad (9)$$

2. Производят оценку итоговых результатов проектирования с помощью формул

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2};$$

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}.$$

Отклонение ω_{cp} и δ выше 2 % считается недопустимым, требующим корректировки динамического синтеза машины (прежде всего устранения ошибок в выполнении п. 14).

3. График $\omega = \omega(\varphi)$ дифференцируют и находят значения углового ускорения главного вала в исследуемых точках цикла

$$\varepsilon_i = \omega_i \frac{d\omega}{d\varphi} = \omega_i \cdot \frac{\mu\omega}{\mu\varphi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_i,$$

где α_i – угол касательной к графику $\omega = \omega(\varphi)$ с осью φ в расчетном положении машины φ_i .

4. Для определения сил инерции для несущего механизма в расчетном положении машины строят план ускорений. По теореме о подобии всех планов (три точки на одном звене образуют на всех планах подобные фигуры) определяют ускорения центров масс звеньев. Затем, как и в курсовой работе по теоретической механике, определяют угловые ускорения звеньев.

Силы инерции – главный вектор $\bar{\Phi}_{uk}$ и главный момент \bar{M}_{uk} рассматриваемого звена – находят по формулам

$$\bar{\Phi}_{uk} = -m_k \cdot \bar{a}_{sk}; \quad \bar{M}_{uk} = -I_{sk} \cdot \bar{\varepsilon}_k$$

и прикладывают к этому звену противоположно направлениям ускорений.

5. Отделяют от механизма структурные группы, начиная с последней присоединенной, содержащей рабочее звено (инструмент).

6. Для первой отсоединенной двухповодковой структурной группы составляют уравнения статики, находят неизвестные реакции в местах отсоединения группы от других звеньев и между звеньями. При этом некоторые составляющие внешних реакций определяют графоаналитически с помощью уравнений моментов, а внутренние и часть внешних – графически с помощью силового многоугольника (плана сил), построенного в масштабе μp (Н·мм).

7. Рассматривают кинетостатику предпоследней структурной группы, к которой, кроме действующих на нее сил инерции, веса и неизвестных реакций, прикладывают известную реакцию со стороны рассмотренной уже группы с измененным ее направлением.

8. Рассматривают главный вал вместе с насаженными на него кривошипом и зубчатым колесом, выходным со стороны привода от двигателя к главному валу машины. Кроме внешних сил и реакций в подшипниках, вал нагружают уравновешивающей силой, действующей по линии зацепления приводных колес (под углом 70° к линии межосевого расстояния). Уравновешивающая сила действует со стороны привода на рассмотренную цепь и обеспечивает кривошипу движение в расчетном положении с расчетными значениями ω_i и ε_i (п.п. 1 и 3).

Вначале из уравнения равновесия главного вала в форме моментов относительно оси вращения определяют уравновешивающую силу P_{Z4-Z5} , затем из плана сил определяют величину и направление реакции подшипника на главный вал (\bar{P}_{01}).

9. Наконец, пользуясь результатами проведенных расчетов, задавшись приведенным коэффициентом трения f_{np} , в первом приближении, радиусами цапф во вращательных кинематических парах r_{ij} , по формулам

$$N_{mp.sp} = P_{ij} \cdot f_{np} \cdot r_{ij} \cdot \omega_{z.б} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{z.б}} - \frac{\omega_j}{\omega_{z.б}} \right),$$

$$N_{mp.пост} = P_{kl} \cdot f_{np} \cdot \omega_{z.б} \left(\frac{v_{kl}}{\omega_{z.б}} \right),$$

где i и j , k и l – номера звеньев, образующих вращательную либо поступательную кинематическую пару, определяют мощности сил трения во всех этих парах.

Полученные мощности используют для прогнозирования износа кинематических пар, а с помощью соотношения

$$\eta = \frac{N_{n.c}}{N_{n.c} + N_{тр}}$$

где $N_{тр}$ – мощности сил трения в кинематических парах рассмотренной цепи,

$$N_{n.c} = P_{n.c} \cdot \omega_{z.в} \left(\frac{v_p}{\omega_{z.в}} \right) - \text{мощности полезной нагрузки,}$$

находят мгновенное значение КПД этой цепи в расчетном положении исследуемой машины.

В заключение студенты делают краткие выводы по проведенной работе с анализом достигнутых результатов, оформляют приложения и список использованных литературных источников.

Курсовой проект по ТММ является ответственной задачей студента и должен быть выполнен под руководством назначаемого кафедрой руководителя проектирования самостоятельно, с максимальной ответственностью за качество приобретаемых навыков.

ЗАДАНИЕ к курсовому проектированию по ТММ

1. Тема проекта: «Разработка основ технического предложения на поперечно-строгальный станок»

2. Исходные данные к проекту:

Назначение станка – обработка наружных поверхностей деталей строганием.

Производительность – $Pr = 100$ двойных ходов резца / мин.

Геометрия обрабатываемой поверхности – по эскизу.

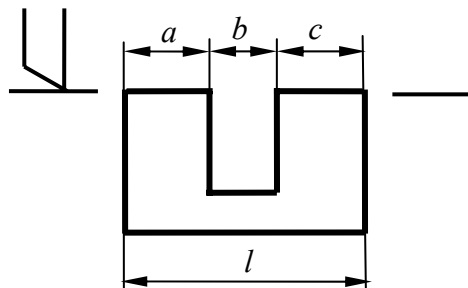


Рис. 1. Эскиз заготовки

Длина детали и обрабатываемой поверхности $l = 0,180$ м;

ширина $h = 0,140$ м;

размеры: $a = 0,068$ м; $b = 0,01$ м

Обобщенные механические параметры взаимодействия обрабатываемой детали и рабочего органа – резца (усилие резания $F_p = 1,6$ кН).

Режимы обработки:

а) средняя скорость резания $V_p = 38,8$ м / мин.

б) поперечная подача $\Delta h = 0,00085$ м.

3. Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение.

1. Техико-экономическое обоснование выбора схемы поперечно-строгального станка.

1.1. Проведение литературных и патентных исследований.

1.1.1. Описание прототипа.

1.2. Пояснения к выбору структуры поперечно-строгального станка.

1.3. Оценка энергопотребления проектируемого поперечно-строгального станка.

2. Определение параметров схемы поперечно-строгального станка.
 - 2.1. Расчет привода.
 - 2.1.1. Выбор электродвигателя и вида понижающей передачи.
 - 2.1.2. Синтез зубчатого механизма.
 - 2.2. Выбор и синтез несущего механизма.
 - 2.3. Синтез механизма поперечной подачи стола.
 - 2.3.1. Синтез задающего кулачкового механизма двухкоромыслового четырехзвенника.
 - 2.3.2. Проектирование исполнительных механизмов – винтового и храпового.
 - 2.4. Динамический синтез станка (расчет его ориентировочной массы и энергии при запуске).
 - 2.4.1. Расчет масс и моментов инерции звеньев и механизмов.
 - 2.4.2. Расчет приведенных моментов инертности масс станка.
 - 2.4.3. Определение расхода материалов и энергии при запуске.
3. Исследование схемы поперечно-строгального станка.
 - 3.1. Исследование установившегося движения главного вала станка.
 - 3.2. Определение реакций в кинематических парах станка.
 - 3.2.1. Определение ускорений звеньев и точек.
 - 3.2.2. Расчет сил инерции.
 - 3.2.3. Определение реакций в кинематических парах.
 - 3.3. Определение мгновенного КПД, оценка сравнительной интенсивности износа кинематических пар.
4. Краткие выводы и результаты.
5. Литература.
6. Графическая часть
- Лист 1. Разработка схемы поперечно-строгального станка.
- Лист 2. Исследование параметров движения поперечно-строгального станка.

ВВЕДЕНИЕ

При написании введения студент по имеющимся литературным источникам характеризует состояние отрасли промышленности, в которой предполагает внедрение своей разработки, место и роль разработки в данной отрасли.

Исходный литературный источник – [1], далее – в соответствии с литературой, имеющейся в распоряжении студента.

Пример написания введения изложен в п. 16 настоящего УМК.

1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СХЕМЫ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

1.1. Проведение литературных и патентных исследований.

Описание прототипа

Изучая литературу, в [12, с. 237 – 238] находим схему поперечно-строгального станка, которую далее рассматриваем в качестве прототипа.

Станок предназначен для черновой обработки плоских поверхностей деталей, имеет станину 0 (рис. 1.1), ползун 5 с резцовой головкой 6, стол 7, электродвигатель 8.

Строгание металла осуществляется закрепленным в резцовой головке резцом при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Движение от электродвигателя 8 передается кривошипу I несущего механизма через зубчатый механизм 9, в качестве которого использован планетарный редуктор и открытая зубчатая передача.

Преобразование вращательного движения выходного вала зубчатого механизма в возвратно-поступательное движение ползуна осуществляет рычажный шестизвенный механизм *OABCDE*.

Во время перебегов резца в конце холостого – начале рабочего ходов происходит перемещение стола с обрабатываемой деталью при помощи ходового винта. Поворот винта производится посредством механизма поперечной подачи стола, состоящего из храпового колеса 10, рычага 11 с собачкой 20, тяги 12 и качающегося толкателя 13. Поворот толкателя осуществляется дисковым кулачком 14, закрепленным на кривошипном валу. Тем самым обеспечивается поворот ходового винта на заданный угол. Для получения движения машинного агрегата с требуемой равномерностью вращения приводного электродвигателя на валу кривошипа 1 закреплен маховик 15. Преимущество схемы состоит в простоте изменения длины обрабатываемой детали за счет изменения размера b (рис. 1.1).

На рис 1.1, б приведен образец циклограммы совместной работы механизмов.

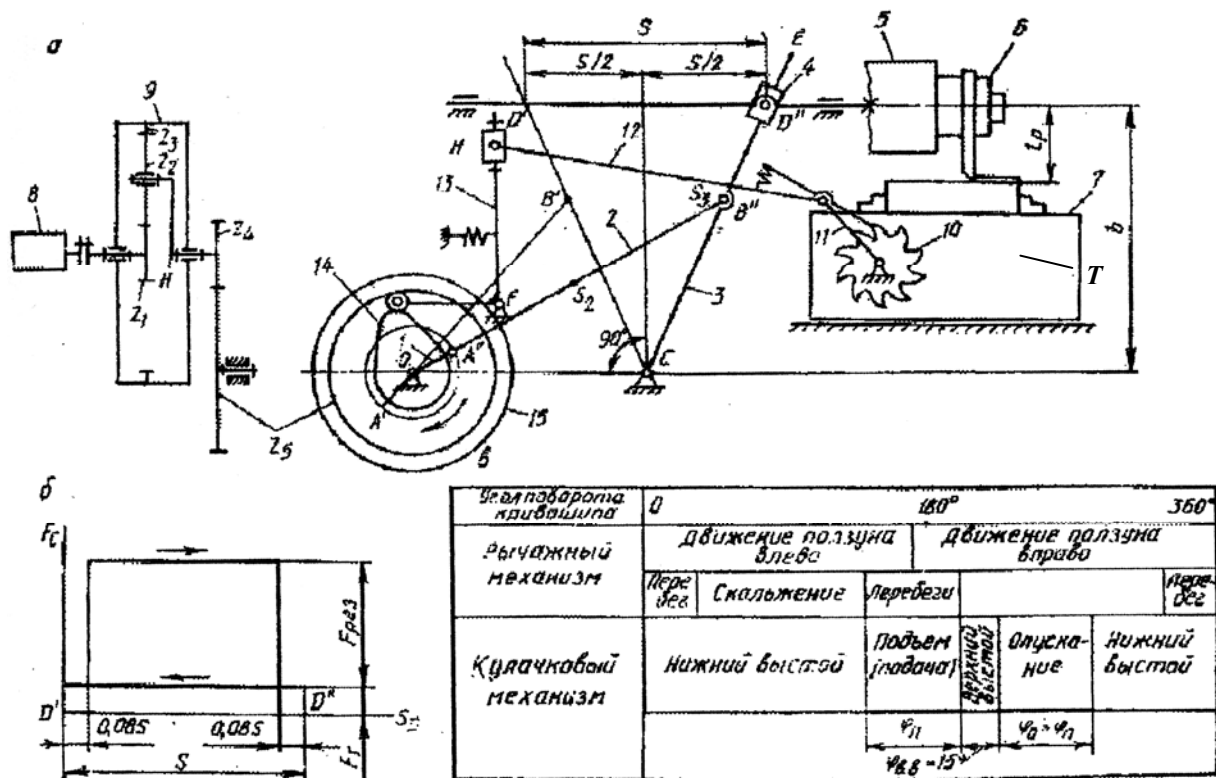


Рис. 1.1. Механизмы и схемы станка-прототипа:
 а – привод, б – диаграмма полезной нагрузки,
 в – несущий и вспомогательный механизмы, г – циклограмма

1.2. Пояснения к выбору структуры поперечно-строгального станка

Структуру поперечно-строгального станка-прототипа принимаем за основу. В состав станка включаем источник движения – нерегулируемый электродвигатель 1 (рис. 1.2); несущий механизм 2, обеспечивающий преобразование вращательного движения электродвигателя в требуемое возвратно-поступательное движение рабочего органа 3; зубчатый механизм 4, снижающий частоту вращения вала электродвигателя до требуемой частоты вращения входного звена несущего механизма; механизм 5 поперечной подачи стола 6, состоящий из коромыслового кулачкового, шарнирного четырехзвенного, храпового и винтового механизмов.

Для динамической устойчивости машинного технологического процесса, снижения тепловых потерь электродвигателя, защиты его от перегрузок, наконец, для повышения КПД в состав станка при необходимости будет введена дополнительная маховая масса в виде махового колеса 7.

В результате получаем предварительную блок-схему станка, которую далее принимаем за основу.

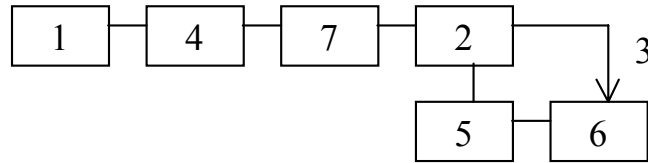


Рис. 1.2. Предварительная блок-схема поперечно-строгального станка: 1 – электродвигатель приводной; 2 – механизм несущий; 3 – рабочий орган (резец); 4 – механизм зубчатый; 5 – механизм поперечной подачи; 6 – стол с обрабатываемым объектом (деталью); 7 – маховик

Далее определим параметры этой схемы и уточним расположение ее элементов.

1.3. Оценка энергопотребления проектируемого поперечно-строгального станка*

Рассматриваемый поперечно-строгальный станок относится к технологическим машинам, и основной расход энергии приходится на установившееся движение.

За один полный цикл установившегося движения работа двигателя ($A_{\text{дв}}$) расходуется на преодоление сил полезного (A_{nc}) и вредного ($A_{\text{вс}}$) сопротивлений:

$$A_{\text{дв}} = A_{nc} + A_{\text{вс}},$$

поскольку работа других сил – потенциальных (веса, упругости) и сил инерции за цикл установившегося движения равна нулю.

Работу полезных сил (A_{nc}) определяем, интегрируя график полезных сил:

$$A_{nc} = \int F_p \, dS.$$

Интегрирование выполняем графически [2]. Построив график полезных сил в функции перемещения рабочего звена (резца), находим площадь, охватываемую этим графиком, и эту площадь приравниваем работе полезных сил:

$$A_{nc} = (a + c) F_p = (0,068 + 0,102) 1,6 = 0,262 \text{ кДж.}$$

Работу сил трения $A_{mp} = A_{\text{вс}}$ определяем с помощью КПД (η), и за цикл установившегося движения она составит

$$A_{\text{дв}} = \frac{A_{nc}}{\eta}.$$

Передаточный механизм от вала двигателя 1 (рис. 1.2) к рабочему

* Энергопотребление – важнейший показатель работы машин, определяющий как стоимость обработки изделий, так и целесообразность выполнения проекта без изменения условий технического задания, поэтому подлежит всестороннему анализу на этапе разработки технического предложения.

органу – резцу 3 – включает зубчатый 4 и несущий рычажный 2 механизмы. Поэтому его КПД

$$\eta = \eta_{пер} \cdot \eta_{рыч},$$

где $\eta_{пер}$ и $\eta_{рыч}$ – цикловые КПД зубчатого и рычажного механизмов.

Предполагая, что зубчатый механизм будет включать планетарную и простую компенсирующую передачу, его КПД ориентировочно оцениваем по [3, с. 322 – 333]:

$$\eta_{пер} = 0,81.$$

Предполагая далее, что рычажный механизм будет шестизвенным, как у станка-прототипа, его цикловой КПД в первом приближении оцениваем как*

$$\eta_{рыч} = 0,7.$$

Тогда искомый КПД передаточного механизма:

$$\eta = 0,81 \cdot 0,7 \approx 0,567,$$

и работа двигателя за цикл движения составит:

$$A_{дв} = \frac{0,272}{0,567} \approx 0,48 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{цикл}} \right).$$

Для полной обработки детали требуется

$$k^* = \frac{h}{\Delta h} = \frac{0,140}{0,00085} = 165 \text{ (циклов)}.$$

При этом затраты энергии на обработку одной детали составляют

$$Q = A_{дв} \cdot k^* = 0,48 \cdot 60^{-2} \cdot 165 = 0,022 \text{ (кВт·час)},$$

а потребление из сети достигает

$$Q^* = \frac{Q}{\eta_{дв}} = \frac{0,022}{0,92} = 0,024 \left(\frac{\text{кВт·час}}{\text{деталь}} \right),$$

где $\eta_{дв} = 0,92$ – КПД современных асинхронных электродвигателей [4].

Полученное значение Q^* обсуждается с руководителем проекта и используется при составлении планов выпуска изделий в пределах лимитов, выделяемых предприятию на энергию.

* Потерей цикловой мощности в параллельной кинематической цепи в виде механизма поперечной подачи стола пренебрегаем.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

2.1. Расчет привода

Привод служит источником механических движений звеньев станка, причем эти движения должны находиться в полном соответствии с заданной производительностью.

В рассматриваемом агрегате привод включает нерегулируемый короткозамкнутый асинхронный электродвигатель 1 (рис. 2.1) и зубчатую передачу 4, согласующую обороты электродвигателя с оборотами кривошипа несущего механизма (т. е. главного вала машины).

Цикл обработки – один двойной ход резца [5] – соответствует технологическому циклу, который происходит за один оборот главного вала станка. Частоту вращения этого вала определяем

$$n_{z.в} = |Pr| = 100 \text{ (мин}^{-1}\text{)},$$

а продолжительность цикла как

$$T = \frac{60}{Pr} = \frac{60}{100} = 0,60 \text{ сек на двойной ход резца, т. е. цикл.}$$

При этом цикловая мощность приводного двигателя не должна быть меньшей, чем

$$N_{дв} = \frac{A_{дв}}{T} = \frac{0,48}{0,60} = 0,80 \text{ кВт.}$$

По этой мощности и величине $n_{z.в}$ производим синтез элементов привода поперечно-строгального станка.

2.1.1. Выбор электродвигателя и вида понижающей передачи

Из каталога электродвигателей европейской серии ИР [4, с. 50] либо серии 4А [5, с. 24 – 31], [6, с. 132 – 134] вносим в табл. 2.1 параметры электродвигателей с ближайшей большей мощностью по сравнению с $N_d = 0,80$ кВт. Для серии 4А:

Выбор приводного асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

Марка эл. двигателя	Ном. мощн. кВт	Частота вращения вала мин ⁻¹		Отношение к номинальному моменту		Масса двиг., кг	Маховой момент ротора, кг м ²	Передаточное отношение редуктора
		Синхронная	Номинальная	Пускового	Критического			
	$N_{ном}$	n_c	$n_{ном}$	M_n	$M_{кр}$	M_d	$M_p D_p^2$	$U_{пер}$
4А71В2У3	1,1	3000	2810	2,0	2,2	15,1	0,0042	28,1
4А80АЧУ3	1,1	1500	1420	2,0	2,2	17,4	0,0129	14,2
4А80В6У3	1,1	1000	920	2,0	2,2	20,4	0,0184	9,2
4А90В8У3	1,1	750	600	1,6	1,7	28,7	0,0345	6,0

Чтобы получить частоту вращения главного вала $n_{2.8} = 100$ (мин⁻¹), в каждом из этих случаев привод должен содержать понижающую передачу с передаточным отношением

$$U_{пер} = \frac{n_{ном}}{n_{2.8}}.$$

Рассчитанные по этой формуле значения $U_{пер}$ внесены в табл. 2.1.

Из всех известных передач с постоянным передаточным отношением наименьшими габаритами и весом и наибольшим КПД обладают зубчатые передачи, прежде всего планетарные механизмы.

Однорядный планетарный механизм [1, с. 40] имеет преимущественное использование [7, с. 103 – 104], однако он позволяет получить передаточное отношение не более 9.

Другая применяемая в силовых передачах схема [1, рис. 2.14, в] обеспечивает расширение диапазона передаточных отношений до 15 и имеет меньшие габариты по диаметру, однако по оси передачи размеры получаются большими и стоимость изготовления такого редуктора выше [7, с. 103 – 104].

Передаточное отношение простой одноступенчатой зубчатой передачи с прямыми зубьями обычно не превышает 4 [5, с. 31].

Исходя из этих соображений, производим разбивку общего передаточного отношения (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Распределение передаточного отношения зубчатой передачи привода поперечно-строгального станка

№ п / п	Общее передаточное отношение зубчатой передачи	Передаточные отношения составляющих механизмов			
		Основной вариант		Дополнительный вариант	
		I ступень	II ступень	I ступень	II ступень
1	28,1	8,5	3,3	12	2,34
2	14,2	7,4	1,92	14,2	–
3	9,2	4,6	2,0	9,2	–
4	6,0	6,0	–	4,0	1,5

Анализируя данные табл. 2.1 и 2.2, приходим к выводу, что по основным параметрам (простота и вес конструкции, пусковые характеристики двигателя, КПД, уменьшающийся по мере роста передаточных чисел) для рассматриваемого случая оптимальным является привод двигателем марки 4А80АЧУЗ с основным вариантом редуктора, представленным в двух последовательных ступенях зубчатых механизмов. На первой ступени применяем рядовую планетарную передачу, на второй – простую одноступенчатую зубчатую передачу, позволяющую доводить передаточное отношение привода до требуемой величины.

Дополнительный вариант редуктора (табл. 2.2), реализуемый с помощью планетарной двухрядной передачи по смешанной схеме [1, рис. 2.14, в], мог бы иметь преимущества при необходимости соосного расположения валов двигателя и кривошипа несущего механизма.

2.1.2. Синтез зубчатого механизма

Схема зубчатого механизма представлена на рис. 2.1.

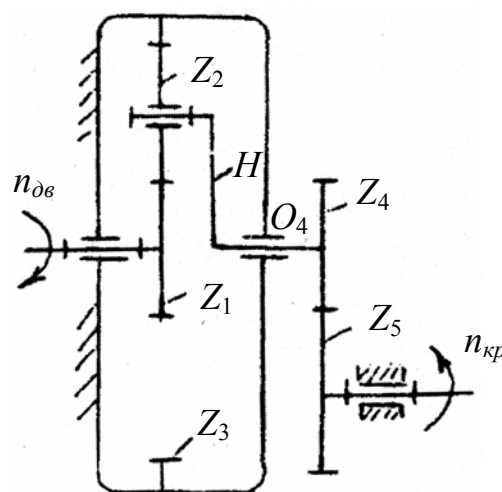


Рис. 2.1. Схема зубчатой передачи

Основу передачи составляет планетарный механизм с передаточным отношением

$$U_{1-H}^{(3)} = 7,4$$

(табл. 2.2, осн. вариант № 2).

Открытая зубчатая передача $Z_4 - Z_5$ будет иметь передаточное отношение

$$U_{4-5} = \frac{U_{nep}}{U_{1-H}^{(3)}} = \frac{14,2}{7,4} = 1,92.$$

Синтез (подбор чисел зубьев) планетарной ступени производим на основе следующих условий [8, с. 420 – 425].

1. Условие выполнения требуемого передаточного отношения:

$$U_{1-H}^{(3)} = 1 - U_{1-3}^{(H)},$$

где $U_{1-3}^{(H)}$ – передаточное отношение от 1-го колеса к водилу H при закреплённом колесе 3

$$U_{1-3}^{(H)} = 7,4,$$

а передаточное отношение обращённого механизма

$$U_{1-3}^{(H)} = -\frac{Z_3}{Z_1}. \quad (2.1)$$

На основании этого из (2.1) получаем

$$Z_3 = 6,4 \cdot Z_1.$$

2. Условие правильности зацепления, по которому

$$Z_{\min} \geq 17.$$

Принимая $Z_1 = 20$, получаем

$$Z_3 = 6,4 \cdot Z_1 = 6,4 \cdot 20 = 128 \text{ (зубьев)}.$$

По условию правильности зацепления:

$$Z_3 - Z_2 = 128 - 54 = 74 > 8.$$

3. Условие соосности:

$$Z_1 + 2Z_2 = Z_3.$$

4. Условие соседства:

$$\sin \frac{\pi}{k} \geq \frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2} = \frac{54 + 2}{20 + 54} = 0,757,$$

из которого число сателлитов

$$k \leq \frac{\pi}{\arcsin(0,757)} = 3,66.$$

Число сателлитов может быть $k = 1$, $k = 2$ либо $k = 3$, (значение $k = 4$ не принимается). С целью обеспечения уравновешенности механизма и большей равномерности движения принимаем $k = 3$.

Уточняем передаточное отношение планетарной ступени:

$$U_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{128}{20} = 7,4.$$

Проверяем возможность сборки полученного механизма при равномерном расположении на водиле сателлитов:

$$\frac{Z_1 \cdot U_{1-H}^{(3)}}{k} (1 + k\Pi) = \Pi.$$

После подстановки чисел получим:

$$\frac{20 \cdot 7,4}{3} (1 + 3\Pi) = \Pi.$$

Это соотношение не удовлетворяется ни при каких целых Π и Π . Поэтому, не меняя величины $k = 3$, изменяем Z_1 и подбираем новые значения Z_2 и Z_3 .

Приняв $Z_1 = 18$ зубьев, будем иметь:

$$Z_3 = 6,4 \cdot 18 = 114,2$$

(принимаем $Z_3 = 114$);

из условия соосности находим

$$Z_2 = 0,5 \cdot (114 - 18) = 48 \text{ (зубьев),}$$

и условие соседства

$$\sin \frac{\pi}{3} = 0,867 > \frac{48 + 2}{18 + 48} = 0,758$$

будет удовлетворяться.

Уточненное значение $U_{1-H}^{(3)}$ составляет:

$$U_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{114}{18} = \frac{22}{3} \approx 7,33$$

и отличается от принятого первоначально

$$U_{1-H}^{(3)} \approx 7,4$$

на величину

$$\delta = \frac{7,4 - 7,33}{7,4} \cdot 100\% = 0,95\% < 1\%,$$

что допускается.

Условие сборки

$$\frac{18 \cdot 22}{3 \cdot 3} (1 + 3\Pi) = \zeta$$

удовлетворяется при любом Π , в т. ч. и при $\Pi = 0$, что соответствует минимальным затратам времени на сборку редуктора [7, с. 428].

Окончательно принимаем для планетарной части зубчатого механизма

$$Z_1 = 18; \quad Z_2 = 48; \quad Z_3 = 114; \quad K = 3.$$

Для уравнительной зубчатой передачи находим уточненное значение передаточного отношения:

$$U_{4-5} = \frac{U_{пер}}{U_{1-H}^{(3)}} = \frac{14,2}{7,33} = 1,94.$$

Приняв

$$Z_4 = Z_{\min} = 17,$$

найдем

$$Z_5 = Z_4 \cdot U_{4-5} = 17 \cdot 1,94 = 32,93,$$

при $Z_4 = 18$ получим $Z_5 = 34,87$, а при $Z_4 = 16$ найдем $Z_5 = 31,04$ и т. д.

Последний вариант обеспечивает лучшее приближение к требуемому передаточному отношению, хотя и нуждается в незначительном корригировании (исправлении) зубьев.

Окончательно принимаем $Z_4 = 16$, $Z_5 = 31$.

Модуль зубчатых колес планетарного редуктора найдем по максимальному моменту в зубчатом механизме, который имеет место на выходном валу (на валу водила) H . Момент на этом валу

$$M_H = \frac{N_{дв} \cdot \eta_{пер} \cdot U_{1-H}^{(3)}}{\eta_{дв} \cdot \omega_{дв. ном}} = \frac{800 \cdot 0,86 \cdot 7,33}{0,92 \cdot 149} = 36,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где номинальная скорость вращения вала двигателя:

$$\omega_{дв. ном} = \frac{\pi \cdot n_{ном}}{30} = \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 149 \text{ с}^{-1}.$$

Модуль [1, с. 205]

$$m = \sqrt[3]{0,1M_H} = \sqrt[3]{0,1 \cdot 36,8} = 1,55 \text{ мм.}$$

Ближайший больший модуль первого ряда $m = 2$ мм [5, с. 110].

Модуль зубчатых колес открытой передачи рассчитываем по моменту на валу кривошипа:

$$M_{кр} = M_{ном} \cdot U_{4-5} = 36,8 \cdot 1,94 = 71,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Тогда

$$m_1 = \sqrt[3]{0,1 \cdot 71,4} = 1,93 \text{ мм.}$$

Учитывая повышенный износ при работе без смазки, принимаем для открытой уравнивающей передачи $m_1 = 5$ мм.

Определяем делительные диаметры колес:

$$d_1 = m_1 Z_1 = 2 \cdot 18 = 36 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_1 Z_2 = 2 \cdot 48 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_3 = m_1 Z_3 = 2 \cdot 114 = 228 \text{ мм;}$$

$$d_4 = m_1 Z_4 = 5 \cdot 16 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_5 = m_1 Z_5 = 5 \cdot 31 = 155 \text{ мм.}$$

Диаметр водила H с учетом монтажа в нем сателлитов:

$$d_H > d + 2 \frac{d_2}{2} = 36 + 96 = 132 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_H = 150$ мм.

2.2. Выбор и синтез несущего механизма

Несущий механизм связан с рабочим органом и должен обеспечивать ему возвратно-поступательное движение с требуемым показателем коэффициента производительности η^* .

Найдем величину этого коэффициента.

По определению [9], коэффициент производительности машины представляет собой отношение $\eta^* = t_{об}/m$, указывающее, какую часть время обработки изделия $t_{об}$ составляет в общем времени T технического цикла.

Величину $t_{об}$ находим по формуле

$$t_{об} = \frac{H}{V_p},$$

где ход резца, связанный с выходным ползуном несущего механизма, рассчитывается следующим образом:

$$S = l_{\partial} + 2 \Delta l_{nep}.$$

Перебег резца $l_{nep} = 0,08 S$ [1, с. 237] необходим для гарантированной обработки детали по всей ее длине и предотвращения поломки резца при поперечной подаче стола, осуществляемой за время перебега в конце холостого и начале рабочего ходов. Тогда

$$S = \frac{l_{\partial}}{1 - 2 \cdot 0,08} = \frac{0,18}{0,84} = 0,2143 \text{ м};$$

$$t_{об} = 0,2143 / 38,8 = 0,005523 \text{ мин} = 0,3314 \text{ с};$$

$$\eta^* = 0,3314 / 60 = 0,5523.$$

Такое значение η^* получаем за счет надлежащего выбора несущего рычажного механизма.

Из простейших четырехзвенных рычажных механизмов возвратно-поступательное движение рабочему органу могут обеспечить механизмы:

- а) кривошипно-ползунный;
- б) синусный;
- в) тангенсный.

Однако у тангенсного механизма ведущее звено не может быть кривошипом (что необходимо для соединения с выходным валом редуктора), синусный механизм имеет коэффициент $\eta^* = 0,5$ независимо от размеров его звеньев. Кривошипно-ползунный механизм при допустимых углах давления может иметь лишь $\eta^* \leq 0,52$.

Далее условия примера попытаемся выполнить, усложнив схему несущего рычажного механизма, сделав ее двухступенчатой, шестизвенной (рис. 2.2):

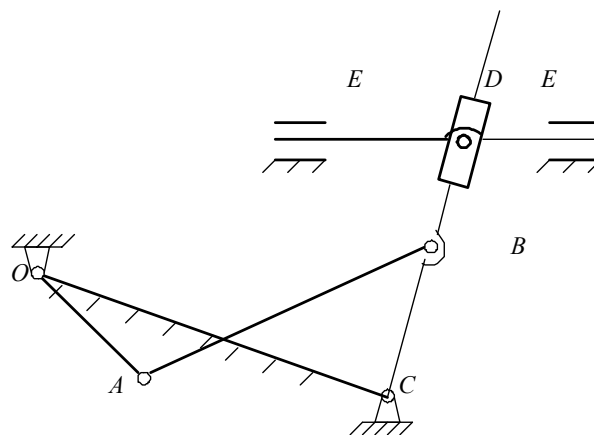


Рис. 2.2. Схема несущего рычажного шестизвенника

На первой ступени применим шарнирный четырехзвенник $OABC$, обладающий локальными зонами износа, значительным КПД, увеличенным допустимым углом давления (до $\gamma_{дон} = 45^\circ$ [2]), увеличенным углом θ (до 20°), на второй – тангенсный механизм CDE , позволяющий преобразовать качательные движения коромысла BC шарнирного четырехзвенника в поступательное движение ползуна E при углах давления (рис 2.3) ползуна D на ползун E при поступательном движении звена E – $30^\circ \leq \gamma^* \leq 30^\circ$.

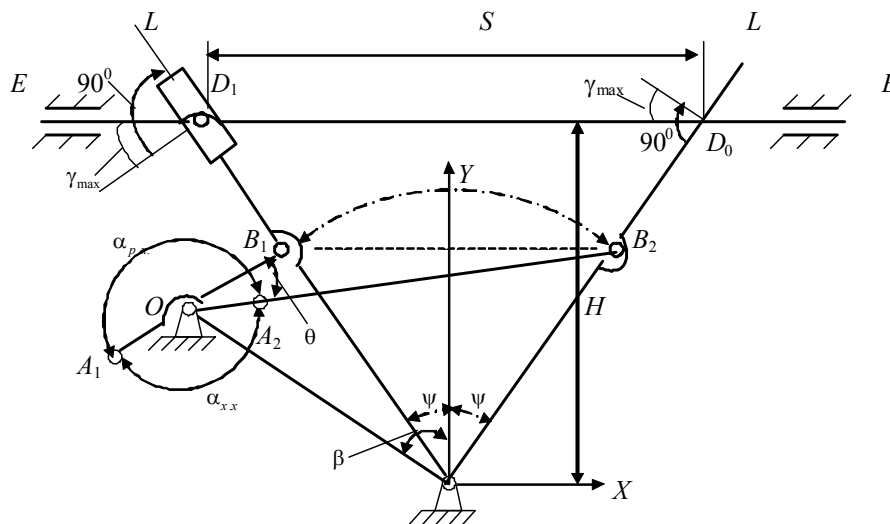


Рис. 2.3. Несущий шестизвенный механизм в двух его крайних положениях

Определим размеры звеньев этой схемы.

Рассмотрим методику синтеза шарнирного четырехзвенника $OABC$. Определим размеры по входному углу перекрытия θ . Изобразив четырехзвенник $OABC$ (рис. 2.4) в двух крайних положениях (OA_1B_1C и OA_2B_2C), получим угол B_1OB_2 , равный углу перекрытия θ , а построив на отрезке B_1B_2 как на основании равнобедренный треугольник $O^*B_1B_2$ с углом при вершине $\angle B_1O^*B_2 = 2\theta$, найдем центр O^* окружности, на которой расположатся шарнирные точки O, B_1 и B_2 . Вписанный угол $\angle B_1OB_2$ вдвое меньше центрального угла $\angle B_1O^*B_2$.

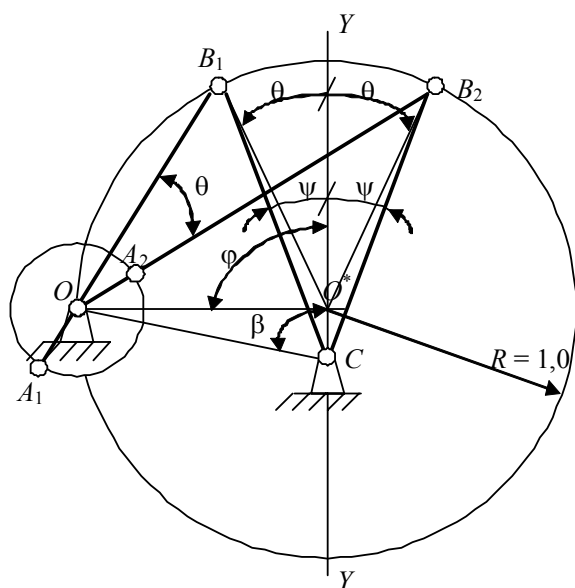


Рис. 2.4. Два крайних положения шарнирного четырехзвенника в круге единичного радиуса

Пусть мы имеем величину угла перекрытия θ . Построив круг единичного радиуса $R = 1,0$ с центром в некоторой произвольной точке O^* , строим центральный угол $\angle B_1O^*B_2 = 2\theta$, а на хорде этого угла как на основании – равнобедренный треугольник ΔB_1B_2C с некоторым углом при вершине $B_1CB_2 = 2\psi$ (рис. 2.4). Фигуры OA_1B_1C и OA_2B_2C можем представить как два крайних положения шарнирного четырехзвенника $OABC$ с размерами, соответствующими заданным углам 2ψ и θ .

Диаметр $Y - Y$, проведенный через точки C и O^* , является перпендикуляром к хорде B_1B_2 и может служить осью симметрии к выполняемому построению. Справа либо слева от оси $Y - Y$ на окружности выбираем точку O . Полярный угол радиус-вектора точки O (отрезка O^*O) с осью симметрии $Y - Y$ обозначим φ . Вписанный угол $\angle B_1OB_2$ будет равным θ , а размеры l_{OA} , l_{AB} искомого шарнирного четырехзвенника будут определяться размерами l_{OB_1} и l_{OB_2} :

$$l_{OB_1} = l_{AB} - l_{OA}; \quad l_{OB_2} = l_{AB} - l_{OA}. \quad (2.2)$$

Из равнобедренного треугольника O^*OB_1 находим:

$$l_{OB_1} = 2R \sin \frac{\varphi + \theta}{2}, \quad (2.3)$$

а из равнобедренного треугольника O^*OB_2 :

$$l_{OB_2} = 2R \sin \frac{\varphi - \theta}{2}. \quad (2.4)$$

Подставляя (2.3) и (2.4) в соотношения (2.2), после преобразований получим относительные размеры при $R = 1$:

$$\begin{aligned} l_{OA}^* &= 2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi}{2}; \\ l_{AB}^* &= 2 \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\theta}{2}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Обозначим относительный размер $l_{O^*C}^* = p$. Из косоугольного треугольника CO^*O по теореме косинусов найдем относительную длину стойки:

$$l_{OC}^* = \sqrt{1 + p^2 + 2p \cdot \cos \varphi}, \quad (2.6)$$

из косоугольного треугольника B_1CO^* по этой же теореме – относительный размер коромысла:

$$l_{OC}^* = \sqrt{1 + p^2 + 2p \cdot \cos \theta}. \quad (2.7)$$

По теореме синусов из того же треугольника B_1CO^* при $R = 1$ находим:

$$p = \frac{\sin(\theta - \psi)}{\sin \psi}. \quad (2.8)$$

Положение стойки OC относительно оси $Y - Y$ определим углом β , который из треугольника COO^* может быть установлен следующим образом:

$$\beta = \arccos\left(\frac{p + \cos \varphi}{l_{OC}^*}\right). \quad (2.9)$$

Таким образом, имея θ , задав ψ и φ , можем по формулам (2.5) – (2.9) вычислить размеры шарнирного четырехзвенника, в том числе положение стойки относительно биссектрисы $Y - Y$ угла размаха коромысла BC .

Однако не все комбинации выбираемых ψ и φ могут обеспечить решения с приемлемым интервалом угла давления $\gamma \leq [\gamma]$:

$$\gamma_{\max} = \arcsin(A + B), \quad \gamma_{\min} = \arcsin(A - B), \quad (2.10)$$

где

$$A = \frac{(l_{AB}^*)^2 + (l_{BC}^*)^2 - (l_{OA}^*)^2 - (l_{OC}^*)^2}{2l_{AB}^* \cdot l_{BC}^*}; \quad B = \frac{l_{OA}^* \cdot l_{OC}^*}{l_{AB}^* \cdot l_{BC}^*}.$$

Путем исследования интервала угла γ (рис 2.5) по формулам (2.10) получены таблицы его значений в зависимости от ψ и φ при различных углах θ (прил. 2). Таблицы позволяют выбрать ψ и φ при условии, что интервал углов давления в шарнирном четырехзвеннике окажется оптимальным.

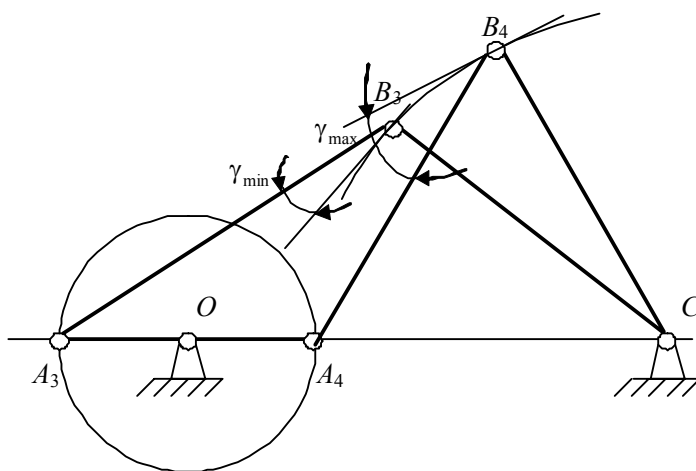


Рис. 2.5. Шарнирный четырехзвенник в положениях экстремумов угла давления

После этого размеры звеньев можно определить при помощи формул (2.5) – (2.10).

В нашем примере $\theta = 18,82^\circ$, а γ_{\max} должно быть не более 45° . По указанным таблицам для ближайшего $\theta = 19^\circ$ находим шарнирный четырехзвенник с пределами угла давления $-7,1^\circ \leq \gamma \leq 45,8^\circ$, с углом размаха коромысла $2\psi = 36^\circ$ и с координатой центра вращения кривошипа на дуге единичного радиуса:

$$\varphi = \theta + n \cdot \Delta\varphi = 19 + 8 \cdot 3,0 = 43^\circ,$$

где $\Delta\varphi$ – принятый шаг изменения φ при составлении табл. П.2.8 для значений $\theta = 20^\circ$ и $\psi = 18$,

$n = 9$ – порядковый номер интервала $\Delta\varphi$.

Произведенный выбор обеспечивает приемлемый интервал углов давления в присоединенном тангенсном механизме, поскольку у него значения углов ψ и γ всегда одинаковы. В направляющем шарнирном четырехзвеннике также будет $-7,1^\circ < \gamma < 45,8^\circ$, поскольку принятое $\theta = 20^\circ$ больше, чем его требуемое значение $\theta = 18,82^\circ$.

Относительные размеры шарнирного четырехзвенника OA находим, подставляя в формулы значения $\theta = 18,82^\circ$, $\psi = 18$ и $\varphi = 43^\circ$. В результате получаем:

$$l_{OA}^* = 0,304; \quad l_{AB}^* = 0,723; \quad l_{OC}^* = 1,034; \quad l_{BC}^* = 1,044; \quad \beta = 41,25^\circ,$$

а интервал γ

$$-6,81^\circ \leq \gamma \leq 45,65^\circ.$$

Интервал, полученный для γ , считаем приемлемым, т. к. правая его граница превышает допустимую весьма незначительно.

В присоединенном тангенсном механизме $CBDE$ для получения одинаковых углов давления в крайних положениях ползуна E его направляющую располагаем перпендикулярно биссектрисе $Y - Y$ угла размаха коромысла. Рассматривая равнобедренный треугольник CD_1D_2 с основанием $l_{D_1D_2} = S = 0,2143$ м и задаваясь $l_{CD_1} = l_{CD_2} > l_{BC}$ (например, $l_{CD} = 1,3l_{BC}$), находим абсолютную высоту закрепления направляющей ползуна E :

$$H = \frac{S}{2 \operatorname{tg} \psi} = \frac{0,2143}{2 \operatorname{tg} 18^\circ} = 0,330 \text{ м},$$

и абсолютный размер части CD кулисы CL :

$$l_{CD}^* = \frac{0,5S}{\sin \psi} = \frac{0,5 \cdot 0,2143}{\sin 18^\circ} = 0,347 \text{ м.}$$

Чтобы ползун D не снимался с кулисы CL в крайних положениях механизма, принимаем $l_{CL}^* > l_{CD}$ и берем, например, $l_{CL}^* = 0,450$ м. Наконец, чтобы палец B коромысла BC не достигал направляющей ползуна E , а находился на некотором удалении от нее, принимаем $l_{BC} < H$ (например, $l_{BC} = 0,280$ м).

Получив абсолютный размер l_{BC} и зная его относительный размер l_{BC}^* , вычисляем коэффициент k перевода известных относительных размеров шарнирного четырехзвенника $OABC$ в размеры абсолютные. Имеем:

$$k = \frac{l_{BC}^*}{l_{BC}} = \frac{0,28}{1,041} = 0,269 \text{ м.}$$

$$l_{OA}^* = l_{OA} \cdot k = 0,304 \cdot 0,269 = 0,082 \text{ м;}$$

$$l_{AB}^* = l_{AB} \cdot k = 0,723 \cdot 0,269 = 0,194 \text{ м;}$$

$$l_{OC}^* = l_{OC} \cdot k = 1,032 \cdot 0,269 = 0,278 \text{ м.}$$

Полученные абсолютные размеры звеньев и значение угла β используем при построении несущего механизма. Характерными считаем положения экстремумов углов давления, в шарнирном четырехзвеннике $OABC$ положения начала и конца действия полезных нагрузок, другие характерные точки их графика, положения экстремумов скоростей звеньев (энергии масс), ускорений и сил инерции и др. Практически приходится строить 8 – 12 характерных положений (рис. 5.1).

План положений используем:

- а) для проверки результатов синтеза;
- б) для определения объема, занимаемого механизмом в машине при работе;
- в) для построения циклограммы совместной работы механизмов (в функции угла поворота главного вала машины), определения фазовых углов в кулачковом механизме;
- г) при определении скоростей и ускорений звеньев и их точек и т. п.

Откладывая 0,001 м длины звена в одном мм чертежа (масштаб $\mu_l = 0,001$ м / мм), размеры на чертеже (рис. 5.1) изображаем в отрезках: $OA = 82$ мм, $AB = 194$ мм, $BC = 280$ мм, $OC = 278$ мм, $H = 330$ мм, $CL = 450$ мм.

Построения проводим методом засечек, начиная от звена, положение которого известно. Обычно таким звеном является входной кривошип OA либо рабочий орган – ползун E . Положения, представленные на чертеже, соответствуют:

- 0 и 7 – началу и концу прямого хода рабочего органа (крайние положения механизма),
- 1 и 6 – началу и концу действия полезных нагрузок;
- 3 и 4 – характерным точкам графика нагрузок,
- 2 и 8 – экстремальным углам давления в шарнирном четырехзвеннике,
- 9 – началу перебега резца в конце холостого хода.

Положения 1, 2, 5 и 9 поясняются дополнительно при описании синтеза кулачкового механизма.

2.3. Синтез механизма поперечной подачи стола

Во время перебегов резца в конце холостого и начале рабочего ходов происходит перемещение стола с обрабатываемой деталью при помощи ходового винта. Поворот винта производится посредством передаточного механизма (рис. 1.1), состоящего из храпового колеса 10, рычага 11 с собачкой 20, тяги 12 и качающегося толкателя 13. Поворот толкателя осуществляется дисковым кулачком 14, закрепленным на кривошипном валу 0 [12, с. 237].

Рассмотренный сложный передаточный механизм (рис. 2.6) представим как совокупность четырех простых механизмов:

- кулачкового, включающего кулачок 14 и коромысло O_1O_2 ;
- винтового, состоящего из ходового винта 15, расположенного вдоль оси O_3 , и маточной гайки, закрепляемой на столе;
- храпового, включающего храповое колесо 10, жестко связанное с ходовым винтом, рычаг 11, собачку 20, шарнирно закрепляемую на рычаге 11 с возможностью поворота на угол $\varepsilon_1 = 40^\circ$ относительно оси O_3 ходового винта;
- двухкоромыслового шарнирного четырехзвенника O_2KMO_3 , кинематически соединяющего коромысла O_2KO_1 и O_2M кулачкового и храпового механизмов.

Найдем размеры этих механизмов.

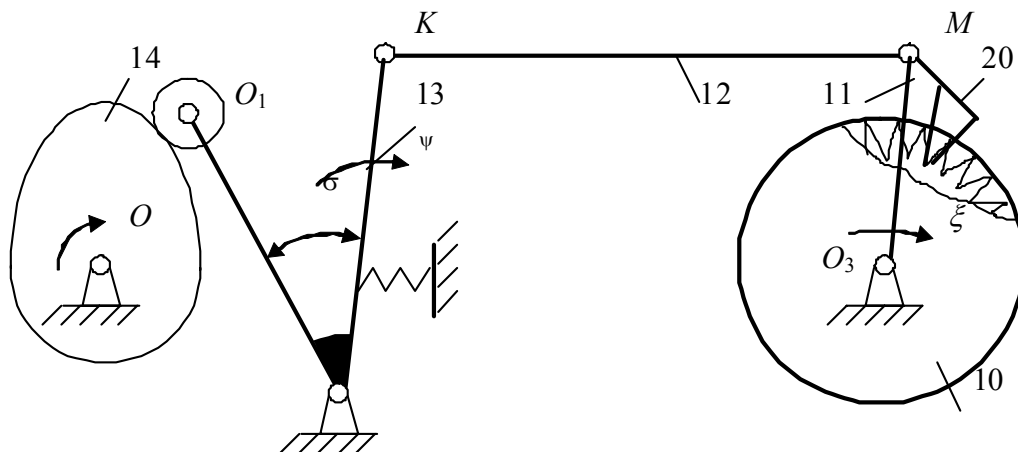


Рис. 2.6. Механизм поперечной подачи стола

2.3.1. Синтез кулачкового механизма

В описании прототипа указано, что фазовый угол возвращения коромысла φ_{σ} может быть равен фазовому углу удаления φ_{γ} , причем эти углы разделены между собой фазовым углом дальнего стояния $\varphi_{\delta.c}$; при повороте кулачка на угол $\varphi_{\delta.c}$ механизм подачи стола фиксируется в одном из своих крайних положений.

Вычертив 1-е и 9-е положения несущего механизма методом засечек от ползуна D , замеряем с помощью транспортира угол давления $\varphi_{\gamma} = 85^{\circ}$ и строим положения 2 и 5 несущего механизма, соответствующие окончанием фаз дальнего стояния (принимаем $\varphi_{\delta.c} = 20^{\circ}$) и возвращения (принимаем $\varphi_{\sigma} = \varphi_{\gamma} = 85^{\circ}$).

Из таблиц, помещенных в описании прототипа [12, с. 239], следует, что длина коромысла может быть принята в интервале $l_{O_1O_2} = 0,12 - 0,15$ м, а угол качания $\psi_{\max} = 20 - 25^{\circ}$.

Принимаем $l_{O_1O_2} = 0,12$ м, $\psi_{\max} = 25^{\circ}$.

Выбираем закон движения толкателя кулачкового механизма на фазах удаления и возвращения. Кулачковый механизм связан с массивным столом станка посредством храпового механизма, а тот в начале и конце зацепления храповика с собачкой имеет «жесткие удары», по времени совпадающие с началом и концом фазы удаления в кулачковом механизме. Поэтому с целью более успешного противостояния* этим ударам на фазе удаления выбираем безударный закон, например, с изменением ускорения

* Осуществляется за счет более плавных участков переходных профилей кулачка.

по синусоиде, треугольнику, либо трапецеидальный [1, табл. 2.10].

На фазе возвращения коромысла кулачок не имеет кинематической связи с массивным столом станка, и силы инерции стола на него не воздействуют. Поэтому на данной фазе можем применить более простые законы, в т. ч. такие, которые имеют «мягкий удар». Среди них, например, модифицированный линейный закон, косинусоидальный с равномерно убывающим ускорением и т. п.

Для предложенной конструкции станка применяем «гладкие» законы – синусоидальный на фазе удаления и с равномерно убывающим ускорением на фазе возвращения (рис. 2.7). При прочих равных условиях ($\psi_{\max}, \varphi_y, \varphi_e$) эти законы обеспечивают приемлемую величину максимума ускорения (например, при изменении ускорения по треугольнику значение этого максимума значительно больше [1, табл. 2.10]).

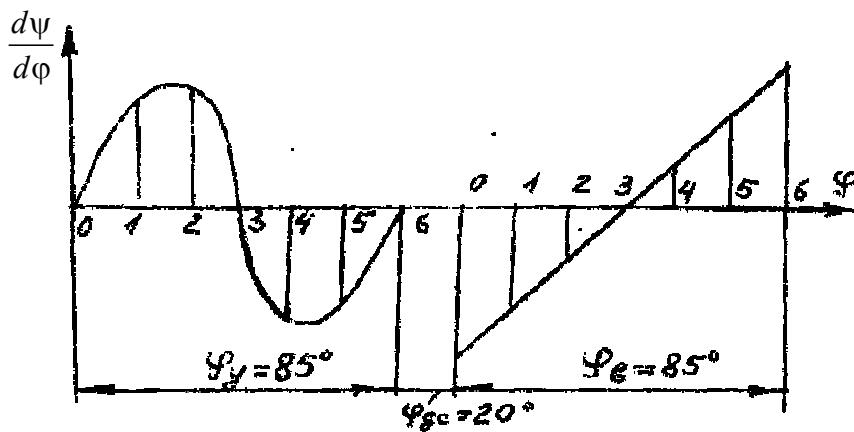


Рис. 2.7. Закон движения коромыслового толкателя кулачкового механизма

Из табл. 2.10 [1] выписываем формулы для определения функции положения толкателя кулачкового механизма и передаточных кинематических функций 1-го и 2-го порядков. Для удобства пользования этими формулами преобразуем их к следующему виду:

а) на фазе удаления:

$$\psi_y = \psi_{\max} \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right) \right) \right), \quad \text{при } 0 < \varphi < \varphi_y;$$

$$\left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)_y = \frac{1}{2} \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)_{y\max} \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right) \right) \right), \quad \text{при } 0 < \varphi < \varphi_y;$$

$$\left(\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}\right)_y = \pm \left(\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}\right)_{y\max} \cdot \sin\left(2\pi\left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)\right), \text{ при } 0 < \varphi < \varphi_y,$$

где:

$$\psi_{\max} = 25^\circ;$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{y\max} = \frac{\psi_{\max}}{\varphi_y} = \frac{25}{85} = 0,29411764;$$

$$\left(\frac{d^2\psi}{2\varphi^2}\right)_{y\max} = \frac{2\pi\psi_{\max}}{\varphi_y^2} = \frac{360 \cdot 25}{85^2} = 1,2456747;$$

б) на фазе возвращения:

$$\psi_\epsilon = \psi_{\max} \left(1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}\right)^2 \left(3 - 2\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}\right)\right), \text{ при } 0 < \varphi < \varphi_\epsilon;$$

$$\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_\epsilon = -4 \left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\max} \left(\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}\right) \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}\right), \text{ при } 0 < \varphi < \varphi_\epsilon;$$

$$\left(\frac{d^2\psi}{2\varphi^2}\right)_\epsilon = \pm \left(\frac{d^2\psi}{2\varphi^2}\right)_{\epsilon\max} \left(1 - 2\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}\right), \text{ при } 0 < \varphi < \varphi_\epsilon,$$

где:

$$4 \left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\epsilon\max} = \frac{6\psi_{\max}}{\varphi_\epsilon} = \frac{6 \cdot 25}{85} = 1,7647058;$$

$$\left(\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}\right)_{\epsilon\max} = \frac{6\psi_{\max}}{\varphi_\epsilon^2} = \frac{6 \cdot 25}{85 \cdot \frac{85\pi}{180}} = 1,1895316;$$

$\frac{\varphi}{\varphi_y}$ или $\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon}$ – относительное значение текущего угла, отсчитываемое

от начала фазы удаления либо возвращения. Поскольку в нашем случае каждый из углов φ_y и φ_ϵ разбиты на 6 равных частей, то относительные их значения составляют:

$$\frac{\varphi}{\varphi_y} = \frac{\varphi}{\varphi_\epsilon} = \frac{0}{6}; \frac{1}{6}; \frac{2}{6}; \frac{3}{6}; \frac{4}{6}; \frac{5}{6}; \frac{6}{6}.$$

Т. о., указанные функции в пределах каждой из фаз будут определены в восьми равноотстоящих точках.

Результаты расчетов внесены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Изменение закона движения кулачкового механизма поперечной подачи станка

$\frac{\varphi}{\varphi_y}$	Фаза удаления: закон синусоидальный			$\frac{\varphi}{\varphi_B}$	Фаза возвращения: закон падающего ускорения		
	ψ°	$\frac{d\psi}{d\varphi}$	$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$		ψ°	$\frac{d\psi}{d\varphi}$	$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$
0	0	0	0	0	25	0	-1,19
$\frac{1}{6}$	0,72	0,147	0,0176	$\frac{1}{6}$	23,15	0,245	-0,79
$\frac{2}{6}$	4,88	0,441	0,053	$\frac{2}{6}$	18,51	0,392	-0,397
$\frac{3}{6}$	12,5	0,588	0,071	$\frac{3}{6}$	12,5	0,44	0
$\frac{4}{6}$	20,11	0,441	0,053	$\frac{4}{6}$	6,48	0,329	0,397
$\frac{5}{6}$	24,28	0,147	0,0176	$\frac{5}{6}$	1,85	0,245	0,79
$\frac{6}{6}$	25	0	0	$\frac{6}{6}$	0	0	1,19

Задачу определения основных размеров кулачкового механизма (минимального радиуса профиля кулачка R_0 , межосевого расстояния $l_{o_1o_2}$ (рис. 2.7) и угла коромысла O_1O_2 со стойкой OO_2 при нижнем выстое коромысла ψ_0) решаем графически по следующему алгоритму.

1. На чертеже (рис. 5.1) выбираем произвольно центр O_2 и в этом центре размещаем вершину угла ψ , который строим при помощи транспортира относительно произвольно направленной биссектрисы этого угла.

2. Проводим стягивающую этот угол дугу радиусом, равным длине коромысла $l_{o_1o_2}$ в выбранном масштабе (например, $\mu_l = 0,001$ м / мм).

3. Построенный угол ψ делим лучами на 6 частей в соответствии со значениями ψ_2 в табл. 2.5 для фазы удаления (коромысло O_1O_2 движется в одном направлении) и на 6 частей для фазы возвращения (коромысло O_1O_2 движется противоположно). На построенных лучах от их пересечения с дугой (п. 2) откладываем отрезки $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i = \left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_i \cdot l_{o_1o_2}$ в масштабе коромысла

$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,001$ м / мм. Отрезки направляем по вектору скорости \vec{V}_{o_1} конца коромысла, поворачивая его на 90° по угловой скорости кулачка (ω_k).

При силовом замыкании (например, пружиной) высшей кинематической пары «кулачок-толкатель» отрезки $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ откладываем лишь для фазы удаления.

Соединяем концы отрезков $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ и строим кривую $S - \frac{dS}{d\varphi}$.

4. Проводим хорду к дуге $l_{o_1o_2}$, описанной центром ролика коромысла. К проведенной хорде под допускаемым углом давления $[\gamma] = 45^\circ$ при вращательном движении толкателя [3] проводим касательные к кривой $S - \frac{dS}{d\varphi}$ на фазе удаления и на фазе возвращения. При силовом замыкании высшей кинематической пары «ролик-кулачок» эта кривая совпадает с дугой радиуса $l_{o_1o_2}$. Внутри угла, образуемого касательными в наиболее удаленной области их пересечения (прил. 3), выбираем центр O вращения кулачка.

5. Определяем минимальный радиус теоретического профиля кулачка:

$$R_0 = l_{o_1o_2} = OO_1 \cdot \mu_l = 48 \cdot 0,001 = 0,048 \text{ м,}$$

межосевое расстояние

$$L = OO_1 \cdot \mu_l = 194 \cdot 0,001 = 0,134 \text{ м},$$

транспортиром замеряем минимальный угол коромысла O_1O_2 со стойкой OO_2 ($\psi_0 = 24^\circ$).

6. Строим кулачок по методу обращения движения.

7. Выбираем радиус ролика как минимальную величину, получаемую из соотношений:

$$r_p = 0,40R_0 = 0,40 \cdot 0,048 = 0,019 \text{ м},$$

$$r_p = 0,8\rho_{\min} = 0,8 \cdot 0,026 = 0,021 \text{ м},$$

где $\rho_{\min} = 0,026 \text{ м}$ – минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка.

Принимаем $r_p = 0,018 \cdot m = 18 \text{ мм}$.

8. Строим рабочий профиль кулачка как эквидистанту к теоретическому профилю, отстоящую на $r_p = 18 \text{ мм}$ от полученного в п. 7 теоретического профиля кулачка.

Полученную схему кулачкового механизма совмещаем со схемой несущего механизма (рис. 5.1):

1. Из центра O вращения кривошипа AO проводим дугу радиусом, равным в масштабе межосевому расстоянию L в кулачковом механизме. На этой дуге в удобном месте выбираем положение центра O_2 вращения коромысла.

2. Соединяем центры O и O_2 . От полученного отрезка OO_2 откладываем минимальный угол $\psi_0 = 24^\circ$ коромысла O_2O_1 со стойкой OO_2 . На полученной второй стороне угла от его вершины O_2 откладываем отрезок O_2O_1 , изображающий в масштабе длину коромысла кулачкового механизма μ_l .

3. Из точки O_1 отрезка O_2O_1 проводим в масштабе окружность, изображающую ролик; касательно к этой окружности из центра O вращения кулачка и кривошипа OA проводим окружность радиусом $R_{\min} = R_0 - r_p = 48 - 18 = 30 \text{ мм}$, которая изображает основную шайбу практического профиля кулачка.

Изображенный на чертеже несущего механизма кулачковый механизм находится в начале фазы удаления и соответствует 9-му положению кривошипа OA . Транспортиром замеряем угол установки кулачка относительно кривошипа OA , получаем $\alpha = \angle A_9OO_1 = 202^\circ$, где OO_1 – радиус-вектор профиля кулачка, соответствующий началу фазы удаления в кулачковом механизме.

2.3.2. Проектирование винтового и храпового механизмов

При повороте коромысла O_1O_2 (рис. 2.6) на угол $\psi = 25^\circ$ храповик 10 находится в зацеплении с собачкой 11, сидящей на коромысле O_3M , и поворачивается ею на угол ε , соответствующий перемещению маточной гайки в направлении оси O_3 винта на величину $\Delta h = 0,85$ мм.

Выбрав в качестве ходового винт с диаметром $\varnothing 24$ мм с трапециевидальной резьбой, получаем:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h^*} \cdot 360 = \frac{0,85}{10} = 30,6^\circ, \quad (2.11)$$

где $h^* = 10$ мм – ход винта.

Чтобы обеспечить надежный перехват собачкой зубцов храповика, угол поворота ε_1 коромысла MO_3 принимаем несколько бóльшим: $\varepsilon_1 = 40^\circ$.

Найдем размеры храпового колеса. В соответствии с [7, с. 191], число зубцов храповика

$$Z_x = \frac{360 \cdot K_1}{\varepsilon},$$

где K_1 – минимальное целое число, при котором Z_x также получается целым.

Преобразуем формулу (2.11) к виду:

$$\frac{360}{\varepsilon} \cdot \frac{\Delta h}{h^*} = 1,$$

а после умножения обеих частей на Z_x будем иметь:

$$Z_x = \frac{360}{\varepsilon} \cdot \frac{\Delta h}{h^*} \cdot Z_x. \quad (2.12)$$

На основании (2.12) приходим к выводу, что

$$K_1 = \frac{\Delta h}{h^*} \cdot Z_x$$

и что Z_x – минимальное целое число, на которое необходимо умножить отношение $\frac{\Delta h}{h^*}$, чтобы результат получился целым. Таким числом в нашем случае является $Z_x = 200$.

Задавшись модулем храпового колеса $m_x = 0,5$ мм, получаем делительный диаметр:

$$d_x = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ мм.}$$

2.3.3. Синтез шарнирного двухкоромыслового четырехзвенника привода собачки

Двухкоромысловый четырехзвенник проектируем графическим способом по известным входному ($\psi = 25^\circ$) и выходному ($\varepsilon_1 = 40^\circ$) углам, а также положению центра вращения одного его коромысла O_2K .

Алгоритм действий следующий.

1. На плане положений несущего механизма (рис. 5.1) в свободном, не пересекаемом звеньями месте выбираем положение центра O_3 оси ходового винта.

2. Из условия удобного размещения оси собачки храпового механизма задаемся длиной коромысла O_3M : $l_{O_3M} = 60$ мм. Изображаем коромысло O_3M в двух крайних его положениях так, чтобы угол $\angle M_1O_3M_9$ составил $\varepsilon_1 = 40^\circ$.

3. Задаемся длиной шатуна MK . Для двухкоромыслового шарнирного четырехзвенника можно принять ее равной длине стойки O_2O_3 . Принимаем $l_{MK} = l_{O_2O_3} = O_2O_3 \cdot \mu_1 = 170 \cdot 0,001 = 0,17$ м. Радиусом MK из центров M_1 и M_9 проводим две дуги в окрестностях центра O_2 .

4. Из плотной бумаги изготавливаем шаблон в виде сектора семейства концентрических окружностей (рис. 2.8). Центральный угол этого сектора равен углу размаха коромысла O_1O_2 кулачкового механизма $\psi = 25^\circ$. Помещая вершину этого сектора в центре O_2 , подбираем дугу, концы которой разместятся на дугах, проведенных из центров M_1 и M_9 (п. 3). Радиус полученной дуги составляет длину коромысла O_2K , $l_{O_2K} = O_2K \cdot \mu_p = 95 \cdot 0,001 = 0,095$ м.

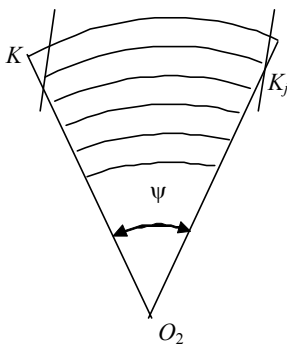


Рис. 2.8. Шаблон для синтеза шарнирного четырехзвенника привода собачки

5. Скрепляем коромысло O_2K в положении O_2K_9 с коромыслом кулачкового механизма O_2O_1 . Транспортиром замеряем угол излома рычага $\angle O_1O_2K$, получаем $\sigma = 26^\circ$.

2.4. Динамический синтез станка (расчет его ориентировочной массы и энергии при запуске)

Динамический синтез станка позволит обеспечить динамическую устойчивость выполнения заданной технологии, повысить КПД путем снижения теплового излучения обмоток приводного электродвигателя вследствие неравномерного вращения ротора внутри цикла.

Задачу решают путем подбора и перераспределения масс звеньев, при необходимости вводят дополнительную маховую массу с постоянным моментом инерции в виде маховика [8]. Произведем расчет инертных свойств звеньев используемых механизмов.

2.4.1. Расчет масс и моментов инерции звеньев и механизмов

Инертные свойства звеньев характеризуют показатели массы при поступательном движении и момента инерции при вращательном.

В первом приближении можно принять следующие данные: по длине рычагов массы распределены равномерно; интенсивность их распределения $q = 30$ кг / м [1, с. 240]; зубчатые колеса – сплошные диски с шириной b_k , зависящей от межосевого расстояния a_w , как

$$b_k = a_w \cdot \psi_a,$$

где $\psi_a = 0,2 - 0,5$ [5, с. 180] представляет собой коэффициент ширины зуба.

Центры масс рычагов располагаем в их серединах; массы определяем по формуле:

$$m_i = q \cdot l_i;$$

моменты инерции относительно центров масс определяют по [10, с. 335]:

$$J_{si} = \frac{1}{12} m_i l_i^2,$$

а относительно оси вращения для вращающихся звеньев – по формуле:

$$J_{si} = \frac{1}{3} m_i l_i^2.$$

Массы зубчатых колес определяем через делительные диаметры и межосевые расстояния a_w по формуле:

$$m_j = \frac{\pi d^2}{4} \cdot a_w \psi_a \rho,$$

которая при плотности материала $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг / м³ (сталь, чугун) и принятом коэффициенте ширины зуба [5] $\psi_a = 0,25$ для облегчения вычислений предварительно должна быть приведена к виду:

$$m_j = 1,532 \cdot 10^3 \cdot a_w \cdot d^2,$$

где a_w и d измеряется в м, а m_j – в кг.

Моменты инерции зубчатых колес относительно оси вращения определяем через их массу и делительный диаметр [10, с. 336] по формуле для однородных дисков:

$$J_{sj} = \frac{m_i d^2}{8}.$$

Результаты расчетов вносим в табл. 2.6.

Оценку динамических характеристик прочих деталей станка производим следующим образом.

1. Массу резцедержателя вместе с перемещающим его ползуном оцениваем приблизительно*

$$m_5 = 3m_3 = 3 \cdot 8,4 = 25,2 \text{ кг}.$$

2. Массу стола и закрепленной на нем детали ориентировочно оцениваем:

$$m_{cm} = 3m_5 = 3 \cdot 25,2 = 75,6 \text{ кг}.$$

3. Массу водила H планетарной ступени редуктора находим с помощью формулы:

$$m_H = \frac{\pi d_H^2}{4} \cdot \epsilon_H \cdot \rho,$$

где ширину водила ϵ_H принимаем равной толщине смонтированного в нем сателлита Z_2 , т. е.

$$b_H = a_w \cdot \psi_a = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \psi_a = \frac{0,036 + 0,096}{2} \cdot 0,25 = 0,0165 \text{ м}.$$

С учетом этого

$$m_H = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 0,0165 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 2,275 \text{ кг},$$

а момент инерции по формуле для сплошного диска:

$$J_H = \frac{m_H \cdot d_H^2}{8} = \frac{2,275 \cdot 0,15^2}{8} = 6,4 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Массу храпового колеса определим по формуле:

$$m_x = \frac{\pi d_x^2}{4} \cdot \epsilon_x \cdot \rho,$$

где диаметр храпового колеса

$$d_x = 100 \text{ мм},$$

а ширину принимаем равной

$$\epsilon_x = 20 \text{ мм}.$$

* Поскольку этот расчет является ориентировочным, студент может принять свою мотивированную оценку массы деталей.

Таблица 2.4

Инертные характеристики звеньев поперечно-строгального станка

Наименование звена	Обозначение звена	Наименование параметра и его обозначение			
		Длина рычага, диаметр колеса (м)	Масса звена (кг)	Момент инерции относительно оси вращения (кг·м ²)	Момент инерции относительно центра масс (кг·м ²)
Рычаг (рис. 2.3, 2.7)	OA	$l_{OA} = 0,082$	$m_1 = 2 - 46$	$J_0 = 5,51 \cdot 10^{-3}$	–
	AB	$l_{AB} = 0,191$	$m_2 = 5,82$	–	$J_{S2} = 1,83 \cdot 10^{-2}$
	CL	$l_{CL} = 0,45$	$m_3 = 13,5$	$J_3 = 9,1 \cdot 10^{-1}$	–
	O_1O_2	$l_{O_1O_2} = 0,12$	$m_6 = 3,60$	$J_6 = 1,73 \cdot 10^{-2}$	–
	O_2K	$l_{O_2K} = 0,095$	$m_7 = 2,85$	$J_7 = 8,57 \cdot 10^{-3}$	–
	KM	$l_{KM} = 0,17$	$m_8 = 5,10$	–	$J_{S8} = 1,23 \cdot 10^{-2}$
	MO_3	$l_{O_3M} = 0,060$	$m_9 = 1,80$	$J_9 = 2,16 \cdot 10^{-3}$	–
Зубчатое колесо (рис. 2.1)	Z_1	$d_1 = 0,036$	$m_{Z1} = 0,131$	$J_{Z1} = 2,12 \cdot 10^{-5}$	как и относительно оси вращения – // –
	Z_2	$d_2 = 0,096$	$m_{Z2} = 0,932$	$J_{Z2} = 1,07 \cdot 10^{-3}$	
	Z_4	$d_4 = 0,080$	$m_{Z4} = 1,152$	$J_{Z4} = 9,21 \cdot 10^{-4}$	
	Z_5	$d_5 = 0,155$	$m_{Z5} = 4,325$	$J_{Z5} = 1,30 \cdot 10^{-2}$	
Ползун (рис. 2.10)	D	–	$m_D = 0$		– // –
	E	–	$m_5 = 25,2$		
	T^*	–	$m_{CT} = 75,6$		
Водило H (рис. 2.1)	H	$d_H = 0,15$	$m_H = 2,275$	$J_H = 6,4 \cdot 10^{-3}$	– // –
Кулачок (рис. 2.7)	–		$m_k = 1,3$	$J_k = 1,72 \cdot 10^{-3}$	– // –
Храповое колесо (рис. 2.7)	–		$m_x = 1,225$	$J_x = 1,53 \cdot 10^{-3}$	– // –
Ротор эл. двиг. 8 (рис. 1.1)	–			$J_p = 1,51 \cdot 10^{-3}$	– // –

* См. рис. 1.1.

С учетом этого

$$m_x = \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 \cdot 0,02 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1,225 \text{ кг},$$

а момент инерции

$$J_x = \frac{m_x \cdot d_x^2}{8} = \frac{1,225 \cdot 0,1^2}{8} = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

5. Массу кулачка m_κ и момент инерции J_κ оцениваем по его среднему радиусу:

$$R_{cp} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} = \frac{75 + 28}{2} = 51,5 \text{ мм}$$

и ширине b_k , которую задаем:

$$b_k = 0,2 \cdot D_{cp} = 0,2 \cdot 2 \cdot 51,5 = 20 \text{ мм}.$$

В этом случае

$$m_\kappa = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2}{4} \cdot b_k \cdot \rho = \frac{\pi}{4} \cdot 0,103^2 \cdot 0,02 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1,3 \text{ кг},$$

а момент инерции

$$J_\kappa = \frac{m_\kappa D_{cp}^2}{8} = \frac{1,3 \cdot 0,103^2}{8} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

6. Момент инерции ротора электродвигателя определяем по его маховому моменту:

$$m_p D_p^2 = 1,29 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Получаем:

$$J_p = \frac{m_p D_p^2}{8} = \frac{1,29 \cdot 10^{-2}}{8} = 1,51 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

масса двигателя $m_{ог} = 17,4 \text{ кг}$ (табл. 2.1).

7. Динамические характеристики остальных движущихся звеньев – ходовой винт, валы, ролик кулачкового механизма и т. п. – из-за малых масс или скоростей точек не учитываем.

Полученные в п.п. 1 – 6 данные вносим в табл. 2.4 и используем для вычисления обобщенных динамических характеристик механизмов пресса.

2.4.2. Расчет приведенных моментов инертности масс станка

Инертные свойства машин и механизмов характеризуют приведенной массой либо приведенным моментом инерции подвижных звеньев в зависимости от того, линейным или угловым является перемещение звена приведения.

Приведенный к звену момент инерции масс связанных с ним звеньев

вычисляем как сумму произведений масс этих звеньев и их моментов инерции на квадраты передаточных функций от этих звеньев к звену приведения.

Приведенный к звену механизма момент инерции масс других его звеньев может быть переприведен, например, к главному валу машины, для чего его величину следует умножить на квадрат передаточной функции от звена приведения механизма к указанному валу [11].

Приведенный к главному валу машины момент инерции ее маховых масс может быть вычислен как сумма произведений приведенных моментов инерции механизмов и одиночных звеньев на квадраты передаточных функций от них к главному валу машины.

Таким образом, приведенный к валу кривошипа OA (рис. 1.1) и принимаемый за главный момент инерции масс звеньев станка J_{np} можем представить как сумму приведенных моментов инерции трех его механизмов – зубчатого, механизма поперечной подачи стола, несущего механизма – и двух деталей – ротора приводного электродвигателя и махового колеса.

Вычислим приведенные моменты инерции указанных механизмов и деталей.

1. Для ротора приводного электродвигателя имеем:

$$J_{p,np} = J_p \cdot U_{nep}^2 = 1,51 \cdot 10^{-3} \cdot 14,2^2 = 0,304 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 .$$

2. Для зубчатой передачи имеем:

$$J_{nep,np} = (J_{nl} + J_{Z4}) \cdot U_{4-5}^2 + J_{Z5} ,$$

где J_{nl} – приведенный к валу водила момент инерции планетарного механизма, а величину J_{nl} вычисляем, пользуясь рис. 2.9:

$$J_{nl} = J_H + J_{Z1} \cdot (U_{1-H}^{(3)})^2 + k \left[m_{Z2} \left(\frac{V_{O1}}{\omega_H} \right)^2 + J_{Z2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_H} \right)^2 \right] .$$

Здесь k – число сателлитов.

Передаточную функцию от сателлита к водилу можно вычислить из соотношения:

$$\frac{V_{O1}}{\omega_H} = l_H = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,0036 + 0,096}{2} = 0,066 \text{ м};$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_H} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_2} = \frac{d_1 + d_2}{d_2} = \frac{0,036 + 0,096}{0,096} = 1,375,$$

а уточненное значение передаточного отношения $U_{1-H}^{(3)}$ получено в п. 2.1.2:

$$U_{1-H}^{(3)} = 7,33.$$

Остальные данные берем из табл. 2.4.

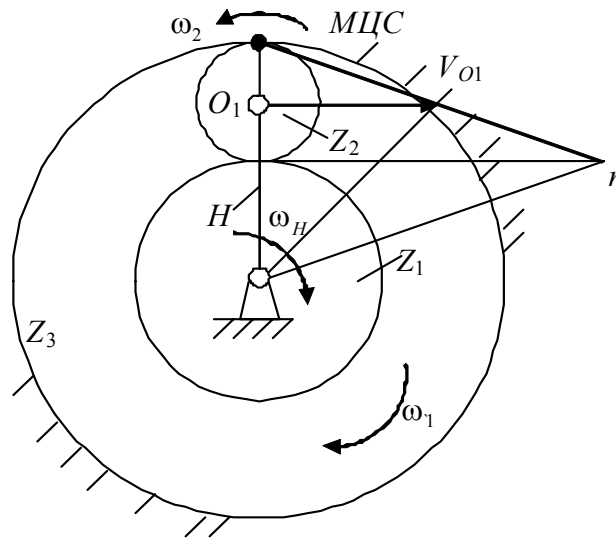


Рис. 2.9. Кинематическая схема планетарной передачи и план скоростей

Получаем:

$$J_{нл} = 6,4 \cdot 10^{-3} + 2,12 \cdot 10^{-5} \cdot 7,33^2 + 3(0,935 \cdot 0,066^2 + 1,07 \cdot 10^{-3} \cdot 1,375^2) = 0,0026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При этом:

$$J_{пер.пр} = (0,026 + 9,21 \cdot 10^{-4}) \cdot 1,94^2 + 1,03 \cdot 10^{-2} = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3. Приведенный к валу кривошипа момент инерции механизма поперечной подачи стола $J_{non.пр}$ влияет на движение станка лишь в периоды движения толкателя кулачкового механизма – на фазах удаления и возвращения. Причем на концах этих фаз $J_{non.пр} = 0$, т. к. передаточная функция $\frac{d\psi}{d\varphi}$ от толкателя к кулачку, т. е. к валу кривошипа OA , равна при этом нулю.

Максимальное значение $J_{non.пр}$ приобретает вблизи середины этих фаз, когда $\frac{d\psi}{d\varphi} = \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)_{\max}$, коромысла O_2K и O_3M параллельны, вследствие чего передаточная функция от второго коромысла к первому также приобретает свое максимальное значение. В этом положении величина приведенного момента инерции механизма поперечной подачи может быть вычислена из выражения:

$$J_{non.np} = J_K + \left[(J_6 + J_7) + m_8 l_{O_2K} + (J_9 + J_x) \left(\frac{l_{O_2O_1}}{l_{O_3M}} \right) \right] \times \\ \times \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)_{y_{max}}^2 + m_C \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{l_{O_2O_1}}{l_{O_3M}} \right)^2 \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)_{y_{max}}^2.$$

Отсюда после некоторых преобразований получаем:

$$J_{non.np} = 1,72 \cdot 10^{-3} + (1,73 \cdot 10^{-2} + 8,57 \cdot 10^{-3} + 5,1 \cdot 0,095^2 + \\ + \left(2,16 \cdot 10^{-3} + 1,72 \cdot 10^{-3} + 75,6 \cdot \left(\frac{0,01}{2\pi} \right)^2 \right) \left(\frac{0,12}{0,06} \right)^2) \cdot 0,588^2 = 3,2 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $\frac{l_{O_2O_1}}{l_{O_3M}}$ – передаточная функция $\frac{\omega_{O_3M}}{\omega_{O_2K}}$ от коромысла O_3M к коромыслу

O_2O_1 , когда $O_3M // O_2O_1$ и МЦС шатуна MK расположен в бесконечности.

4. Для приведенного к валу входного кривошипа OA момента инерции несущего механизма (рис. 2.10) составляем выражение:

$$J_{нес.нр} = J_{O_1} + m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_{C_3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_5}{\omega_1} \right)^2, \quad (2.13)$$

где передаточная функция в движении ползуна (резцедержателя) 5 относительно кривошипа OA может быть вычислена по формуле:

$$\frac{V_5}{\omega_1} = - \frac{V_5}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1}.$$

Вычислим передаточные функции в выражении (2.13).

Для шарнирного четырехзвенника $OABC$ из $\triangle ABC$ (рис. 2.10) по теореме косинусов получаем:

$$\mu = \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{AC}^2}{2 \cdot l_{AB} \cdot l_{BC}}, \quad 2.14$$

где величину l_{AC} предварительно находим по той же теореме из $\triangle AOC$

$$l_{AC} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2 \cdot l_{OA} l_{OC} \cos \varphi_1}.$$

Выражение (2.14) целесообразно представить в виде

$$\mu = \arccos(A + B \cos \varphi_1),$$

где для рассматриваемого механизма по формулам (2.10) получено:

$$A = 0,29824; \quad B = 0,416861.$$

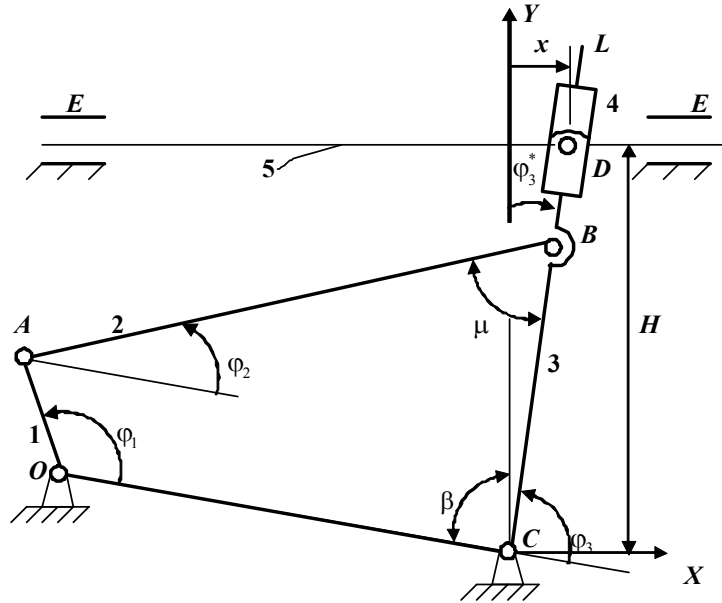


Рис. 2.10. Кинематическая схема несущего рычажного шестизвенника

Далее вычисляем углы φ_3 и φ_2 :

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{l_{AO}}{l_{AC}} \sin \varphi_1\right) + \arccos\left(\frac{l_{AS}}{l_{AC}} \sin \mu\right);$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu,$$

После чего можем определить передаточные функции

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{l_{OA}}{\sin \mu} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{AB}};$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{l_{OA}}{\sin \mu} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_{BC}};$$

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = \sqrt{l_{OA}^2 + \left(0,5 \cdot l_{AB} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\right)^2 + l_{OA} \cdot l_{AB} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_1 - \varphi_2)},$$

выписав их выражения для шарнирного четырехзвенника из прил.4:

Для присоединенного тангенсного механизма перемещение резцедержателя (ползуна 5) из рис. 2.11 находим:

$$x = H \cdot \operatorname{tg} \varphi_3^*, \quad (2.14)$$

где текущее значение угла размаха коромысла CL :

$$\varphi_3^* = 180^\circ - \varphi_3 - \beta,$$

причем ранее вычислено значение $\beta = 41,25^\circ$.

Передаточную функцию $\frac{V_5}{\omega_3}$ получаем дифференцированием из (2.14):

$$\frac{V_5}{\omega_3} = \frac{V_5}{\omega_3^*} = \frac{dx}{d\varphi_3^*} = \frac{H}{\cos^2 \varphi_3^*}.$$

Производим вычисления по полученным формулам в различных положениях несущего механизма. Значения координаты φ_1 – угла кривошипа OA с направлением стойки OC – замеряем транспортиром непосредственно из плана положений механизма (рис. 5.2).

Результаты расчетов вносим в табл. 2.5.

Линейные и угловые перемещения, данные в табл. 2.5, должны быть приведены в соответствие с планом положений несущего механизма, а для согласованности программы вычисления передаточных функций в одном из положений механизма можно построить план скоростей.

Таблица 2.5

Кинематические характеристики несущего механизма станка

№ положения механизма	В шарнирном четырехзвеннике						В тангенсном механизме		
	φ_1°	μ°	φ_3°	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	$\frac{\omega_3}{\omega_1}$	$\frac{V_{S2}}{\omega_1}, (м)$	φ_3^*	$x, (м)$	$\frac{V_5}{\omega_3}, (м)$
0	259	77,37	156,75	0,42	0,002	0,041	-18,00	-0,1072	0,365
1	212	93,16	153,44	0,36	0,138	0,054	-14,69	-0,865	0,353
2	180	96,81	147,56	0,227	0,227	0,070	-8,81	-0,0511	0,338
3	158	95,06	142,02	0,116	0,273	0,078	-3,27	-0,0029	0,331
4	150	93,60	139,79	0,075	0,284	0,080	-1,04	-0,0060	0,330
5	116	83,36	130,03	-0,103	0,275	0,079	8,72	0,0506	0,338
6	85	70,45	122,91	-0,274	0,166	0,061	15,84	0,0936	0,357
7	60	56,56	120,75	-0,426	-0,007	0,040	18,00	0,1072	0,365
8	0	44,35	136,18	-0,417	-0,417	0,092	2,566	0,0148	0,331
9	-54	57,09	153,45	0,228	-0,174	0,064	-14,69	-0,0865	0,353
0	-101	77,37	156,75	0,42	0,002	0,041	-18,00	-0,1072	0,365

Данные табл. 2.5 используем для вычисления момента инерции $J_{нес.пр}$, приведенного к валу кривошипа AO – главному валу станка. В табл. 2.6 для различных положений станка вносим значения приведенных моментов инерции масс вычисленных ранее деталей и механизмов.

Данные табл. 2.6 используем для определения недостающей массы машины – массы маховика.

Таблица 2.6

Энергомассовые характеристики станка

Положение кривошипа OA	Значение обобщенной координаты φ_{10}	Работа сил		Приращение кинетической энергии ΔT_i	Момент инерции, приведенный к главному валу станка – валу кривошипа AO ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$)			
		движущих $A_{об}$ (кДЖ)	сопротивлений A_c (кДЖ)		$J_{p.np}$	$J_{np.np}$	$J_{non.npi}$	$J_{нес.npi}$
0	0	0	0	0	0,304	0,11	$3,2\cdot 10^{-2}$	$1,85\cdot 10^{-2}$
1	47	0,0355	0	35,5	0,304	0,11	0	0,102
2	79	0,0597	0,0602	- 5	0,304	0,11	0	0,230
3	101	0,0763	0,1156	- 39,3	0,304	0,11	0	0,315
4	109	0,0824	0,1156	- 33,2	0,304	0,11	0	0,315
5	143	0,1080	0,2118	- 103,8	0,304	0,11	0	0,329
6	174	0,1315	0,272	- 140,5	0,304	0,11	0	0,142
7	199	0,1504	0,272	- 121,6	0,304	0,11	0	0,018
8	259	0,1957	0,272	- 76,3	0,304	0,11	0	0,696
9	313	0,2365	0,272	- 35,5	0,304	0,11	0	0,153
0	360	0,272	0,272	0	0,304	0,11	$3,2\cdot 10^{-2}$	$1,85\cdot 10^{-2}$

5. Определение приведенного момента инерции недостающей массы маховика.

Масса махового колеса (желательно с тяжелым ободом), является постоянной. Приведенный к главному валу O момент инерции этого колеса определяем, построив для всех движущихся масс станка диаграмму энергомасс. Отсюда $T = T(J_{np})$ – зависимость приведенного момента инерции этих масс (J_{np}) от запасаемой ими кинетической энергии T .

Вначале в осях приращений $\Delta T = \Delta T(\Delta J_{np})$ устанавливаем форму указанной диаграммы, затем находим положение осей $T - J_{np}$ полных значений энергии станка T и необходимого приведенного момента инерции. По координатам начала этих осей в системе координат $\Delta T - \Delta J_{np}$ вычисляем инертную массу, которую необходимо добавить для получения динамической устойчивости выполняемого машинного технологического процесса.

Динамическую устойчивость технологического процесса оцениваем по коэффициенту неравномерности вращения главного вала станка δ , выбираемому из табл. 5.2 [2]. Правильный выбор этого коэффициента обеспечивает устойчивость путем защиты приводного электродвигателя от перегрузок и способствует получению изделий надлежащего качества.

Вычисляем приращения кинетической энергии ΔT_i , подвижных масс станка за цикл установившегося движения по формуле:

$$\Delta T_i = A_{\partial\theta_i} - A_{n.c_i}. \quad (2.15)$$

Сначала интегрированием графика нагрузок (зависимость сил полезного сопротивления $F_{n.c.}$ от хода рабочего звена S) получаем график работы полезных сил (рис. 5.1):

$$A_{n.c_i} = \int F_{n.c} dS = \sum F_{n.c_j} \cdot \Delta x_i.$$

Из этого графика находим значения $A_{n.c_i}$ в характерных положениях главного вала станка.

Полученные результаты вносим в табл. 2.6; туда же помещаем значения $A_{\partial\theta_i}$, полученные на основании того, что функция $A_{\partial\theta}(\varphi)$ – прямая пропорциональность*.

$$A_{\partial\theta_i} = \frac{A_{\partial\theta.u}}{360} \cdot \varphi_{10},$$

где в первом приближении работу движущих сил $A_{\partial\theta.u}$ за цикл установившегося времени можем приравнять к ранее установленной работе сил полезных сопротивлений $A_{n.c_i}$ за этот же период:

$$A_{\partial\theta.u} = A_{n.c_i} = \int_T F_{nc} dS = \int_T F_p dS = 0,262 \text{ кДж.}$$

Данные по результатам вычисления $A_{\partial\theta_i}$ для различных положений станка вносим в табл. 2.6.

Величину приведенного момента инерции масс станка в различных его положениях J_{np_i} представим в виде суммы постоянной (J_{np_0}) и изменяемой (ΔJ_{np_i}) составляющих:

$$J_{np_i} = J_{np_0} + \Delta J_{np_i},$$

где J_{np_0} включает неизвестную маховую массу, сосредоточенную в маховике, ΔJ_{np_i} обобщает изменяемые маховые массы.

В рассматриваемом примере рассчитываем:

* При малых значениях δ отклонения угловой скорости главного вала от среднего значения незначительны. Поэтому и момент движущих сил ($M_{\partial\theta}$) в первом приближении незначительно отклоняется от постоянной величины $M_{\partial\theta, ном}$.

$$J_{np_i} = J_{non.np_i} + J_{нес.np_i};$$

$$J_{np_0} = J_{p.np} + J_{пер.np} + J_{max.np},$$

где $J_{max.np}$ – приведенный к главному валу 9 момент инерции маховика.

Строим диаграмму $\Delta T_i = \Delta T_i(J_{np_i})$ (рис. 2.11) и проводим к ней касательные под заданными углами [2, с. 371]:

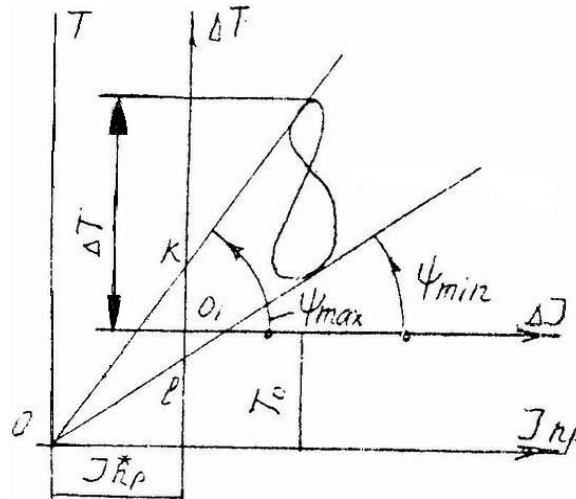


Рис. 2.11. Определение осей координат диаграммы энергомасс для установившегося движения станка

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1 + \delta) \omega_{cp}^2,$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1 - \delta) \omega_{cp}^2,$$

где $\mu_J = 5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$; $\mu_T = 1,0 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$ – масштабы приведенного момента инерции и энергии, выбранные для диаграммы энергомасс;

$$\delta = \frac{1}{25} \text{ – по табл. 5.12 [2, с. 369];}$$

$$\omega_{cp} = \frac{\pi m_{кр}}{30} = \frac{\pi \cdot 100}{30} = 10,47 \text{ с}^{-1} \text{ – средняя угловая скорость главного вала.}$$

После подстановки чисел получаем:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1} (1 + 0,04) \cdot 10,47^2 = 2,85122 \cdot 10^{-1};$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1} (1 - 0,04) \cdot 10,47^2 = 2,63189 \cdot 10^{-1},$$

откуда выводим значения:

$$\psi_{\max} = 15,91^\circ, \quad \psi_{\min} = 14,74^\circ.$$

Проведя касательные к диаграмме под указанными углами к оси ΔJ , находим отрезки O_1K и O_1l (в мм), которые используем для определения начала координат O системы $T - J_{np}$ – зависимости полной кинетической энергии движущихся звеньев станка от их момента инерции приведенного к главному валу ($O_1K = 30$ мм; $O_1l = -143$ мм.).

Решаем совместно уравнения касательных:

$$y = x \operatorname{tg} \psi_{\max} + O_1K;$$

$$y = x \operatorname{tg} \psi_{\min} + O_1l.$$

В результате вычитания второго уравнения из первого получим:

$$\begin{aligned} x &= \frac{O_1l - O_1K}{\operatorname{tg} \psi_{\max} - \operatorname{tg} \psi_{\min}} = \frac{-Kl}{\operatorname{tg} \psi_{\max} - \operatorname{tg} \psi_{\min}} = \\ &= \frac{-173}{2,85122 - 2,63189} = -78877 \text{ мм}, \end{aligned}$$

после чего из первого уравнения получим:

$$y = 30 - 78877 \cdot 2,85122 \cdot 10^{-2} = -2216 \text{ мм}.$$

Из рис. 2.11 видим: чтобы перейти от системы координат $\Delta T - \Delta J_{np}$ к системе $T - J_{np}$, из начала O которой диаграмма энергомасс видна под углами $\psi_{\max} \approx \omega_{\max}$ и $\psi_{\min} \approx \omega_{\min}$, необходимо к переменной части момента инерции станка прибавить постоянную часть:

$$J_{np.0} = /x/ \cdot \mu_J = 78877 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 39,44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Часть этого момента инерции в проектируемой схеме поперечно-строгального станка уже имеется за счет ротора электродвигателя и зубчатого механизма. Остальную часть

$$J_{\max.} = J_{np.0} - 0,414 = 39,44 - 0,414 = 39,026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

вводим в состав станка в виде дополнительной маховой массы – махового колеса. Если диаметр этого колеса принять $D_{\max.} = 1,0$ м, а массу распределить по его ободу, то она составит

$$m_{\max.} = \frac{J_{\max.}}{(0,5D_{\max.})^2} = \frac{39,026}{0,5^2} \approx 156 \text{ кг}.$$

Большие вес и габариты маховика обуславливают необходимость закрепления его на более быстроходном валу.

При закреплении маховика на валу электродвигателя его момент инерции будет составлять

$$J_{max}^* = \frac{J_{max}}{U_{пер}^2} = \frac{39,026}{14,2^2} = 0,19 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

и при радиусе, например, $R_{max} = 100$ мм он будет иметь массу

$$m_{max}^* = \frac{0,19}{0,1^2} = 19 \text{ кг}.$$

Такой маховик запасает кинетическую энергию:

$$\begin{aligned} T_{max} &= 0,5J_{max} \cdot \omega_{max}^2 = 0,5J_{max} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 \omega_{cp}^2 = \\ &= 0,5 \cdot 39,026 \cdot (1 + 0,02)^2 \cdot 10,47^2 = 2225 \text{ Дж}. \end{aligned}$$

2.4.3. Определение расхода материалов и энергии при запуске

Как следует из рис. 2.11, максимальная энергия, запасаемая звеньями станка при его запуске, составляет

$$\begin{aligned} T &= T + \Delta T_{imax} = /y / \mu_T + \Delta T_1 = 2216 \cdot 1,0 + 30 = \\ &= 2246 \text{ Дж} = 2,246 \text{ кВт} \cdot \text{сек} = \frac{2,246}{60^2} = 6,25 \cdot 10^{-4} \text{ кВт} \cdot \text{час}, \end{aligned}$$

что соответствует подводимой из сети энергии

$$T^* = \frac{T}{\eta_{ог}} = \frac{6,25 \cdot 10^{-4}}{0,92} = 0,68 \cdot 10^{-3} \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

На основании табл. 2.6 производим ориентировочную оценку масс звеньев станка. Масса подвижных звеньев:

$$\begin{aligned} m &= m_1 + m_2 + m_3 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9 + m_{z1} + 3m_{z2} + \\ &+ m_{z4} + m_{z5} + m_5 + m_{CT} + m_H + m_k + m_X + m_{max} = \\ &= 2,46 + 5,82 + 13,5 + 3,6 + 2,85 + 5,1 + 1,80 + 0,131 + 3 \cdot 0,992 + \\ &+ 1,152 + 4,325 + 25,2 + 75,6 + 2,275 + 1,3 + 1,225 + 19 = 168 \text{ кг}; \end{aligned}$$

с учетом массы электродвигателя, соединительных валов и деталей (принимаем $m_{соед.} = 0,1m$), станины (принимаем $m_{стан.} = 0,2m$), ориентировочная масса станка приблизительно составит:

$$M = m + 0,1m + 1,2m = 2,3m = 2,3 \cdot 168 \approx 400 \text{ кг}.$$

3. ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

3.1. Исследование установившегося движения главного вала станка

Обобщенной координатой по-прежнему считаем угол поворота кривошипа OA , насаженного на главный вал исследуемого станка. Обобщенную скорость – угловую скорость кривошипа OA , при установившемся движении станка найдем из выражения его кинетической энергии:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2T_i}{J_{np_i}}}, \quad (3.1)$$

где кинетическая энергия

$$T_i = \Delta T_i + T_0;$$

приведенный к главному валу момент инерции

$$J_{np_i} = J_{np_0} + \Delta J_{np_i}.$$

Значения $\Delta T_i = A_{об_i} - A_{н.с.i}$ и $\Delta J_{np_i} = J_{нес.нр.i} + J_{ноп.нр.i}$ можно взять из табл. 2.6;

$T_0 = 2216$ Дж – начальная кинетическая энергия;

$J_{np_0} = 39,44$ кг·м² – постоянная составляющая момента инерции маховых масс с учетом массы маховика (п. 2.4.2).

Результаты вычислений по формуле (3.1) вносим в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Кинематические характеристики главного вала

Положение механизма	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Φ_{10}°	0	47	79	101	109	143	174	199	259	313	360
ω_i, c^{-1}	10,59	10,68	10,57	10,46	10,48	10,31	10,24	10,30	10,33	10,47	10,59

По данным табл. 3.1 проверяем точность определения момента инерции маховика:

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{10,68 + 10,24}{2} = 10,46 \text{ c}^{-1};$$

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{10,68 - 10,24}{10,46} = 0,042,$$

что приблизительно соответствует принятым их значениям:
 $\omega_{cp} = 10,47 \text{ с}^{-1}$, $\delta = \frac{1}{25}$.

Далее на основании данных табл. 3.1 строим график обобщенной скорости станка в функции его обобщенной координаты $\omega_1 = f(\varphi_1)$ (рис. 5.2) в пределах одного цикла установившегося движения $0 \leq \varphi_1 \leq 2\pi$. С помощью этого графика можем определить угловое ускорение кривошипа OA в любом его положении:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} = \\ &= \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \omega \frac{\Delta y}{\Delta x} \cdot \frac{\mu\omega}{\mu\varphi} = \omega \frac{\mu\omega}{\mu\varphi} \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \quad (3.2)$$

где Δy и Δx – приращения координат по осям ω_1 и φ_1 ,

μ_ω и μ_φ – масштабы этих осей,

α – угол касательной к построенной кривой $\omega_1 = f(\varphi_1)$ с положительным направлением оси φ при выбранном значении обобщенной координаты φ_{10} .

3.2. Определение реакций в кинематических парах станка

Выполним кинетостатический анализ в 6-м положении станка, когда к его рабочему звену приложено максимальное рабочее усилие, а угол давления в шарнирном четырехзвеннике $OABC$ $\gamma = 90^\circ$ – μ близок к минимальному (табл. 2.5). Анализ обычно проводится по всей кинематической цепи станка от рабочего органа до вала приводного электродвигателя, в данном же примере подробно рассмотрим лишь его начало.

Для определения реакций в кинематических парах станка воспользуемся кинетостатическим методом, согласно которому, по принципу Даламбера, если ко всем действующим на звенья силам прибавить силы инерции, то движение этих звеньев можно описать известными уравнениями статики.

Принцип Даламбера применяем к простейшим статически определимым кинематическим цепям, степень подвижности которых после присоединения к стойке равна нулю. Простейшая плоская кинематическая цепь может содержать, например, два звена и три низшие кинематические пары (структурная группа Ассур) либо одно звено, низшую и высшую кинематические пары.

Отсоединение от машины цепей с нулевой подвижностью начинаем от рабочего органа, последовательно приближаясь к валу приводного электродвигателя, расчет которого производим последним.

Исследованию подлежат все или некоторые положения машинного агрегата (в нашем случае от нулевого до 9-го включительно). В первую очередь должны быть исследованы наиболее нагруженные положения.

Отсоединим кинематическую цепь шестизвенного несущего механизма, включающую кривошип OA , состоящую из трех статически определимых кинематических цепей:

а) резцедержатель – ползун 5 и кулисный камень 4 (структурная группа Ассура);

б) кулиса 3 и шатун 2 (структурная группа Ассура);

в) кривошип OA вместе с насаженным на его вал зубчатым колесом 5 (одно звено, низшая и высшая кинематические пары) имеет степень подвижности, равную нулю, и потому обладает статической определимостью. Наличие кулачка, заблокированного с кривошипом OA , в расчет не принимаем, поскольку это параллельная кинематическая цепь, а силовой расчет механизма поперечной подачи, по условию, не рассматриваем.

3.2.1. Определение ускорений

Чтобы воспользоваться принципом Даламбера, найдем ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев. Эту задачу решаем путем построения плана ускорений (рис. 5.2).

В расчетном 6-м положении рассматриваемой кинематической цепи при установившемся режиме движения станка в табл. 3.1. находим

$$\omega_1 = 10,24 \text{ с}^{-1};$$

с помощью графика $\omega_1 = f(\varphi_1)$ по формуле (3.2) определяем:

$$\varepsilon_1 = \omega_1 \frac{\mu_\omega}{\mu_\varphi} \operatorname{tg} \alpha = 10,24 \cdot \frac{0,01}{0,0262} \operatorname{tg} 175^\circ = -0,033 \text{ с}^{-2}.$$

Знак « \rightarrow » указывает на то, что ε_1 и ω_1 направлены противоположно.

План ускорений строим, начиная от входного звена OA шестизвенника $OABCDE$ (рис. 2.3).

По теореме о вращательном движении кривошипа OA , ускорение точки A :

$$\bar{a}_{AO} = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau,$$

где нормальная составляющая ускорения

$$\bar{a}_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 10,24^2 \cdot 0,082 \approx 7,4 \text{ м/с}^2$$

в масштабе построения

$$\mu_a = 0,05 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

на чертеже (рис. 5.2) отложена в векторе $\overline{\pi n}$ с модулем $\pi n = 148$ мм в направлении от точки A кривошипа AO к центру его вращения O , а тангенциальная составляющая

$$a_{AO}^{\tau} = \varepsilon_1 l_{AO} = 0,033 \cdot 0,082 = 0,003 \text{ м/с}^2$$

отложена в векторе \overline{na} с модулем $na = 0,06$ мм в соответствии с направлением углового ускорения ε_1 перпендикулярно вектору $\overline{\pi n}$.

По теореме о плоском движении точки B в системе шатуна AB и движении этой точки в системе коромысла BC , имеем систему векторных равенств:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^{\tau}} = \overline{a_{BC}^n} + \overline{a_{BC}^{\tau}}. \quad (3.3)$$

Для точки D_{45} , принадлежащей кулискому камню 4 и ползуну 5, по теореме о сложном движении кулисного камня 4 вместе с кулисой и относительно нее запишем векторное уравнение:

$$\overline{a_{D45}} = \overline{a_{D3}} + \overline{a_{D45D3}^k} + \overline{a_{D45D3}}, \quad (3.4)$$

где ускорение точки D_3 ранее рассмотренного звена – кулисы (коромысла) BC – можем найти по теореме о подобии планов ускорений и положений:

$$\begin{aligned} \frac{BC}{D_3C} = \frac{bc}{d_3c} &\Rightarrow d_3c = \frac{D_3C}{BC} \cdot bc, \\ \frac{CL}{BC} = \frac{cl}{bc} &\Rightarrow cl = \frac{CL}{BC} \cdot bc. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Чтобы решить уравнения (3.3) и (3.4), определим нормальные составляющие ускорений:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA}; \quad a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC}$$

и ускорение Кориолиса:

$$a_{D45D3}^k = 2\omega_3 \cdot V_{D45D3},$$

где $\omega_2 = \omega_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right);$

$$\omega_3 = \omega_1 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right);$$

$$V_{D_45D_3} = \omega_3 \left(\frac{V_{D_45D_3}}{\omega_3} \right).$$

Выписав из табл. 2.5 значения перемещений и передаточных функций

$$-x = 0,0936 \text{ м}; \quad \varphi_3 = 15,84^\circ;$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -0,274; \quad \frac{\omega_3}{\omega_1} = 0,166$$

и определив по формуле (2.2) [13]:

$$\frac{V_{D_45D_3}}{\omega_3} = \frac{x}{\cos \varphi_3^*} = \frac{0,0936}{\cos 15,84} = 0,0973 \text{ м},$$

находим при $\omega_1 = 10,24 \text{ с}^{-1}$:

$$\omega_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \omega_1 = -10,24 \cdot 0,274 = -2,81 \text{ с}^{-1*};$$

$$\omega_3 = \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right) \omega_1 = 10,24 \cdot 0,166 = 1,70 \text{ с}^{-1};$$

$$V_{D_45D_3} = 1,70 \cdot 0,0973 = 0,1654 \text{ м/с},$$

вследствие чего

$$a_{BA}^n = 2,81^2 \cdot 0,194 = 1,53 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BC}^n = 1,70^2 \cdot 0,16 = 0,46 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{D_45D_3}^k = 2 \cdot 1,70 \cdot 0,1654 = 0,5623 \text{ м/с}^2.$$

Отрезки, изображающие эти ускорения в масштабе плана ускорений, имеют величину:

$$an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_A} = \frac{1,53}{0,05} = 31 \text{ мм},$$

$$an_2 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_A} = \frac{0,46}{0,05} = 9,2 \text{ мм},$$

$$d_3k = \frac{a_{D_45D_3}^k}{\mu_A} = \frac{0,56}{0,05} = 11,2 \text{ мм}.$$

После графического решения уравнения (3.3) и определения отрезка $bc = 156 \text{ мм}$ длину отрезков d_3c и cl находим из (3.5) после измерения $D_3C = 343 \text{ мм}$ на чертеже.

* Минус указывает на то, что в данном положении механизма направления ω_2 и ω_1 противоположны.

$$d_3c = \frac{343}{280} \cdot 156 = 191 \text{ мм},$$

$$cl = \frac{450}{280} \cdot 156 = 251 \text{ мм}.$$

При графическом решении уравнения (3.4) вектор ускорения Кориолиса $\overline{a}_{D_4D_3}^{-k}$ направляем как вектор скорости $\overline{V}_{D_4D_3}$, повернутый на 90° в направлении ω_3 , оба направления находим с помощью плана положений механизма (рис. 5.1) по тенденции изменения длины CD_3 .

Построенный план ускорений используем для определения ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев:

$$a_{S_1} = \pi s_1 \cdot \mu_a = 74 \cdot 0,05 = 3,7 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a = 140 \cdot 0,05 = 7,0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 125 \cdot 0,05 = 6,25 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_5} = \pi s_5 \cdot \mu_a = 186 \cdot 0,05 = 9,3 \text{ м/с}^2;$$

$$\varepsilon_1 = 0,79 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\overline{a}_{BA}^{-\tau}}{l_{BA}} = \frac{(\varepsilon n_1) \mu_a}{l_{BA}} = \frac{123 \cdot 0,05}{0,194} = 31,7 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{a}_{BC}^{-\tau}}{l_{BC}} = \frac{(\varepsilon n_2) \mu_a}{l_{BC}} = \frac{156 \cdot 0,05}{0,280} = 27,9 \text{ с}^{-2}.$$

3.2.2. Расчет сил инерции

Имея данные об ускорении, находим силы инерции:

$$\Phi_{H1} = m_1 a_{S1} = 2,46 \cdot 3,7 = 9,1 \text{ Н};$$

$$\Phi_{H2} = m_2 \cdot a_{S2} = 5,82 \cdot 7,0 = 40,7 \text{ Н};$$

$$\Phi_{H3} = m_3 \cdot a_{S3} = 13,5 \cdot 6,25 = 84,4 \text{ Н};$$

$$\Phi_{H5} = m_5 a_{S5} = 25,2 \cdot 9,3 = 234,4 \text{ Н};$$

$$M_{H1} = J_{S1}^* \varepsilon_1 = \left(\frac{J_1}{4} + J_K + J_{Z5} \right) \varepsilon_1 =$$

$$= \left(\frac{5,51 \cdot 10^{-3}}{4} + 1,72 \cdot 10^{-3} + 1,30 \cdot 10^{-2} \right) \cdot 0,033 = 5,3 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{H2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 1,83 \cdot 10^{-2} \cdot 31,7 = 0,58 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{H3} = J_{S3} \cdot \varepsilon_3 = \frac{J_3}{4} \cdot \varepsilon_3 = \frac{9,1 \cdot 10^{-1}}{4} \cdot 27,5 = 6,25 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где J_{S1}^* – момент инерции относительно оси вращения O зубчатого колеса Z_5 и кулачка, связанных между собой с помощью главного вала кривошипа OA . Значения моментов инерции взяты из табл. 2.6.

3.2.3. Определение реакций в кинематических парах

Прикладываем силы инерции и моменты сил инерции к соответствующим звеньям противоположно ускорениям центров масс и угловым ускорениям этих звеньев. Кроме того, в центрах масс прикладываем силы тяжести звеньев:

$$G_1 = m_1 g = 2,46 \cdot 9,8 \approx 24,0 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 g = 5,82 \cdot 9,8 \approx 58,0 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 g = 13,5 \cdot 9,8 \approx 130 \text{ Н};$$

$$G_4 = 0 \text{ (пренебрегаем)};$$

$$G_5 = m_5 g = 25,2 \cdot 9,8 \approx 250 \text{ Н};$$

$$G_{Z5} = m_{Z5} g = 4,325 \cdot 9,8 \approx 40 \text{ Н};$$

$$G_k = m_k g = 1,3 \cdot 9,8 \approx 13 \text{ Н}.$$

К рабочему органу прикладываем силу полезного сопротивления, которая в соответствии с графиком полезных нагрузок в рассматриваемом положении станка составляет:

$$F_{п.с.} = F_P = 1,6 \text{ кН}.$$

Расстояние линии действия F_P от направляющей резцедержателя по [12, с. 240] составляет:

$$b = 0,3 \cdot l_{OA} = 0,3 \cdot 0,082 \approx 0,025 \text{ м}.$$

К кривошипу OA прикладываем уравнивающую силу P_{Z4-Z5} , действующую на колесо Z_5 со стороны отсоединяемого колеса Z_4 по линии зацепления зубьев колес, составляющей угол 70° с линией их межосевого расстояния. Положение указанной линии задаем, исходя из удобств размещения двигателя (габаритный размер двигателя d_{30} возьмем из [4, табл. 2.5]) и получения минимальных габаритов станка.

Отделяем от механизма два последних звена 4 и 5 (структурная группа Ассура), а действие отброшенных звеньев заменяем реакциями. На

звено 5 со стороны стойки 0 действует реакция P_{05} , а на звено 4 – реакция со стороны кулисы P_{34} . Реакции направлены перпендикулярно относительным перемещениям звеньев, образующих кинематическую пару.

Для определения модулей и направлений реакций \bar{P}_{05} и \bar{P}_{34} строим замкнутый многоугольник – план сил (рис. 5.2):

$$\bar{P}_{05} + \bar{F}_P + \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_{H_5} + \bar{P}_{34} = 0,$$

Выбрав масштаб построения

$$\mu_P = 5 \text{ Н/мм},$$

неизвестные \bar{P}_{05} и \bar{P}_{34} определяем из плана, умножая соответствующие им отрезки на величину μ_P . Получаем:

$$P_{05} = 126 \cdot 5 = 630 \text{ Н};$$

$$P_{34} = 285 \cdot 5 = 1425 \text{ Н}.$$

Из условия равновесия кулисного камня 4 находим

$$\bar{P}_{54} = -\bar{P}_{34};$$

а по модулю они составляют:

$$P_{54} = P_{34} = 1425 \text{ Н}.$$

Точку Е приложения реакции \bar{P}_{05} к ползуну 5 со стороны стойки находим из уравнения равновесия ползуна в форме моментов относительно центра шарнира D_{45} :

$$F_P \cdot b = P_{05} \cdot a,$$

откуда можно найти

$$a = \frac{F_P}{P_{05}} b = \frac{1,6}{0,63} \cdot 0,025 = 0,0635 \text{ м}.$$

Отделяем структурную группу, состоящую из звеньев 3 и 2, нагружаем ее известной реакцией $\bar{P}_{54} = -\bar{P}_{34}$, реакциями \bar{P}_{03} и \bar{P}_{12} , которые раскладываем на нормальные (сходятся в шарнире B) и тангенциальные (перпендикулярные им) составляющие. Составляем уравнение равновесия каждого из звеньев AB и BC в форме моментов относительно центра шарнира B . Из этих уравнений вычисляем:

$$P_{12}^{\tau} = \frac{\Phi_{H_2} \cdot h_{H_2} \mu_e - G_2 \cdot h_{G_2} \cdot \mu_e + M_{H_2}}{l_{AB}} =$$

$$= \frac{40,7 \cdot 8 \cdot 0,001 - 58,0 \cdot 96 \cdot 0,001 + 0,58}{0,194} = -24,0 \text{ Н};$$

$$P_{03}^{\tau} = \frac{\Phi_{H_3} \cdot h_{H_3} \cdot \mu_e + G_3 \cdot h_{G_3} \mu_e - M_{H_3} + P_{43} CD \mu_e}{l_{BC}} =$$

$$= \frac{84,4 \cdot 55 \cdot 0,001 + 130 \cdot 15 \cdot 0,001 - 6,25 + 1425 \cdot 60 \cdot 0,001}{0,280} = 306,6 \text{ Н},$$

где плечи соответствующих сил h_i (в мм) измерены по чертежу (рис. 5.2).

Строим план сил по уравнению:

$$\bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^{\tau} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_{H_2} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_{H_3} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{03}^{\tau} + \bar{P}_{03}^n = 0$$

и находим:

$$\bar{P}_{12} = \bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^{\tau}, \text{ по модулю } P_{12} = 320 \cdot 5 = 1600 \text{ Н},$$

$$\bar{P}_{03} = \bar{P}_{03}^n + \bar{P}_{03}^{\tau}, \text{ по модулю } P_{03} = 87 \cdot 5 = 435 \text{ Н},$$

$$\bar{P}_{32} = -\bar{P}_{23} = P_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_{H_2}, \text{ по модулю } P_{32} = 327 \cdot 5 = 1635 \text{ Н}.$$

Далее рассматриваем кривошип OA вместе с зубчатым колесом Z_5 и соединяющим их валом O . $n = 1, P_1 = 1, P_2 = 1$; по формуле Чебышева получаем степень подвижности $W = 0$. Прикладываем к этому звену силу инерции $\bar{\Phi}_{H_1}$, момент сил инерции M_{H_1} , реакцию \bar{P}_{21} , вес G_1^* и неизвестные – уравнивающую силу $\bar{P}_{Z_4-Z_5}$ (силу в зацеплении колес $Z_4 - Z_5$) и реакцию на кривошип со стороны стойки (\bar{P}_{01}).

Уравнение равновесия кривошипа AO решаем относительно неизвестной $\bar{P}_{Z_4-Z_5}$:

$$P_{Z_4-Z_5} = \frac{(P_{21} \cdot h_{21} - \Phi_{H_1} \cdot h_{H_1} - G_1 \cdot h_1) \mu_e - M_{H_1}}{0,5d5 \cdot \cos \alpha} =$$

$$= \frac{(1600 \cdot 48 + 9,1 \cdot 0 - 24 \cdot 32) \cdot 0,001 - 5,3 \cdot 10^{-4}}{0,5 \cdot 0,155 \cdot \cos 20} = 1044 \text{ Н},$$

реакцию \bar{P}_{01} находим из плана сил для главного вала:

* Кроме G_1 , вес G_1^* включает веса других насаженных на вал деталей.

$$\bar{P}_{12} + \bar{G}_1 + \bar{G}_{Z5} + \bar{G}_k + \bar{\Phi}_{II1} + \bar{P}_{Z4-Z5}^* + \bar{P}_{01} = 0.$$

Построив план сил, находим

$$P_{01} = 497 \cdot 5 = 2495 \text{ Н.}$$

Рассмотренная часть силового расчета в исследуемом положении рычажного механизма является началом этого расчета.

Далее расчет выполняется так:

1) отделяем механизм поперечной подачи стола, включающий стол, храповой, рычажный и кулачковый механизмы. Отделяя от этого механизма структурные группы, нагружая силами и рассматривая равновесие, находим реакции в кинематических парах, включая реакцию между роликом кулачкового механизма и кулачком;

2) уточняем расчет кривошипа OA с учетом реакций;

3) отделяем структурную группу, состоящую из водила H планетарной передачи (вместе с зубчатым колесом Z_5) и сателлита Z_2 (два звена, две высших и две низших кинематических пары). Из условия равновесия этой группы определим реакции в зубчатых зацеплениях сателлита с центральными колесами Z_1 и Z_3 (по линиям зацепления), действия водила H на стойку O и на сателлит Z_2 .

Расчет заканчиваем начальным механизмом станка, включающим ротор асинхронного электродвигателя и насаженное на его вал центральное колесо Z_1 планетарного механизма.

Полученные значения реакций используем при разработке конструкций кинематических пар (рассматривается в курсе «Детали машин») и для уточнения КПД в расчетном положении несущего механизма (рассматриваем ниже).

3.3. Определение мгновенного КПД, оценка интенсивности износа кинематических пар

Мгновенный КПД рассмотренного шестизвенного механизма находим по формуле:

$$\eta = \frac{N_{n.c.}}{N_{\text{ос}}} = \frac{N_{n.c.}}{(N_{n.c.} + N_{mp})},$$

где N_{mp} – в рассматриваемом положении механизма мгновенная мощность сил трения в кинематических парах 0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 3-4, 4-5, 5-0;

0, 1, 2, 3... – номера звеньев, образующих эти кинематические пары.

Предположим, что вращательные кинематические пары O , A , B и C выполнены как цилиндр в цилиндре с радиусом сопрягаемой поверхности:

$$r_u = 0,01 \text{ м};$$

материалы трущихся поверхностей выбраны таким образом, что коэффициент трения между ними (сталь по стали при отсутствии смазочных материалов) составляет $f = 0,15$.

Такое же значение коэффициента трения предполагаем в поступательных кинематических парах.

Тогда мгновенные мощности сил трения во вращательных кинематических парах можно определить:

$$N_{mp\ ij} = P_{ij} \cdot f \cdot r_u (\omega_i - \omega_j);$$

в поступательных парах:

$$N_{mp\ пост} = P_{ij} \cdot f \cdot V_{ij},$$

где i и j – номера звеньев, образующих кинематическую пару;

P_{ij} – реакция между этими звеньями;

ω_{ij} – относительная угловая скорость звеньев i и j ;

V_{ij} – относительная линейная их скорость.

По приведенным формулам вычисляем:

$$N_{mp12} = P_{12} r_u f (\omega_2 - \omega_1) = 1600 \cdot 0,15 \cdot 0,01 (2,81 + 10,24) = 31,32 \text{ Вт};$$

$$N_{mp23} = P_{23} r_u f (\omega_3 - \omega_2) = 1635 \cdot 0,15 \cdot 0,01 \cdot (1,70 + 2,81) = 11,06 \text{ Вт};$$

$$N_{mp30} = P_{30} r_u f (\omega_3 - 0) = 435 \cdot 0,15 \cdot 0,01 \cdot 1,70 = 1,11 \text{ Вт};$$

$$N_{mp34} = P_{34} f \cdot V_{D3D4} = 1425 \cdot 0,15 \cdot 0,1654 = 35,57 \text{ Вт};$$

$$N_{mp45} = P_{45} r_u f (\omega_5 - 0) = 1425 \cdot 0,15 \cdot 0,01 \cdot 1,70 = 3,63 \text{ Вт};$$

$$N_{mp50} = P_{50} f \cdot V_{50} = 630 \cdot 0,15 \cdot 0,607 = 57,36 \text{ Вт},$$

где $V_{50} = \omega_3 \cdot \left(\frac{V_5}{\omega_3} \right) = 1,70 \cdot 0,357 = 0,607 \text{ м/с}$ – вычислено ранее.

Мгновенная мощность сил трения:

$$N_{mp} = 38,3 + 31,32 + 11,06 + 1,11 + 35,57 + 3,63 + 57,36 = 178,35 \text{ Вт}.$$

Мгновенная мощность полезных сил:

$$N_{n.c} = F_p \cdot V_{50} = 1600 \cdot 0,607 = 971,2 \text{ Вт}.$$

Т. о., искомый КПД:

$$\eta = \frac{971,2}{971,2 + 178,35} = 0,845.$$

Аналогично можно определить КПД для других механизмов станка и для всего станка в целом.

Можно оценить интенсивность износа кинематических пар по мощности сил трения. В примере в выбранном положении для рассмотренной части передаточного механизма наибольшему износу подвергается поступательная кинематическая пара 5-0 между резцедержателем 5 и стойкой 0:

$$N_{Tp.50} = N_{Tp.max} = 57,36 \text{ Вт}.$$

Для снижения среднецикловой величины износа кинематические пары рекомендуется смазывать, а во вращательных парах вместо подшипников скольжения применять подшипники качения. Примеры других способов снижения износа приведены в [7, с. 243 – 252].

4. КРАТКИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Выполнено первое приближение проекта строгального станка, получены ориентировочные технико-экономические показатели, которые подлежат защите и утверждению. Эти показатели сводятся к следующему виду:

1. Производительность (двойных ходов резца в минуту)	100
2. Средняя скорость резания (м / мин)	38,8
3. Ход резца, м	0,22
4. Поперечная подача стола (мм)	0,00085
5. Потребляемая энергия при усилии резания $F_P = 1,6$ кН (квт·час / деталь)	$2,4 \cdot 10^{-2}$
6. Максимальная циркулирующая энергия (квт·час)	$6,25 \cdot 10^{-4}$
7. Размеры проекции минимального объема на вертикальную плоскость (м)	0,425·0,450
8. Предполагаемая масса станка, кг	400

5. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

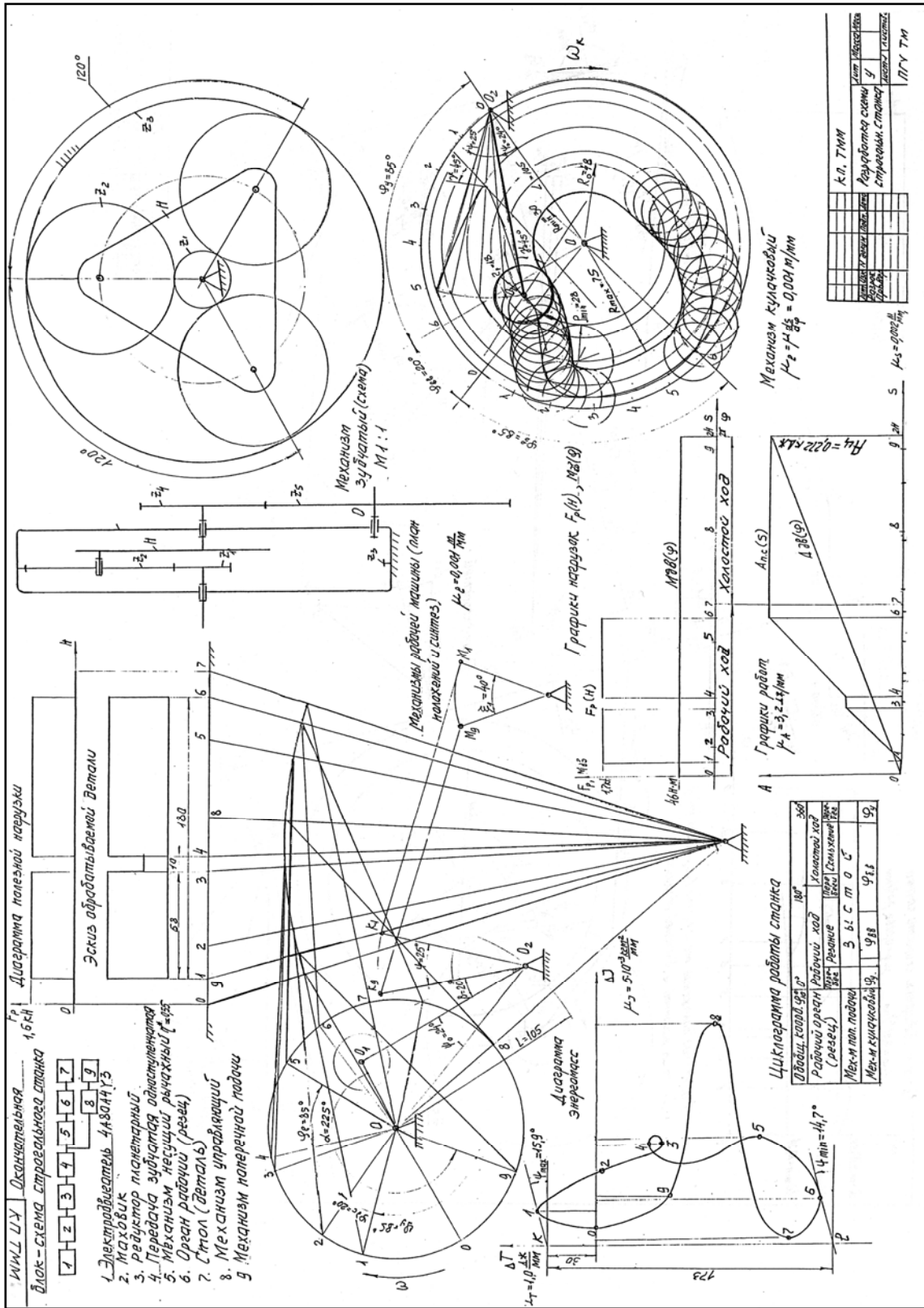


Рис. 5.1. Лист 1. Разработка схемы поперечно-строгального станка

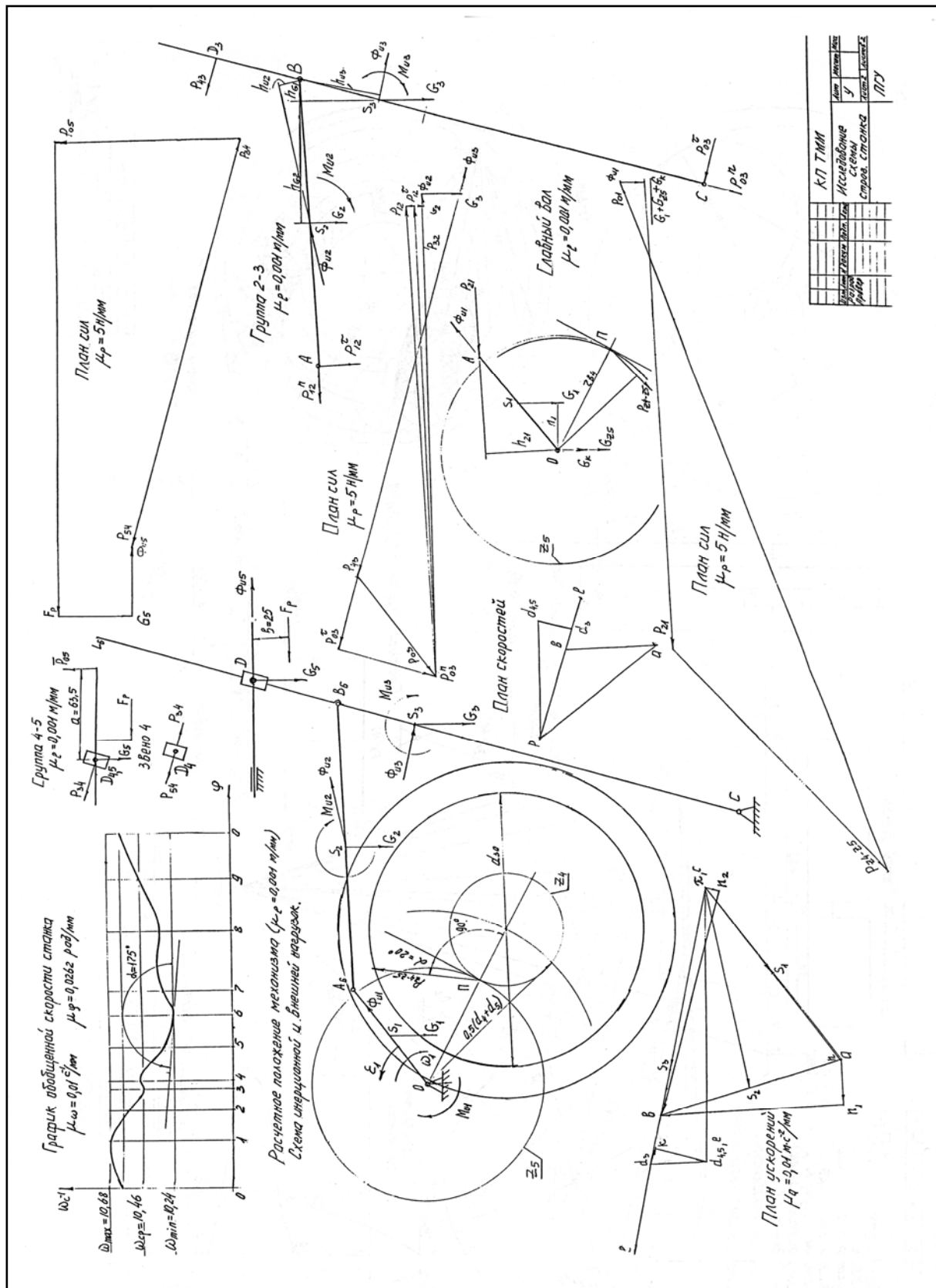


Рис. 5.2. Лист 2. Исследование схемы поперечно-строгального станка

6. ЛИТЕРАТУРА

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г. Н. Девойно, – Минск : Вышэйшая школа, 1986.
2. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975.
3. Касаткин, А. С. Электротехника / А. С. Касаткин, М. В. Немцов. – М. : Энергоиздат, 1983.
4. Двигатели переменного тока мощностью от 0,06 до 100 кВт: номенклатурный каталог НК 01.4.01-90. – М. : Информэлектро, 1990.
5. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие. В 2 ч. Ч. 1 / А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982.
6. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов. – М. : Высшая школа, 1966.
7. Теория механизмов и машин: проектирование / под ред. О. И. Кульбачного. – М. : Высшая школа, 1970.
8. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова. – М. : Высшая школа, 1987.
9. Волчкевич, П. И. Автоматы и автоматические линии. В 2 ч. Ч. 1 / М. М. Кузнецов, В. А. Усов. – М. : Высшая школа, 1976.
10. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : Наука, 1974.
11. К определению энергоемкости сложных машин: тезисы докладов РНТК, Могилев, 24 – 25 октября 1996 г. В 2 ч. Ч. I. / В. Ф. Коренский. – Могилев, 1996.
12. Василенко, Д. Л. Кинематика передаточного механизма / Д. Л. Василенко // Материалы VII Республиканской научной конференции студентов и аспирантов Беларуси, Витебск, 22 – 23 октября 2002 г. – Витебск : ВГУ, 2002.

6. НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ В ВОПРОСАХ ВЫБОРА ОБЪЕМА И ТЕМАТИКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Научно-исследовательская работа студентов – фундамент курсового проектирования

При разработке реальных машин обычно проводят и научно-исследовательскую работу. Поэтому разработка и внедрение нового метода курсового проектирования, соответствующего I этапу ЕСКД – этапу разработки технического предложения – также сопровождалась проведением научно-исследовательской работы, в том числе при непосредственном участии самих студентов.

Начало работы положено созданием методических указаний к проектированию (п. 5 настоящего УМК). Первый студенческий курсовой проект, выполненный в соответствии с [6] и представленный на конкурс студенческих научно-исследовательских работ (НИРС) в 1998 г., был отмечен дипломом Министерства образования Республики Беларусь. Это послужило стимулом к проведению подобных работ в будущем. Работы продолжались, и по результатам конкурса НИРС за 2002 г. работа студентов Вольнец Е. В. и Василенко Д. Л. «Вопросы курсового проектирования кривошипно-коленных кузнечно-прессовых машин по некоторым специфическим требованиям и параметрам выполняемых технологий» была удостоена диплома I категории. Студенты были награждены за эту работу премией специального фонда Президента Республики Беларусь по социальной поддержке одаренных учащихся и студентов.

Тесное взаимодействие со студентами при обработке методики курсового проектирования являлось залогом достаточности объема заданий и возможности успешного их выполнения.

В то же время привлечение студентов к практике разработки методик на уровне требований к первому этапу проектирования реальных машин (ЕСКД) является перспективной формой НИРС в области ТММ и М. Это обусловлено рядом причин:

1) Работа выполняется студентом в формате проектирования реальных машин. Ее результаты направляются с целью внедрения на кафедру механики ПГУ. Подтверждением тому могут служить около 20 выполненных студентами заданий по проектированию разнообразных технологических машин.

2) Работа базируется на общественно значимых посылках. Как правило, у студентов высокая мотивация к качественному выполнению проектирования.

3) Проектирование требует от студента значительного напряжения творческих сил, связанного с отказом от стереотипов и необходимостью самостоятельного выбора тех или иных технических решений.

4) Выполнение работы открывает широкие возможности для отстаивания и защиты своих взглядов, в том числе при получении грантов различного уровня.

Пример выполненной научно-исследовательской работы приведен в прил. 6. Эти материалы помогут студентам самостоятельно оценить научно-практическую значимость знаний, получаемых при изучении ТММ и М, и послужат стимулом к активному использованию этих знаний в непрерывном процессе обновления и совершенствования техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов, машин и манипуляторов : типовая программа для инженерно-технических специальностей вузов / сост. П. П. Анципович, В. К. Акулич. – Минск : БГПА, 2001.
2. Коренский, В. Ф. Теория механизмов, машин и манипуляторов: учеб.-метод. комплекс. В 2 ч. Ч. 1 : Организационные основы курсового проектирования технологических машин / В. Ф. Коренский. – Новополоцк : ПГУ, 2008.
3. Коренский, В. Ф. Методические основы реального проектирования по ТММ / В. Ф. Коренский // Задачи кафедр теории механизмов и машин по реализации перестройки высшего образования в стране: тезисы докладов: материалы Всесоюзного семинара заведующих кафедрами и ведущих лекторов вузов страны, Калинин, 12 – 21 сентября 1989 г. / Калинин : КПИ, 1989.
4. Основы проблемного проектирования по курсу ТММ : тезисы докладов зонального научно-методического совещания-семинара заведующих кафедрами и ведущих лекторов по ТММ вузов республик Прибалтики, Белоруссии и Калининградской области РСФСР в целях реализации основных направлений перестройки и дальнейшего повышения качества преподавания по ТММ, Вильнюс, 25 – 26 января 1990 г. / В. Ф. Коренский. – Вильнюс : ВИСИ, 1990.
5. Коренский, В. Ф. Новые принципы в курсовом проектировании по ТММ: материалы 52-й международной научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов и студентов БГПА «Технические вузы – республике». В 7 ч. Ч. 2 : Динамика и прочность машин / В. Ф. Коренский. – Минск, 1997.
6. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / разр. В. Ф. Коренский. – Новополоцк : ПГУ, 1995.
7. Политехнический словарь. – 2-е изд. / гл. ред. А. Ю. Ишлинский. – М. : Советская энциклопедия, 1980.
8. Коренский, В. Ф., Василенко, Д. Л. Вопросы курсового проектирования технологических машин по заданной величине коэффициента производительности. Теоретическая и прикладная механика // Межведомственный сб. науч.-метод. статей. – № 17. – Минск : УП «Технопринт», 2004.
9. Механизмы : справочник / под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.

10. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Вышэйшая школа, 1986. – 285 с.
11. Сборник заданий для курсового проекта по теории механизмов / сост. Т. А. Архангельская [и др.]. – М. МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1968.
12. Задания для курсового проекта по теории механизмов. Вып. 2 / сост. Т. А. Архангельская [и др.]. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970.
13. Сенькова, Е. Л. Теория механизмов и машин : пособие по курсовому проектированию для студентов механических специальностей. В 2 ч. Ч. 1 / Е. Л. Сенькова. – Гомель : БелГУТ, 1999. – 42 с.
14. Теория механизмов и машин : метод. указания и контр. задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей вузов / Н. И. Левитский, Л. П. Солдаткин [и др.]. – М. : Высшая школа, 1989. – 127 с.
15. Методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / под ред. И. П. Филонова. – Минск : БГПА, 1985.
16. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов – М. : Высшая школа, 1986.
17. Теория механизмов и машин / под ред. К. Ф. Фролова. – М. : Высшая школа, 1987.
18. Задания и указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин. В 3 ч. Ч. 2 : Указания к проектированию зубчатого и кулачкового механизма / В. М. Браславский [и др.]. – Свердловск : Изд. Уральского лесотехнического института, 1980.
19. Василенко, Д. Л. Оптимизационный синтез шарнирного четырехзвенника по коэффициенту производительности машин / Д. Л. Василенко, Е. В. Волынец. // Материалы XXXI студенческой научной конференции «Машиностроение и материаловедение», Новополоцк, 2002 г. – Новополоцк : ПГУ, 2002.
20. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – 2-е изд. – М : Наука, 1975.
21. Артоболевский, И. И. Механизмы в современной технике: справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей. В 7 т. Т. 1 – 3 / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1979.
22. Коренский, В. Ф. Кинематический синтез коромыслово-ползунного четырехзвенника / В. Ф. Коренский // «Вестник ПГУ». – Новополоцк. – 2009. – № 3.
23. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие. В 2 ч. Ч. 1 / А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик [и др.] – Минск : Вышэйшая школа, 1982.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблицы выбора асинхронных электродвигателей

Таблица П.1

Электродвигатели асинхронные трехфазные
единой серии 4А мощностью 1,1–132 кВт закрытые обдуваемые

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, $n_{дн}$, об / мин	$M_{д.п.} / M_{дн}$	$M_{д.к} / M_{дн}$	mD^2 , кг·м ²
Синхронная частота вращения 3000 об / мин					
4A50A2Y3	0.09	2740	2.0	2.2	0.98x10 ⁻⁴
4A50B2Y3	0.12	2710	2.0	2.2	1.07x10 ⁻⁴
4A56A2Y3	0.18	2800	2.0	2.2	16.6x10 ⁻⁴
4A56B2Y3	0.25	2770	2.0	2.2	18.6x10 ⁻⁴
4A63A2Y3	0.37	2750	2.0	2.2	30.5x10 ⁻⁴
4A63B2Y3	0.55	2740	2.0	2.2	36x10 ⁻⁴
4A71A2Y3	0.75	2840	2.0	2.2	39x10 ⁻⁴
4A71B2Y3	1.1	2810	2.0	2.2	42x10 ⁻⁴
4A80A2Y3	1.5	2850	2.1	2.6	73x10 ⁻⁴
4A80B2Y3	2.2	2850	2.1	2.6	85x10 ⁻⁴
4A90L2Y3	3.0	2840	2.1	2.5	1.41x10 ⁻²
4A100S2Y3		2880	2.0	2.5	2.37x10 ⁻²
4A100L2Y3	5.5	2880	2.0	2.5	0.03
4ЛН2М2У3	7.5	2900	2.0	2.8	0.04
4A132M2Y3	11.0	2900	1.7	2.8	0.09
4A160S2Y3	15.0	2940	1.4	2.2	0.19
4A160M2Y3	8.5	2940	1.4	2.2	0.21
4A180S2Y3	22.0	2945	1.4	2.5	0.28
4A180M2Y3	30.0	2945	1.4	2.5	0.34
4A200M2Y3	37.0	2945	1.4	2.5	0.58
4A200L2Y3	45.0	2945	1.4	2.5	0.67
4A225M2Y3	55.0	2945	1.4	2.5	1.0
4A250S2Y3	75.0	2960	1.2	2.5	1.86
4A250M2Y3	90.0	2960	1.2	2.5	2.08
4A280S2Y3	110	2970	1.2	2.2	4.36
4A280M2Y3	132	2970	1.2	2.2	4.76
4A315S2Y3	160	5970	1.2	2.2	5.6
4A315M2Y3	200	2970	1.2	2.2	6.5
4A355S2Y3	250	2970	1.0	1.9	11.4
4A355M2Y3	315	2970	1.0	1.9	12.9
Синхронная частота вращения 1500 об/мин					
4A50A4Y3	0,06	1380	2,0	2,2	1,15x10 ⁻⁴
4A50B4Y3	0.09	1370	2.0	2.2	1.3x10 ⁻⁴
4A56A4Y3	0,12	1375	2,1	2,2	28x10 ⁻⁴
4A56B4Y3	0,18	1365	2,1	2,2	31.5x10 ⁻⁴
4A63A4Y3	0.25	1380	2.0	2.2	49.5x10 ⁻⁴
4A63B4Y3	0.37	1365	2.0	2.2	55x10 ⁻⁴
4A71A4Y3	0.55	1390	2.0	2.2	52x10 ⁻⁴
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0	2,2	57x10 ⁻⁴
4A80A4Y3	1.1	1420	2.0	2.2	1.29x10 ⁻²
4A80B4Y3	1.5	1415	2.0	2.2	1.33x10 ⁻²
4A90L4Y3	2.2	1425	2.1	2.4	2.24x10 ⁻²
4A100S4Y3	3.0	1435	2.0	2.4	3.47x10 ⁻²
4A100L4Y3	4.0	1430	2.0	2.4	4.5x10 ⁻²
4A112M4Y3	5.5	1445	2.0	2.2	7.0x10 ⁻²
4A132S4Y3	7.5	1455	2.2	3.0	0.11
4A132M4Y3	11.0	1460	2.2	3.0	0.16
4A160S4Y3	15.0	1465	1.4	2.3	0.41
4A160M4Y3	18.5	1465	1.4	2.3	0.51
4A180S4Y3	22,0	1470	1,4	2,3	0,76
4A180M4Y3	30,0	1470	1,4	2,3	0,93

Продолжение табл. П.1

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения пд н об/мин	Мд.п./Мд.н.	Мд.к./Мд.н.	mD ² кг м ²
4A200M4Y3	37,0	1475	1,4	2,5	1,47
4A200L4Y3	45,0	1475	1,4	2,5	1,78
4A225M4Y3	55,0	1480	1,3	2,5	2,56
4A250S4Y3	75,0	1480	1,2	2,3	4,08
4A250M1Y3	90,0	1480	1,2	2,3	4,67
4A280S4Y3	110	1470	1,2	2,0	9,2
4A280M4Y3	132	1480	1,3	2,0	9,9
4A315S4Y3	160	1480	1,3	2,2	12,3
4A315M4Y3	200	1480	1,3	2,2	14,5
4A355S4Y3	250	1485	1,2	2,0	24,0
4A355M4Y3	315	1485	1,2	2,0	28,2

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

4A63A6Y3	0,18	885	2,2	2,2	69,4x10 ⁻⁴
4A63B6Y3	0,25	890	2,2	2,2	86x10 ⁻⁴
4A71A6Y3	0,37	910	2,0	2,2	67x10 ⁻⁴
4A71B6Y3	0,55	900	2,0	2,2	81 · 10 ⁻⁴
4A80A6Y3	0,75	915	2,0	2,2	85x10 ⁻²
4A80B6Y3	1,1	920	2,0	2,2	84x10 ⁻²
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	2,2	94x10 ⁻²
4A100L6Y3	2,2	950	2,0	2,2	24x10 ⁻²
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0	2,5	7x10 ⁻²
4A112MB6Y	4,0	950	2,0	2,5	8x10 ⁻²
4A132S6Y3	5,5	965	2,0	2,5	16x10 ⁻²
4A132M6Y3	7,5	970	2,0	2,5	23x10 ⁻²
4A160S6Y3	11,0	975	1,2	2,0	55x10 ⁻²
4A160M6Y3	15,0	975	1,2	2,0	73x10 ⁻²
4A180M6Y3	18,5	975	1,2	2,0	88x10 ⁻²
4A200M6Y3	22,0	975	1,3	2,4	1,6
4A200L6Y3	30,0	980	1,3	2,4	1,8
4A225M6Y3	37,0	980	1,2	2,3	2,95
4A250S6Y3	45,0	985	1,2	2,1	4,62
4A250M6Y3	55,0	985	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	1,4	2,2	13,5
4A315S6Y3	110	985	1,4	2,2	16,0
4A315M6Y3	132	985	1,4	2,2	18,0
4A355S6Y3	160	985	1,4	2,2	29,3
4A355M6Y3	200	985	1,4	2,2	35,2

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4A71B8Y3	0,25	680	1,6	1,7	74x10 ⁻⁴
4A80A8Y3	0,37	675	1,6	1,7	35x10 ⁻²
4A80B8Y3	0,55	700	1,6	1,7	62x10 ⁻²
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6	1,9	2,7x10 ⁻²
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6	1,9	45x10 ⁻²
4A100L8Y3	1,5	700	1,6	1,9	5,2x10 ⁻²
4A112MA8Y3	2,2	700	1,9	2,2	7,0x10 ⁻²
4A112MB8Y3	3,0	700	1,9	2,2	10x10 ⁻²
4A132S8Y3	4,0	720	1,9	2,6	17x10 ⁻²
4A132M8Y3	5,5	720	1,9	2,6	23x10 ⁻²
4A160S8Y3	7,5	730	1,4	2,2	55x10 ⁻²
4A160M8Y3	11,0	730	1,4	2,2	72x10 ⁻²

Окончание табл. П.1

Тип двигателя	Мощность , кВт	Частота вра- щения, п _{д н} , об/мин	Мд.п./М д.н	Мд.к./ Мд.н	mD ² , кгм ²
4A180M8Y3	15,0	730	1,2	2,0	1,0
4A200M8Y3	18,5	735	1,2	2,2	1,6
4A200L8Y3	22,0	730	1,2	2,0	1,81
4A225M8Y3	30,0	735	1,3	2,1	2,95
4A250S8y3	37,0	735	1,2	2,0	4,62
4A250M8Y3	45,0	740	1,2	2,0	5,45
4A280S8y3	55,0	735	1,2	2,0	12,7
4A280M8Y3	75,0	735	1,2	2,0	16,5
4A315S8y3	90,0	740	1,2	2,3	19,7
4A315M8Y3	110	740	1,2	2,3	23,4
4A355S8y3	132	740	1,2	2,2	36,2
4A355M8Y3	160	740	1,2	2,2	40,8

Примечание. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 об/мин, а также защищенного типа.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблицы выбора входных параметров четырёхзвенных шарнирных механизмов по интервалу угла давления γ и углу перекрытия

Таблица П.2.1

$\theta = 6$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\varphi$	ψ°	№№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	38,2	29,8	26,7	25,8	26,0	26,8	28,0	29,4	31,0	32,7	34,6	36,5	38,5	40,5	42,6	44,7	46,8	49,0
		-29,3	-15,4	-7,3	-1,4	3,3	7,4	11,0	14,4	17,6	20,7	23,7	26,6	29,4	32,1	34,9	37,6	40,2	42,9
4,6	4	38,9	30,2	27,0	25,9	25,9	26,5	27,6	28,8	30,3	31,9	33,6	35,4	37,3	39,2	41,2	43,1	45,1	47,2
		-30,2	-16,4	-8,3	-2,4	2,3	6,3	9,9	13,2	16,3	19,3	22,2	25,0	27,7	30,4	33,0	35,6	38,1	40,7
4,3	6	39,7	30,9	27,5	26,3	26,2	26,7	27,6	28,8	30,2	31,7	33,3	35,1	36,8	38,7	40,6	42,5	44,4	46,4
		-31,3	-17,5	-9,5	-3,7	0,9	4,8	8,3	11,5	14,4	17,3	20,0	22,7	25,2	27,7	30,2	32,7	35,1	37,4
4,1	8	40,7	31,8	28,2	26,9	26,7	27,1	28,0	29,1	30,4	31,9	33,5	35,1	36,8	38,6	40,4	42,3	44,2	46,1
		-32,6	-18,9	-10,9	-5,3	-0,8	3,0	6,3	9,3	12,2	14,9	17,4	19,9	22,3	24,7	27,0	29,3	31,5	33,8
3,9	10	41,8	32,8	29,2	27,8	27,5	27,8	28,6	29,7	30,9	32,3	33,9	35,4	37,1	38,8	40,5	42,3	44,1	45,9
		-33,9	-20,4	-12,6	-7,1	-2,7	0,9	4,1	6,9	9,6	12,2	14,6	16,9	19,2	21,4	23,6	25,7	27,8	29,9
3,7	12	43,0	34,0	30,3	28,8	28,4	28,7	29,5	30,5	31,6	33,0	34,4	35,9	37,5	39,1	40,7	42,4	44,1	45,8
		-35,4	-22,1	-14,4	-9,0	-4,9	-1,4	1,6	4,4	6,9	9,3	11,6	13,8	15,9	18,0	20,0	22,0	24,0	26,0
3,4	14	44,3	35,3	31,6	30,0	29,6	29,8	30,4	31,3	32,4	33,7	35,0	36,4	37,9	39,4	41,0	42,5	44,1	45,7
		-37,0	-23,9	-16,4	-11,1	-7,1	-3,8	-0,9	1,7	4,1	6,3	8,5	10,5	12,5	14,5	16,4	18,3	20,2	22,0
3,2	16	45,7	36,8	33,0	31,3	30,8	31,0	31,5	32,3	33,3	34,5	35,7	37,0	38,4	39,8	41,3	42,7	44,2	45,7
		-38,7	-25,9	-18,5	-13,4	-9,5	-6,3	-3,6	-1,1	1,2	3,3	5,3	7,2	9,1	11,0	12,8	14,5	16,3	18,0
3,0	18	47,3	38,3	34,5	32,8	32,2	32,2	32,7	33,4	34,3	35,3	36,5	37,7	38,9	40,2	41,6	42,9	44,3	45,7
		-40,5	-27,9	-20,7	-15,8	-12,0	-9,0	-6,3	-4,0	-1,8	0,2	2,1	3,9	5,7	7,4	9,1	10,8	12,4	14,0
2,8	20	48,9	40,1	36,1	34,3	33,6	33,6	33,9	34,5	35,3	36,2	37,3	38,4	39,5	40,7	41,9	43,2	44,5	45,7
		-42,5	-30,2	-23,1	-18,3	-14,6	-11,7	-9,2	-6,9	-4,9	-3,0	-1,2	0,5	2,2	3,8	5,4	6,9	8,5	10,0
2,6	22	50,8	41,9	37,9	36,0	35,2	35,0	35,2	35,7	36,4	37,2	38,1	39,1	40,1	41,2	42,3	43,4	44,6	45,8
		-44,5	-32,5	-25,6	-20,9	-17,4	-14,5	-12,1	-9,9	-8,0	-6,2	-4,5	-2,9	-1,3	0,2	1,6	3,1	4,5	5,9
2,3	24	52,5	43,8	39,8	37,8	36,8	36,5	36,6	37,0	37,5	38,2	39,0	39,8	40,8	41,7	42,7	43,7	44,8	45,8
		-46,7	-35,0	-28,2	-23,6	-20,2	-17,4	-15,1	-13,0	-11,2	-9,5	-7,9	-6,4	-4,9	-3,5	-2,1	-0,8	0,5	1,8
2,1	26	54,4	45,9	41,8	39,6	38,5	38,1	38,1	38,3	38,7	39,3	39,9	40,7	41,4	42,3	43,2	44,1	45,0	45,9
		-49,0	-37,6	-31,0	-26,5	-23,1	-20,4	-18,2	-16,2	-14,4	-12,8	-11,3	-9,9	-8,5	-7,2	-6,0	-4,7	-3,5	-2,3
1,9	28	56,5	48,1	43,9	41,6	40,4	39,8	39,6	39,7	40,0	40,4	40,9	41,5	42,2	42,9	43,6	44,4	45,2	46,0
		-51,4	-40,4	-33,9	-29,5	-26,2	-23,5	-21,3	-19,4	-17,8	-16,2	-14,8	-13,5	-12,2	-11,0	-9,8	-8,7	-7,6	-6,5
1,7	30	58,7	50,5	46,2	43,8	42,4	41,7	41,3	41,2	41,3	41,6	42,0	42,5	43,0	43,6	44,2	44,8	45,5	46,2
		-53,9	-43,3	-37,0	-32,7	-29,4	-26,8	-24,7	-22,8	-21,2	-19,7	-18,4	-17,1	-16,0	-14,8	-13,7	-12,7	-11,7	-10,7
1,4	32	61,0	53,0	48,8	46,2	44,6	43,7	43,1	42,9	42,9	43,0	43,2	43,5	43,9	44,3	44,8	45,3	45,9	46,4
		-56,6	-46,5	-40,3	-36,1	-32,8	-30,3	-28,2	-26,4	-24,8	-23,4	-22,1	-20,9	-19,8	-18,8	-17,8	-16,8	-15,9	-15,0
1,2	34	63,5	55,8	51,5	48,8	47,1	45,9	45,2	44,8	44,6	44,5	44,6	44,7	44,9	45,2	45,5	45,9	46,3	46,7
		-59,5	-49,9	-43,9	-39,7	-36,6	-34,0	-32,0	-30,2	-28,7	-27,3	-26,1	-24,9	-23,9	-22,9	-22,0	-21,1	-20,2	-19,4
1,0	36	66,2	58,9	54,6	51,8	49,9	48,6	47,6	47,0	46,6	46,3	46,2	46,2	46,2	46,3	46,5	46,7	47,0	47,3
		-62,6	-53,6	-47,9	-43,8	-40,7	-38,2	-36,1	-34,3	-32,8	-31,5	-30,3	-29,2	-28,2	-27,3	-26,4	-25,5	-24,8	-24,0
0,8	38	69,2	62,4	58,2	55,3	53,3	51,7	50,6	49,7	49,1	48,6	48,3	48,1	47,9	47,9	47,9	47,9	48,0	48,1
		-66,0	-57,8	-52,4	-48,5	-45,4	-42,9	-40,8	-39,1	-37,6	-36,2	-35,0	-34,0	-33,0	-32,1	-31,2	-30,4	-29,7	-29,0
0,6	40	72,5	66,5	62,5	59,7	57,5	55,8	54,5	53,4	52,5	51,8	51,3	50,8	50,5	50,2	50,0	49,8	49,7	49,6
		-69,9	-62,7	-57,8	-54,1	-51,1	-48,7	-46,6	-44,9	-43,3	-42,0	-40,8	-39,7	-38,7	-37,8	-36,9	-36,2	-35,4	-34,8
0,3	42	76,6	71,6	68,2	65,5	63,4	61,7	60,2	59,0	57,9	57,0	56,2	55,5	54,9	54,4	53,9	53,5	53,2	52,8
		-74,6	-68,7	-64,6	-61,3	-58,7	-56,4	-54,4	-52,7	-51,2	-49,9	-48,6	-47,5	-46,5	-45,6	-44,7	-43,9	-43,2	-42,5
0,1	44	82,3	79,3	77,0	75,2	73,6	72,2	71,0	69,9	68,9	68,0	67,1	66,4	65,6	65,0	64,3	63,7	63,2	62,7
		-81,2	-77,6	-75,0	-72,8	-71,0	-69,3	-67,9	-66,5	-65,3	-64,2	-63,1	-62,1	-61,2	-60,4	-59,6	-58,8	-58,1	-57,4

Таблица П.2.2

 $\theta = 8$ $\gamma_{доп} = 45$

		№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
$\Delta\phi\psi^\circ$		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	43,7	34,8	31,3	29,9	29,8	30,2	31,2	32,4	33,9	35,5	37,2	39,0	40,9	42,9	44,9	46,9	49,0	51,1
		-33,7	-19,2	-10,4	-4,0	1,1	5,6	9,5	13,1	16,5	19,8	22,9	25,9	28,8	31,7	34,5	37,2	39,9	42,6
4,6	4	44,3	35,3	31,5	30,0	29,6	29,9	30,7	31,7	33,0	34,5	36,0	37,7	39,4	41,2	43,1	45,0	46,9	48,9
		-34,6	-20,1	-11,4	-5,0	0,2	4,5	8,4	12,0	15,4	18,5	21,6	24,5	27,4	30,1	32,9	35,6	38,2	40,9
4,3	6	45,1	35,9	32,0	30,3	29,7	29,9	30,5	31,5	32,6	34,0	35,4	37,0	38,6	40,3	42,1	43,9	45,7	47,6
		-35,7	-21,3	-12,5	-6,2	-1,1	3,2	7,0	10,5	13,7	16,8	19,7	22,5	25,3	27,9	30,5	33,1	35,6	38,1
4,1	8	45,9	36,7	32,6	30,8	30,1	30,2	30,7	31,6	32,7	33,9	35,3	36,8	38,3	40,0	41,6	43,4	45,1	46,9
		-36,8	-22,6	-13,9	-7,7	-2,7	1,5	5,2	8,5	11,7	14,6	17,4	20,0	22,6	25,2	27,6	30,0	32,4	34,7
3,9	10	46,9	37,6	33,5	31,5	30,8	30,8	31,2	32,0	33,0	34,2	35,5	36,9	38,4	39,9	41,5	43,2	44,9	46,6
		-38,1	-24,0	-15,5	-9,4	-4,5	-0,5	3,1	6,3	9,3	12,1	14,7	17,3	19,7	22,1	24,4	26,6	28,9	31,1
3,7	12	48,0	38,7	34,5	32,5	31,6	31,5	31,9	32,6	33,5	34,6	35,8	37,2	38,6	40,1	41,6	43,2	44,8	46,4
		-39,5	-25,7	-17,3	-11,3	-6,5	-2,6	0,8	3,9	6,7	9,4	11,9	14,2	16,5	18,8	20,9	23,1	25,2	27,2
3,4	14	49,2	40,0	35,7	33,6	32,7	32,5	32,8	33,4	34,2	35,2	36,4	37,6	38,9	40,3	41,8	43,3	44,8	46,3
		-41,0	-27,4	-19,2	-13,3	-8,7	-4,9	-1,6	1,3	4,0	6,5	8,8	11,1	13,3	15,4	17,4	19,4	21,4	23,3
3,2	16	50,5	41,4	37,0	34,8	33,8	33,6	33,8	34,3	35,0	36,0	37,0	38,2	39,4	40,7	42,0	43,4	44,8	46,3
		-42,7	-29,3	-21,2	-15,5	-11,1	-7,4	-4,2	-1,4	1,1	3,5	5,7	7,8	9,9	11,9	13,8	15,7	17,5	19,3
3,0	18	51,9	42,9	38,5	36,2	35,1	34,8	34,9	35,3	35,9	36,8	37,7	38,8	39,9	41,1	42,3	43,6	44,9	46,3
		-44,4	-31,4	-23,5	-17,9	-13,5	-10,0	-7,0	-4,3	-1,8	0,4	2,5	4,5	6,4	8,3	10,1	11,9	13,6	15,3
2,8	20	53,4	44,5	40,0	37,7	36,5	36,1	36,1	36,4	36,9	37,7	38,5	39,5	40,5	41,6	42,7	43,8	45,0	46,3
		-46,2	-33,5	-25,8	-20,3	-16,1	-12,7	-9,8	-7,2	-4,9	-2,8	-0,8	1,1	2,9	4,7	6,4	8,0	9,6	11,2
2,6	22	55,0	46,2	41,8	39,3	38,1	37,5	37,4	37,6	38,0	38,6	39,4	40,2	41,1	42,1	43,1	44,1	45,2	46,3
		-48,1	-35,8	-28,3	-22,9	-18,9	-15,5	-12,7	-10,3	-8,0	-6,0	-4,1	-2,3	-0,6	1,0	2,6	4,1	5,6	7,1
2,3	24	56,7	48,0	43,6	41,1	39,7	39,0	38,8	38,9	39,2	39,7	40,3	41,0	41,8	42,6	43,5	44,4	45,4	46,4
		-50,2	-38,2	-30,9	-25,7	-21,7	-18,5	-15,8	-13,4	-11,3	-9,3	-7,5	-5,8	-4,2	-2,7	-1,2	0,2	1,6	3,0
2,1	26	58,5	50,0	45,5	43,0	41,5	40,6	40,3	40,2	40,4	40,8	41,2	41,8	42,5	43,2	44,0	44,8	45,7	46,5
		-52,3	-40,8	-33,6	-28,6	-24,7	-21,6	-18,9	-16,6	-14,6	-12,7	-11,0	-9,4	-7,9	-6,5	-5,1	-3,8	-2,5	-1,2
1,9	28	60,4	52,1	47,7	45,0	43,4	42,4	41,9	41,7	41,8	42,0	42,3	42,8	43,3	43,9	44,5	45,2	46,0	46,7
		-54,6	-43,5	-36,6	-31,6	-27,8	-24,8	-22,2	-20,0	-18,0	-16,3	-14,7	-13,1	-11,7	-10,4	-9,1	-7,8	-6,6	-5,4
1,7	30	62,4	54,4	49,9	47,2	45,4	44,3	43,7	43,3	43,2	43,3	43,5	43,8	44,2	44,7	45,2	45,7	46,3	46,9
		-56,9	-46,4	-39,7	-34,9	-31,2	-28,2	-25,7	-23,5	-21,6	-19,9	-18,4	-16,9	-15,6	-14,3	-13,1	-12,0	-10,8	-9,8
1,4	32	64,5	56,8	52,4	49,6	47,7	46,4	45,6	45,1	44,9	44,8	44,8	45,0	45,2	45,5	45,9	46,3	46,8	47,3
		-59,5	-49,4	-43,0	-38,3	-34,7	-31,8	-29,4	-27,3	-25,4	-23,8	-22,3	-20,9	-19,6	-18,5	-17,3	-16,2	-15,2	-14,2
1,2	34	66,7	59,5	55,1	52,2	50,2	48,8	47,8	47,2	46,7	46,5	46,4	46,4	46,4	46,6	46,8	47,1	47,4	47,7
		-62,1	-52,7	-46,6	-42,1	-38,6	-35,7	-33,3	-31,3	-29,5	-27,9	-26,5	-25,1	-23,9	-22,8	-21,7	-20,7	-19,7	-18,8
1,0	36	69,2	62,4	58,1	55,2	53,1	51,6	50,4	49,6	49,0	48,5	48,2	48,0	48,0	48,0	48,0	48,1	48,3	48,5
		-65,0	-56,4	-50,6	-46,2	-42,8	-40,1	-37,7	-35,7	-33,9	-32,4	-31,0	-29,7	-28,5	-27,4	-26,4	-25,5	-24,6	-23,7
0,8	38	71,8	65,6	61,6	58,7	56,5	54,8	53,5	52,5	51,7	51,1	50,6	50,2	50,0	49,8	49,7	49,6	49,6	49,6
		-68,2	-60,4	-55,0	-51,0	-47,7	-45,0	-42,7	-40,8	-39,0	-37,5	-36,1	-34,9	-33,7	-32,7	-31,7	-30,8	-29,9	-29,1
0,6	40	74,8	69,4	65,7	62,9	60,7	59,0	57,6	56,4	55,4	54,6	53,9	53,4	52,9	52,5	52,2	51,9	51,7	51,5
		-71,8	-65,0	-60,2	-56,5	-53,5	-51,0	-48,8	-46,9	-45,2	-43,7	-42,3	-41,1	-39,9	-38,9	-37,9	-37,0	-36,2	-35,4
0,3	42	78,4	74,0	70,9	68,4	66,4	64,7	63,3	62,1	61,0	60,0	59,2	58,4	57,8	57,2	56,7	56,2	55,8	55,4
		-76,1	-70,7	-66,7	-63,6	-61,0	-58,7	-56,8	-55,0	-53,4	-52,0	-50,7	-49,5	-48,4	-47,4	-46,4	-45,5	-44,7	-43,9
0,1	44	83,4	80,7	78,8	77,1	75,7	74,5	73,4	72,4	71,5	70,6	69,9	69,1	68,4	67,8	67,2	66,6	66,1	65,6
		-82,1	-78,8	-76,4	-74,4	-72,7	-71,2	-69,8	-68,5	-67,4	-66,3	-65,3	-64,3	-63,4	-62,6	-61,8	-61,0	-60,3	-59,6

Таблица П.2.3

 $\theta = 10$ $\gamma_{доп} = 45$

		№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
$\Delta\phi$	ψ°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	48,0	39,1	35,2	33,6	33,2	33,4	34,2	35,3	36,6	38,1	39,7	41,5	43,3	45,2	47,1	49,1	51,2	53,2
		-37,1	-22,2	-13,0	-6,2	-0,7	4,0	8,1	12,0	15,5	18,9	22,1	25,2	28,2	31,2	34,0	36,9	39,6	42,4
4,6	4	48,5	39,5	35,4	33,6	33,0	33,0	33,6	34,5	35,7	37,0	38,4	40,0	41,6	43,4	45,1	47,0	48,8	50,7
		-38,0	-23,2	-14,0	-7,2	-1,7	3,0	7,1	10,9	14,4	17,7	20,9	24,0	26,9	29,8	32,7	35,4	38,1	40,8
4,3	6	49,2	40,1	35,9	33,8	33,0	33,0	33,4	34,1	35,1	36,3	37,6	39,1	40,6	42,2	43,8	45,5	47,3	49,1
		-39,0	-24,3	-15,1	-8,4	-3,0	1,7	5,7	9,5	12,9	16,1	19,2	22,2	25,1	27,9	30,6	33,3	35,9	38,5
4,1	8	50,0	40,8	36,5	34,3	33,4	33,2	33,5	34,1	35,0	36,1	37,3	38,6	40,0	41,5	43,1	44,7	46,4	48,1
		-40,1	-25,6	-16,5	-9,8	-4,5	0,1	4,1	7,7	11,0	14,1	17,1	20,0	22,7	25,4	28,0	30,5	33,0	35,4
3,9	10	51,0	41,7	37,2	35,0	33,9	33,6	33,8	34,3	35,1	36,1	37,3	38,5	39,9	41,3	42,8	44,3	45,9	47,5
		-41,3	-27,0	-18,0	-11,4	-6,2	-1,8	2,1	5,6	8,8	11,8	14,6	17,3	19,9	22,5	24,9	27,3	29,6	31,9
3,7	12	52,0	42,7	38,2	35,8	34,7	34,3	34,4	34,8	35,5	36,4	37,5	38,7	39,9	41,3	42,7	44,2	45,7	47,2
		-42,6	-28,5	-19,7	-13,3	-8,1	-3,8	-0,1	3,3	6,3	9,2	11,9	14,5	16,9	19,3	21,6	23,9	26,1	28,2
3,4	14	53,1	43,9	39,3	36,9	35,6	35,1	35,1	35,5	36,1	36,9	37,9	39,0	40,2	41,4	42,8	44,1	45,6	47,0
		-44,1	-30,3	-21,6	-15,3	-10,3	-6,1	-2,5	0,8	3,7	6,4	9,0	11,4	13,7	16,0	18,2	20,3	22,3	24,4
3,2	16	54,3	45,2	40,5	38,0	36,7	36,1	36,0	36,3	36,8	37,6	38,5	39,5	40,6	41,7	43,0	44,2	45,6	46,9
		-45,6	-32,1	-23,6	-17,4	-12,5	-8,5	-5,0	-1,9	0,9	3,5	5,9	8,2	10,4	12,5	14,6	16,6	18,5	20,4
3,0	18	55,5	46,6	41,9	39,3	37,9	37,3	37,1	37,3	37,7	38,3	39,1	40,0	41,0	42,1	43,2	44,4	45,6	46,9
		-47,2	-34,1	-25,8	-19,7	-15,0	-11,1	-7,7	-4,7	-2,0	0,4	2,7	4,9	7,0	9,0	10,9	12,8	14,6	16,4
2,8	20	56,9	48,1	43,4	40,8	39,3	38,5	38,2	38,3	38,7	39,2	39,9	40,7	41,6	42,5	43,6	44,6	45,8	46,9
		-48,9	-36,2	-28,1	-22,2	-17,6	-13,8	-10,5	-7,7	-5,1	-2,7	-0,5	1,5	3,5	5,4	7,2	8,9	10,7	12,3
2,6	22	58,4	49,7	45,1	42,4	40,8	39,9	39,5	39,5	39,7	40,2	40,7	41,4	42,2	43,0	44,0	44,9	45,9	47,0
		-50,8	-38,4	-30,5	-24,8	-20,3	-16,6	-13,5	-10,7	-8,2	-6,0	-3,9	-1,9	-0,1	1,7	3,4	5,0	6,6	8,2
2,3	24	59,9	51,5	46,8	44,1	42,4	41,4	40,9	40,8	40,9	41,2	41,7	42,2	42,9	43,6	44,4	45,3	46,2	47,1
		-52,7	-40,7	-33,1	-27,5	-23,1	-19,6	-16,5	-13,9	-11,5	-9,4	-7,4	-5,5	-3,8	-2,1	-0,5	1,1	2,6	4,0
2,1	26	61,6	53,3	48,7	45,9	44,1	43,1	42,4	42,2	42,2	42,3	42,7	43,1	43,7	44,3	44,9	45,7	46,4	47,2
		-54,7	-43,2	-35,8	-30,4	-26,2	-22,7	-19,7	-17,2	-14,9	-12,8	-10,9	-9,2	-7,5	-5,9	-4,4	-3,0	-1,6	-0,2
1,9	28	63,3	55,3	50,8	47,9	46,0	44,8	44,1	43,7	43,6	43,6	43,8	44,1	44,5	45,0	45,5	46,1	46,8	47,5
		-56,8	-45,8	-38,7	-33,4	-29,3	-26,0	-23,1	-20,6	-18,4	-16,5	-14,6	-13,0	-11,4	-9,9	-8,5	-7,1	-5,8	-4,6
1,7	30	65,1	57,5	53,0	50,0	48,1	46,8	45,9	45,4	45,1	45,0	45,0	45,2	45,5	45,8	46,2	46,7	47,2	47,8
		-59,1	-48,6	-41,8	-36,7	-32,7	-29,4	-26,7	-24,3	-22,1	-20,2	-18,5	-16,9	-15,4	-14,0	-12,7	-11,4	-10,2	-9,0
1,4	32	67,0	59,8	55,4	52,4	50,4	48,9	47,9	47,3	46,8	46,6	46,5	46,5	46,6	46,8	47,1	47,4	47,8	48,2
		-61,5	-51,6	-45,1	-40,2	-36,3	-33,1	-30,5	-28,1	-26,1	-24,2	-22,6	-21,0	-19,6	-18,3	-17,0	-15,8	-14,7	-13,6
1,2	34	69,1	62,2	58,0	55,0	52,9	51,3	50,2	49,4	48,8	48,4	48,1	48,0	48,0	48,0	48,1	48,3	48,5	48,8
		-64,0	-54,8	-48,6	-44,0	-40,2	-37,2	-34,6	-32,3	-30,3	-28,5	-26,9	-25,4	-24,1	-22,8	-21,6	-20,5	-19,4	-18,4
1,0	36	71,3	65,0	60,9	57,9	55,8	54,1	52,9	51,9	51,1	50,6	50,2	49,9	49,7	49,6	49,5	49,5	49,6	49,7
		-66,7	-58,3	-52,5	-48,1	-44,6	-41,6	-39,1	-36,9	-35,0	-33,2	-31,7	-30,2	-28,9	-27,7	-26,6	-25,5	-24,5	-23,5
0,8	38	73,7	68,0	64,1	61,3	59,1	57,4	56,0	54,9	54,0	53,3	52,7	52,3	51,9	51,6	51,4	51,2	51,1	51,1
		-69,7	-62,2	-56,9	-52,8	-49,5	-46,7	-44,3	-42,1	-40,3	-38,6	-37,1	-35,7	-34,4	-33,2	-32,1	-31,1	-30,1	-29,2
0,6	40	76,4	71,4	68,0	65,3	63,2	61,5	60,1	58,9	57,9	57,0	56,2	55,6	55,1	54,6	54,2	53,9	53,6	53,3
		-73,1	-66,6	-62,0	-58,3	-55,3	-52,7	-50,4	-48,4	-46,7	-45,1	-43,6	-42,3	-41,0	-39,9	-38,8	-37,8	-36,9	-36,0
0,3	42	79,7	75,7	72,8	70,5	68,7	67,1	65,7	64,5	63,4	62,4	61,6	60,8	60,1	59,5	59,0	58,4	58,0	57,6
		-77,1	-72,0	-68,2	-65,2	-62,6	-60,4	-58,4	-56,7	-55,1	-53,6	-52,3	-51,0	-49,9	-48,8	-47,8	-46,8	-45,9	-45,1
0,1	44	84,1	81,8	80,0	78,5	77,2	76,1	75,1	74,2	73,4	72,6	71,8	71,2	70,5	69,9	69,3	68,8	68,3	67,8
		-82,6	-79,6	-77,4	-75,5	-73,9	-72,4	-71,1	-69,9	-68,8	-67,7	-66,7	-65,8	-64,9	-64,1	-63,3	-62,6	-61,9	-61,2

Таблица П.2.4

 $\theta = 12$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi$	ψ°	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	51,5	42,7	38,7	36,9	36,3	36,4	37,0	38,0	39,2	40,6	42,1	43,8	45,6	47,4	49,3	51,3	53,3	55,3
		-39,7	-24,8	-15,2	-8,1	-2,4	2,5	6,9	10,9	14,6	18,1	21,4	24,6	27,7	30,7	33,6	36,5	39,4	42,1
4,6	4	52,0	43,1	38,9	36,9	36,1	36,0	36,4	37,2	38,2	39,4	40,8	42,3	43,8	45,5	47,2	49,0	50,8	52,7
		-40,6	-25,7	-16,2	-9,1	-3,4	1,5	5,9	9,9	13,5	17,0	20,3	23,4	26,5	29,5	32,4	35,2	38,0	40,7
4,3	6	52,6	43,6	39,3	37,1	36,1	35,8	36,1	36,7	37,6	38,6	39,8	41,2	42,6	44,1	45,7	47,3	49,0	50,7
		-41,5	-26,8	-17,3	-10,3	-4,6	0,3	4,6	8,5	12,1	15,5	18,7	21,8	24,8	27,7	30,5	33,3	36,0	38,7
4,1	8	53,4	44,3	39,8	37,5	36,3	36,0	36,1	36,5	37,3	38,2	39,3	40,5	41,9	43,3	44,7	46,2	47,8	49,4
		-42,6	-28,0	-18,6	-11,7	-6,0	-1,2	3,0	6,8	10,3	13,6	16,7	19,7	22,6	25,4	28,1	30,7	33,3	35,9
3,9	10	54,2	45,1	40,6	38,1	36,8	36,3	36,3	36,7	37,3	38,1	39,1	40,3	41,5	42,8	44,2	45,6	47,1	48,6
		-43,8	-29,4	-20,1	-13,2	-7,7	-3,0	1,1	4,8	8,2	11,4	14,4	17,3	20,0	22,7	25,3	27,8	30,2	32,6
3,7	12	55,1	46,1	41,4	38,9	37,5	36,9	36,8	37,0	37,6	38,3	39,2	40,3	41,4	42,6	43,9	45,3	46,7	48,2
		-45,0	-30,9	-21,8	-15,0	-9,6	-5,0	-1,0	2,6	5,9	8,9	11,8	14,5	17,1	19,7	22,1	24,5	26,8	29,0
3,4	14	56,1	47,2	42,5	39,8	38,4	37,6	37,4	37,6	38,1	38,7	39,5	40,5	41,5	42,7	43,9	45,2	46,5	47,9
		-46,4	-32,6	-23,6	-17,0	-11,7	-7,2	-3,3	0,1	3,3	6,2	9,0	11,6	14,1	16,4	18,7	21,0	23,1	25,3
3,2	16	57,2	48,4	43,7	40,9	39,4	38,6	38,3	38,4	38,7	39,3	40,0	40,9	41,8	42,9	44,0	45,2	46,4	47,7
		-47,9	-34,3	-25,6	-19,1	-13,9	-9,6	-5,8	-2,5	0,6	3,4	6,0	8,4	10,8	13,0	15,2	17,3	19,4	21,4
3,0	18	58,4	49,7	45,0	42,2	40,5	39,6	39,3	39,2	39,5	40,0	40,6	41,4	42,3	43,2	44,2	45,3	46,5	47,7
		-49,4	-36,2	-27,7	-21,4	-16,3	-12,1	-8,5	-5,2	-2,3	0,3	2,8	5,2	7,4	9,5	11,6	13,6	15,5	17,4
2,8	20	59,7	51,1	46,4	43,6	41,8	40,9	40,4	40,3	40,4	40,8	41,3	42,0	42,8	43,6	44,6	45,5	46,6	47,7
		-51,0	-38,3	-29,9	-23,8	-18,9	-14,8	-11,3	-8,2	-5,4	-2,8	-0,4	1,8	3,9	5,9	7,8	9,7	11,5	13,3
2,6	22	61,0	52,7	48,0	45,1	43,3	42,2	41,6	41,4	41,5	41,7	42,2	42,7	43,4	44,1	44,9	45,8	46,8	47,7
		-52,8	-40,4	-32,3	-26,3	-21,6	-17,6	-14,2	-11,2	-8,5	-6,1	-3,8	-1,7	0,3	2,2	4,0	5,8	7,5	9,1
2,3	24	62,5	54,3	49,6	46,7	44,9	43,7	43,0	42,7	42,6	42,8	43,1	43,5	44,1	44,7	45,4	46,2	47,0	47,8
		-54,6	-42,7	-34,9	-29,1	-24,4	-20,6	-17,3	-14,4	-11,8	-9,5	-7,3	-5,3	-3,4	-1,6	0,1	1,8	3,4	4,9
2,1	26	64,0	56,1	51,5	48,5	46,6	45,3	44,5	44,1	43,9	43,9	44,1	44,4	44,9	45,4	46,0	46,6	47,3	48,0
		-56,5	-45,1	-37,6	-31,9	-27,4	-23,7	-20,5	-17,8	-15,3	-13,0	-11,0	-9,0	-7,2	-5,5	-3,9	-2,4	-0,9	0,6
1,9	28	65,6	58,0	53,4	50,4	48,4	47,1	46,2	45,6	45,3	45,2	45,3	45,5	45,8	46,2	46,6	47,1	47,7	48,3
		-58,6	-47,7	-40,4	-35,0	-30,6	-27,0	-24,0	-21,3	-18,9	-16,7	-14,7	-12,9	-11,2	-9,6	-8,0	-6,6	-5,2	-3,8
1,7	30	67,2	60,0	55,5	52,5	50,5	49,0	48,0	47,3	46,9	46,7	46,6	46,7	46,8	47,1	47,4	47,8	48,2	48,7
		-60,7	-50,4	-43,5	-38,2	-34,0	-30,5	-27,6	-25,0	-22,7	-20,6	-18,7	-16,9	-15,3	-13,8	-12,3	-10,9	-9,6	-8,4
1,4	32	69,0	62,1	57,8	54,8	52,7	51,2	50,0	49,2	48,7	48,3	48,1	48,0	48,0	48,1	48,3	48,6	48,9	49,2
		-63,0	-53,3	-46,7	-41,7	-37,7	-34,3	-31,4	-28,9	-26,7	-24,7	-22,9	-21,2	-19,6	-18,2	-16,8	-15,5	-14,3	-13,1
1,2	34	70,9	64,5	60,3	57,4	55,2	53,6	52,3	51,4	50,7	50,2	49,8	49,6	49,5	49,4	49,5	49,6	49,7	49,9
		-65,4	-56,4	-50,2	-45,5	-41,6	-38,4	-35,6	-33,2	-31,1	-29,1	-27,4	-25,8	-24,3	-22,9	-21,6	-20,3	-19,2	-18,1
1,0	36	73,0	67,0	63,1	60,2	58,0	56,3	55,0	54,0	53,1	52,5	52,0	51,6	51,3	51,1	51,0	50,9	50,9	51,0
		-68,0	-59,8	-54,1	-49,6	-46,0	-42,9	-40,3	-37,9	-35,9	-34,0	-32,3	-30,8	-29,3	-28,0	-26,7	-25,6	-24,5	-23,4
0,8	38	75,2	69,8	66,2	63,4	61,3	59,6	58,2	57,0	56,1	55,3	54,6	54,1	53,7	53,3	53,0	52,8	52,6	52,5
		-70,8	-63,5	-58,3	-54,2	-50,9	-48,0	-45,5	-43,3	-41,3	-39,5	-37,9	-36,4	-35,1	-33,8	-32,6	-31,5	-30,4	-29,4
0,6	40	77,7	73,1	69,8	67,3	65,3	63,6	62,2	61,0	59,9	59,0	58,2	57,6	57,0	56,5	56,0	55,6	55,3	55,0
		-74,0	-67,8	-63,3	-59,7	-56,6	-54,0	-51,7	-49,7	-47,9	-46,2	-44,7	-43,2	-41,9	-40,7	-39,6	-38,5	-37,5	-36,5
0,3	42	80,6	77,0	74,3	72,2	70,4	68,9	67,6	66,4	65,4	64,4	63,6	62,8	62,1	61,5	60,9	60,4	59,9	59,5
		-77,8	-72,9	-69,3	-66,4	-63,9	-61,7	-59,7	-57,9	-56,3	-54,9	-53,5	-52,2	-51,0	-49,9	-48,9	-47,9	-46,9	-46,0
0,1	44	84,7	82,5	80,9	79,6	78,4	77,4	76,4	75,6	74,8	74,1	73,4	72,7	72,1	71,6	71,0	70,5	70,0	69,6
		-83,0	-80,2	-78,1	-76,3	-74,7	-73,3	-72,0	-70,9	-69,8	-68,8	-67,8	-66,9	-66,1	-65,3	-64,5	-63,7	-63,0	-62,3

Таблица П.2.5

 $\theta = 14$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$	№	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	54,4	45,9	41,8	39,9	39,2	39,2	39,7	40,5	41,7	43,0	44,5	46,1	47,8	49,6	51,5	53,4	55,4	57,4
		-41,9	-26,9	-17,1	-9,8	-3,9	1,2	5,8	9,9	13,7	17,3	20,7	24,0	27,2	30,3	33,3	36,2	39,1	41,9
4,6	4	54,9	46,2	42,0	39,9	38,9	38,7	39,0	39,7	40,6	41,8	43,1	44,5	46,0	47,6	49,3	51,0	52,8	54,6
		-42,7	-27,8	-18,1	-10,8	-4,8	0,3	4,8	8,9	12,7	16,3	19,7	22,9	26,1	29,1	32,1	35,0	37,8	40,6
4,3	6	55,5	46,7	42,3	40,0	38,9	38,5	38,7	39,1	39,9	40,9	42,0	43,3	44,6	46,1	47,6	49,2	50,8	52,5
		-43,6	-28,9	-19,2	-11,9	-6,0	-1,0	3,5	7,6	11,3	14,9	18,2	21,4	24,5	27,4	30,4	33,2	36,0	38,7
4,1	8	56,2	47,4	42,9	40,4	39,1	38,6	38,6	38,9	39,5	40,4	41,4	42,5	43,7	45,0	46,4	47,9	49,4	50,9
		-44,6	-30,1	-20,5	-13,3	-7,4	-2,4	2,0	6,0	9,6	13,1	16,3	19,4	22,4	25,3	28,1	30,9	33,5	36,2
3,9	10	56,9	48,1	43,5	40,9	39,5	38,9	38,7	38,9	39,4	40,2	41,0	42,1	43,2	44,4	45,7	47,0	48,5	49,9
		-45,8	-31,4	-22,0	-14,8	-9,1	-4,2	0,2	4,0	7,6	11,0	14,1	17,1	20,0	22,8	25,5	28,1	30,6	33,1
3,7	12	57,8	49,0	44,3	41,7	40,1	39,4	39,1	39,2	39,6	40,2	41,0	41,9	43,0	44,1	45,3	46,6	47,9	49,3
		-47,0	-32,9	-23,6	-16,6	-10,9	-6,1	-1,9	1,9	5,4	8,6	11,6	14,5	17,2	19,9	22,4	24,9	27,3	29,7
3,4	14	58,7	50,0	45,3	42,5	40,9	40,0	39,7	39,7	40,0	40,5	41,2	42,1	43,0	44,0	45,1	46,3	47,6	48,9
		-48,3	-34,5	-25,4	-18,5	-12,9	-8,2	-4,2	-0,5	2,9	6,0	8,9	11,6	14,2	16,7	19,2	21,5	23,8	26,0
3,2	16	59,7	51,1	46,4	43,6	41,9	40,9	40,4	40,4	40,6	41,0	41,6	42,3	43,2	44,2	45,2	46,3	47,4	48,6
		-49,7	-36,2	-27,3	-20,6	-15,1	-10,6	-6,6	-3,0	0,2	3,2	5,9	8,6	11,0	13,4	15,7	17,9	20,1	22,2
3,0	18	60,8	52,4	47,6	44,8	43,0	41,9	41,4	41,2	41,3	41,6	42,2	42,8	43,6	44,4	45,3	46,3	47,4	48,5
		-51,1	-38,0	-29,3	-22,8	-17,5	-13,1	-9,2	-5,8	-2,7	0,2	2,8	5,3	7,7	9,9	12,1	14,2	16,2	18,2
2,8	20	62,0	53,7	49,0	46,1	44,2	43,1	42,4	42,2	42,2	42,4	42,8	43,4	44,0	44,8	45,6	46,5	47,5	48,5
		-52,7	-40,0	-31,6	-25,2	-20,0	-15,7	-12,0	-8,7	-5,7	-3,0	-0,4	1,9	4,2	6,3	8,4	10,4	12,3	14,1
2,6	22	63,2	55,2	50,5	47,5	45,6	44,4	43,6	43,3	43,2	43,3	43,6	44,1	44,6	45,3	46,0	46,8	47,6	48,5
		-54,4	-42,1	-33,9	-27,7	-22,7	-18,5	-14,9	-11,7	-8,9	-6,2	-3,8	-1,6	0,6	2,6	4,6	6,4	8,2	10,0
2,3	24	64,5	56,7	52,1	49,1	47,1	45,8	45,0	44,5	44,3	44,4	44,6	44,9	45,3	45,9	46,5	47,2	47,9	48,7
		-56,1	-44,3	-36,4	-30,4	-25,6	-21,5	-18,0	-14,9	-12,2	-9,7	-7,3	-5,2	-3,2	-1,2	0,6	2,4	4,1	5,7
2,1	26	65,9	58,4	53,8	50,8	48,8	47,4	46,5	45,9	45,6	45,5	45,6	45,8	46,1	46,5	47,0	47,6	48,2	48,9
		-58,0	-46,7	-39,0	-33,2	-28,6	-24,7	-21,3	-18,3	-15,7	-13,2	-11,0	-9,0	-7,0	-5,2	-3,5	-1,8	-0,2	1,3
1,9	28	67,4	60,2	55,7	52,7	50,6	49,1	48,1	47,4	47,0	46,8	46,8	46,9	47,1	47,4	47,7	48,2	48,7	49,2
		-59,9	-49,2	-41,9	-36,3	-31,8	-28,0	-24,7	-21,9	-19,3	-17,0	-14,9	-12,9	-11,0	-9,3	-7,7	-6,1	-4,6	-3,2
1,7	30	69,0	62,1	57,7	54,7	52,6	51,1	49,9	49,2	48,6	48,3	48,1	48,1	48,1	48,3	48,5	48,9	49,2	49,6
		-61,9	-51,8	-44,8	-39,5	-35,2	-31,5	-28,4	-25,6	-23,2	-20,9	-18,9	-17,0	-15,3	-13,6	-12,1	-10,6	-9,2	-7,8
1,4	32	70,6	64,1	59,9	57,0	54,8	53,2	52,0	51,1	50,4	50,0	49,7	49,5	49,4	49,4	49,5	49,7	49,9	50,2
		-64,1	-54,6	-48,0	-43,0	-38,8	-35,3	-32,3	-29,6	-27,3	-25,1	-23,2	-21,4	-19,7	-18,1	-16,7	-15,3	-13,9	-12,7
1,2	34	72,4	66,3	62,3	59,4	57,2	55,6	54,3	53,3	52,5	51,9	51,5	51,2	50,9	50,8	50,8	50,8	50,9	51,0
		-66,4	-57,7	-51,5	-46,7	-42,8	-39,4	-36,5	-34,0	-31,7	-29,7	-27,8	-26,1	-24,5	-23,0	-21,6	-20,2	-19,0	-17,8
1,0	36	74,3	68,7	64,9	62,1	60,0	58,3	56,9	55,8	54,9	54,2	53,6	53,2	52,8	52,6	52,4	52,3	52,2	52,2
		-68,9	-60,9	-55,3	-50,8	-47,1	-44,0	-41,2	-38,8	-36,6	-34,7	-32,9	-31,2	-29,7	-28,3	-26,9	-25,7	-24,5	-23,4
0,8	38	76,4	71,3	67,9	65,2	63,2	61,5	60,0	58,9	57,9	57,1	56,4	55,8	55,3	54,9	54,6	54,3	54,1	53,9
		-71,6	-64,5	-59,4	-55,4	-52,0	-49,1	-46,5	-44,3	-42,2	-40,3	-38,6	-37,1	-35,6	-34,3	-33,0	-31,8	-30,7	-29,6
0,6	40	78,7	74,4	71,3	68,9	67,0	65,3	63,9	62,7	61,7	60,8	60,0	59,3	58,7	58,1	57,7	57,3	56,9	56,6
		-74,7	-68,7	-64,2	-60,7	-57,7	-55,1	-52,8	-50,7	-48,8	-47,1	-45,5	-44,1	-42,7	-41,4	-40,2	-39,1	-38,0	-37,0
0,3	42	81,4	78,0	75,5	73,5	71,8	70,4	69,1	68,0	67,0	66,1	65,3	64,5	63,8	63,2	62,6	62,1	61,6	61,2
		-78,3	-73,6	-70,1	-67,2	-64,8	-62,6	-60,7	-58,9	-57,3	-55,8	-54,5	-53,2	-52,0	-50,8	-49,7	-48,7	-47,8	-46,8
0,1	44	85,1	83,1	81,6	80,4	79,3	78,3	77,5	76,7	76,0	75,3	74,6	74,0	73,5	72,9	72,4	71,9	71,5	71,0
		-83,3	-80,6	-78,6	-76,8	-75,3	-74,0	-72,7	-71,6	-70,6	-69,6	-68,6	-67,8	-66,9	-66,1	-65,4	-64,6	-63,9	-63,3

Таблица П.2.6

 $\theta = 16$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$	№	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	57,0	48,7	44,7	42,7	41,9	41,8	42,2	43,0	44,0	45,3	46,7	48,3	50,0	51,7	53,6	55,5	57,4	59,4
		-43,7	-28,7	-18,8	-11,3	-5,2	0,1	4,7	9,0	12,9	16,6	20,1	23,5	26,7	29,9	32,9	35,9	38,8	41,7
4,6	4	57,4	49,0	44,8	42,6	41,6	41,3	41,5	42,1	43,0	44,0	45,3	46,6	48,1	49,7	51,3	53,0	54,8	56,6
		-44,5	-29,6	-19,7	-12,3	-6,1	-0,9	3,8	8,0	11,9	15,6	19,1	22,4	25,6	28,7	31,8	34,7	37,6	40,4
4,3	6	57,9	49,5	45,1	42,7	41,5	41,0	41,1	41,5	42,2	43,1	44,1	45,3	46,7	48,0	49,5	51,0	52,6	54,3
		-45,3	-30,6	-20,8	-13,4	-7,3	-2,1	2,5	6,7	10,6	14,2	17,7	21,0	24,1	27,2	30,2	33,1	35,9	38,7
4,1	8	58,5	50,0	45,6	43,0	41,7	41,0	40,9	41,2	41,7	42,5	43,4	44,4	45,6	46,9	48,2	49,6	51,0	52,5
		-46,3	-31,8	-22,1	-14,7	-8,7	-3,5	1,0	5,2	9,0	12,5	15,9	19,1	22,2	25,2	28,1	30,9	33,7	36,4
3,9	10	59,2	50,7	46,2	43,5	42,0	41,3	41,0	41,1	41,5	42,2	43,0	43,9	44,9	46,1	47,3	48,6	49,9	51,3
		-47,4	-33,1	-23,5	-16,2	-10,3	-5,2	-0,7	3,3	7,0	10,5	13,8	16,9	19,9	22,8	25,6	28,3	30,9	33,5
3,7	12	60,0	51,6	46,9	44,2	42,6	41,7	41,3	41,3	41,6	42,1	42,8	43,6	44,6	45,6	46,7	47,9	49,2	50,5
		-48,5	-34,5	-25,1	-17,9	-12,1	-7,1	-2,7	1,2	4,8	8,2	11,4	14,4	17,2	20,0	22,7	25,3	27,8	30,2
3,4	14	60,9	52,5	47,8	45,0	43,3	42,3	41,8	41,7	41,9	42,3	42,9	43,7	44,5	45,4	46,5	47,6	48,7	49,9
		-49,8	-36,1	-26,8	-19,8	-14,1	-9,2	-4,9	-1,1	2,4	5,7	8,7	11,6	14,3	17,0	19,5	21,9	24,3	26,7
3,2	16	61,8	53,5	48,9	46,0	44,2	43,1	42,5	42,3	42,4	42,7	43,2	43,9	44,6	45,5	46,4	47,4	48,5	49,6
		-51,1	-37,8	-28,7	-21,8	-16,2	-11,5	-7,3	-3,6	-0,2	2,9	5,8	8,6	11,2	13,7	16,1	18,4	20,7	22,9
3,0	18	62,8	54,7	50,0	47,1	45,2	44,1	43,4	43,1	43,1	43,3	43,7	44,3	44,9	45,7	46,5	47,4	48,4	49,4
		-52,5	-39,6	-30,8	-24,0	-18,6	-14,0	-9,9	-6,3	-3,1	0,0	2,8	5,4	7,9	10,3	12,5	14,7	16,9	18,9
2,8	20	63,9	56,0	51,3	48,3	46,4	45,2	44,4	44,0	43,9	44,0	44,3	44,8	45,3	46,0	46,8	47,6	48,5	49,4
		-54,0	-41,5	-32,9	-26,4	-21,1	-16,6	-12,7	-9,2	-6,0	-3,2	-0,5	2,0	4,4	6,7	8,8	10,9	12,9	14,9
2,6	22	65,1	57,3	52,7	49,7	47,7	46,4	45,6	45,1	44,9	44,9	45,1	45,4	45,9	46,5	47,1	47,8	48,6	49,4
		-55,6	-43,5	-35,2	-28,9	-23,7	-19,4	-15,6	-12,2	-9,2	-6,4	-3,9	-1,5	0,8	2,9	5,0	7,0	8,8	10,7
2,3	24	66,3	58,8	54,3	51,3	49,2	47,8	46,9	46,3	46,0	45,9	46,0	46,2	46,6	47,0	47,6	48,2	48,8	49,6
		-57,3	-45,7	-37,7	-31,5	-26,6	-22,3	-18,7	-15,4	-12,5	-9,9	-7,4	-5,1	-3,0	-0,9	1,0	2,9	4,7	6,4
2,1	26	67,6	60,4	55,9	52,9	50,8	49,3	48,3	47,7	47,3	47,1	47,0	47,2	47,4	47,7	48,2	48,6	49,2	49,8
		-59,1	-48,0	-40,3	-34,4	-29,6	-25,5	-22,0	-18,8	-16,0	-13,5	-11,1	-8,9	-6,9	-4,9	-3,1	-1,3	0,3	2,0
1,9	28	69,0	62,1	57,7	54,7	52,6	51,0	49,9	49,2	48,7	48,4	48,2	48,2	48,3	48,6	48,9	49,2	49,6	50,1
		-61,0	-50,4	-43,0	-37,4	-32,7	-28,8	-25,4	-22,4	-19,7	-17,3	-15,0	-12,9	-11,0	-9,1	-7,4	-5,7	-4,1	-2,6
1,7	30	70,4	63,9	59,6	56,7	54,5	52,9	51,7	50,9	50,3	49,8	49,6	49,5	49,5	49,5	49,7	50,0	50,3	50,6
		-62,9	-53,0	-46,0	-40,6	-36,1	-32,4	-29,1	-26,2	-23,6	-21,3	-19,1	-17,1	-15,2	-13,5	-11,8	-10,3	-8,8	-7,3
1,4	32	72,0	65,8	61,7	58,8	56,7	55,0	53,7	52,8	52,1	51,5	51,1	50,9	50,8	50,7	50,8	50,9	51,0	51,3
		-65,0	-55,7	-49,1	-44,0	-39,8	-36,2	-33,0	-30,3	-27,8	-25,5	-23,5	-21,6	-19,8	-18,1	-16,5	-15,1	-13,6	-12,3
1,2	34	73,6	67,9	64,0	61,2	59,0	57,3	56,0	55,0	54,1	53,5	53,0	52,6	52,3	52,2	52,1	52,0	52,1	52,2
		-67,2	-58,6	-52,5	-47,7	-43,7	-40,3	-37,3	-34,7	-32,3	-30,2	-28,2	-26,4	-24,7	-23,1	-21,6	-20,2	-18,8	-17,6
1,0	36	75,4	70,1	66,5	63,8	61,7	60,0	58,6	57,5	56,6	55,8	55,2	54,7	54,3	54,0	53,8	53,6	53,5	53,4
		-69,6	-61,8	-56,2	-51,8	-48,0	-44,8	-42,0	-39,5	-37,3	-35,3	-33,4	-31,6	-30,0	-28,5	-27,1	-25,8	-24,5	-23,3
0,8	38	77,3	72,6	69,3	66,8	64,7	63,1	61,7	60,5	59,5	58,7	58,0	57,3	56,8	56,4	56,0	55,7	55,4	55,2
		-72,3	-65,4	-60,3	-56,3	-52,9	-50,0	-47,4	-45,0	-42,9	-41,0	-39,3	-37,6	-36,1	-34,7	-33,4	-32,1	-30,9	-29,8
0,6	40	79,5	75,4	72,5	70,3	68,4	66,8	65,5	64,3	63,3	62,4	61,6	60,9	60,2	59,7	59,2	58,7	58,3	58,0
		-75,2	-69,3	-65,0	-61,5	-58,5	-55,9	-53,6	-51,5	-49,6	-47,9	-46,2	-44,7	-43,3	-42,0	-40,8	-39,6	-38,5	-37,4
0,3	42	82,0	78,8	76,5	74,6	73,0	71,7	70,4	69,4	68,4	67,5	66,7	66,0	65,3	64,7	64,1	63,6	63,1	62,6
		-78,7	-74,1	-70,7	-67,9	-65,5	-63,4	-61,5	-59,7	-58,1	-56,6	-55,2	-53,9	-52,7	-51,6	-50,5	-49,4	-48,4	-47,5
0,1	44	85,5	83,6	82,2	81,1	80,1	79,2	78,3	77,6	76,9	76,3	75,7	75,1	74,6	74,0	73,6	73,1	72,7	72,2
		-83,6	-80,9	-78,9	-77,3	-75,8	-74,5	-73,3	-72,2	-71,1	-70,2	-69,3	-68,4	-67,6	-66,8	-66,0	-65,3	-64,6	-64,0

Таблица П.2.7

 $\theta = 18$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$		№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	59,2	51,2	47,3	45,2	44,4	44,2	44,6	45,3	46,3	47,5	48,9	50,5	52,1	53,8	55,6	57,5	59,4	61,4
		-45,2	-30,3	-20,3	-12,6	-6,4	-1,0	3,8	8,2	12,2	16,0	19,6	23,0	26,3	29,5	32,6	35,6	38,6	41,5
4,6	4	59,6	51,5	47,4	45,1	44,1	43,7	43,9	44,4	45,2	46,2	47,4	48,7	50,2	51,7	53,3	55,0	56,7	58,5
		-45,9	-31,1	-21,2	-13,6	-7,3	-1,9	2,9	7,2	11,2	15,0	18,6	22,0	25,2	28,4	31,5	34,5	37,4	40,3
4,3	6	60,1	51,9	47,6	45,2	44,0	43,4	43,4	43,7	44,4	45,2	46,2	47,4	48,6	50,0	51,4	52,9	54,5	56,1
		-46,8	-32,1	-22,3	-14,7	-8,5	-3,1	1,6	6,0	9,9	13,7	17,2	20,6	23,8	26,9	30,0	32,9	35,8	38,6
4,1	8	60,6	52,4	48,0	45,5	44,1	43,4	43,2	43,4	43,8	44,5	45,4	46,4	47,5	48,7	50,0	51,3	52,7	54,2
		-47,7	-33,3	-23,5	-16,0	-9,8	-4,5	0,2	4,4	8,4	12,0	15,5	18,8	22,0	25,0	28,0	30,9	33,7	36,5
3,9	10	61,2	53,1	48,6	45,9	44,4	43,5	43,2	43,2	43,6	44,1	44,8	45,7	46,7	47,8	48,9	50,1	51,4	52,7
		-48,7	-34,5	-24,9	-17,5	-11,4	-6,2	-1,5	2,6	6,5	10,1	13,4	16,7	19,7	22,7	25,6	28,4	31,1	33,8
3,7	12	62,0	53,8	49,3	46,5	44,8	43,9	43,4	43,4	43,6	44,0	44,6	45,4	46,2	47,2	48,2	49,4	50,5	51,8
		-49,9	-35,9	-26,5	-19,2	-13,2	-8,0	-3,5	0,6	4,3	7,8	11,1	14,2	17,2	20,1	22,8	25,5	28,1	30,6
3,4	14	62,8	54,7	50,1	47,3	45,5	44,4	43,9	43,7	43,8	44,1	44,6	45,3	46,0	46,9	47,9	48,9	50,0	51,1
		-51,1	-37,4	-28,1	-21,0	-15,1	-10,1	-5,7	-1,7	2,0	5,3	8,5	11,5	14,4	17,1	19,7	22,3	24,8	27,2
3,2	16	63,6	55,7	51,1	48,2	46,3	45,2	44,5	44,2	44,2	44,4	44,9	45,4	46,1	46,8	47,7	48,6	49,6	50,7
		-52,3	-39,1	-30,0	-23,0	-17,2	-12,3	-8,0	-4,2	-0,6	2,6	5,7	8,6	11,3	13,9	16,4	18,8	21,2	23,5
3,0	18	64,6	56,8	52,2	49,2	47,3	46,1	45,3	44,9	44,8	45,0	45,3	45,7	46,3	47,0	47,7	48,6	49,5	50,4
		-53,7	-40,8	-32,0	-25,1	-19,5	-14,8	-10,6	-6,8	-3,4	-0,3	2,7	5,4	8,0	10,5	12,9	15,2	17,4	19,6
2,8	20	65,6	58,0	53,4	50,4	48,4	47,1	46,3	45,8	45,6	45,6	45,8	46,2	46,7	47,3	47,9	48,7	49,5	50,3
		-55,2	-42,7	-34,1	-27,4	-22,0	-17,4	-13,3	-9,7	-6,4	-3,4	-0,6	2,1	4,6	6,9	9,2	11,4	13,5	15,5
2,6	22	66,7	59,2	54,7	51,7	49,7	48,3	47,4	46,8	46,5	46,5	46,6	46,8	47,2	47,7	48,2	48,9	49,6	50,4
		-56,7	-44,7	-36,4	-29,9	-24,6	-20,1	-16,2	-12,7	-9,5	-6,6	-3,9	-1,4	1,0	3,2	5,4	7,4	9,4	11,3
2,3	24	67,8	60,6	56,2	53,2	51,1	49,7	48,7	48,0	47,6	47,4	47,4	47,6	47,9	48,2	48,7	49,2	49,8	50,5
		-58,3	-46,8	-38,8	-32,5	-27,4	-23,1	-19,3	-15,9	-12,9	-10,1	-7,5	-5,1	-2,8	-0,7	1,4	3,3	5,2	7,0
2,1	26	69,0	62,1	57,8	54,8	52,7	51,1	50,1	49,3	48,8	48,6	48,5	48,5	48,7	48,9	49,3	49,7	50,2	50,7
		-60,0	-49,0	-41,3	-35,3	-30,4	-26,2	-22,6	-19,3	-16,4	-13,7	-11,2	-8,9	-6,8	-4,7	-2,8	-0,9	0,8	2,5
1,9	28	70,3	63,7	59,5	56,5	54,4	52,8	51,6	50,8	50,2	49,9	49,6	49,6	49,6	49,8	50,0	50,3	50,7	51,1
		-61,8	-51,4	-44,0	-38,3	-33,6	-29,5	-26,0	-22,9	-20,1	-17,5	-15,2	-13,0	-10,9	-9,0	-7,1	-5,4	-3,7	-2,1
1,7	30	71,7	65,4	61,3	58,4	56,3	54,6	53,4	52,5	51,8	51,3	51,0	50,8	50,7	50,8	50,9	51,1	51,3	51,6
		-63,7	-53,9	-46,9	-41,5	-37,0	-33,1	-29,7	-26,7	-24,0	-21,6	-19,3	-17,2	-15,2	-13,4	-11,7	-10,0	-8,4	-6,9
1,4	32	73,1	67,2	63,3	60,5	58,3	56,7	55,4	54,4	53,6	53,0	52,6	52,3	52,1	52,0	52,0	52,0	52,1	52,3
		-65,8	-56,6	-50,0	-44,9	-40,6	-36,9	-33,7	-30,8	-28,2	-25,9	-23,7	-21,7	-19,9	-18,1	-16,5	-14,9	-13,4	-12,0
1,2	34	74,7	69,2	65,5	62,7	60,6	58,9	57,6	56,5	55,7	55,0	54,4	54,0	53,7	53,5	53,3	53,2	53,2	53,2
		-67,9	-59,5	-53,4	-48,5	-44,5	-41,0	-38,0	-35,3	-32,8	-30,6	-28,5	-26,6	-24,8	-23,2	-21,6	-20,1	-18,7	-17,4
1,0	36	76,3	71,3	67,9	65,3	63,2	61,5	60,1	59,0	58,1	57,3	56,6	56,1	55,7	55,3	55,0	54,8	54,7	54,6
		-70,2	-62,6	-57,0	-52,5	-48,8	-45,6	-42,7	-40,2	-37,9	-35,7	-33,8	-32,0	-30,3	-28,7	-27,3	-25,9	-24,5	-23,3
0,8	38	78,1	73,7	70,5	68,1	66,1	64,5	63,1	62,0	61,0	60,1	59,4	58,8	58,2	57,7	57,3	57,0	56,7	56,5
		-72,8	-66,0	-61,0	-57,0	-53,6	-50,7	-48,1	-45,7	-43,6	-41,6	-39,8	-38,1	-36,5	-35,0	-33,7	-32,3	-31,1	-29,9
0,6	40	80,1	76,3	73,6	71,4	69,6	68,1	66,8	65,6	64,6	63,7	63,0	62,2	61,6	61,0	60,5	60,1	59,7	59,3
		-75,6	-69,9	-65,6	-62,2	-59,2	-56,6	-54,3	-52,2	-50,3	-48,5	-46,8	-45,3	-43,9	-42,5	-41,2	-40,0	-38,9	-37,8
0,3	42	82,5	79,5	77,3	75,6	74,1	72,7	71,6	70,5	69,6	68,8	68,0	67,3	66,6	66,0	65,4	64,9	64,4	64,0
		-79,0	-74,6	-71,2	-68,5	-66,1	-64,0	-62,1	-60,4	-58,7	-57,3	-55,9	-54,6	-53,3	-52,2	-51,0	-50,0	-49,0	-48,0
0,1	44	85,8	84,0	82,7	81,6	80,7	79,8	79,1	78,4	77,7	77,1	76,5	76,0	75,5	75,0	74,5	74,1	73,7	73,3
		-83,8	-81,2	-79,2	-77,6	-76,2	-74,9	-73,7	-72,6	-71,6	-70,7	-69,8	-68,9	-68,1	-67,3	-66,6	-65,9	-65,2	-64,5

Таблица П.2.8

 $\theta = 20$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$		№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	61,2	53,5	49,6	47,6	46,7	46,5	46,9	47,5	48,5	49,7	51,1	52,5	54,2	55,9	57,6	59,5	61,4	63,4
		-46,5	-31,6	-21,6	-13,8	-7,4	-1,9	3,0	7,4	11,5	15,4	19,1	22,5	25,9	29,1	32,3	35,4	38,4	41,3
4,6	4	61,5	53,7	49,7	47,5	46,4	46,0	46,1	46,6	47,4	48,3	49,5	50,8	52,2	53,7	55,3	56,9	58,7	60,4
		-47,2	-32,5	-22,5	-14,7	-8,4	-2,9	2,0	6,5	10,6	14,4	18,1	21,5	24,9	28,1	31,2	34,2	37,2	40,1
4,3	6	61,9	54,1	49,9	47,5	46,2	45,7	45,6	45,9	46,5	47,3	48,2	49,4	50,6	51,9	53,3	54,8	56,3	57,9
		-48,0	-33,5	-23,5	-15,8	-9,5	-4,0	0,8	5,2	9,3	13,1	16,7	20,2	23,5	26,7	29,7	32,7	35,7	38,6
4,1	8	62,4	54,6	50,3	47,8	46,3	45,6	45,3	45,5	45,9	46,5	47,3	48,3	49,3	50,5	51,7	53,1	54,4	55,8
		-48,9	-34,6	-24,7	-17,1	-10,8	-5,4	-0,6	3,8	7,8	11,5	15,1	18,5	21,7	24,8	27,9	30,8	33,7	36,5
3,9	10	63,0	55,2	50,8	48,1	46,5	45,7	45,3	45,3	45,5	46,0	46,7	47,5	48,4	49,5	50,6	51,7	53,0	54,3
		-49,9	-35,8	-26,1	-18,6	-12,4	-7,0	-2,3	2,0	6,0	9,6	13,1	16,4	19,6	22,6	25,6	28,4	31,2	34,0
3,7	12	63,7	55,9	51,4	48,7	47,0	46,0	45,5	45,3	45,5	45,8	46,4	47,1	47,9	48,8	49,8	50,8	51,9	53,1
		-51,0	-37,2	-27,6	-20,2	-14,1	-8,9	-4,2	0,0	3,9	7,5	10,8	14,0	17,1	20,1	22,9	25,7	28,3	31,0
3,4	14	64,4	56,7	52,2	49,4	47,6	46,5	45,8	45,6	45,6	45,9	46,3	46,9	47,6	48,4	49,3	50,2	51,3	52,3
		-52,1	-38,6	-29,3	-22,0	-16,0	-10,9	-6,3	-2,2	1,5	5,0	8,3	11,4	14,4	17,2	19,9	22,6	25,1	27,6
3,2	16	65,2	57,6	53,1	50,2	48,3	47,1	46,4	46,1	46,0	46,1	46,5	46,9	47,5	48,2	49,0	49,9	50,8	51,8
		-53,4	-40,2	-31,1	-24,0	-18,1	-13,1	-8,7	-4,7	-1,0	2,4	5,5	8,5	11,3	14,1	16,7	19,2	21,6	24,0
3,0	18	66,1	58,6	54,1	51,2	49,3	48,0	47,2	46,7	46,5	46,6	46,8	47,2	47,7	48,3	49,0	49,8	50,6	51,5
		-54,7	-41,9	-33,0	-26,1	-20,4	-15,5	-11,2	-7,3	-3,8	-0,5	2,5	5,4	8,1	10,7	13,2	15,6	17,9	20,1
2,8	20	67,0	59,7	55,3	52,3	50,3	49,0	48,1	47,5	47,2	47,2	47,3	47,6	48,0	48,5	49,1	49,8	50,5	51,3
		-56,1	-43,7	-35,1	-28,4	-22,8	-18,1	-13,9	-10,1	-6,7	-3,6	-0,7	2,1	4,7	7,2	9,5	11,8	14,0	16,1
2,6	22	68,1	60,9	56,5	53,6	51,5	50,1	49,1	48,5	48,1	48,0	48,0	48,2	48,5	48,9	49,4	50,0	50,6	51,3
		-57,6	-45,7	-37,3	-30,8	-25,4	-20,8	-16,8	-13,1	-9,9	-6,8	-4,0	-1,4	1,1	3,4	5,7	7,8	9,9	11,9
2,3	24	69,1	62,2	57,9	55,0	52,9	51,4	50,3	49,6	49,2	48,9	48,9	48,9	49,1	49,4	49,8	50,3	50,8	51,4
		-59,1	-47,7	-39,7	-33,4	-28,2	-23,7	-19,8	-16,3	-13,2	-10,3	-7,6	-5,1	-2,7	-0,5	1,7	3,7	5,7	7,6
2,1	26	70,3	63,6	59,4	56,5	54,4	52,8	51,7	50,9	50,4	50,0	49,9	49,8	49,9	50,1	50,4	50,8	51,2	51,7
		-60,8	-49,9	-42,2	-36,2	-31,2	-26,9	-23,1	-19,7	-16,7	-13,9	-11,3	-8,9	-6,7	-4,5	-2,5	-0,6	1,3	3,1
1,9	28	71,5	65,2	61,1	58,2	56,0	54,4	53,2	52,4	51,7	51,3	51,0	50,9	50,9	51,0	51,1	51,4	51,7	52,0
		-62,5	-52,2	-44,9	-39,1	-34,3	-30,2	-26,6	-23,3	-20,4	-17,8	-15,3	-13,0	-10,8	-8,8	-6,9	-5,1	-3,3	-1,6
1,7	30	72,8	66,8	62,8	60,0	57,8	56,2	54,9	54,0	53,3	52,7	52,4	52,1	52,0	52,0	52,0	52,1	52,3	52,6
		-64,4	-54,7	-47,7	-42,2	-37,7	-33,7	-30,3	-27,2	-24,4	-21,8	-19,5	-17,3	-15,2	-13,3	-11,5	-9,8	-8,1	-6,5
1,4	32	74,1	68,5	64,7	61,9	59,8	58,2	56,9	55,8	55,0	54,4	53,9	53,6	53,3	53,2	53,1	53,1	53,2	53,3
		-66,4	-57,3	-50,8	-45,6	-41,3	-37,5	-34,2	-31,3	-28,6	-26,2	-24,0	-21,9	-19,9	-18,1	-16,4	-14,7	-13,2	-11,7
1,2	34	75,6	70,4	66,8	64,1	62,0	60,4	59,0	58,0	57,1	56,3	55,8	55,3	55,0	54,7	54,5	54,4	54,3	54,3
		-68,5	-60,1	-54,1	-49,2	-45,2	-41,7	-38,6	-35,8	-33,3	-31,0	-28,8	-26,9	-25,0	-23,3	-21,6	-20,1	-18,6	-17,2
1,0	36	77,1	72,4	69,1	66,5	64,5	62,9	61,5	60,4	59,4	58,6	58,0	57,4	57,0	56,6	56,3	56,0	55,8	55,7
		-70,7	-63,2	-57,7	-53,2	-49,5	-46,2	-43,3	-40,7	-38,3	-36,2	-34,2	-32,3	-30,6	-28,9	-27,4	-25,9	-24,5	-23,2
0,8	38	78,8	74,6	71,6	69,3	67,4	65,8	64,4	63,3	62,3	61,4	60,7	60,1	59,5	59,0	58,6	58,2	57,9	57,7
		-73,2	-66,5	-61,6	-57,6	-54,2	-51,3	-48,6	-46,2	-44,1	-42,1	-40,2	-38,5	-36,9	-35,3	-33,9	-32,5	-31,3	-30,0
0,6	40	80,7	77,1	74,5	72,5	70,7	69,3	68,0	66,9	65,9	65,0	64,2	63,5	62,9	62,3	61,8	61,3	60,9	60,5
		-76,0	-70,3	-66,1	-62,7	-59,8	-57,2	-54,8	-52,7	-50,8	-49,0	-47,3	-45,8	-44,3	-42,9	-41,6	-40,4	-39,2	-38,1
0,3	42	83,0	80,2	78,1	76,4	74,9	73,7	72,6	71,6	70,7	69,9	69,1	68,4	67,8	67,2	66,6	66,1	65,6	65,2
		-79,3	-74,9	-71,6	-68,9	-66,6	-64,5	-62,6	-60,9	-59,3	-57,8	-56,4	-55,1	-53,8	-52,6	-51,5	-50,5	-49,4	-48,5
0,1	44	86,0	84,4	83,2	82,1	81,2	80,4	79,7	79,0	78,4	77,8	77,3	76,8	76,3	75,8	75,4	75,0	74,6	74,2
		-83,9	-81,4	-79,5	-77,9	-76,5	-75,2	-74,0	-73,0	-72,0	-71,1	-70,2	-69,3	-68,5	-67,8	-67,0	-66,3	-65,6	-65,0

$\theta = 22$ $\gamma_{\text{доп}} = 45$

$\Delta\varphi$	ψ°	№№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4.8	2	62.9	55.6	51.8	49.8	48.9	48.7	49.0	49.7	50.6	51.8	53.1	54.6	56.2	57.9	59.6	61.5	63.4	65.3
		-47.6	-32.8	-22.7	-14.9	-8.4	-2.8	2.2	6.7	10.9	14.9	18.6	22.1	25.5	28.8	32.0	35.1	38.2	41.1
4.6	4	63.2	55.8	51.9	49.7	48.6	48.2	48.2	48.7	49.4	50.4	51.5	52.8	54.2	55.7	57.2	58.9	60.6	62.3
		-48.3	-33.7	-23.6	-15.8	-9.3	-3.7	1.3	5.8	10.0	13.9	17.6	21.1	24.5	27.8	31.0	34.0	37.0	40.0
4.3	6	63.6	56.1	52.0	49.7	48.4	47.8	47.7	48.0	48.5	49.3	50.2	51.3	52.5	53.8	55.2	56.6	58.1	59.7
		-49.1	-34.6	-24.6	-16.9	-10.4	-4.9	0.1	4.6	8.7	12.6	16.3	19.8	23.2	26.4	29.5	32.6	35.6	38.5
4.1	8	64.1	56.5	52.4	49.9	48.4	47.6	47.4	47.5	47.9	48.4	49.2	50.1	51.2	52.3	53.5	54.8	56.1	57.5
		-49.9	-35.7	-25.8	-18.1	-11.8	-6.2	-1.3	3.1	7.2	11.1	14.7	18.2	21.5	24.6	27.7	30.7	33.7	36.5
3.9	10	64.6	57.1	52.8	50.2	48.6	47.7	47.3	47.2	47.5	47.9	48.5	49.3	50.2	51.2	52.2	53.4	54.6	55.8
		-50.9	-36.9	-27.2	-19.6	-13.3	-7.8	-3.0	1.4	5.5	9.2	12.8	16.2	19.4	22.5	25.5	28.5	31.3	34.1
3.7	12	65.2	57.7	53.4	50.7	49.0	47.9	47.4	47.2	47.3	47.6	48.1	48.8	49.5	50.4	51.3	52.3	53.4	54.5
		-51.9	-38.2	-28.6	-21.2	-15.0	-9.6	-4.8	-0.5	3.4	7.1	10.6	13.9	17.0	20.0	23.0	25.8	28.5	31.2
3.4	14	65.9	58.5	54.1	51.3	49.5	48.4	47.7	47.4	47.4	47.6	48.0	48.5	49.1	49.9	50.7	51.6	52.6	53.6
		-53.0	-39.6	-30.3	-22.9	-16.8	-11.6	-6.9	-2.7	1.1	4.7	8.1	11.3	14.3	17.2	20.0	22.8	25.4	28.0
3.2	16	66.7	59.3	55.0	52.1	50.2	49.0	48.2	47.8	47.7	47.8	48.0	48.5	49.0	49.6	50.4	51.2	52.1	53.0
		-54.2	-41.2	-32.0	-24.9	-18.9	-13.8	-9.2	-5.1	-1.4	2.1	5.4	8.4	11.4	14.2	16.9	19.5	22.0	24.4
3.0	18	67.5	60.3	55.9	53.0	51.1	49.8	48.9	48.4	48.2	48.2	48.3	48.6	49.1	49.6	50.3	51.0	51.8	52.6
		-55.5	-42.9	-33.9	-27.0	-21.1	-16.1	-11.7	-7.7	-4.1	-0.7	2.4	5.4	8.2	10.9	13.4	15.9	18.3	20.6
2.8	20	68.3	61.3	57.0	54.1	52.1	50.7	49.7	49.2	48.8	48.7	48.8	49.0	49.4	49.8	50.3	51.0	51.6	52.4
		-56.9	-44.6	-36.0	-29.2	-23.5	-18.7	-14.4	-10.6	-7.0	-3.8	-0.8	2.1	4.8	7.3	9.8	12.1	14.4	16.6
2.6	22	69.3	62.5	58.2	55.3	53.2	51.8	50.8	50.1	49.7	49.5	49.4	49.6	49.8	50.1	50.6	51.1	51.7	52.3
		-58.3	-46.5	-38.2	-31.6	-26.1	-21.4	-17.3	-13.5	-10.2	-7.0	-4.1	-1.4	1.2	3.6	6.0	8.2	10.3	12.4
2.3	24	70.3	63.7	59.5	56.6	54.5	53.0	51.9	51.2	50.7	50.4	50.2	50.3	50.4	50.6	51.0	51.4	51.9	52.4
		-59.8	-48.5	-40.5	-34.2	-28.9	-24.3	-20.3	-16.7	-13.5	-10.5	-7.7	-5.1	-2.6	-0.3	1.9	4.1	6.1	8.1
2.1	26	71.4	65.0	60.9	58.1	56.0	54.4	53.2	52.4	51.8	51.4	51.2	51.1	51.2	51.3	51.5	51.8	52.2	52.6
		-61.4	-50.7	-43.0	-36.9	-31.8	-27.4	-23.6	-20.1	-17.0	-14.1	-11.4	-8.9	-6.6	-4.4	-2.3	-0.3	1.7	3.5
1.9	28	72.5	66.5	62.5	59.7	57.5	55.9	54.7	53.8	53.1	52.7	52.3	52.2	52.1	52.1	52.2	52.4	52.7	53.0
		-63.1	-52.9	-45.6	-39.8	-34.9	-30.7	-27.0	-23.7	-20.7	-18.0	-15.4	-13.0	-10.8	-8.7	-6.7	-4.8	-3.0	-1.2
1.7	30	73.7	68.0	64.2	61.4	59.3	57.7	56.4	55.4	54.6	54.1	53.7	53.4	53.2	53.1	53.1	53.2	53.4	53.6
		-64.9	-55.3	-48.4	-42.9	-38.3	-34.3	-30.7	-27.6	-24.7	-22.1	-19.6	-17.4	-15.3	-13.2	-11.3	-9.5	-7.8	-6.2
1.4	32	75.0	69.6	66.0	63.3	61.2	59.6	58.3	57.2	56.4	55.7	55.2	54.8	54.6	54.4	54.3	54.2	54.3	54.3
		-66.9	-57.9	-51.4	-46.2	-41.9	-38.1	-34.7	-31.7	-29.0	-26.5	-24.2	-22.0	-20.0	-18.1	-16.3	-14.6	-13.0	-11.4
1.2	34	76.4	71.4	68.0	65.4	63.3	61.7	60.4	59.3	58.4	57.6	57.0	56.6	56.2	55.9	55.7	55.5	55.4	55.4
		-68.9	-60.7	-54.7	-49.8	-45.7	-42.2	-39.0	-36.2	-33.6	-31.3	-29.1	-27.0	-25.1	-23.3	-21.6	-20.0	-18.5	-17.0
1.0	36	77.9	73.3	70.1	67.7	65.7	64.1	62.8	61.7	60.7	59.9	59.2	58.7	58.2	57.8	57.4	57.2	57.0	56.8
		-71.1	-63.7	-58.2	-53.8	-50.0	-46.7	-43.8	-41.1	-38.7	-36.5	-34.5	-32.6	-30.8	-29.1	-27.5	-26.0	-24.5	-23.2
0.8	38	79.5	75.4	72.6	70.3	68.5	66.9	65.6	64.5	63.5	62.7	61.9	61.3	60.7	60.2	59.8	59.4	59.1	58.8
		-73.5	-67.0	-62.1	-58.1	-54.7	-51.8	-49.1	-46.7	-44.5	-42.5	-40.6	-38.8	-37.2	-35.6	-34.1	-32.7	-31.4	-30.1
0.6	40	81.2	77.8	75.3	73.4	71.7	70.3	69.0	68.0	67.0	66.1	65.4	64.7	64.0	63.5	62.9	62.5	62.1	61.7
		-76.2	-70.7	-66.6	-63.2	-60.2	-57.6	-55.3	-53.2	-51.2	-49.4	-47.7	-46.2	-44.7	-43.3	-41.9	-40.7	-39.5	-38.3
0.3	42	83.3	80.7	78.7	77.1	75.7	74.5	73.5	72.5	71.6	70.8	70.1	69.4	68.8	68.2	67.7	67.2	66.7	66.2
		-79.5	-75.2	-72.0	-69.3	-67.0	-64.9	-63.0	-61.3	-59.7	-58.2	-56.8	-55.5	-54.2	-53.0	-51.9	-50.8	-49.8	-48.8
0.1	44	86.2	84.7	83.5	82.6	81.7	81.0	80.3	79.6	79.0	78.5	78.0	77.5	77.0	76.6	76.1	75.7	75.4	75.0
		-84.0	-81.5	-79.7	-78.1	-76.7	-75.5	-74.3	-73.3	-72.3	-71.4	-70.5	-69.7	-68.9	-68.1	-67.4	-66.7	-66.0	-65.3

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

**Таблица выбора размеров шарнирного четырехзвенника
с нулевым углом перекрытия ($\theta=0, OA=1,0$)**

	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	27,5	30,0	32,5	35	37,5	40
45,0	1,42	1,43	1,44	1,45	1,47	1,49	1,52	1,55	1,60	1,66	1,73	1,83	1,98	2,21	2,60
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00	1,86	1,74	1,64	1,56
	11,52	7,73	5,85	4,74	4,01	3,50	3,14	2,87	2,67	2,54	2,45	2,41	2,44	2,56	2,86
42,5	1,49	1,50	1,51	1,53	1,55	1,58	1,61	1,66	1,72	1,80	1,91	2,06	2,29	2,71	3,68
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00	1,86	1,74	1,64	1,56
	11,53	7,74	5,87	4,76	4,04	3,54	3,19	2,93	2,75	2,63	2,58	2,59	2,70	3,01	3,87
40,0	1,56	1,58	1,59	1,61	1,64	1,68	1,73	1,79	1,87	1,98	2,14	2,39	2,82	3,84	
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00	1,86	1,74	1,64	
	11,54	7,76	5,89	4,79	4,08	3,59	3,24	3,00	2,85	2,76	2,76	2,86	3,16	4,06	
37,5	1,65	1,67	1,69	1,72	1,75	1,80	1,87	1,95	2,07	2,24	2,49	2,95	4,02		
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00	1,86	1,74		
	11,55	7,78	5,92	4,83	4,12	3,65	3,32	3,10	2,98	2,95	3,04	3,34	4,26		
35,0	1,76	1,78	1,80	1,84	1,89	1,95	2,04	2,16	2,34	2,61	3,08	4,20			
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00	1,86			
	11,56	7,80	5,95	4,87	4,18	3,72	3,42	3,24	3,17	3,24	3,53	4,48			
32,5	1,88	1,90	1,94	1,99	2,05	2,14	2,27	2,45	2,73	3,23	4,40				
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17	2,00				
	11,58	7,83	5,99	4,93	4,26	3,83	3,56	3,44	3,47	3,76	4,73				
30,0	2,02	2,05	2,10	2,17	2,26	2,39	2,58	2,87	3,39	4,62					
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37	2,17					
	11,61	7,87	6,05	5,00	4,36	3,97	3,77	3,75	4,01	5,01					
27,5	2,20	2,24	2,30	2,39	2,53	2,72	3,03	3,58	4,87						
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61	2,37						
	11,64	7,92	6,12	5,11	4,51	4,18	4,09	4,31	5,32						
25,0	2,41	2,47	2,56	2,69	2,89	3,21	3,79	5,15							
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92	2,61							
	11,68	7,99	6,22	5,25	4,72	4,51	4,68	5,69							
22,5	2,67	2,76	2,89	3,09	3,43	4,03	5,47								
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33	2,92								
	11,74	8,08	6,36	5,47	5,07	5,13	6,12								
20,0	3,01	3,14	3,34	3,69	4,32	5,85									
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86	3,33									
	11,82	8,22	6,58	5,83	5,71	6,66									
17,5	3,46	3,66	4,01	4,68	6,31										
	11,47	7,66	5,76	4,62	3,86										
	11,94	8,43	6,95	6,50	7,33										
15	4,09	4,44	5,13	6,88											
	11,47	7,66	5,76	4,62											
	12,14	8,80	7,65	8,23											
13	5,03	5,74	7,62												
	11,47	7,66	5,76												
	12,49	9,52	9,50												
10	6,63	8,66													
	11,47	7,66													
	13,22	11,52													

AB
BC
OC

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Важнейшей из задач, решаемых при разработке новых машин, является задача определения положений звеньев механизмов и их передаточных функций.

Существующие методы определения, например, метод замкнутого векторного контура, громоздки и ненаглядны, а распространенный графический метод планов не позволяет получать необходимую точность либо использовать ЭВМ.

В необходимых подробностях излагаем основанный на методе планов и геометрии треугольника графоаналитический метод определения кинематических характеристик схем рычажных механизмов II класса*. Графические построения могут выполняться для приближенной оценки результатов на стадии обработки программ; аналитические зависимости, вытекающие непосредственно из графических построений, позволяют широко использовать имеющуюся у студентов программируемую вычислительную технику.

1. Для тангенсного рычажного четырехзвенного механизма (рис. П.4.1) дано a, φ_1 . Соответственно рис. П.4.1 строим повернутый на 90° * план скоростей (рис. П.4.2):

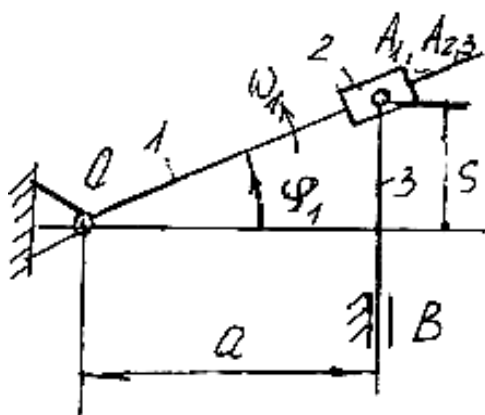


Рис. П.4.1. Тангенсный рычажный четырехзвенник

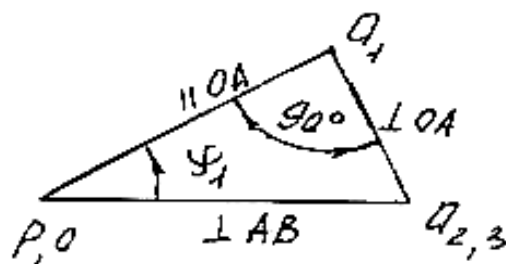


Рис. П.4.2. Повернутый план скоростей

* По классификации И. И. Артоболевского [20].

* Для удобства сравнения углов на планах.

Из рис. П.4.1 получаем функции положения:

$$S = a \operatorname{tg} \varphi_1; \quad l_{OA12} = \frac{a}{\cos \varphi_1}.$$

Из рис. П.4.2 находим передаточные функции:

$$\left(\frac{V_{A23}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A23}}{V_{A1}/l_{OA1}} = \frac{P_{a23}}{pa_1} \cdot l_{OA12} = \frac{a}{\cos^2 \varphi_1};$$

$$\left(\frac{V_{A1A23}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A1A23}}{V_{A1}} \cdot l_{OA1} = \frac{a_1 a_{23}}{pa_1} \cdot \frac{a}{\cos \varphi_1} = \frac{a \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \varphi_1} = \frac{S}{\cos \varphi_1}.$$

2. Для синусного рычажного четырехзвенного механизма (рис. П.4.3) дано l_{OA} , φ_1 . Соответственно рис. П.4.1 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. П.4.4)

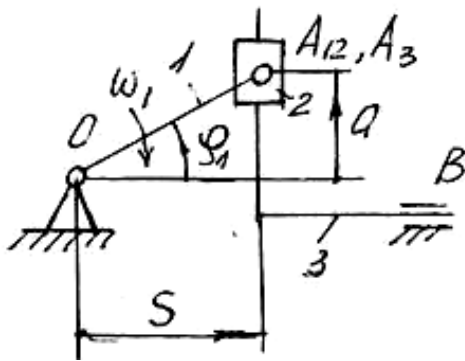


Рис. П.4.3. Синусный рычажный четырехзвенник

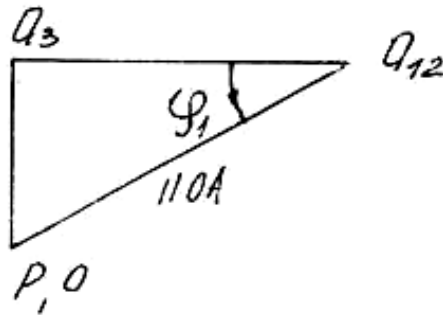


Рис. П.4.4. Повернутый план скоростей

Из рис. П.4.3 получаем функции положения звеньев:

$$a = l_{OA} \sin \varphi_1; \quad S = l_{OA} \cos \varphi_1.$$

Из рис. П.4.4 находим передаточные функции:

$$\left(\frac{V_{A12A3}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A12A3}}{V_{A12}/l_{OA}} = \frac{a_{12} a_3}{pa_{12}} \cdot l_{OA} = l_{OA} \cos \varphi_1;$$

$$\left(\frac{V_{A3}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A3}}{V_{A12}/l_{OA}} = \frac{pa_3}{pa_{12}} \cdot l_{OA} = l_{OA} \sin \varphi_1.$$

3. Для кулисного рычажного четырехзвенного механизма (рис. П.4.5) дано l_{OA} , l_{OC} , φ_1 . Соответственно рис. П.4.5 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. П.4.6):

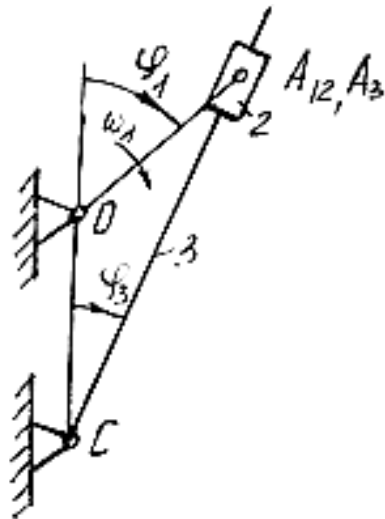


Рис. П.4.5. Кулисный четырехзвенный рычажный механизм

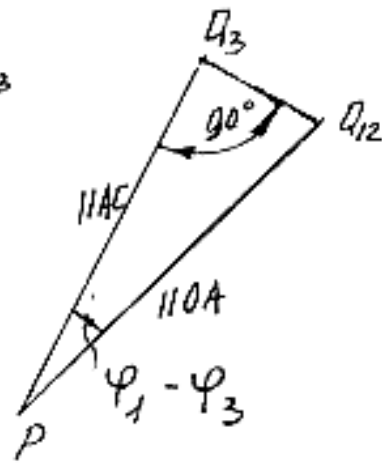


Рис. П.4.6. Повернутый план скоростей

Из рис. П.4.5 по теореме косинусов находим:

$$l_{A3C} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 + 2l_{OA}l_{OC} \cos \varphi_1};$$

$$\varphi_3 = \arccos \left(\frac{l_{OC} + l_{OA} \cos \varphi_1}{l_{A3C}} \right).$$

Из рис. П.4.6 получаем выражения передаточных функций:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{V_{A3}/l_{A3C}}{V_{A12}/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{A3C}} \cdot \frac{pa_3}{pa_{12}} = \frac{l_{OA}}{l_{A3C}} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3);$$

$$\frac{V_{A12A3}}{\omega_1} = \frac{V_{A12A3}}{V_{A12}/l_{OA}} = l_{OA} \cdot \frac{a_{12}a_3}{pa_{12}} = l_{OA} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3).$$

4. Для кривошипно-ползунного четырехзвенного рычажного механизма (рис. П.4.7) дано $l_{OA}, l_{AB}, l_{AS2}, \alpha, e, \varphi$. Соответственно рис. П.4.7 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. П.4.8):

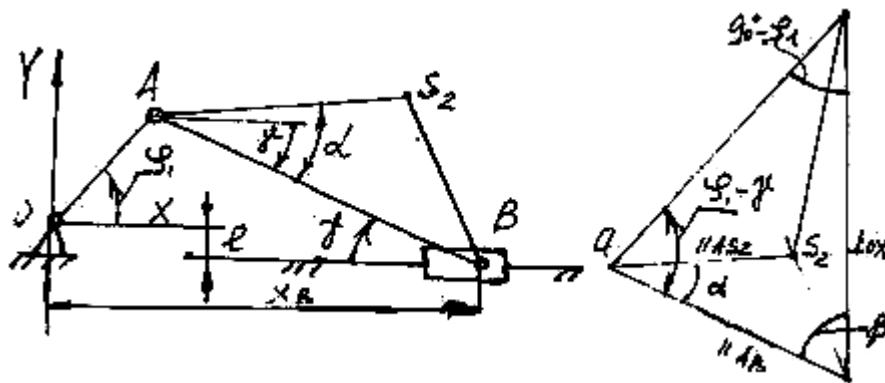


Рис. П.4.7. Кривошипно-ползунный четырехзвенный рычажный механизм

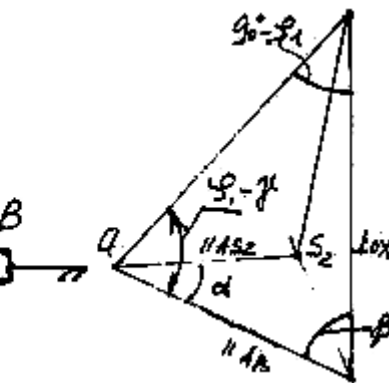


Рис. П.4.8. Повернутый план скоростей

Из рис. П.4.7 находим значения функций положения звеньев:

$$\begin{aligned}\sin \gamma &= \frac{e + l_{OA} \sin \varphi_1}{l_{AB}}; \\ x_B &= l_{AB} \cos \gamma + l_{OA} \cos \varphi_1; \\ x_{S_2} &= l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos(\alpha - \gamma); \\ y_{S_2} &= l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin(\alpha - \gamma).\end{aligned}$$

Из рис. П.4.8 получаем выражение передаточных функций:

$$\frac{V_B}{\omega_1} = \frac{V_B}{V_A / l_{OA}} = l_{OA} \frac{pb}{pa} = l_{OA} \frac{\sin(\varphi_1 + \gamma)}{\sin \beta} = l_{OA} \frac{\sin(\varphi_1 + \gamma)}{\cos \gamma},$$

поскольку $\beta = 180^\circ - (90^\circ - \varphi_1) - (\varphi_1 + \gamma) = 90^\circ - \gamma$;

$$\begin{aligned}\frac{\omega_2}{\omega_1} &= \frac{V_{AB} / l_{AB}}{V_A / l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{ab}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\sin(90^\circ - \varphi_1)}{\sin \beta} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\cos \beta_1}{\cos \gamma}; \\ \frac{V_{S_2}}{\omega_1} &= \frac{V_{S_2}}{V_A / l_{OA}}.\end{aligned}$$

По теореме косинусов из Δaps_2 :

$$V_{S_2} = \sqrt{V_A^2 + V_{AS_2}^2 - 2V_A V_{AS_2} \cos(\varphi_1 + \gamma - \alpha)},$$

где $V_{AS_2} = \omega_2 \cdot l_{AS_2}$.

Поэтому после преобразования получаем:

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = l_{OA} \sqrt{1 + \left(\frac{l_{AS_2}}{l_{OA}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + 2\left(\frac{l_{AS_2}}{l_{OA}}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_1 + \gamma - \alpha)}.$$

5. Для шарнирного четырехзвенника (рис. П.4.9) дано l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{OC} , l_{AS_2} , α и φ . Соответственно рис. П.4.9 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. П.4.10):

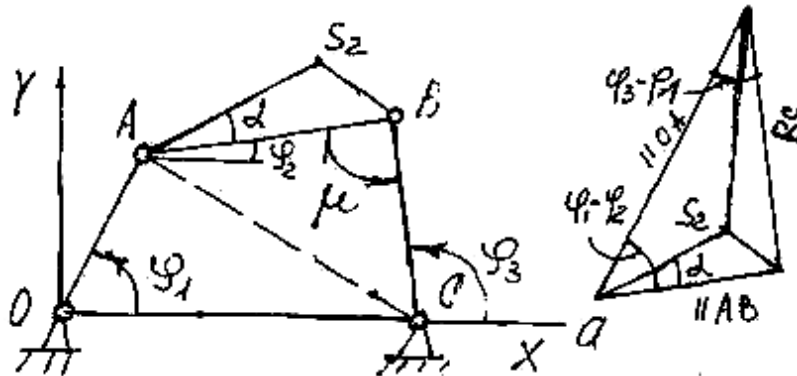


Рис. П.4.9. Шарнирный четырехзвенник

Рис. П.4.10. Повернутый план скоростей

Из рис. П.4.9 находим функции положения звеньев.

Предварительно получили:

$$l_{AC} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OA}l_{OC} \cos \varphi_1} \quad \text{и} \quad \mu = \arccos(A + B \cdot \cos \varphi),$$

где
$$A = \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{OA}^2 - l_{OC}^2}{2l_{AB}l_{BC}};$$

$$B = \frac{l_{OA} \cdot l_{OC}}{l_{AB} \cdot l_{BC}}.$$

После чего:

$$\varphi_3 = 180^\circ - \angle ACO - \angle ACB = 180^\circ - \\ - \arccos\left(\frac{l_{OC} - l_{AO} \cos \varphi}{l_{AC}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{BC} - l_{AB} \cos \mu}{l_{AC}}\right);$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu;$$

угол давления

$$\gamma = \mu - 90^\circ.$$

Из рис. П.4.10 получаем выражения передаточных функций:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{V_B/l_{BC}}{V_A/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{BC}} \cdot \frac{pb}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{BC}} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\sin \mu},$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_{AB}/l_{AB}}{V_A/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{ab}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin \mu},$$

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = \frac{V_{S2}}{V_A/l_{OA}},$$

но поскольку

$$V_{S2} = \sqrt{V_A^2 + V_{AS2}^2 - 2V_A V_{AS2} \cos(\varphi_1 - \varphi_2 - \alpha)};$$

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA};$$

$$V_{AS2} = \omega_2 \cdot l_{AS2},$$

то после преобразований имеем:

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = l_{OA} \sqrt{1 + \left(\frac{l_{AS2}}{l_{OA}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - 2 \left(\frac{l_{SA2}}{l_{OA}}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_2 - \varphi_1 - \alpha)}.$$

6. Для более сложных шестизвенных рычажных механизмов II класса функции положения звеньев могут быть определены по полученным ранее формулам составляющих четырехзвенных механизмов в зависимости от того, из каких четырехзвенных механизмов данный шестизвенник состоит.

Рассмотрим, к примеру, механизм на рис. П.4.11.

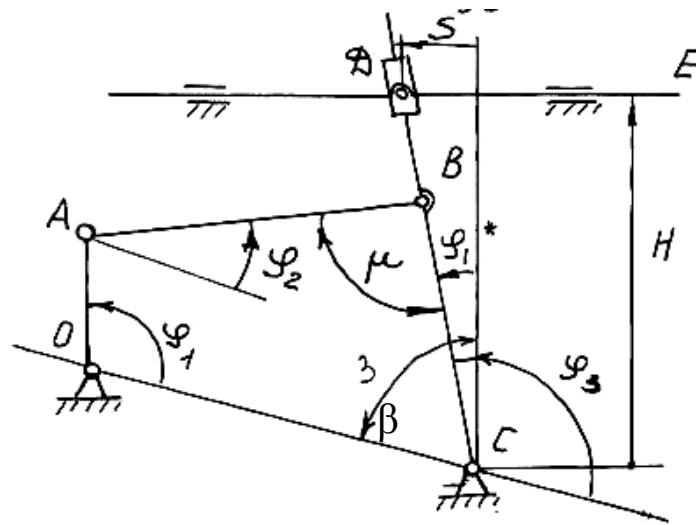


Рис. П.4.11. Рычажный шестизвенник II класса

Этот механизм, состоящий из шарнирного четырехзвенника $OABC$ и присоединенного тангенсного механизма CDE , может быть исследован на основании формул, полученных для этих механизмов. В п. 5.1 необходимо обратить особое внимание на то, как в составляющих механизмах располагаются системы отсчета входных углов (φ_1 и φ_1^*), и правильно записать выражение входного угла присоединяемого механизма. Например, на рис. П.4.11 это выражение будет иметь вид $\varphi_1^* = \beta + \varphi_3 - 180^\circ$.

Для вычисления передаточных функций в присоединяющем шарнирном четырехзвенном механизме $OABC$ можно воспользоваться формулами, полученными для этого механизма (в рассматриваемом случае в п. 5), а в присоединяемом тангенсном механизме CDE воспользоваться правилом: если движение преобразуется двумя последовательно расположенными механизмами, то их передаточные функции перемножаются. Например, в механизме по рис. П.4.11

$$\frac{V_E}{\omega_1} = \frac{V_E}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1},$$

где $\frac{\omega_3}{\omega_1}$ и $\frac{V_E}{\omega_3}$ – передаточные функции, вычисляемые в шарнирном че-

тырехзвенном $OABC$ и тангенсном CDE механизмах;

ω_3 – угловая скорость звена присоединения (на рис. П.4.11 – звена BC).

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Вопросы, отрабатываемые в процессе курсового проектирования и выносимые на защиту

1. Перечислите ключевые слова и термины, составляющие основу вашего проекта.
2. Расскажите об устройстве, назначении, принципе действия предлагаемой вами машины.
3. Произведите оценку энергопотребления, назовите составляющие энергозатрат и пути их возможного уменьшения.
4. Каково назначение двигателя? Чем объясняется выбор его типа? По каким критериям и из каких источников выбрана его марка?
5. Как получают (строят) диаграмму полезных нагрузок? На какой стадии движения машины она имеет такой вид?
6. Какова структура вашей машины? Назовите назначение и полезные свойства каждого из механизмов.
7. Как определена продолжительность технологического цикла и распределено время для рабочего и холостого ходов?
8. Какую роль в вашей машине играет зубчатый механизм? Какова структура этого механизма? Как определено передаточное отношение и каково его предельное значение?
9. Как называются звенья планетарного механизма? Каким основным условиям синтеза подчиняется этот механизм?
10. Что такое модуль зубчатого зацепления? Из какого ряда чисел он назначается? Что влияет на величину модуля?
11. Каково назначение кулачкового механизма? Где установлен кулачок? Как определены фазовые углы и перемещение толкателя?
12. Каким методом получают профиль кулачка? В чем суть метода?
13. Что такое угол давления? Покажите его в кулачковом и рычажном механизмах?
14. Как выбирается закон движения толкателя кулачкового механизма? В чем преимущества и недостатки примененных законов?
15. Из какого условия определены основные (какие именно?) размеры кулачкового механизма?
16. Что представляет собой обобщенная инертность машин? Каким показателем ее характеризуют? Какова структура этого показателя?
17. Что представляет собой диаграмма энергомасс? В каких осях строится?

18. Что представляет собой маховик? Для чего он вводится в машину? На какой вал устанавливается?

19. Как определены координаты тахограммы машины? Для какого промежутка движения? Что можно определить по этому графику?

20. Для чего строят планы положений и ускорений механизмов?

21. Как определяют передаточные функции звеньев? В каких задачах это встречается?

22. Для чего и в каком порядке вы использовали принцип Даламбера?

23. Что такое уравновешивающая сила, откуда она берется, как определяется и как действует? Сформулируйте теорему Н. Е. Жуковского о «жестком рычаге».

24. Что означают масштабы $\mu_e = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, $\mu_v = 0,2 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$? Каково предпочтительное значение масштаба μ_e ?

25. Какова ориентировочная масса вашей машины? Для чего она определяется?

26. Для чего и как определяется мгновенный КПД рычажного механизма? Как найти среднее его значение за цикл?

27. Какая кинематическая пара рычажного механизма в рассмотренном его положении изнашивается наиболее интенсивно?

28. Назовите этапы проектирования машин в ЕСКД. Какой этап вы рассмотрели?

29. Применяли ли вы ЭВМ? На каком этапе проектирования? С какой целью?

30. Какие предложения по упрощению структуры машины, снижению расходов материалов и энергии вы могли бы внести?

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ НИРС

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования «Полоцкий государственный университет»

Конкурс научных работ студентов Республики Беларусь по естественным
и техническим (гуманитарным и социально-экономическим) наукам

ВОПРОСЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КРИВОШИПНО-КОЛЕННЫХ КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН ПО НЕКОТОРЫМ СПЕЦИФИЧЕСКИМ ТРЕБОВАНИЯМ И ПАРАМЕТРАМ ВЫПОЛНЯЕМЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Авторы:

Волынец Елена Валерьевна,
гр. 97 ТМ-2;

Василенко Дмитрий Леонидович,
гр. 2000 ТНГ.

Научный руководитель:
Коренский Валерий Федорович,
доцент, к.т.н.

Новополоцк
ПГУ
2002

РЕФЕРАТ

Работа содержит 55 страниц, 8 рисунков, 15 использованных литературных источников.

Ключевые слова: **прототип, производительность, производственный цикл, энергопотребление, энергоемкость, давление, материалозатраты, износ.**

Объект исследования и проектирования – технологический машинный агрегат (кривошипно-коленный пресс) со сложным законом изменения рабочих нагрузок.

Цель работы – внедрение в процесс подготовки специалистов механических и машиностроительных специальностей методов и приемов, позволяющих приблизить курсовое проектирование по дисциплине ТММ к реальному проектированию новых машин в ЕСКД.

В качестве методов исследования приняты обычные для этапа разработки технических предложений (первый этап разработки машин в ЕСКД) методы литературно-патентного поиска, прогнозирования основных технико-экономических параметров проектируемых машин (энерго- и материалозатраты, габариты, долговечность отдельных узлов машин), поиска оптимальных механизмов и их размеров.

Новизна выполненных исследований состоит в том, что они посвящены малоизученной задаче проектирования кривошипных, кузнечнопрессовых машин по специфическим требованиям к ним (величина угла давления в конце хода) и базовым элементам машинных технологий.

Сфера применения разработок – механические и машиностроительные факультеты вузов, предприятия по выпуску и эксплуатации кузнечно-прессового оборудования.

Результаты исследований внедрены в учебный процесс в Полоцком государственном университете, используются на Полоцком заводе сельхозоборудования.

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ

на студенческую работу по теме «Вопросы курсового проектирования кривошипно-коленных кузнечно-прессовых машин по некоторым специфическим требованиям и параметрам выполняемых технологий».

Направляемая на конкурс работа является сплавом методологических, научно-исследовательских и внедренческих разработок, выполненных студентами и преподавателями кафедры теоретической механики Полоцкого государственного университета по приближению курсового проектирования на механических факультетах вузов к реальному (в рамках ЕСКД) проектированию новых машин.

Работа продолжает традиции предыдущих работ студентов, в частности «Вопросы курсового проектирования поршневых компрессорных машин с непрерывным производственным циклом работы» [13] – [15], получившей диплом II категории на Республиканском конкурсе студенческих работ в 2000 году.

Работа выполнена в виде курсового проекта по дисциплине ТММ в формате требований первого этапа проектирования в ЕСКД – этапа разработки технического предложения.

Проектирование осуществляется с учетом заданной производительности пресса, метрических и механических свойств обрабатываемого изделия (ход пуансона, величина и распределение технологических усилий), параметров принятой технологии (средняя скорость обработки) и дополнительных входных данных (угол давления на пуансон в конце его рабочего хода).

Недостающие данные студент получает в ходе проектирования в зависимости от его конкретных результатов.

Постановка и решение задач в описанном ключе позволяет привлекать внимание студентов к вопросам принципиального характера для той или иной отрасли промышленности, нацеливать их на необходимость проведения тех или иных научных исследований, на ранних этапах обучения в вузе знакомить с основами и творческой сутью предстоящего инженерного труда.

Выполненные студентами исследования и опубликованные работы могут быть использованы для сквозного проектирования на механических, в том числе и машиностроительных, факультетах вузов, при совершенствовании оборудования, а также в некоторых отраслях промышленности при разработке новых конкурентоспособных машин.

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ	
ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ	
СОДЕРЖАНИЕ	
ВВЕДЕНИЕ	
1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА	
1.1. Проведение литературно-патентных исследований прототипа	
1.2. Пояснения к выбору структуры кривошипно-коленного пресса	
1.3. Оценка энергопотребления проектируемого кривошипно-коленного пресса	
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА	
2.1. Расчет привода	
2.1.1. Выбор электродвигателя и вида понижающей передачи	
2.1.2. Синтез зубчатых механизмов	
2.2. Выбор и синтез несущего механизма	
2.3. Синтез механизма подачи заготовок	
2.3.1. Синтез кулачкового механизма	
2.3.2. Проектирование присоединенного коромыслово-ползунного механизма подачи. Определение угла установки кулачка	
2.4. Динамический синтез кривошипно-коленного пресса	
2.4.1. Расчет масс и моментов инерции звеньев механизмов	
2.4.2. Расчет приведенных моментов инерции	
2.4.3. Определение расхода материалов и энергии при запуске пресса	
3. ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА	
3.1. Исследование установившегося движения кривошипно-коленного пресса	
3.2. Определение внешних и внутренних сил	
3.2.1. Внешние силы	
3.2.2. Внутренние силы	
3.2.2.1. Определение сил инерции	
3.2.2.2. Определение реакций в кинематических парах	
3.3. Уточнение КПД и выявление кинематических пар, подверженных наиболее интенсивному износу	
4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ	
5. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	
6. ЛИТЕРАТУРА	

ВВЕДЕНИЕ

Кузнечно-прессовое оборудование – важный компонент машиностроительного производства. Оно используется в заготовительных цехах для получения заготовок различных масс и формы – валов, осей, шкивов, зубчатых колес, капотов и кабин автомобилей и т. п.

В кузнечных операциях широко используются штамповка, ковка, гибка, холодная калибровка, чеканка и т. п.

Проектирование прессов-автоматов осуществляют по заданиям промышленных предприятий, которые формулируют технические задания. Разработчик представляет техническое предложение – продуманный приближенный, но квалифицированный отклик на условия технического задания. Если техническое предложение будет одобрено, выделяются финансовые средства на детальную разработку проекта (технический, рабочий проекты и т. п. согласно этапам ЕСКД – ГОСТ 2303-68).

Предлагаемая работа основывается на материалах курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин».

1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА

1.1. Литературно-патентные исследования. Описание прототипа

Прототип – известное техническое решение со свойствами, близкими к заданным. В процессе проектирования машины он служит своеобразным ориентиром для получения решения с требуемыми свойствами. Цели проектирования достигаются обоснованным изменением свойств выбранного прототипа.

Изучая рекомендованную литературу, в [4] находим схему кривошипно-коленного пресса, которую далее рассматриваем как прототип.

Кривошипно-коленный пресс (рис 1.1) предназначен для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (несущий) механизм 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-ползунным. Коромысло 3 выполнено в виде массивного шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма пресса увеличивается. Коленчатый вал 1 высадочного механизма приводится в движение от электродвигателя 11 при помощи планетарного редуктора 12 и зубчатой передачи $Z_5 - Z_6$. Маховик 10

прикреплен на валу 1 (рис.1.1, б). Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном, совершая по вертикали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис 1.1, в, значения усилий высадки – на рис 1.1, г. Подача заготовки производится при холостом ходе (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу 1, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (рис 1.1, а).

При проектировании присоединительного коромыслово-ползунного механизма для определения положения точки C на линии перемещения ползуна 5 следует учесть, что угол между вертикалью и шатуном 4 при крайнем положении (F'') ползуна 5 должен быть не менее 5° .

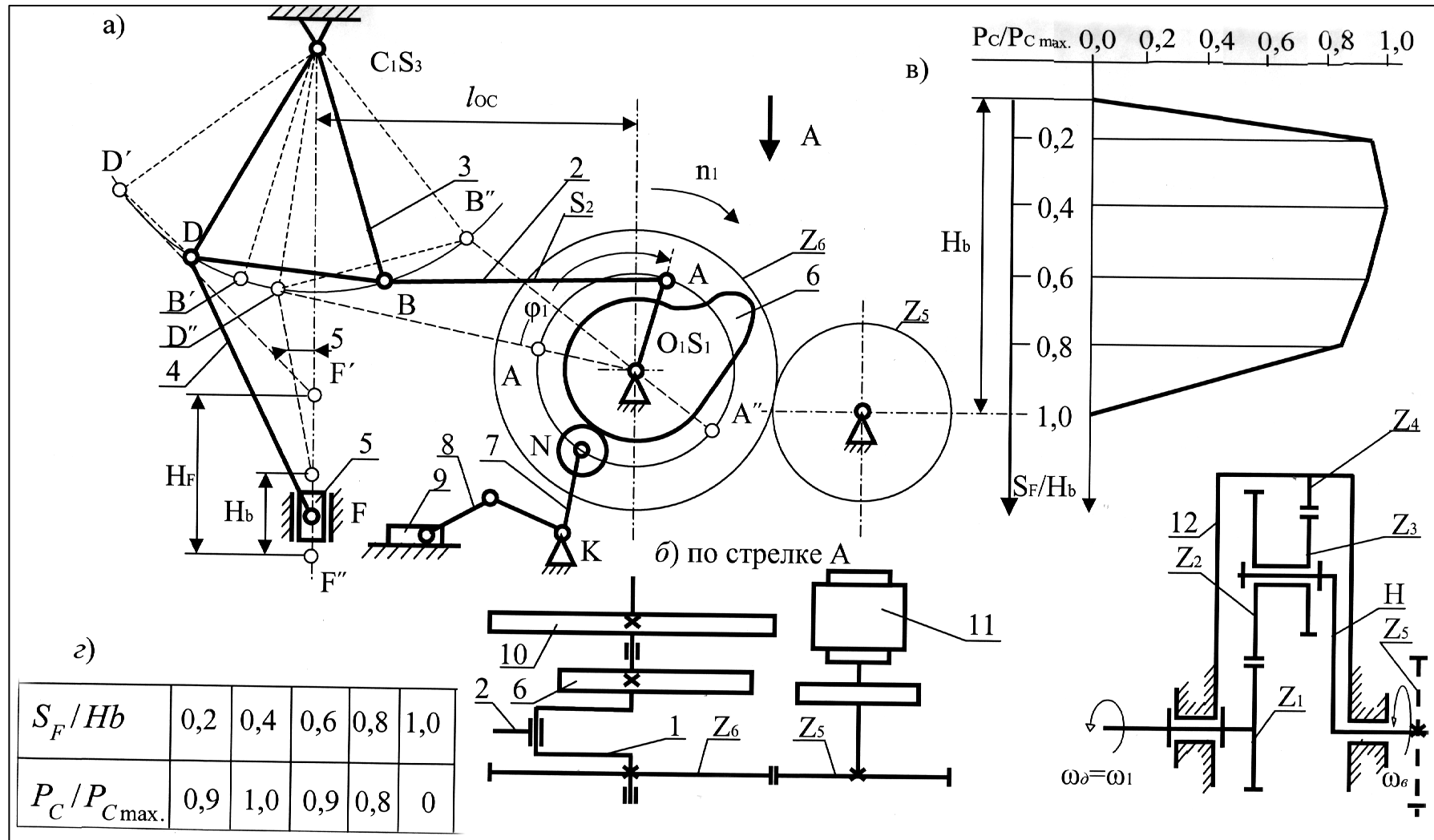


Рис. 1.1. Кривошипно-коленный пресс

1.2. Пояснение к выбору структуры кривошипно-шатунного пресса

Структуру кривошипно-коленного пресса-прототипа принимаем за основу. В состав пресса включаем источник механического движения – простейший и наиболее распространенный нерегулируемый асинхронный электродвигатель 1 (рис. 1.2), несущий механизм 2, обеспечивающий преобразование вращательного движения электродвигателя в требуемое возвратно-поступательное движение рабочего органа – пуансона 3, зубчатый механизм 4, снижающий частоту вращения вала электродвигателя до частоты вращения входного звена несущего механизма, при которой обеспечивается заданная производительность, механизм подачи заготовок 5, состоящий из коромыслово-ползунного и кулачкового механизмов.

Для повышения динамической устойчивости технологического процесса высадки, снижения тепловых потерь электродвигателя 1 и, наконец, для повышения общего КПД пресса в его состав при необходимости будет введена дополнительная маховая масса 7 в виде махового колеса, способного накапливать необходимую кинетическую энергию. В результате получаем предварительную блок-схему пресса, которую и принимаем в качестве основы.

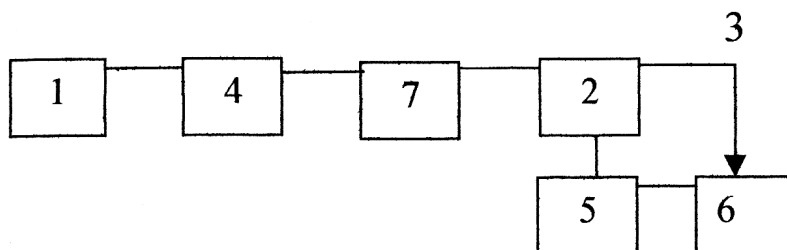


Рис.1.2. Предварительная блок-схема кривошипно-коленного пресса:

- 1) электродвигатель приводной; 2) механизм несущий; 3) рабочий орган – пуансон;
- 4) механизм зубчатый; 5) механизм подачи заготовок; 6) матрица; 7) маховик.

Определение параметров выбранной схемы и уточнение расположения ее элементов произведем в разд. 2.

1.3. Оценка энергопотребления проектируемого кривошипно-коленного пресса

Рассматриваемый кривошипно-коленный пресс относится к технологическим машинам, и основной расход энергии приходится на стадию установившегося движения.

За один полный цикл установившегося движения работа двигателя ($A_{\text{дв}}$) расходуется на преодоление сил полезного ($A_{\text{н.с}}$) и вредного ($A_{\text{в.с}}$) сопротивлений:

$$A_{\text{дв}} = A_{\text{н.с}} + A_{\text{в.с}},$$

поскольку работа других сил – потенциальных (веса, упругости) и сил инерции за цикл установившегося движения равна нулю. Работу сил трения ($A_{\text{тр}} = A_{\text{в.с}}$) рассчитываем с учетом КПД (η). Тогда за цикл

$$A_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{н.с}}}{\eta}.$$

Работу полезных сил ($A_{\text{н.с}}$) находим, интегрируя заданный график полезных нагрузок (рис. 1.1, б).

$$A_{\text{н.с}} = \int_S P_F ds.$$

Интегрирование выполняем, исходя из геометрического смысла интеграла как площади, заключенной между осью S и кривой PF . Получаем:

$$\begin{aligned} A_{\text{н.с}} &= H_B \cdot P_{F \max} \left[\frac{1}{2}(0,2-0,0)(0,9+0,0) + \frac{1}{2}(0,4-0,2)(0,9+1,0) + \right. \\ &+ \frac{1}{2}(0,6-0,4)(1,0+0,9) + \frac{1}{2}(0,8-0,6)(0,9+0,8) + \left. \frac{1}{2}(1,0-0,8)(0,8+0,0) \right] = \\ &= H_B \cdot P_{F \max} (0,09+0,19+0,19+0,17+0,08) = 0,72 H_B P_{F \max} = \\ &= 0,72 \cdot 0,05 \cdot 60 = 2,16 \text{ кДж}. \end{aligned}$$

Передаточный механизм от вала двигателя 1 к рабочему органу 3 включает зубчатый (4) и несущий (2) рычажные механизмы (рис. 1.2). Поэтому его КПД находим следующим образом:

$$\eta = \eta_{\text{з.м}} \cdot \eta_{\text{р.м}},$$

где $\eta_{\text{з.м}}$ и $\eta_{\text{р.м}}$ – цикловые КПД зубчатого и рычажного механизмов.

Предполагая, что зубчатый механизм будет включать планетарную и простую компенсирующую передачи, его КПД оцениваем произведением

$$\eta_{\text{з.м}} = \eta_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{к}} = 0,92 \cdot 0,97 = 0,89,$$

где КПД планетарной и компенсирующей передач берем из [5, с. 131]:

$$\eta_{\text{пл}} = 0,92 \quad \text{и} \quad \eta_{\text{к}} = 0,97.$$

Предполагая, что рычажный механизм будет шестизвенным, как у пресса-прототипа, его цикловой КПД в первом приближении оцениваем по [5, с. 322]:

$$\eta_{\text{р.м}} = 0,7.$$

Тогда искомый КПД передаточного механизма

$$\eta = 0,89 \cdot 0,7 = 0,623 ,$$

и работа двигателя за цикл движения составит

$$A_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{н.с.}}}{\eta} = \frac{2,16}{0,623} = 3,467 \frac{\text{кДж}}{\text{цикл}} .$$

Для полной обработки детали в кривошипно-коленном прессе требуется один цикл. С учетом потерь в обмотках электродвигателя, удельное энергопотребление из сети при этом составит

$$Q = \frac{A_{\text{дв}}}{60^2 \eta_{\text{дв}}} = \frac{3,467}{60^2 \cdot 0,92} = 1,05 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{деталь}} ,$$

где $\eta_{\text{дв}} = 0,92$ – КПД современных асинхронных электродвигателей [4, с. 354].

На одну шестичасовую рабочую смену ($h = 6$ часов) энергопотребление без учета расхода энергии при запусках составляет:

$$Q^* = Q \cdot Pr \cdot h = 1,05 \cdot 10^{-3} \cdot 2700 \cdot 6,0 = 16,2 \text{ кВт} \cdot \text{час} .$$

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА

2.1. Расчет привода

Привод служит источником механического движения звеньев пресса, причем эти движения должны находиться в строгом соответствии с заданной производительностью $Pr = 2700$ изделий / час. В рассматриваемом случае привод включает нерегулируемый, короткозамкнутый асинхронный электродвигатель 1 (рис. 1.2) и зубчатую передачу 4, согласующую обороты электродвигателя с оборотами кривошипа несущего механизма.

Будем считать, что кривошип несущего механизма насажен на главный вал пресса, т. е. за один его оборот будет изготовлена одна деталь. Тогда частота вращения кривошипа

$$n_{\text{кр}} = [Pr] = 2700 \frac{\text{об}}{\text{час}} = \frac{2700}{60} = 45 \text{ мин}^{-1} ;$$

продолжительность технологического цикла

$$T = \frac{60}{n_{\text{кр}}} = \frac{60}{45} = \frac{4}{3} = 1,33 \frac{\text{с}}{\text{деталь}} .$$

При этом средняя цикловая мощность приводного электродвигателя должна составлять не менее чем

$$N_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{дв}}}{T} = \frac{3,467 \cdot 3}{4} = 2,6 \text{ кВт}.$$

По этой мощности и величине $n_{\text{кр}} = 45 \text{ мин}^{-1}$ производим расчет параметров привода кривошипно-коленного пресса.

2.1.1. Выбор электродвигателя и вида понижающей передачи

Из каталога [5] электродвигателей Европейской серии ИР или серии 4А [2, с. 132 – 134], [6, с. 24 – 31] вносим в табл. 2.1 параметры электродвигателей с ближайшей большей мощностью по сравнению с $N_{\text{дв}} = 2,6 \text{ кВт}$.

Таблица 2.1

Параметры приводного электродвигателя и зубчатой передачи

Марка электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹		Отношение к номинальному моменту		Масса двигателя, кг	Маховой момент ротора, кг·м ²	Передаточное отношение редуктора U_p
		синхронная	номинальная	пускового момента	критического момента			
4A90L2Y3	3,0	3000	2840	2,1	2,5	28,7	$1,41 \cdot 10^{-2}$	63,1
4A10054Y3	3,0	1500	1435	2,0	2,4	36,0	$3,47 \cdot 10^{-2}$	31,8
4A112MA6Y3	3,0	1000	955	2,0	2,5	56,0	$7 \cdot 10^{-2}$	21,2
4A112MB8Y3	3,0	750	700	1,9	2,2	56,0	$10 \cdot 10^{-2}$	15,56

Чтобы получить частоту вращения кривошипа несущего механизма

$$n_{\text{кр}} = 45 \text{ мин}^{-1},$$

в каждом из этих случаев выбора электродвигателя привод должен содержать понижающую передачу с передаточным отношением

$$U_{\text{пер}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{кр}}}.$$

Рассчитанные по этой формуле значения $U_{\text{пер}}$ вносим в табл. 2.1.

Из всех известных передач с постоянным передаточным отношением наименьшими габаритами, весом, наибольшей надежностью и КПД обладают зубчатые передачи, а среди них в первую очередь планетарные. По-

этому основные функции по преобразованию вращательного движения двигателя во вращательное движение кривошипа несущего механизма, т. е. главного вала прессы, будут возложены на планетарный механизм.

Простейший (однорядный) планетарный механизм [10, с. 40] имеет преимущество в использовании, поскольку прост, компактен, легко размещается в едином корпусе, чаще всего встроенном в корпус электродвигателя. Он позволяет получать передаточное отношение

$$U_{пер} \leq 9,0.$$

Другая используемая в силовых передачах схема планетарного механизма [10, рис. 2.14, в] обеспечивает расширение диапазона передаточных отношений до $U_{пер} = 15$. Он имеет меньшие габариты по диаметру и большие вдоль оси. Изготовление такого редуктора стоит более дорого, но все же эта стоимость меньше, чем производство двух ступеней простейшего планетарного механизма.

Передаточное отношение простой (компенсирующей) зубчатой передачи обычно не превышает четырех [6, с. 31].

Исходя из приведенных соображений, распределяем общее передаточное отношение зубчатой передачи ($U_{пер}$) по ступеням. Результаты вносим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Распределение передаточного отношения
зубчатой передачи привода прессы

№ п / п	Общее передаточное отношение зубчатой передачи ($U_{пер}$)	Передаточное отношение по ступеням			
		Предварительный результат		Окончательный результат	
		Планетарная ступень (U_n)	Компенсирующая передача (U_k)	$U_{пл}$	U_{4-5}
1	63,1	25,24	2,5	5,72	1,94
2	31,8	10,6	3,0	10,6	3,0
3	21,2	6,73	3,15	6,73	3,15
4	15,6	6,22	2,5	6,22	2,5

Анализируя данные табл. 2.1 и 2.2, приходим к выводу, что по основным параметрам (габариты, масса, запасаемая энергия) для рассматриваемого случая оптимальным является вариант двигателя марки 4A100S4Y3 с планетарной передачей смешанного типа с передаточным отношением $U_{пл} = 10,6$ и с компенсирующей цилиндрической передачей с передаточным отношением $U_{4-5} = 3,0$.

2.1.2. Синтез зубчатых механизмов

Схема зубчатой передачи представлена на рис. 2.1. Ее основу составляет планетарный механизм с передаточным отношением $U_{пл} = 10,6$; передаточное отношение открытой зубчатой передачи $U_{4-5} = 3,0$.

Для проектирования планетарной передачи применим метод сомножителей [12, с. 425 – 427].

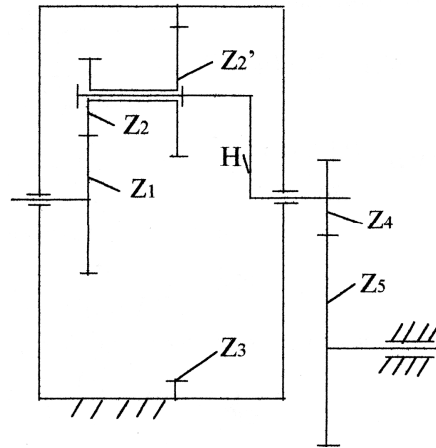


Рис. 2.1. Схема зубчатой передачи

Передаточное отношение обращенного механизма получаем из формулы

$$U_{1-3}^{(h)} = -\frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'} = 1 - U_{пл} = 1 - 10,6 = -9,6$$

Раскладываем на простые сомножители:

$$\frac{C_2 C_3}{C_1 C_2'} = 9,6 = \frac{96}{10} = \frac{6 \cdot 16}{2 \cdot 5} = \frac{12 \cdot 8}{10 \cdot 1} = \frac{4 \cdot 24}{1 \cdot 10} \quad \text{и т. д.}$$

По формулам 15, 20 [11] находим число зубьев для каждого варианта расположения:

- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1) $Z_1 = 2(16-5)\gamma = 22\gamma$; | $Z_2 = 6(16-5)\gamma = 66\gamma$; |
| $Z_2' = 5(2+6)\gamma = 40\gamma$; | $Z_3 = 16(2+6)\gamma = 128\gamma$; |
| 2) $Z_1 = 10(8-1)\gamma = 70\gamma$; | $Z_2 = 12(8-1)\gamma = 84\gamma$; |
| $Z_2' = 1(10+12)\gamma = 22\gamma$; | $Z_3 = 8(10+12)\gamma = 176\gamma$; |
| 3) $Z_1 = 1(24-10)\gamma = 14\gamma$; | $Z_2 = 4(24-10)\gamma = 56\gamma$; |
| $Z_2' = 10(4+1)\gamma = 50\gamma$; | $Z_3 = 24(4+1)\gamma = 120\gamma$. |

По [6, с. 110] принимаем стандартный модуль

$$m = 3,0 \text{ мм.}$$

Из рассмотренных вариантов наименьшими габаритами обладает 1-й вариант. При $\gamma=1$ он получает значения

$$Z_1 = 22; \quad Z_2 = 66; \quad Z'_2 = 40; \quad Z_3 = 128.$$

Из условия соседства получаем:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{Z_c^{\max} + 2ha^*}{Z_1 + Z_2} = \frac{66 + 2 \cdot 1,0}{22 + 66} = 0,773.$$

Определяем число сателлитов:

$$k < \frac{\pi}{\arcsin(0,773)} = 3,56.$$

Принимаем $k = 3$, проверяем условие сборки:

$$Ц = \frac{Z_1 \cdot U_{1-H}^{(3)}}{k} (1 + k\Pi),$$

где $Ц$ и Π – целые числа.

Подставляя значения Z_1 , k и $U_{1-H}^{(3)}$, получим

$$Ц = \frac{22 \cdot 10,6}{3} (1 + 3\Pi).$$

Это условие не удовлетворяется ни при каком целом Π .

Приняв $k = 2$, получаем

$$Ц = \frac{22 \cdot 10,6}{2} (1 + 2\Pi).$$

Это равенство удовлетворяется при $\Pi = 2$.

Проверяем передаточное отношение зубчатой передачи:

$$U_{пер} = U_{пл} \cdot U_{4-5} = \left(1 + \frac{66}{22} \cdot \frac{128}{40} \right) \cdot 3,0 = 10,6 \cdot 3,0 = 31,8.$$

Модуль зубчатых колес планетарного редуктора определяем по максимальному моменту, который имеет место на выходном валу – валу водила. Момент на этом валу:

$$M_n = \frac{N_{дв} \cdot \eta_{пл} \cdot U_{пл}}{\omega_{дв}} = \frac{2,6 \cdot 10^3 \cdot 0,94 \cdot 10,6}{150,3} = 172,36 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где средняя угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном.}}}{30} = \frac{\pi \cdot 1435}{30} = 150,3 \frac{\text{рад.}}{\text{с}}$$

Отсюда модуль получаем

$$m = \sqrt[3]{0,1M_H} = \sqrt[3]{0,1 \cdot 172,36} = 2,58 \text{ мм.}$$

Модуль зубчатых колес компенсирующей цилиндрической передачи рассчитываем по моменту на валу колеса Z_5 .

$$M_{Z5} = M_H \cdot U_{4-5} \cdot \eta_{3.n} = 172,36 \cdot 3,0 \cdot 0,97 = 501,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тогда

$$m = \sqrt[3]{0,1 \cdot 501,6} = 3,69 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль:

$$m_1 = 4,0 \text{ мм.}$$

Задаемся $Z_4 = 20$, находим

$$Z_5 = Z_4 \cdot U_{4-5} = 20 \cdot 3 = 60.$$

Определяем делительные диаметры колес:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм,}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 66 = 198 \text{ мм,}$$

$$d'_2 = m \cdot Z'_2 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм,}$$

$$d_3 = m \cdot Z_3 = 3 \cdot 128 = 384 \text{ мм,}$$

$$d_4 = m \cdot Z_4 = 4,0 \cdot 20 = 80 \text{ мм,}$$

$$d_5 = m \cdot Z_5 = 4,0 \cdot 60 = 240 \text{ мм.}$$

При этом диаметр водила

$$d_H > d_1 + 2 \frac{d_2}{2} = 66 + 198 = 264 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_H = 300 \text{ мм.}$

2.2. Выбор и синтез несущего механизма

Несущий механизм предназначен для преобразования вращательного движения, получаемого от электропривода, в требуемое возвратно-поступательное движение рабочего органа – пуансона. Поскольку этот механизм расположен в зоне больших нагрузок и малых скоростей, в его качестве используем рычажный механизм, имеющий, благодаря отсутствию высших кинематических пар, высокий уровень надежности и большие кинематические возможности.

Входными параметрами синтеза несущего рычажного механизма кривошипно-коленного пресса являются:

- $H_B = 0,1$ м – ход пуансона F ,
- $V_{cp}^{p.x} = 8,0 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$ – средняя скорость прямого (рабочего) хода пуансона F ,
- $T = \frac{4}{3}$ сек / деталь – продолжительность технологического цикла.

По этим параметрам находим:

- продолжительность прямого хода пуансона F :

$$t_{p.x} = \frac{H_F}{V_{cp}^{p.x}} = \frac{0,1}{8,0} \cdot 60 = 0,75 \text{ с};$$

- коэффициент производительности:

$$\eta^* = \frac{t_{p.x}}{T} = \frac{0,75 \cdot 3}{4} = 0,5625;$$

- угол рабочего хода:

$$\alpha_{p.x} = \eta^* \cdot 360 = 0,5625 \cdot 360 = 201,5^\circ;$$

- угол перекрытия:

$$\theta = \alpha_{p.x} - 180 = 201,5 - 180 = 21,5^\circ.$$

Зная угол перекрытия, по таблицам шарнирных четырехзвенных механизмов [8] подбираем оптимальный по углам давления четырехзвенник $OABC$ (рис. 1.1) со следующими входными параметрами:

- половина угла размаха коромысла BC $\psi = 14^\circ$;
- положение центра O вращения кривошипа AO на дуге единичного радиуса:

$$\varphi = \theta + n \cdot \Delta\varphi = 21,5 + 8 \cdot 3,4 = 49,7^\circ,$$

где $\Delta\varphi = 3,4^\circ$ – шаг расчетных точек на вероятностном интервале φ ;

$n = 8$ – порядковый номер точки.

Размеры шарнирного четырехзвенника $OABC$ в относительных единицах (за единицу принят радиус круга) уточняем по формулам [9]:

$$l_{OA}^* = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi}{2} = 2 \sin \frac{21,5^\circ}{2} \cos \frac{49,7^\circ}{2} = 0,339;$$

$$l_{AB}^* = 2 \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \cos \frac{21,5^\circ}{2} \sin \frac{49,7^\circ}{2} = 0,826;$$

$$P = \frac{\sin(\theta - \psi)}{\sin \psi} = \frac{\sin(21,5 - 14)^\circ}{\sin 14^\circ} = 0,540;$$

$$l_{BC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \cos \theta} = \sqrt{1 + 0,54^2 + 2 \cdot 0,540 \cos 21,5^\circ} = 1,515;$$

$$l_{OC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \cos \varphi} = \sqrt{1 + 0,54^2 + 2 \cdot 0,540 \cos 49,7^\circ} = 1,411;$$

$$A = \frac{l_{AB}^{*2} + l_{BC}^{*2} - l_{AO}^{*2} - l_{OC}^{*2}}{2 l_{AB}^* \cdot l_{BC}^*} = \frac{0,826^2 + 1,515^2 - 0,339^2 - 1,411^2}{2 \cdot 0,826 \cdot 1,515} = 0,348;$$

$$B = \frac{l_{AO}^* \cdot l_{OC}^*}{l_{AB}^* \cdot l_{BC}^*} = \frac{0,339 \cdot 1,411}{0,826 \cdot 1,515} = 0,382;$$

$$\gamma_{\max} = \arcsin(A + B) = \arcsin(0,348 + 0,382) = 46,9^\circ;$$

$$\gamma_{\min} = \arcsin(A - B) = \arcsin(0,348 - 0,382) = -1,95^\circ.$$

Далее рассмотрим присоединенный коромысло-ползунный механизм CDF , у которого коромысло CBD – треугольник с размерами $l_{CD} = l_{CB}$, ходом $H_F = 0,10$ м. При этом:

$H_B = 0,05$ м – ход под нагрузкой;

$\gamma_1 = \angle CDF = 5^\circ$ – угол давления в конце рабочего хода.

Запишем уравнения синтеза (рис. 2.2), полученные в [10]:

$$l_{FD} \sin \gamma = l_{CD} \sin(2\psi + \psi_1);$$

$$l_{FD} \sin \gamma_1 = l_{CD} \sin \psi_1;$$

$$l_{FD} \cos \gamma_1 + l_{CD} \cos \psi_1 - l_{FD} \cos \gamma - l_{CD} \cos(2\psi + \psi_1) = H_F.$$

Поделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_1} = \frac{\sin(2\psi + \psi_1)}{\sin \psi_1},$$

где $\psi = 14^\circ$;

$$\gamma = [\gamma],$$

где $[\gamma] = 28^\circ$ – допускаемый угол давления для поступательной низшей кинематической пары [3].

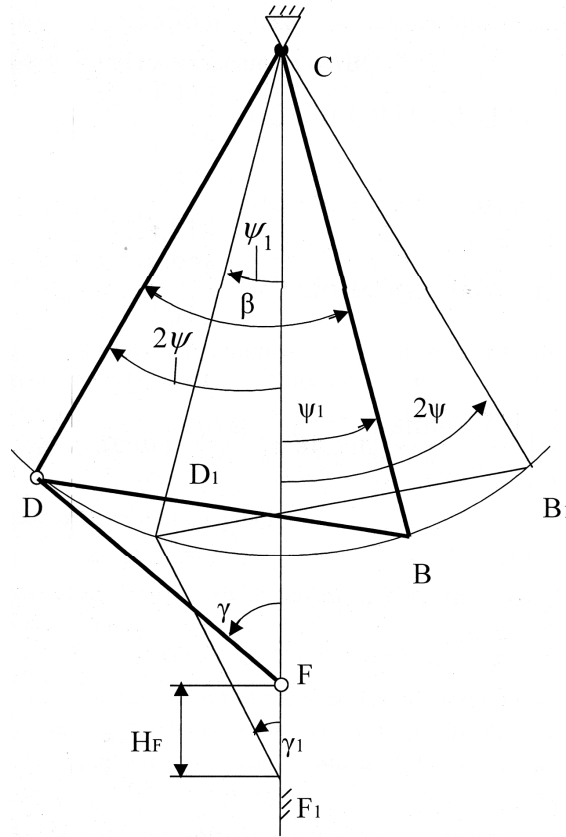


Рис. 2.2. Присоединенный кривошипно-ползунный механизм в двух крайних положениях

Полученное уравнение представляем в виде [10]:

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{\sin 2\psi}{\frac{\sin[\gamma] - \cos 2\psi}{\sin \gamma_1}},$$

откуда после подстановки чисел получим

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{\sin 28^\circ}{\frac{\sin 28^\circ - \cos 28^\circ}{\sin 5^\circ}} = 0,104,$$

$$\psi_1 = 5,95^\circ.$$

Из последних двух уравнений теперь можем получить размеры

$$l_{CD} = 0,3336 \text{ м}; \quad l_{FD} = 0,3968 \text{ м};$$

из рис. 2.2 находим

$$\angle BCD = \delta = 2(\psi + \psi_1) = 2(14 + 5,95) = 39,9^\circ.$$

Учитывая, что, согласно описанию прототипа, должно быть $l_{BC} = l_{CD} = 0,3336$ м, находим абсолютные размеры остальных звеньев шарнирного четырехзвенника $OABC$:

$$l_{OC} = l_{CD} \frac{1,411}{1,515} = 0,3336 \cdot 0,931 = 0,311 \text{ м};$$

$$l_{OA} = l_{CD} \frac{0,339}{1,515} = 0,3336 \cdot 0,224 = 0,075 \text{ м};$$

$$l_{AB} = l_{CD} \frac{0,826}{1,515} = 0,3336 \cdot 0,545 = 0,182 \text{ м}.$$

Угол стойки OC шарнирного четырехзвенника $OABC$ с η – биссектрисой угла размаха коромысла BC – находим по формуле

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{l_{OC}^*}\right) = \arcsin\left(\frac{\sin(49,7^\circ)}{1,411}\right) = 32,7^\circ;$$

с направляющей ползуна F

$$\alpha = \angle OCF = \beta + \psi_1 + \psi = 32,7 + 5,95 + 14 = 52,75^\circ.$$

Полученные размеры используем при построении плана положений несущего механизма (прил. 2).

План положений строим в масштабе $\mu_e = 0,001$ м / мм (1 м в 1 мм чертежа), используя метод засечек. Задачи построения:

1. Проверить результаты синтеза, т. е. заданный ход H_F , полученные значения угла перекрытия θ , угла размаха 2ψ , углов давления $\gamma_{1\max}$, $\gamma_{2\max}$, γ_1 , $[\gamma]$, и др.

2. Построить циклограмму работы пресса, назначить фазовые углы кулачкового механизма управления движением механизма подачи заготовок.

3. Выбрать расчетные положения пресса для проведения исследований внутри технологического цикла обработки изделий.

2.3. Синтез механизма подачи заготовок

Механизм подачи заготовок пресса-прототипа (рис. 1.1) принимаем за основу. В его состав включаем кулачковый механизм с коромысловым толкателем и присоединенный коромыслово-ползунный механизм, причем коромысла этих механизмов сблокированы друг с другом.

2.3.1. Синтез кулачкового механизма

Согласно описанию прототипа, механизм подачи осуществляет подачу заготовки в рабочую зону на холостом ходу пресса, когда пуансон покидает матрицу. Задавая ход ведомого ползуна M ($h = 65$ мм), подачу можем осуществить до указанного момента, т. е., согласно циклограмме, за 70° поворота главного вала до окончания холостого хода. Поскольку подача заготовки осуществляется за счет движения толкателя кулачкового механизма на фазе удаления, получаем фазовый угол удаления кулачкового механизма $\varphi_y = 70^\circ$.

За фазовым углом удаления следует угол дальнего выстоя $\varphi_{д.в}$.

Чтобы разделить фазы удаления и возвращения, учитывая, что толкатель механизма подачи не попадает в рабочую зону пуансона, а только подходит к ней, назначаем $\varphi_{д.в} = 20^\circ$ и принимаем фазовый угол возвращения $\varphi_в = \varphi_y = 70^\circ$.

Таким образом, фазовый угол ближнего выстоя получается равным

$$\varphi_{б.в} = 360 - 70 - 20 - 70 = 200^\circ.$$

Задаем длину коромысла $l_{кор} = 0,18$ м и угол его размаха $\psi = 18^\circ$.

В соответствии с описанием прототипа принимаем параболический закон движения коромысла на фазе удаления и на фазе возвращения (рис. 2.3).

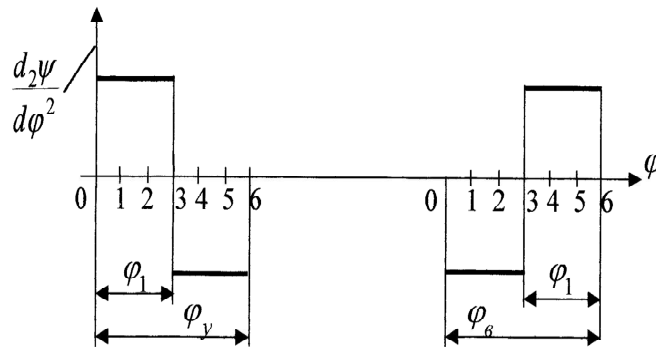


Рис. 2.3. Закон движения коромысла кулачкового механизма

Для принятого закона из табл. 2.1 [10] выписываем расчетные формулы для фазы удаления:

$$\psi_i = 2\psi(\varphi/\varphi_y)^2 \quad \text{при } 0 < \varphi < \varphi_1;$$

$$\psi_i = \psi(1 - 2(1 - \varphi/\varphi_y))^2 \quad \text{при } \varphi_1 < \varphi - \varphi_y;$$

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = 2\psi \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right) \frac{1}{\varphi_1} \quad \text{при } \varphi < \varphi < \varphi_1;$$

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = 2\psi \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_y}\right) \frac{1}{\varphi_1} \quad \text{при } \varphi_1 < \varphi < \varphi_y;$$

$$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = 2\psi \frac{2}{\varphi_y^2} \quad \text{при } 0 < \varphi < \varphi_y;$$

$$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = -2\psi \frac{2}{\varphi_y^2} \quad \text{при } \varphi_1 < \varphi < \varphi_y.$$

Результаты расчетов по этим формулам вносим в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Изменение закона движения кулачкового механизма
подачи заготовки

$\frac{\varphi}{\varphi_y}$	Фаза удаления				Фаза возвращения			
	ψ°	$\frac{d\psi}{d\varphi}$	$\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_{(M)}$	$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$	ψ°	$\frac{d\psi}{d\varphi}$	$\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_{(M)}$	$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$
0	0	0	0	-0,842	18,0	0	0	0,842
1/6	1,0	-0,171	0,0309	-0,842	17,0	0,171	-0,0309	0,842
2/6	4,0	-0,342	0,0618	-0,842	14,0	0,342	-0,0618	0,842
3/6	9,0	-0,514	0,0926	$\pm 0,842$	9,0	0,514	-0,0926	$\pm 0,842$
4/6	14,0	-0,342	0,0618	0,842	4,0	0,342	-0,0618	-0,842
5/6	17,0	-0,171	0,0309	0,842	1,0	0,171	-0,0309	-0,842
6/6	18,0	0	0	0,842	0	0	0	-0,842

где $S = \psi \cdot l_{кор}$;

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot l_{кор};$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cdot l_{кор}.$$

Задачу определения минимального радиуса и профилирования кулачка методом обращения движения решаем графически в следующем порядке.

1) Произвольно выбираем центр O_2 вращения коромысла O_1O_2 и откладываем от горизонтали угол $\pm \frac{\Psi}{2} = 9^\circ$; задаемся масштабом

$$\mu_e = \mu \frac{ds}{d\varphi} = 0,002 \text{ м/мм};$$

$\rho_{\min} = 80$ мм – минимальный радиус центрального профиля кулачка.

2) Разбиваем построенный угол ψ в соответствии с табл. 2.3 (6 частей на фазе удаления и 6 частей на фазе возвращения). Проводим лучи и дугу радиусом, равным длине коромысла, т. е.

$$O_1O_2 = \frac{l_{кор}}{\mu_e} = \frac{0,18}{0,002} = 90 \text{ мм.}$$

3) На лучах в масштабе

$$\mu \frac{ds}{d\varphi} = \mu_e = 0,002 \text{ м / мм}$$

откладываем от дуги отрезки, равные $\frac{ds}{d\varphi}$. Поскольку кулачковый механизм имеет силовое замыкание, отрезки $\frac{ds}{d\varphi}$ откладываем лишь для фазы

удаления. Направление отрезков определяем по следующему правилу: векторы скоростей конца коромысла на фазе удаления поворачиваем на 90° в направлении угловой скорости кулачка. В результате получаем диаграмму

$$S - S \left(\frac{ds}{d\varphi} \right),$$

где S – дуговое перемещение конца коромыслового толкателя.

4) Для определения допустимой области определения центра O вращения кулачка проводим хорду дуги S , а к диаграмме $S - S \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ – две касательные, составляющие с хордой допустимые углы давления. Для вращательной кинематической пары O_2 $\gamma_{\max} = 45^\circ$ [6]. Заштрихованная на чертеже область является областью выбора центра вращения кулачка O .

Выбираем положение центра O , определяем межосевое расстояние

$$l_{002} = OO_2 \cdot \mu_e = 110 \cdot 0,002 = 0,22 \text{ м;}$$

радиус основной шайбы

$$l_{001} = R_0 = 57,5 \cdot 0,002 = 0,115 \text{ м;}$$

транспортиром замеряем минимальный угол наклона коромысла O_1O_2 к стойке OO_2 : $\psi_0 = 32^\circ$.

5) Строим центральный профиль кулачка по методу обращения движения.

б) Выбираем радиус ролика из соотношений

$$r_p = 0,45 \cdot R_0 = 0,45 \cdot 115 \approx 52 \text{ мм} = 0,052 \text{ м};$$

$$r_p = 0,8 \cdot \rho_{\min} = 0,8 \cdot 80 = 64 \text{ мм} = 0,064 \text{ м}.$$

Принимаем $r_p = 0,052 \text{ м}$ и строим рабочий профиль кулачка как эквидистанту к теоретическому профилю.

2.3.2. Проектирование присоединенного коромыслово-ползунного механизма подачи. Определение угла установки кулачка

На плане положений несущего механизма из центра вращения кривошипа OA проводим две окружности радиусом $R_0 = 57 \text{ мм}$ (минимальный радиус кулачка) и радиусом $l_{002} = 0,22 \text{ м}$. Первая окружность является опорной окружностью центра ролика, последняя – геометрическим местом возможного расположения центра вращения коромысла.

Далее в рабочей зоне пунсона размещаем направляющую толкателя механизма подачи, намечаем два крайних положения M_1 и M_2 этого толкателя на удалении хода $h = 0,065 \text{ м}$, который выбираем по прил. 2.

Полагая, что угол давления на толкатель в начале и конце хода будет одинаковым (задаем $\gamma = 15^\circ$), находим в равнобедренном треугольнике $\Delta O_2 K_1 K_2$ с углом при вершине $\psi = 18^\circ$ (угол качания коромысла $O_1 O_2$) основание $l_{K_1 K_2} = h = 0,065 \text{ м}$ и сторону

$$l_{O_2 K} = \frac{h}{2 \sin \frac{\psi}{2}} = \frac{0,065}{2 \sin \left(\frac{18}{2} \right)} = 0,207 \text{ м}.$$

Делаем засечку радиусом $l_{O_2 K}$ на дуге, представляющей возможное расположение центров O_2 . Соединив точки O и O_2 , получаем линию межосевого расстояния OO_2 . Центр вращения ролика O_1 получаем на луче, проведенном из центра O_2 к линии межосевого расстояния под начальным углом $\psi_0 = 32^\circ$.

Из чертежа замером находим угол установки кулачка относительно кривошипа OA :

$$\alpha_0 = \angle O_1 O A_7 = 195^\circ$$

и угол установки кулачкового и коромыслово-ползунного механизмов (угол излома рычага $O_1 O_2 K$):

$$\beta_1 = 124^\circ.$$

2.4. Динамический синтез кривошипно-коленного пресса

Динамический синтез пресса проводим с целью повышения его общего КПД путем нормализации теплового излучения обмоток приводного электродвигателя за счет равномерности вращения внутри цикла.

Задачу решаем путем подбора и перераспределения масс звеньев, введения при необходимости дополнительной маховой массы в виде махового колеса с постоянным моментом инерции.

Предварительно производим учет инертных свойств звеньев, уже задействованных в рассматриваемом прессе механизмов.

2.4.1. Расчет масс и моментов инерции звеньев механизмов

Инертные свойства звеньев характеризуются показателями массы при поступательном движении и момента инерции при вращательном движении.

В первом приближении можем принять, что по длине рычагов массы распределены равномерно; интенсивность распределения $q = 30$ кг / м [7, с. 240]; зубчатые колеса – сплошные диски с шириной b_K , зависящей от межосевого расстояния a_n :

$$b_K = a_n \cdot \psi_a,$$

где $\psi_a = 0,2 - 0,5$ – коэффициент ширины зуба [6, с. 180].

Центры масс рычагов располагаются по их серединам; массы определяем по формуле

$$m_i = q \cdot l_i,$$

моменты инерции звеньев относительно их центров масс находим [11]:

$$J_{si} = \frac{1}{12} m_i \cdot l_i^2;$$

моменты инерции относительно оси вращения для вращающихся масс:

$$J_{oi} = \frac{1}{3} m_i \cdot l_i^2.$$

Массы зубчатых колес определяем через делительные диаметры и межосевые расстояния по формуле:

$$m_j = \frac{\pi d^2}{4} \cdot a_n \cdot \psi_a \cdot \rho,$$

которая при плотности материала $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ (сталь, чугун) и принятом $\psi_a = 0,25$ для облегчения вычислений предварительно должна быть приведена к виду

$$m_j = 1,53 \cdot 10^3 \cdot a_n \cdot d^2.$$

Моменты инерции колес относительно оси вращения определяем через их массу и делительный диаметр как для однородных дисков:

$$J_{si} = \frac{m_j d^2}{8}.$$

Результаты расчетов вносим в табл. 2.6.

Оценку динамических характеристик прочих деталей пресса производим следующим образом.

1) Массу пуансона F вместе с перемещающим его ползуном приблизительно оцениваем

$$m_5 = 3m_4 = 3 \cdot 11,91 \approx 36 \text{ кг}.$$

2) Ориентировочная масса ползуна M (толкателя механизма подачи) составляет

$$m_8 = 3m_7 = 3 \cdot 3,9 = 11,7 \text{ кг}.$$

3) Массу водила H планетарного механизма оцениваем как массу рычага длиной $l_H = 0,3 \text{ м}$.

4) Массу кулачка оцениваем по среднему диаметру

$$d_{cpk} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} + R_{\min} = (0,11 + 0,064) \cdot 0,5 + 0,064 = 0,151 \text{ м}.$$

При ширине $b_k = 0,2d_{cpk} = 0,2 \cdot 0,151 = 0,0302 \text{ м}$ получаем массу кулачка

$$m_k = \frac{\pi \cdot d_{cpk}^2}{4} \cdot b_k \cdot \rho = \frac{\pi}{4} \cdot 0,151^2 \cdot 0,2 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 4,9 \text{ кг};$$

момент инерции рассчитываем

$$J_k = \frac{m_k \cdot d_{cpk}^2}{8} = \frac{4,9 \cdot 0,151^2}{8} = 1,395 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таблица 2.4

Инертные характеристики звеньев кривошипно-коленного пресса

Наименование звена	Обозначение звена	Наименование параметра и его обозначение			
		Диаметр колеса, длина рычага (м)	Масса звена (кг)	Момент инерции (кг·м ²) относительно	
				центра масс	оси вращения
Рычаг (рис. 2.2)	<i>OA</i>	$l_{OA} = 0,075$	$m_1 = 2,25$	$J_{S1} = 1,05 \cdot 10^{-3}$	$J_{O1} = 4,2 \cdot 10^{-3}$
	<i>AB</i>	$l_{AB} = 0,182$	$m_2 = 5,46$	$J_{S2} = 1,51 \cdot 10^{-2}$	–
	<i>BCD</i>	$l_{BC} = 0,3336$	$m_3 = 16,7$		$J_{c3} = 0,821$
	<i>DF</i>	$l_{FD} = 0,397$	$m_4 = 11,9$	$J_{S4} = 0,156$	
	$O_1 O_2 K$	$l_{O_1 O_2 K} = 0,4$	$m_6 = 12,0$	–	$J_{O2} = 0,165$
	<i>KM</i>	$l_{KM} = 0,13$	$m_7 = 3,9$	$J_{S7} = 5,49 \cdot 10^{-3}$	
Ползун (рис. 1.1)	<i>F</i>	–	$m_5 = 36,0$		
	<i>M</i>	–	$m_8 = 11,7$		
Колеса зубчатые (рис. 2.1)	<i>Z₁</i>	$d_1 = 0,066$	$m_{Z1} = 1,76$	$J_{Z1} = 5,445 \cdot 10^{-4}$	–/–
	<i>Z₂</i>	$d_2 = 0,198$	$m_{Z2} = 15,84$	$J_{Z2} = 7,76 \cdot 10^{-2}$	–/–
	<i>Z₂¹</i>	$d_2^1 = 0,120$	$m_{Z2}^1 = 5,82$	$J_{Z2}^1 = 1,05 \cdot 10^{-2}$	–/–
	<i>Z₄</i>	$d_4 = 0,080$	$m_{Z4} = 3,13$	$J_{Z4} = 2,5 \cdot 10^{-3}$	–/–
	<i>Z₅</i>	$d_5 = 0,240$	$m_{Z5} = 28,2$	$J_{Z5} = 2,03 \cdot 10^{-1}$	–/–
Водило (рис. 2.1)	<i>H</i>	$l_H = 0,30$	$m_H = 9,0$	$J_H = 6,75 \cdot 10^{-2}$	–/–
Кулачок (рис. 5.1)		$d_{кор} = 0,15$	$m_k = 4,9$	$J_k = 1,395 \cdot 10^{-2}$	–/–
Ротор электродвигателя	<i>P</i>		$m_{\partial в} = 36$	$J_p = 4,34 \cdot 10^{-3}$	–/–

5) Массу коромысла BCD вычисляем как массу однородного сплошного треугольника с углом при вершине $\angle BCD = 39,9^\circ$, со стороной

$$l_{BC} = l_{CD} = 0,312 \text{ м}$$

и с толщиной

$$b = 0,2 \cdot l_{BC} = 0,2 \cdot 0,312 \approx 0,06 \text{ м.}$$

Массу рычага BCD рассчитываем

$$m_3 = \frac{1}{2} l_{BC}^2 \cdot \sin \angle BCD \cdot b \cdot \rho = \frac{1}{2} 0,3336^2 \cdot \sin 39,9^\circ \cdot 0,06 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 16,7 \text{ кг.}$$

Момент инерции треугольника относительно его вершины:

$$J_{C3} = m_3 \cdot \frac{h^2}{2} = m_3 \cdot \frac{\left(l_{BC} \cdot \cos \left(\frac{39,9^\circ}{2} \right) \right)^2}{2} = 8,21 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $h_1 = l_{BC} \cdot \cos \left(\frac{39,9^\circ}{2} \right)$ – высота треугольника BCD .

6. Момент инерции ротора электродвигателя определяем по его маховому моменту (табл. 2.1):

$$m_p D_p^2 = 3,47 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

получаем:

$$J_p = \frac{m_p D_p^2}{8} = \frac{3,47 \cdot 10^{-2}}{8} = 4,34 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7. Динамическими характеристиками остальных подвижных звеньев – валов, ролика кулачкового механизма и др. – из-за малого их влияния на общую инертность пресса пренебрегаем.

Полученные в п.п. 1 – 6 данные вносим в табл. 2.4. и используем для вычисления обобщенных динамических характеристик механизмов пресса.

2.4.2. Расчет приведенных моментов инерции

Инертные свойства машин и механизмов характеризуют приведенной массой либо приведенным моментом инерции подвижных звеньев в зависимости от того, линейным или угловым является перемещение звена приведения.

Приведенный к звену момент инерции масс связанных с ним звеньев вычисляем как сумму произведений масс этих звеньев и их моментов инерции на квадраты передаточных функций от этих звеньев к звену приведения.

Приведенный момент инерции масс механизма приводим к главному валу машины путем умножения величины этого момента инерции на квадрат передаточной функции от звена, к которому он приведен, к главному валу машины.

Таким образом, приведенный к валу кривошипа OA (рис. 1.1, 1.2) и принимаемый за главный момент инерции масс звеньев станка можем представить как сумму приведенных моментов инерции следующих механизмов, узлов и деталей.

1) Ротор приводного электродвигателя:

$$J_{p.np} = J_p \cdot u_{пер}^2 = 4,34 \cdot 10^{-3} \cdot 31,8^2 = 4,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

2) Зубчатая передача:

$$J_{пер.np} = J_{пл(н)} \cdot u_{4-5}^2 + J_{Z4} \cdot u_{4-5}^2 + J_{Z5},$$

где $J_{пл(н)}$ – приведенный к валу водила H момент инерции планетарного механизма зубчатой передачи.

Величину $J_{пл(н)}$ вычисляем, пользуясь данными рис. 2.4.

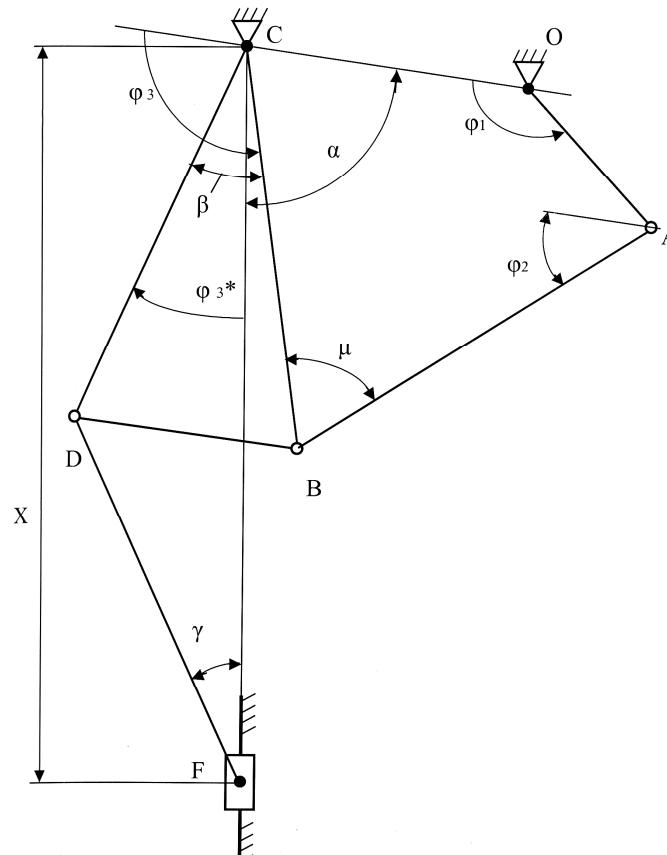


Рис. 2.4. Кинематическая схема планетарного механизма

$$J_{нл.(н)} = J_n + J_{Z_1} \cdot u_{нл}^2 + \kappa \left[\left(m_{Z_2} + m'_{Z_2} \right) \cdot \left(\frac{V_{01}}{\omega_n} \right)^2 + \left(J_{Z_2} + J'_{Z_2} \right) \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_n} \right)^2 \right],$$

где $k = 2$ – число сателлитных блоков.

Передаточные функции находим из известных теорем кинематики:

$$\frac{V_{01}}{\omega_n} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,066 + 0,198}{2} = 0,132 \text{ м};$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_n} = \frac{1}{\omega_n} \cdot \left(\frac{2V_{01}}{d_2'} \right) = \frac{V_{01}}{\omega_n} \cdot \frac{2}{d_2'} = \frac{d_1 + d_2}{d_2'} = 2,2;$$

$$u_{нл} = 10,6.$$

Остальные данные берем из табл. 2.4.

Получаем:

$$J_{нл.(н)} = 6,75 \cdot 10^{-2} + 5,445 \cdot 10^{-4} \cdot 10,6^2 + \\ + 2 \left[(15,84 + 5,82) \cdot 0,132^2 + (7,76 \cdot 10^{-2} + 1,05 \cdot 10^{-2}) \cdot 2,2^2 \right] = 1,736 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При этом

$$J_{пер.пр} = (1,736 + 2,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 3,0^2 + 0,203 = 15,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3) Приведенный к главному валу пресса (валу кулачка) момент инерции механизма подачи заготовок влияет на движение главного вала лишь на фазе удаления в кулачковом механизме, т. е. в периоды перемещения ползуна M в прямом направлении (перемещение в обратном направлении осуществляет пружина).

Поскольку на концах фазы удаления (положения главного вала 7 и 9) передаточная функция $\frac{d\psi}{d\phi}$ обращается в нуль, то и значения приведенного

момента инерции оказываются равными нулю.

Максимальное значение момента инерции масс звеньев механизма оказывается посередине фазы удаления, т. е. в 8-м положении главного вала. Для этого положения пресса имеем:

$$J_{м.п.пр} = J_k + J_{02} \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)_{\max}^2 + \\ + \left(m_7 \left(\frac{V_{S7}}{\omega_6} \right)^2 + J_{S7} \left(\frac{\omega_7}{\omega_6} \right)^2 + m_8 \left(\frac{V_{S8}}{\omega_6} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)_{\max}^2,$$

где $\left(\frac{d\psi}{d\phi}\right)_{\max} = 0,514$ (табл. 2.3), а передаточная функция в присоединенном коромыслово-ползунном четырехзвеннике O_2KM в рассматриваемом его положении, когда коромысло O_2K перпендикулярно направляющей ползуна M , составляет $\frac{\omega_7}{\omega_6} = 0$, поскольку МЦС звена KM находится в бесконечности, и это звено совершает мгновенное поступательное движение.

По этой причине

$$V_{S8} = V_{S7} = \omega_6 \cdot l_{O2K};$$

и передаточные функции

$$\frac{V_{S8}}{\omega_6} = \frac{V_{S7}}{\omega_6} = l_{O2K}.$$

С учетом этих данных в рассматриваемом положении пресса получаем:

$$\begin{aligned} J_{м.н.пр} &= J_k + \left(J_{O2} + (m_7 + m_8) l_{O2K}^2 \right) \left(\frac{d\psi}{d\phi_{\max}} \right)^2 = \\ &= 1,395 \cdot 10^{-2} + \left(0,165 + (3,9 + 11,7) \cdot 0,22^2 \right) \cdot 0,514^2 = 0,257 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

4) Приведенный к главному валу пресса (валу кривошипа AO) момент инерции масс звеньев несущего рычажного шестизвенного механизма:

$$\begin{aligned} J_{нес.пр.} &= J_{O1} + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{C3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \\ &+ \left(J_{S4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_3} \right)^2 + m_4 \left(\frac{V_{S4}}{\omega_3} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{S5}}{\omega_3} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2. \end{aligned}$$

Используя данные [12], составим алгоритм вычисления передаточных функций.

В четырехзвенном шарнирном контуре $OABC$ (рис. 2.5)

$$\begin{aligned} l_{AC} &= \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OA}l_{OC} \cos \varphi_1}; \\ \mu &= \arccos \cdot \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{AC}^2}{2l_{AB} \cdot l_{BC}} = A + B \cdot \cos \varphi, \end{aligned}$$

где $A = 0,348$; $B = 0,382$ – значения постоянных A и B , вычисленные при синтезе механизма.

Далее получаем:

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{l_{OA}}{l_{AC}} \sin \varphi_1\right) + \arccos\left(\frac{l_{AB}}{l_{AC}} \sin \mu\right);$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu;$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{l_{AO}}{l_{AB}} \cdot \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin \mu};$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{l_{OA}}{\sin \mu} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_{BC}};$$

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = l_{AB} \sqrt{\left(\frac{l_{OA}}{l_{AB}}\right)^2 + \left(0,5 \frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + \left(\frac{l_{OA}}{l_{AB}}\right) \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}.$$

В присоединенном шатунно-ползунном механизме CDF :

$$\varphi_3^* = 180^\circ - \varphi_3 + \delta - \alpha = (180 - \alpha + \delta) - \varphi_3 = \varepsilon - \varphi_3,$$

где $\alpha = 52,75^\circ$ – угол установки шарнирного четырехзвенника $OABC$ в системе стойки шатунно-ползунного механизма CDF ;

$\delta = 39,9^\circ$ – угол при вершине O_2 треугольного коромысла CBD ,

$$\varepsilon = 180 - \alpha + \delta = 180 - 52,75 + 39,9 = 167,15^\circ;$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{l_{DC}}{l_{DF}} \sin \varphi_3^*\right);$$

$$X_D = \left(\frac{l_{DC}}{l_{DF}} \cos \varphi_3^* + \cos \gamma\right) l_{DF};$$

$$\frac{\omega_4}{\omega_3} = -\frac{l_{DC}}{l_{DF}} \cdot \frac{\cos \varphi_3^*}{\cos \gamma};$$

$$\frac{V_{S_4}}{\omega_3} = l_{DF} \sqrt{\left(\frac{l_{DC}}{l_{DF}}\right)^2 + \left(0,5 \frac{\omega_4}{\omega_3}\right)^2 + \left(\frac{l_{DC}}{l_{DF}}\right) \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_3}\right) \cos(\varphi_3^* + \gamma)};$$

$$\frac{V_F}{\omega_3} = \frac{l_{DC} \sin(\varphi_3^* + \gamma)}{\cos \gamma}.$$

Замерив по чертежу значения угла φ_1° , кривошипа OA со стойкой OC , по приведенным формулам для шарнирного четырехзвенника и шатунно-ползунного механизмов находим положения остальных звеньев несущего механизма, а также их передаточные функции. Результаты замеров и расчетов вносим в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Кинематические характеристики несущего механизма прессы

№ положения механизма	Φ_1°	В шарнирном четырехзвеннике					В шатунно-ползунном механизме					
		Φ_3°	μ°	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	$\frac{V_{S2}}{\omega_1}$	$\frac{\omega_3}{\omega_1}$	Φ_3^*	γ°	X (м)	$\frac{\omega_4}{\omega_3}$	$\frac{V_{S4}}{\omega_3}$, (м)	$\frac{V_E}{\omega_3}$ (м)
0	70	133,23	61,76	-0,418	0,037	-0,007	33,91	27,96	0,628	-0,786	0,294	0,333
1	139	143,14	87,11	-0,030	0,075	0,223	24,01	20,00	0,678	-0,817	0,244	0,247
2	149	145,38	89,37	-0,026	0,075	0,225	21,77	18,16	0,678	-0,821	0,233	0,225
3	159	147,61	91,06	0,081	0,074	0,219	19,54	16,32	0,695	-0,825	0,223	0,204
4	180	151,98	92,53	0,194	0,068	0,194	15,17	12,70	0,709	-0,831	0,203	0,160
5	192	154,18	92,05	0,253	0,063	0,173	12,97	10,78	0,715	-0,834	0,194	0,137
6	231	159,37	84,33	0,393	0,045	0,092	7,78	6,53	0,725	-0,838	0,177	0,083
7	271,5	161,31	69,43	0,413	0,037	0,016	5,84	4,90	0,727	-0,839	0,172	0,062
8	313	158,91	52,83	0,226	0,057	-0,128	8,24	6,92	0,724	-0,837	0,178	0,088
9	360	148,16	43,39	-0,316	0,087	-0,316	18,99	15,87	0,697	-0,826	0,220	0,198
10	32	138,34	48,08	-0,531	0,064	-0,257	26,00	21,61	0,669	-0,812	0,254	0,265
0	70	133,23	61,76	-0,418	0,037	-0,007	33,91	27,96	0,628	-0,786	0,294	0,333

Данные табл. 2.5 используем для определения приведенных моментов инерции масс подвижных звеньев несущего рычажного механизма пресса. Результаты вносим в табл. 2.6.

В табл. 2.6 помещаем также сведения об изменении моментов инерции масс звеньев прочих механизмов кривошипно-коленного пресса – зубчатой передачи, механизма привода толкателя питателя, ротора приводного электродвигателя, сведения об изменении работ движущих и полезных сил и о приращениях кинетической энергии

$$\Delta T_i = A_{\partial в. i} - A_{н. с. i}.$$

Таблица 2.6

Энергомассовые характеристики пресса

Положение кривошипа OA	Значение обобщенной координаты φ_{10°	Работа сил (кДж)		Приращения кинетической энергии ΔT_i (кДж)	Момент инерции, приведенный к валу кривошипа AO (кг·м ²)				Приращения момента инерции ΔJ_i (кг·м ²)
		движущих $A_{\partial в}(\varphi)$	сопротивлений $A_c(H)$		$J_{р. пр}$	$J_{пер. пр}$	$J_{м. л. пр}$	$J_{нес. пр}$	
0	0	0	0	0	4,4	15,85	0	0,0146	0,0146
1	69	0,414	0	0,414	4,4	15,85	0	0,2254	0,2254
2	79	0,474	0,27	0,204	4,4	15,85	0	0,2068	0,2068
3	89	0,534	0,84	-0,306	4,4	15,85	0	0,1789	0,1789
4	110	0,660	1,41	-0,750	4,4	15,85	0	0,1181	0,1181
5	122	0,732	1,92	-1,188	4,4	15,85	0	0,0883	0,0883
6	161	0,966	2,159	-1,193	4,4	15,85	0	0,0307	0,0307
7	201,5	1,209	2,16	-0,951	4,4	15,85	0	0,0146	0,0146
8	243	1,458	2,16	-0,702	4,4	15,85	0	0,0487	0,0487
9	290	1,740	2,16	-0,420	4,4	15,85	0	0,3381	0,3381
10	322	1,932	2,16	-0,228	4,4	15,85	0,257	0,3095	0,5665
0	360	2,16	2,16	0	4,4	15,85	0	0,0146	0,0146

Графики работ $A_{н. с.}(S)$ и $A_{\partial в}(\varphi)$ получены путем интегрирования графиков полезных и движущих сил $P_D(S)$ и $M_{\partial в}(\varphi)$ в пределах одного полного цикла установившегося движения пресса.

Предполагаем, что при допустимых изменениях угловой скорости главного вала внутри цикла установившегося движения момент приводного асинхронного электродвигателя будет практически постоянным, а работы полезных и движущих сил в конце цикла одинаковы:

$$A_{н.с.ц} = A_{дв.ц} = 2,16 \text{ кДж} .$$

Полученная при этом пропорциональная зависимость $A_{дв.}(\varphi_{10})$, где φ_{10} – обобщенная координата, замеренная от начального (нулевого) положения кривошипа OA , соответствующего началу рабочего хода пуансона F , которая позволяет вычислить текущие значения работ движущих сил $A_{дв.i}$:

$$A_{дв.i} = A_{дв.ц} \frac{\varphi_{10i}^{\circ}}{360^{\circ}} ,$$

где в свою очередь из табл. 2.5, 2.6 получаем значения:

$$\varphi_{10i}^{\circ} = \varphi_1^{\circ} - 70^{\circ} .$$

Данные табл. 2.6 в дальнейшем используем для решения задачи определения маховых масс автомата, которыми необходимо дополнить уже имеющиеся массы механизмов, чтобы процесс высадки деталей был динамически устойчивым и протекал в нужном ритме.

5) Необходимость в дополнительной маховой массе может быть установлена с помощью диаграммы энергомасс, построенной таким образом, что коэффициент неравномерности хода главного вала δ будет соответствовать его рекомендуемому значению [3, табл. 5.12], выработанному практикой для определенного класса машин. Для кузнечно-прессового оборудования в указанной таблице находим

$$\delta = \frac{1}{30} .$$

Задачу построения указанной диаграммы решаем в два этапа: сначала в подходящих осях устанавливаем ее общий вид, затем находим оси, в которых эта диаграмма соответствует рекомендуемой величине коэффициента δ .

Известно, что вид графика определяют либо абсолютными координатами точек, либо приращениями этих координат. Поэтому текущие значения кинетической энергии масс звеньев пресса и приведенных моментов инерции этих масс представим в виде сумм искомых констант и известных их приращений:

$$T = T_0 + \Delta T ,$$

$$I_{np} = I_{np.0} + \Delta I_{np},$$

где ΔI_{np} – неизвестный запас кинетической энергии пресса, обеспечивающий динамическую устойчивость его работы;

$I_{np.0}$ – приведенный момент инерции пресса, отнесенный к неизменяемой его части – механизмам с неизменяемой геометрией, например, зубчатые механизмы, отдельные звенья, ротор электродвигателя и т. п.

В рассматриваемом случае

$$I_{np.0} = I_{p.np} + I_{нер.np} + I_{мах},$$

где $I_{мах}$ – приведенный момент инерции искомой дополнительной маховой массы махового колеса, который, возможно, придется ввести для повышения равномерности вращения кривошипа OA и, следовательно, ротора электродвигателя,

$I_{p.np} = 4,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_{нер.np} = 15,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – известные составляющие постоянной части приведенного момента инерции (табл. 2.6).

Приращения для одного полного цикла установившегося движения кривошипно-коленного пресса помещены в табл. 2.6.

$$\Delta T = A_{дв} - A_{н.с};$$

$$\Delta I_{np} = I_{нес.np} + I_{м.н.np}.$$

В осях приращений $\Delta T - \Delta I$ (прил. 2) с масштабами по осям энергии

$$\mu_T = 10 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$$

и приведенного момента инерции

$$\mu_J = 5,0 \cdot 10^{-2} \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$$

определяем форму диаграммы энергомакс за цикл установившегося движения.

Чтобы найти оси этой диаграммы – T и I_{np} (рис. 2.6) – вычисляем углы наклона касательных к ней Ψ_{\min} и Ψ_{\max} , которые, как известно из [6], должны пересечься в начале координат $T - I_{np}$.

Имеем:

$$\text{tg} \Psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1-\delta) \omega_{cp}^2 = \frac{5,0 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10} \left(1 - \frac{1}{30}\right) \cdot 4,7^2 = 5,3384165 \cdot 10^{-3},$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1-\delta) \omega_{cp}^2 = \frac{5,0 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10} \left(1 - \frac{1}{30}\right) \cdot 4,7^2 = 5,3384165 \cdot 10^{-3};$$

где средняя угловая скорость главного вала прессы

$$\omega_{cp} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \frac{\pi \cdot 45}{30} = 4,7 \text{ с}^{-1}.$$

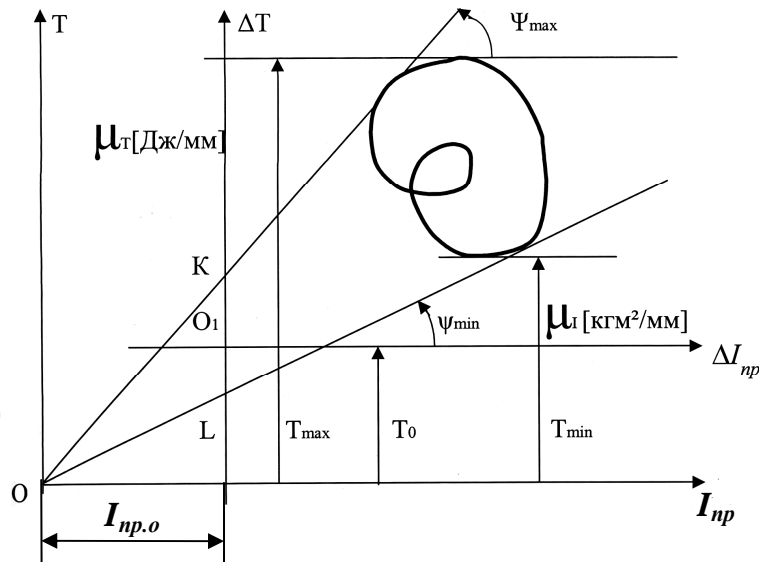


Рис. 2.6. Диаграмма энергомасс и ее параметры

Проведя касательные под найденными углами $\psi_{\max} = 0,327^\circ$ и $\psi_{\min} = 0,306^\circ$ к диаграмме, получаем точку пересечения касательных O , а также константы T_0 и $I_{np,0}$. Положение точки O в рассматриваемом случае выходит за пределы чертежа, поэтому задачу определения названных констант решаем аналитически.

Записываем уравнения касательных как прямых, отсекающих на оси ΔT отрезки O_1K и O_1L и проходящих в известных направлениях ψ_{\min} и ψ_{\max} :

$$y = x \operatorname{tg} \psi_{\max} + O_1K; \quad y = x \operatorname{tg} \psi_{\min} + O_1L,$$

где отрезки $O_1L = -119$ мм и $O_1K = 41$ мм замеряем на чертеже. Решая эти уравнения совместно, получаем координаты их общей точки (точки O) в осях $\Delta T - \Delta I$ (мм).

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{O_1K - O_1L}{\operatorname{tg} \psi_{\min} - \operatorname{tg} \psi_{\max}} = \frac{KL}{\operatorname{tg} \psi_{\min} - \operatorname{tg} \psi_{\max}} = \\ &= \frac{160 \cdot 10^3}{5,3384165 - 5,7065832} = -434585,74 \text{ мм}, \end{aligned}$$

при этом из первого уравнения

$$y_0 = x_0 \operatorname{tg} \psi_{\max} + O_1 K = -434585,74 \cdot 5,7065832 \cdot 10^{-3} + 41 = -2439 \text{ мм.}$$

Следовательно,

$$T_0 = |y_0| \mu_T = 2439 \cdot 10 = 24390 \text{ Дж} = 24,39 \text{ кДж},$$

$$I_{np.0} = |x_0| \mu_J 434585,74 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 2172,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции махового колеса рассчитываем

$$I_{\max} = I_{np.0} - I_{p.np} - I_{пер.np} = 2172,9 - 4,4 - 15,85 = 2152,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При диаметре маховика $D_{\max} = 2,0 \text{ м}$ и равномерном распределении масс по его ободу маховик будет иметь массу

$$m_{\max_1} = \frac{4I_{\max}}{D_{\max}^2} = \frac{4 \cdot 2152,65}{2^2} = 2152,65 \text{ кг},$$

а с учетом ступицы и спиц

$$m_{\max} = 1,3m_{\max_1} = 1,3 \cdot 2152,65 = 2798,5 \text{ кг.}$$

Такой маховик будет запасать кинетическую энергию

$$\begin{aligned} T_{\max} &= 0,5I_{\max} \cdot \omega_{\max}^2 = 0,5 \cdot 2152,65 \cdot \left[\left(1 + \frac{\delta}{2} \right) \cdot \omega_{cp} \right]^2 = \\ &= 0,5 \cdot 2152,65 \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{2 \cdot 30} \right) \cdot 4,7 \right]^2 = 24705 \text{ Дж.} \end{aligned}$$

Эту же энергию маховик может запасти на любом валу прессы, в том числе на валу приводного электродвигателя, который по сравнению с валом кривошипа AO является более быстроходным. При размещении маховика на валу двигателя его момент инерции может быть существенно уменьшен:

$$I_{\max}^* = I_{\max} \left(\frac{\omega_{кр}}{\omega_{ном}} \right)^2 = \frac{I_{\max}}{U_{пер}^2} = \frac{2152,65}{31,8^2} = 2,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При этом масса маховика составит

$$m_{\max}^* = 1,3 \frac{4 \cdot I_{\max}^*}{(D_{\max}^*)^2} = 1,3 \frac{4 \cdot 2,13}{0,35^2} = 90 \text{ кг},$$

где $D_{\max}^* = 0,35 \text{ м}$ – средний диаметр обода маховика.

2.4.3. Определение расхода материалов и энергии при запуске пресса

Энергия, запасенная подвижными звеньями пресса при его запуске, является потенциальной и может быть возвращена (рекуперирована) в той или иной форме, а не только потеряна на износ и излучение в тормозных устройствах пресса. Поэтому на предварительной стадии проектирования (при разработке технических предложений) необходима ориентировочная оценка этой энергии.

В соответствии с рис. 2.4, максимальная энергия пресса, запасаемая его звеньями при запуске, составляет

$$T_{\max} = T_0 + \Delta T_{\max} = 24390 + 1500 = 25890 \text{ Дж}.$$

Это соответствует подводимой из сети энергии:

$$T^* = \frac{T_{\max}}{\eta_{\text{де}}} = \frac{25890 \cdot 10^{-3}}{0,92 \cdot 60^2} = 7,82 \cdot 10^{-3} \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

В заключение на основании табл. 2.4 произведем ориентировочную оценку масс звеньев пресса, необходимую на начальной стадии проектирования машин. Масса подвижных звеньев кривошипно-коленного пресса

$$\begin{aligned} m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_6 + m_7 + m_5 + m_8 + m_{Z1} + 2(m_{Z2} + m_{Z2'}) + m_{Z4} + \\ + m_{Z5} + m_H + m_K + m_{\text{де}} + m_{\text{мах}} = 2,25 + 5,46 + 16,7 + 11,9 + 12,0 + 3,9 + 36 + \\ + 11,7 + 1,76 + 2(15,84 + 5,82) + 3,13 + 28,2 + 9,0 + 4,9 + 36,0 + 90,0 \cong 306 \text{ кг}, \end{aligned}$$

а с учетом массы станины ($m_{\text{стан.}} = 3m$) приближенная масса пресса равна

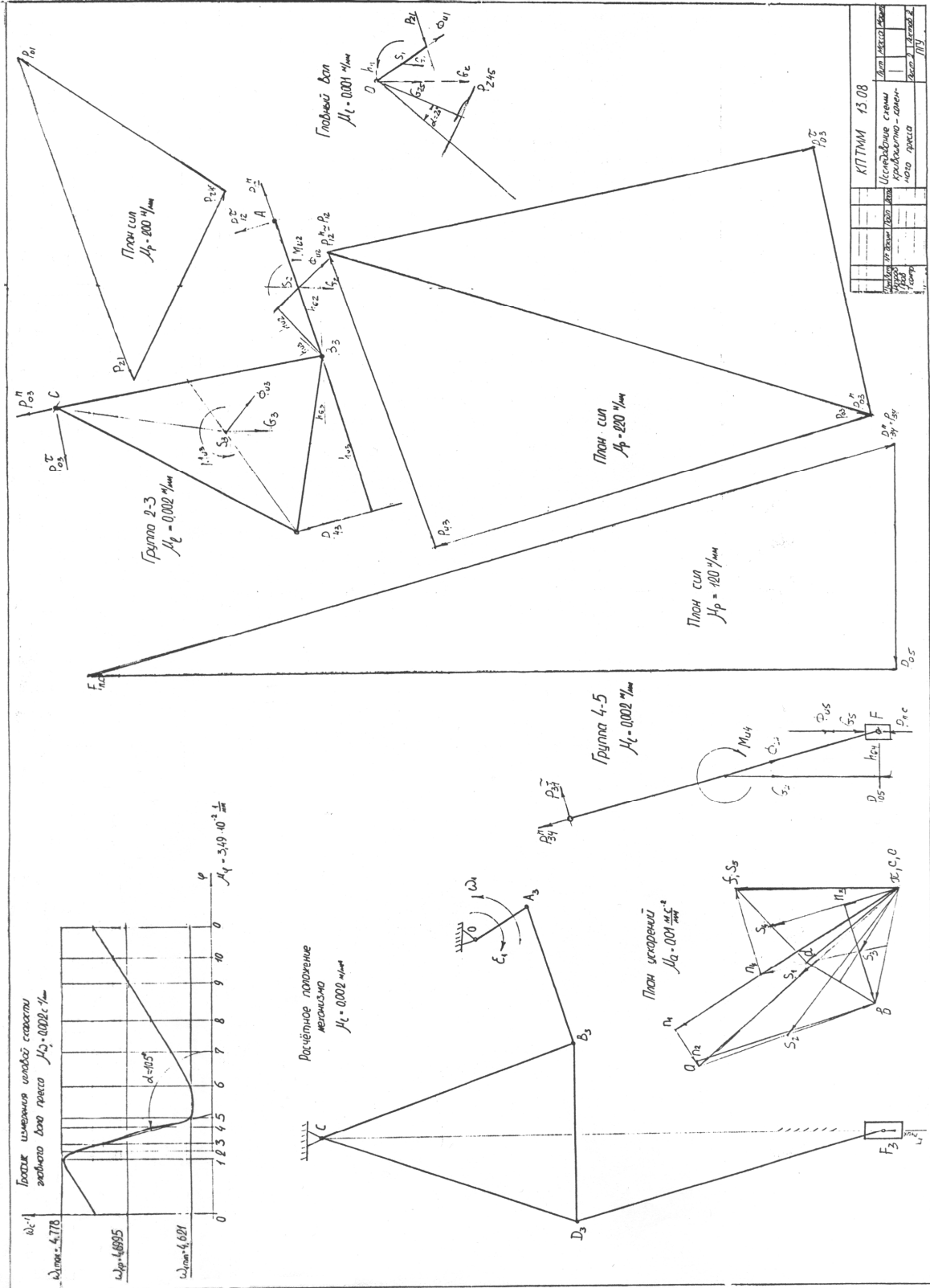
$$M = 306 + 3 \cdot 306 \approx 1250 \text{ кг}.$$

3. ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА

Далее было выполнено стандартное исследование рычажного несущего механизма пресса по рассмотренной методике.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Заключение формулируется в установленном порядке по образцу.



ЛИТЕРАТУРА

1. Задания для курсового проекта по теории механизмов / МВТУ им. Н. Э. Баумана. Вып. 2. – М., 1970.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов, Е. А. Тимофеев. – М. : Высшая школа, 1998.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975.
4. Касаткин, А. С., Немцов, М. В. Электротехника / А. С. Касаткин, М. В. Немцов. – М. : Энергоиздат, 1982.
5. Двигатели переменного тока мощностью от 0,6 до 100 кВт: номенклатурный каталог НК 01.4.01.-90 – М. : Информэлектро, 1990.
6. Курсовое проектирование деталей машин: справочное пособие. В 2 ч. Ч. 1 / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Высшая школа, 1982.
7. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Высшая школа, 1986.
8. Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по заданной величине угла перекрытия: метод. указания к выполнению курсового проекта по ТММ. Разработка кафедры ТМ ПГУ. – Новополоцк, 1999.
9. Василенко, Д. Л. Оптимизационный синтез шарнирного четырехзвенника по коэффициенту производительности машин / Д. Л. Василенко, Е. В. Волынец. // Материалы XXXI студ. научн. конф. «Конструкторско-технологическое сопровождение машиностроительного производства», Новополоцк, 29.04 – 16.05.2002 г. – Новополоцк : ПГУ, 2002.
10. Волынец, Е. В. К синтезу коромысло-ползунного рычажного присоединенного четырехзвенника / Е. В. Волынец // Материалы XXX студ. научн. конф. «Конструкторско-технологическое сопровождение машиностроительного производства», Новополоцк, 17.04 – 17.05.2001 г. – Новополоцк : ПГУ, 2001.
11. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : Наука, 1974.
12. Василенко, Д. Л. Кинематика передаточного механизма / Д. Л. Василенко // Материалы VII Республ. научн. конф. студентов и аспирантов Беларуси, Витебск, 22 – 23 октября 2002 г. – Витебск : ВТУ, 2002.
13. Волынец, Е. В. Оптимизация параметров шарнирного четырехзвенника с нулевым углом перекрытия / Е. В. Волынец // Материалы XXIX Республ. студ. научн. конф. «Новые материалы и технологии их обработки», Минск, 12 апреля 2008 г. – Минск : МТФ, 2008.
14. Волынец, Е. В. Синтез шарнирного четырехзвенника с нулевым углом перекрытия. / Е. В. Волынец. // Материалы XXIX студ. научн. конф. «Ресурсо- и энергосбережение в машиностроении», Новополоцк, 27.04 – 12.05.2002 г. – Новополоцк : ПГУ, 2002.
15. Волынец, Е. В. Единый метод определения подвижности механизмов / Е. В. Волынец, В. Ф. Коренский // Межведомств. сборник научно-метод. статей «Теоретическая и прикладная механика». – Минск : УП Технопринт, 2002.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ, ЕГО СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	5
2. МАШИННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТИПОВЫЕ АНАЛОГИ МАШИН	7
3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ	43
3.1. Выбор и расчет понижающей передачи	43
3.2. Синтез несущего механизма	51
4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	73
5. ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ТИПОВОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ	83
6. НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ В ВОПРОСАХ ВЫБОРА ОБЪЕМА И ТЕМАТИКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	141
ЛИТЕРАТУРА.....	143
Приложение 1. Таблицы выбора асинхронных электродвигателей	145
Приложение 2. Таблица выбора входных параметров четырехзвенных шарнирных механизмов по интервалу угла давления γ и углу перекрытия	148
Приложение 3. Таблица выбора параметров шарнирного четырехзвенника с нулевым углом перекрытия	157
Приложение 4. Кинематические передаточные функции рычажных механизмов	158
Приложение 5. Вопросы, отрабатываемые в процессе курсового проектирования и выносимые на защиту	164
Приложение 6. Пример оформления НИРС	166

Учебное издание

КОРЕНСКИЙ Валерий Федорович

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

Учебно-методический комплекс
для студентов специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03

В двух частях

Часть 2

ПРАКТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Редактор *Н. М. Важенина*

Дизайн обложки *В. А. Виноградовой*

Подписано в печать 29.04.09. Формат 60x84 1/16. Гарнитура Таймс. Бумага офсетная.
Ризография. Усл.-печ. л. 12,41. Уч.-изд. л. 11,72. Тираж 135 экз. Заказ 823.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Полоцкий государственный университет»

ЛИ № 02330/0133020 от 30.04.2004 ЛП № 02330/0133128 от 27.05.2004

211440 г. Новополоцк, ул. Блохина, 29