

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Б.С.Сункуев

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ

*Утверждено
Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебника для студентов учреждений высшего образования
по специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной
промышленности и бытового обслуживания»*

Витебск
2014

УДК 67.68, 62-83
ББК 37.2
С89

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор В.В. Сторожев;
кандидат технических наук П.И. Муха

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО
«ВГТУ», протокол № 1 от 20.01.2014 г.

Сункуев, Б.С.

С89 Расчет и конструирование машин и аппаратов : учебник / Б.С.
Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2014. – 168 с.

ISBN 978-985-481-336-3

В учебнике изложены сведения по структуре машин, конструированию и расчетам основных исполнительных механизмов машин легкой и текстильной промышленности, расчетам электропривода и станин машин и структуре систем управления. Учебник предназначен для студентов специальности 1-36 08 01, изучающих дисциплину «Расчет и конструирование машин и аппаратов»

УДК 67.68, 62-83
ББК 37.2
С89

ISBN 978-985-481-336-3

© Сункуев Б.С., 2014
© УО «ВГТУ», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 СТРУКТУРА МАШИН	7
1.1 Место машин легкой и текстильной промышленности в общей классификации машин	7
1.2 Технологическая структура машин.....	8
1.3 Конструктивная структура машин	9
1.4 Кинематическая структура машин.....	9
2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ МАШИН	10
2.1 Классификация исполнительных механизмов.....	10
2.2 Критерии сравнения различных типов исполнительных механизмов.....	22
2.3 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможностям воспроизведения заданных законов движения с требуемой точностью.....	23
2.3.1 Механизмы колебательного движения.....	23
2.3.2 Механизмы вращательного движения с остановками	26
2.3.3 Механизмы вращательного движения.....	27
2.4 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможности регулирования законов движения рабочих инструментов	27
2.4.1 Механизмы колебательного движения.....	27
2.4.2 Механизмы вращательного движения с остановками	30
2.4.3 Механизмы вращательного движения.....	30
2.5 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по скоростному режиму работы	31
2.5.1 Общие положения.....	31
2.5.2 Механизмы колебательного движения.....	33
2.5.3 Механизмы вращательного движения с остановками	34
2.5.4 Механизмы вращательного непрерывного движения	35
2.6 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по стоимости изготовления	35
2.6.1 Механизмы колебательного движения.....	36
2.6.2 Механизмы вращательного движения с остановками	36
2.6.3 Механизмы вращательного непрерывного движения	36
2.7 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по условиям эксплуатации	36

2.7.1 Общие положения.....	36
2.7.2 Механизмы колебательного движения.....	37
2.7.3 Механизмы вращательного движения с остановками	38
2.7.4 Механизмы вращательного непрерывного движения	38
3 РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ ..39	
3.1 Некоторые понятия теории точности механизмов.....	39
3.2 Зависимость ошибки положения от первичных ошибок	43
3.3 Аналитический расчет ошибок положения.....	44
3.4 Графический метод расчета ошибок положения	45
3.5 Расчет вероятностных ошибок положений	53
4 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ.57	
4.1 Материалы для изготовления звеньев.....	57
4.2 Рекомендации по термообработке, нормированию точности и шероховатости.....	58
4.3 Конструирование и расчет ведущих звеньев.....	59
4.4 Конструирование и расчет шатунов	66
4.5 Конструирование и расчет коромысел	72
4.6 Конструирование кинематических пар.....	76
4.7 Смазка кинематических пар.....	81
4.8 Расчеты кинематических пар.....	84
5 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.....86	
5.1 Материалы для изготовления звеньев кулачковых механизмов	86
5.2 Нормы точности при изготовлении звеньев кулачковых механизмов.....	86
5.3 Конструирование кулачков	87
5.4 Конструирование коромысловых толкателей и роликов.....	92
5.5 Расчет кулачков на контактную прочность	95
6 КЛАССИФИКАЦИЯ И СТРУКТУРА ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МАШИН	100
6.1 Классификация электроприводов	100
6.2 Основные параметры и механическая характеристика асинхронных электродвигателей.....	103
6.3 Особенности устройства регулируемого асинхронного электродвигателя и его механические характеристики	106
6.4 Структура электроприводов	107

7 ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЗВЕНЬЕВ И СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ ПРИВОДА, К ЗВЕНУ ПРИВЕДЕНИЯ И УРАВНЕНИЕ ЕГО ДВИЖЕНИЯ	111
7.1 Приведение масс звеньев и сил	111
7.2 Уравнение движения звена приведения	113
8 АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ.....	114
8.1 Структура цикла движения.....	114
8.2 Электропривод с фрикционной связью электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами	114
8.3 Электропривод с жесткой связью нерегулируемого асинхронного электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами.....	119
8.4 Электропривод с регулируемым асинхронным электродвигателем	121
9 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА	125
9.1 Предварительный расчет мощности электродвигателя.....	125
9.2 Проверка маховых масс электропривода.....	127
9.3 Поверочный расчет электродвигателя по нагреву	129
10 КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНИН	136
10.1 Требования, предъявляемые к конструкции станин	136
10.2 Основные принципы конструирования станин машин.....	137
11 РАСЧЕТЫ СТАНИН НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ	143
11.1 Разработка расчетных схем станин	143
11.2 Расчет изгибающих моментов статически неопределимых станин методом сил.....	144
11.3 Расчеты станин на прочность при статических и динамических нагрузках	148
11.4 Расчет станин на жесткость	150
12 РАСЧЕТ СТАНИН НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ	152
12.1 Расчеты реактивных колебаний станин	152
12.2 Расчет активных колебаний	152
12.3 Расчет виброизоляции станин	155
13 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ	157
13.1 Назначение систем управления.....	157
13.2 Классификация систем управления	163
13.3 Системы управления с распределительными валами.....	166
ЛИТЕРАТУРА.....	168

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» предусмотрено изучение дисциплины «Расчет и конструирование машин и аппаратов». В рамках этой дисциплины изучаются вопросы расчета и конструирования, являющиеся общими для машин легкой и текстильной промышленности и ранее не изучавшиеся в общеинженерных дисциплинах.

В связи с этим рассматриваются расчеты и конструирование рычажных и кулачковых механизмов, ряд вопросов, связанных с расчетами электропривода машин, такие как анализ движения привода в переходных и установившемся режимах, расчет мощности электродвигателя, расчет маховика, конструирование и расчеты станин машин.

Кроме того, уделено внимание структуре систем управления машин автоматического действия.

Что касается расчетов, специфичных для машин легкой и текстильной промышленности, то они рассматриваются в дисциплинах специализации «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности» и «Расчет и конструирование типовых машин текстильной промышленности».

Материалы учебника могут быть полезными при выполнении курсового проекта по указанной дисциплине.

1 СТРУКТУРА МАШИН

1.1 Место машин легкой и текстильной промышленности в общей классификации машин

В [1] дано обобщенное понятие машины. Машина есть устройство, создаваемое человеком для изучения и использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и облегчения путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.

Используемые человеком машины можно подразделить на следующие группы:

- 1) энергетические;
- 2) технологические;
- 3) транспортные;
- 4) информационные;
- 5) кибернетические.

Энергетические машины предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую (двигатели) и наоборот (генераторы).

Технологические машины предназначены для механической обработки исходных материалов (сырья) с целью изменения их формы, состояния, размеров (резания, измельчения, соединения, сборки и т. п.) и физико-механической обработки материалов (нагрева, обработки ультразвуком, токами высокой частоты, различными реактивами и т. п.), ведущей к изменению их свойств с целью превращения исходного сырья в потребительские изделия.

Транспортные машины предназначены для перемещения объектов (материалов, грузов, людей).

Информационные машины предназначены для управления энергетическими, транспортными, технологическими машинами, для вычислений, обработки цифровой информации.

Кибернетические машины заменяют или имитируют механические, физиологические, биологические процессы, присущие человеку и живой природе и обладают элементами искусственного интеллекта.

Машины легкой и текстильной промышленности относятся к технологическим машинам. При этом следует иметь в виду, что любая технологическая машина включает в себя двигатель, а современные автоматизированные машины – информационные системы, выполняющие функции управления.

Изучение структуры машин имеет целью выделение в машинах типовых элементов, имеющих общность выполняемых технологических

функций, конструкции и функций преобразования движения. Это позволяет разрабатывать общие методы расчета этих элементов: технологических, кинематических, динамических, на прочность и т. п.

1.2 Технологическая структура машин

Технологическая структура машин выделяет элементы, обладающие общностью выполняемых приемов обработки материалов.

Основным назначением технологических машин является выполнение технологических процессов обработки.

Технологический процесс есть совокупность приемов обработки материалов, в результате которых последние преобразуются в готовые изделия.

Технологический процесс подразделяется на участки и операции. Участок – часть технологического процесса, отличающаяся общностью предметов и приемов обработки. Операция – совокупность приемов обработки, выполняемых на одном рабочем месте, как правило, одним комплектом инструментов. Операция подразделяется на переходы.

Можно выделить переходы, общие для технологических машин, выполняющих обработку штучных предметов:

- 1) загрузка исходных материалов;
- 2) обработка исходных материалов;
- 3) внутриоперационное транспортирование материалов;
- 4) выгрузка обработанных изделий;
- 5) контроль за ходом выполнения обработки;
- 6) управление механизмами, устройствами, приводом.

Выполнение указанных переходов производится соответствующими механизмами и устройствами. К ним относятся:

- 1) загрузочные устройства;
- 2) механизмы и устройства для обработки материалов;
- 3) механизмы и устройства внутриоперационного транспортирования;
- 4) устройства для выгрузки обработанных изделий;
- 5) устройства контроля за ходом обработки;
- 6) устройства управления.

Указанная структура машины используется при изучении технологического оборудования.

По степени автоматизации выполняемых переходов различают следующие типы машин-автоматов.

Машина – устройство, в котором автоматически выполняется обработка материалов, остальные переходы, как правило, выполняются вручную оператором, обслуживающим машину.

Полуавтомат – устройство, в котором автоматически выполняются обработка материалов, внутриоперационное

транспортирование, и частично – контроль за ходом выполнения обработки и управление приводом.

Автомат – устройство, в котором автоматически выполняются все внутриоперационные переходы – загрузка, обработка, внутриоперационное транспортирование, контроль за ходом выполнения обработки, управление приводом и механизмами.

1.3 Конструктивная структура машин

Конструктивная структура машин выделяет в машине элементы, обладающие общностью конструкции. Конструкция элемента определяется геометрической формой, материалом, условиями нагружения. Для однородных конструктивных элементов разрабатываются общие методы расчетов на прочность.

Можно выделить следующие конструктивные элементы машин:

- 1) станина – несущая конструкция;
- 2) валы;
- 3) подшипники, подпятники;
- 4) элементы передач – зубчатые и червячные колеса, червяки, шкивы ременных передач, звездочки, цепи, ремни и т. д.;
- 5) звенья рычажных механизмов – кривошипы, эксцентрики, коромысла, шатуны и т. п.;
- 6) звенья кулачковых механизмов – кулачки, коромысла;
- 7) пружины;
- 8) рабочий инструмент.

1.4 Кинематическая структура машин

Кинематическая структура машин выделяет элементы, имеющие общность по выполняемым функциям преобразования подводимой энергии и движения с целью получения заданных движений рабочих органов. К числу элементов относятся: электродвигатель, передаточный механизм, исполнительные механизмы, система управления.

Электродвигатель есть устройство для преобразования подводимой к машине энергии в механическую энергию вращающегося ротора.

Передаточный механизм предназначен для преобразования скорости вращения ротора электродвигателя.

Исполнительные механизмы служат для преобразования вращательного движения выходного звена передаточного механизма в заданные движения рабочих органов.

Система управления предназначена для согласования движения рабочих органов и управления электродвигателем.

2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ МАШИН

2.1 Классификация исполнительных механизмов

Основное назначение исполнительных механизмов состоит в преобразовании вращательного движения в заданные движения рабочих органов. Исходя из этого за основу классификации, блок-схема которой показана на рисунке 2.1, возьмем вид движения ведомого звена механизма. Для машин легкой и текстильной промышленности можно выделить механизмы колебательного движения, вращательного движения с остановками, вращательного непрерывного движения ведомого звена.

На рисунках 2.2 – 2.4 приведены графики зависимости пути ведомого звена $\psi(S)$ исполнительного механизма от угла поворота φ ведущего звена для указанных видов движения.

Для колебательного движения (рис. 2.2) кривая зависимости $\psi = F(\varphi)$ или $S = F(\varphi)$ имеет циклический характер, повторяющийся через $\varphi = 2\pi$.

Отрезок $[0, 2\pi]$ на оси абсцисс можно разделить на два участка, соответствующие различным направлениям движения ведомого звена, которые названы углами прямого $\varphi_{пр}$ и обратного хода $\varphi_{обр}$.

При вращательном движении с остановками (рис. 2.3) кривая зависимости $\psi = F(\varphi)$ имеет непрерывный характер. Выделим на этой кривой участок, соответствующий изменению φ на угол 2π , при этом угол поворота ведомого звена составит ψ_p . Горизонтальный участок кривой протяженности $\varphi_{ост}$ соответствует остановке ведомого звена.

При непрерывном вращательном движении (рис. 2.4) график зависимости $\psi = F(\varphi)$ имеет вид наклонной прямой. При этом при повороте ведущего звена на угол 2π ведомое повернется на угол $\psi_{об}$. Передаточное число механизма составит $u = 2\pi/\psi_{об}$. Реализация указанных видов движения рабочих органов машин возможна посредством механизмов различных типов. Их классификация приведена на рисунке 2.1. Она выполнена по конструктивно-кинематическим признакам.

На рисунке 2.5 а, б, в, г приведены схемы простейших рычажных механизмов, широко применяемых в швейных машинах, ткацких станках, основовязальных машинах и др.

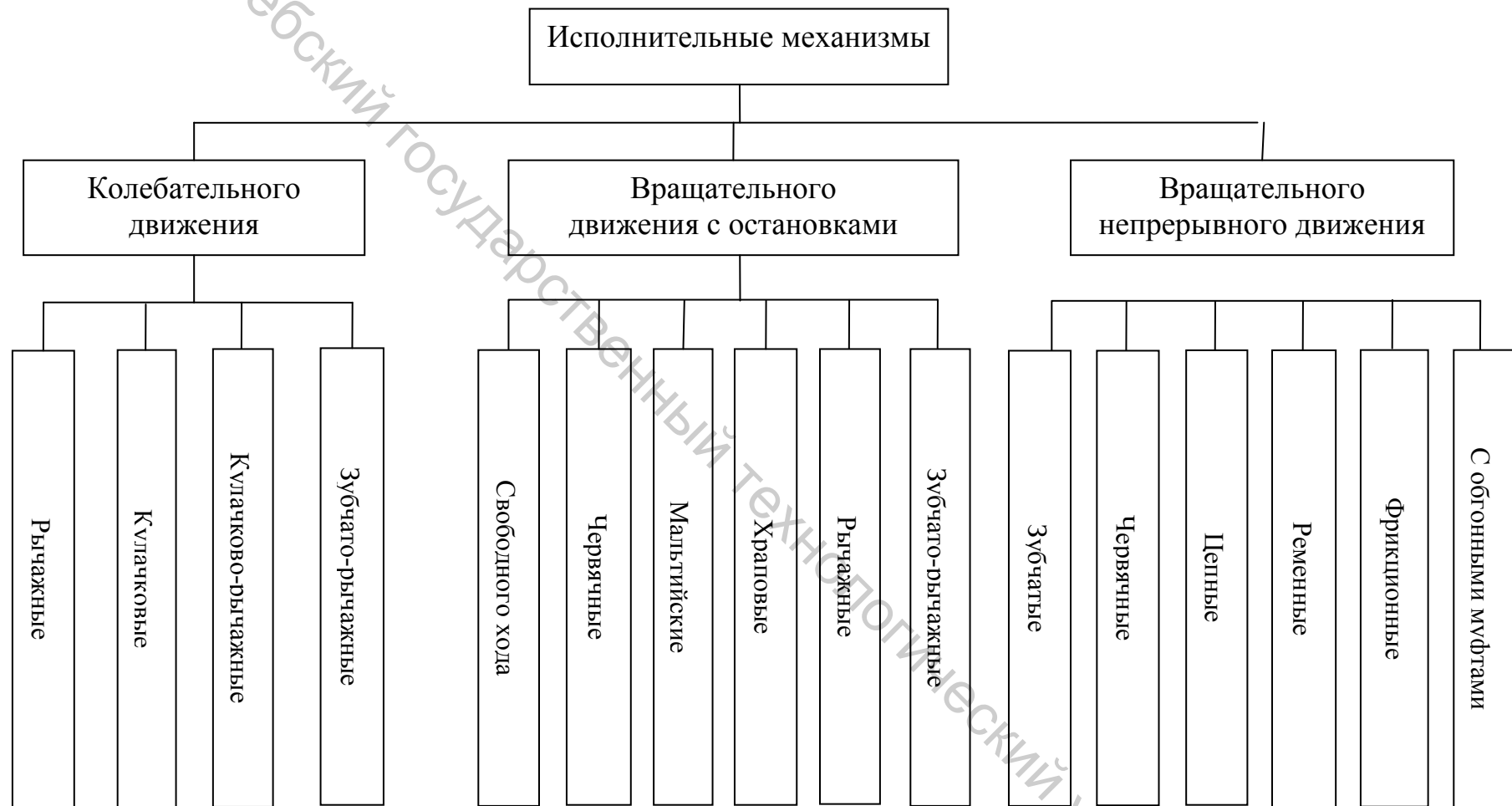


Рисунок 2.1

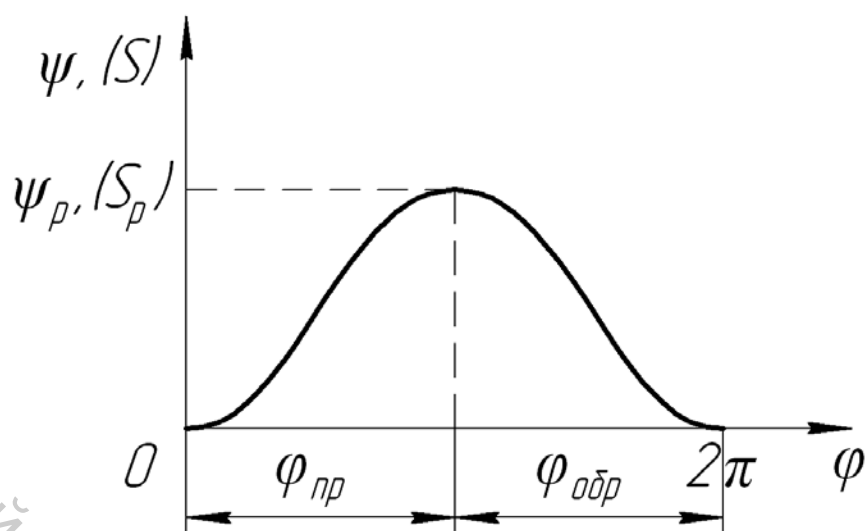


Рисунок 2.2 – График колебательного движения ведомого звена

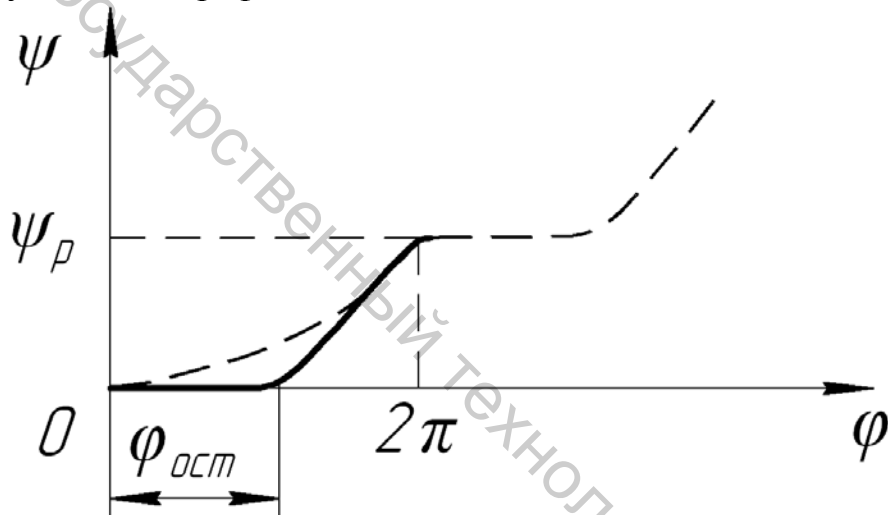


Рисунок 2.3 – График вращательного движения ведомого звена с остановкой

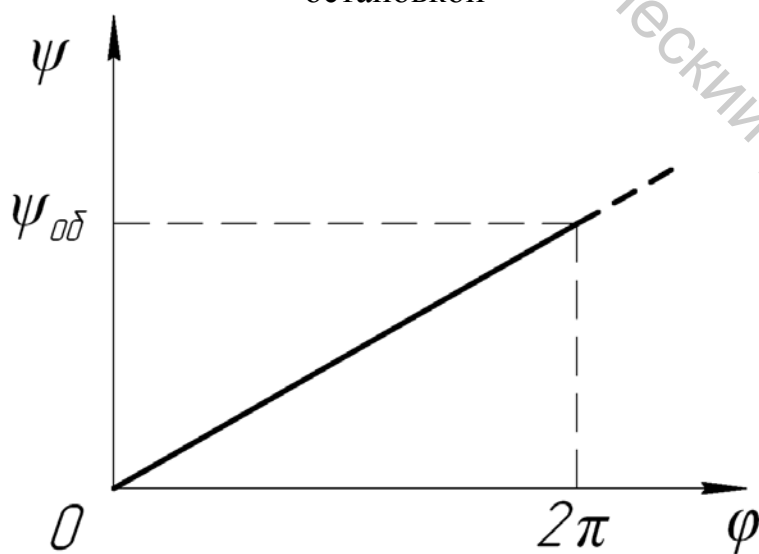


Рисунок 2.4 – График вращательного непрерывного движения ведомого звена

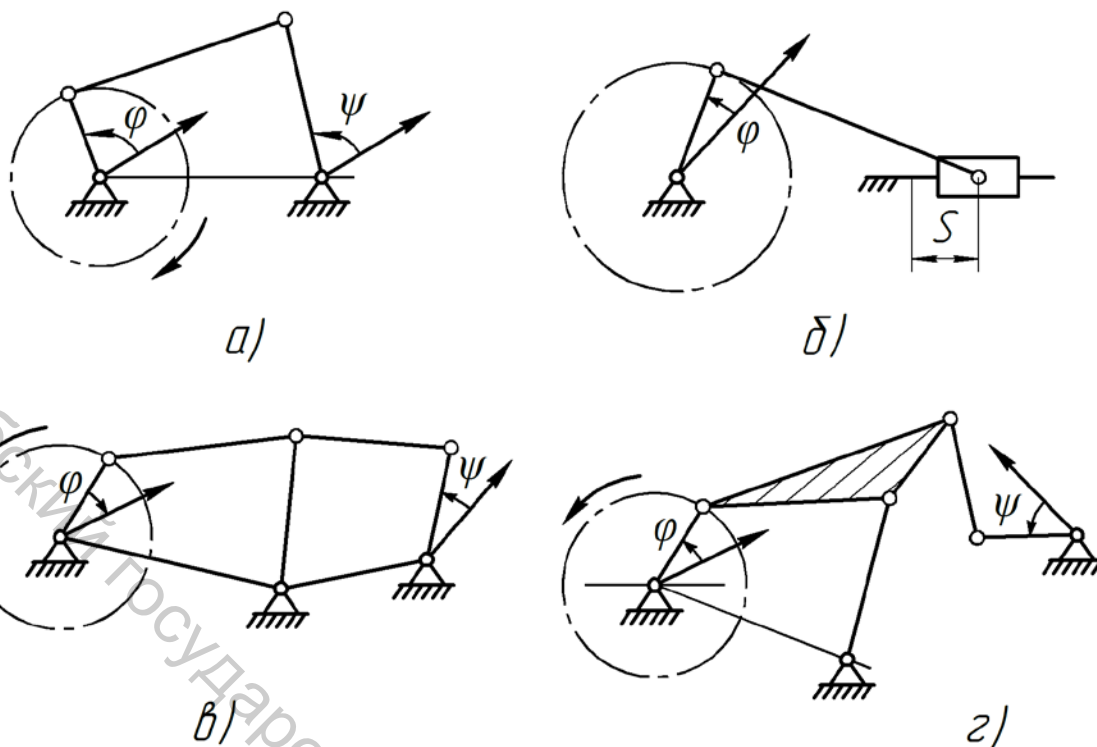


Рисунок 2.5 – Схемы простейших рычажных механизмов:
а) шарнирного четырехзвенника; б) кривошипно-ползунного;
в), г) шарнирных шестизвенных

На рисунке 2.6 а, б, в приведены схемы кулачковых механизмов, широко применяемых в машинах легкой и текстильной промышленности.

На рисунке 2.7 приведена схема кулачково-рычажного механизма, образованного присоединением к ведомому коромыслу кулачкового механизма диады в виде шатуна и ползуна. Ведомым звеном кулачково-рычажного механизма является ползун.

На рисунке 2.8 приведена схема зубчато-рычажного механизма, образованного зубчатым планетарным механизмом и присоединенной к шестерне-сателлиту 2 диады BCD. Особенностью этого механизма является то, что точка В шестерни-сателлита 2 совершает движение по ветвям гипоциклоиды, что обеспечивает остановку ведомого звена диады при повороте ведущего кривошипа на угол $\approx 120^\circ$.

На рисунках 2.9 – 2.15 приведены схемы исполнительных механизмов вращательного движения с остановками.

Поясим работу этих механизмов более подробно, так как в общеинженерных курсах эти механизмы не изучаются.

На рисунке 2.9 приведена схема механизма свободного хода [2]. Механизм состоит из кривошипно-коромыслового механизма OABC и обгонной муфты. Обгонная муфта содержит наружную обойму 1, внутреннюю обойму 2, ролик 3, пружину 4.

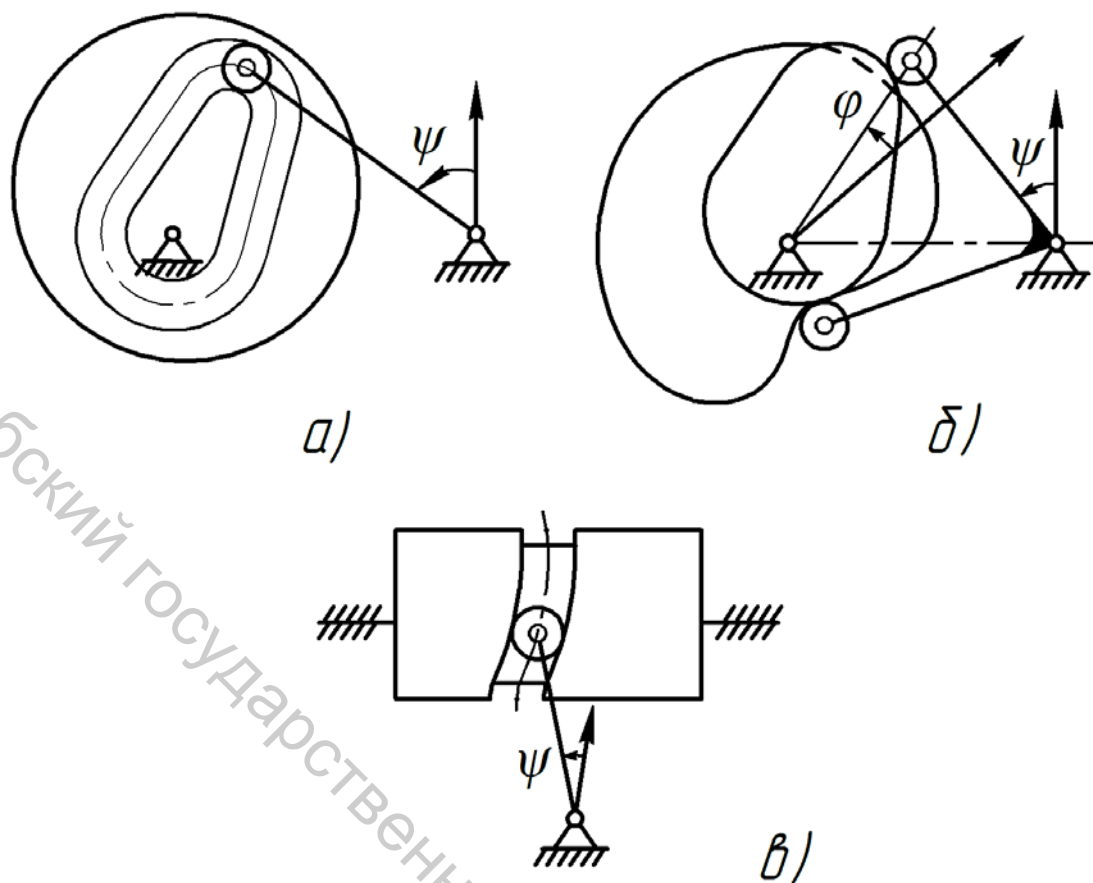


Рисунок 2.6 – Схемы кулачковых механизмов: а) с пазовым кулачком; б) с контркулачком; в) с цилиндрическим кулачком

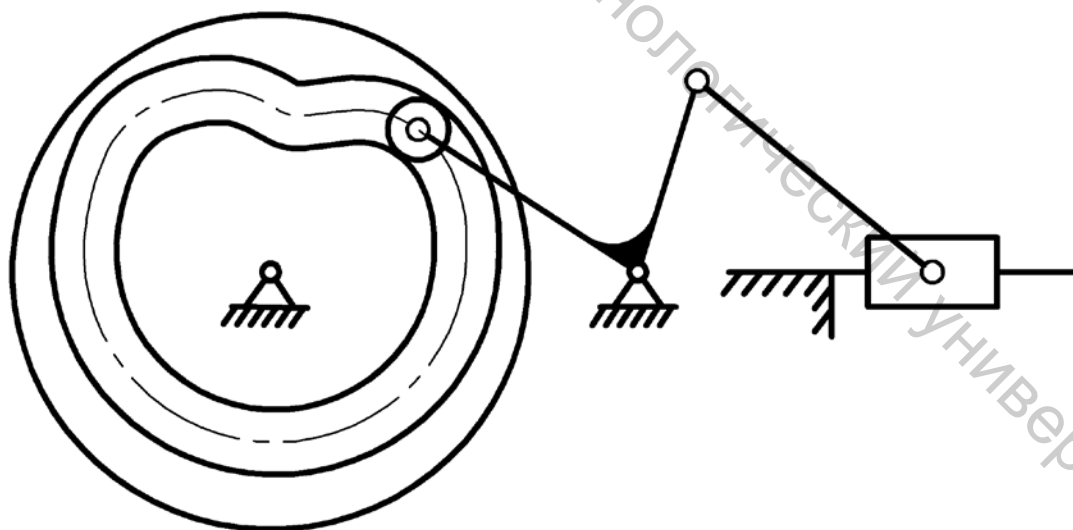


Рисунок 2.7 – Схема кулачково-рычажного механизма

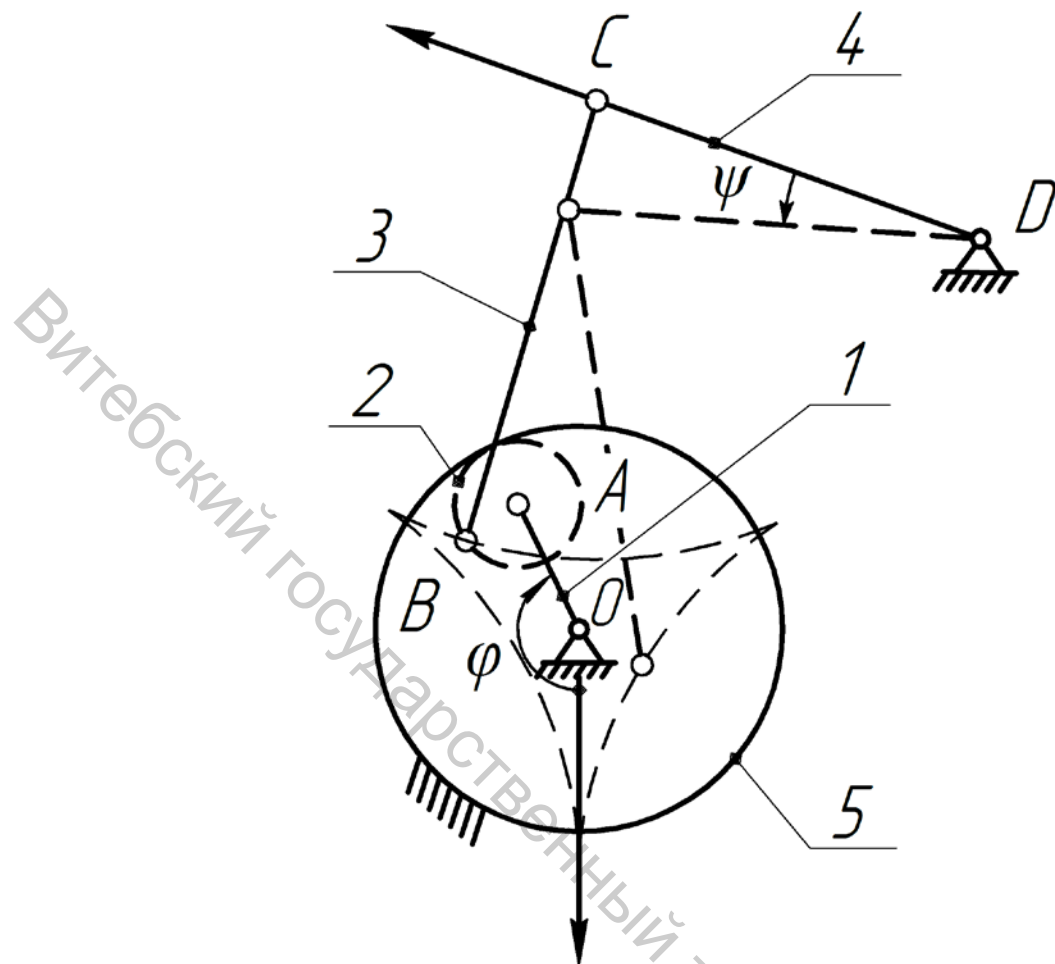


Рисунок 2.8 – Схема зубчато-рычажного механизма

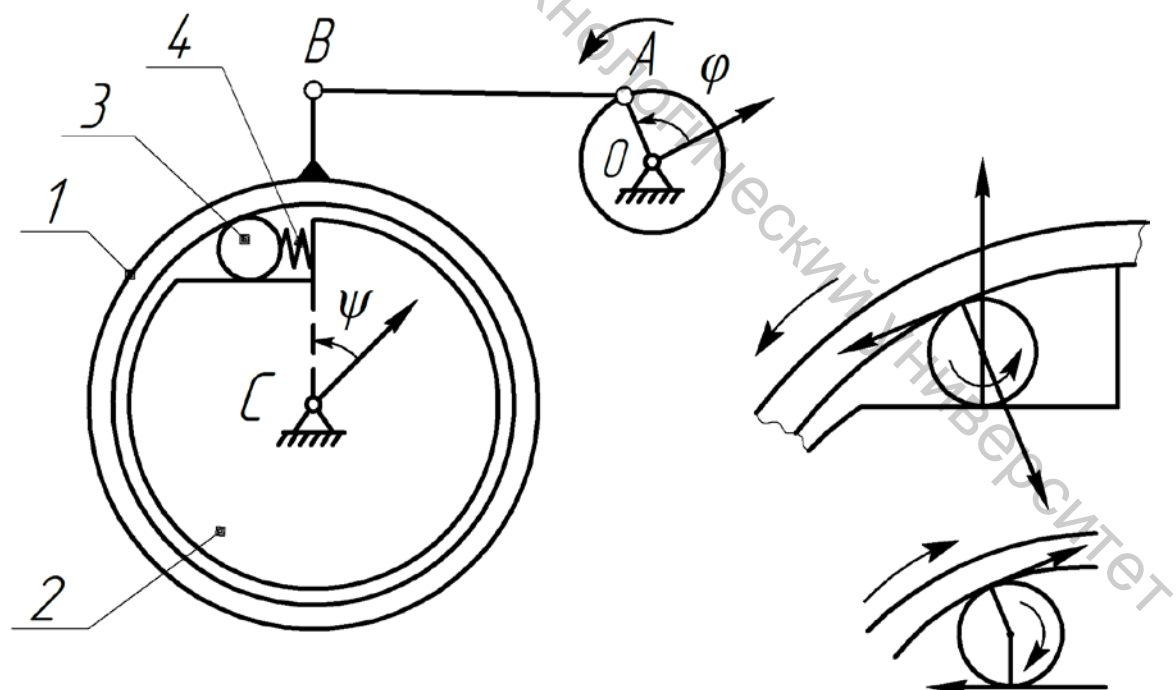


Рисунок 2.9 – Схема механизма свободного хода: 1 – наружная обойма; 2 – внутренняя обойма; 3 – ролик; 4 – пружина

При вращении кривошипа ОА коромысло ВС и наружная обойма 1 совершают колебательное движение с размахом ψ_p . При вращении наружной обоймы 1 против часовой стрелки ролик 3 втягивается в зазор между внутренней цилиндрической поверхностью наружной обоймы 1 и плоскостью выреза во внутренней обойме 2, происходит заклинивание ролика 3 и жесткое сцепление наружной 1 и внутренней 2 обойм. В результате внутренняя обойма 2 поворачивается на угол ψ_p .

При вращении наружной обоймы 1 по часовой стрелке происходит расклинивание ролика 3, ролик выталкивается из зазора. В результате происходит расцепление наружной 1 и внутренней 2 обойм. Последняя остается неподвижной (участок $\varphi_{ост}$ на графике (рис. 2.3)).

Червячные механизмы вращательного движения с остановками отличаются от обычных лишь тем, что развертка осевой линии червяка (рис. 2.10) имеет горизонтальный участок длиной $(\varphi_{ост} \cdot D/2)$, где $\varphi_{ост}$ – угол поворота червяка при выстое, в рад; D – делительный диаметр червяка.

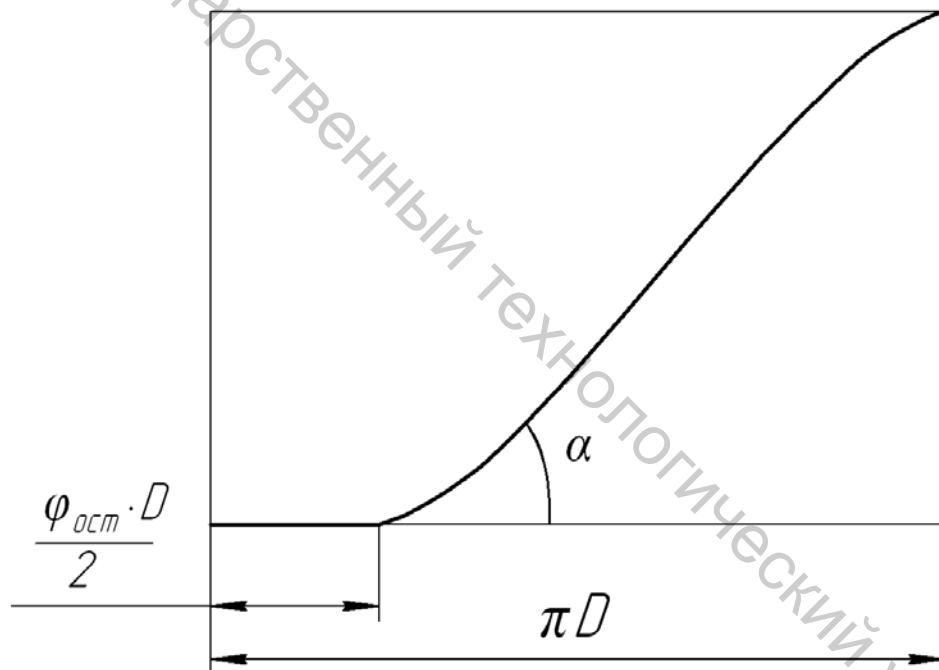


Рисунок 2.10 – Осевая линия червяка в червячной передаче с выстоем колеса, $\varphi_{в}$ – угол выстоя, рад

На рисунке 2.11 приведена схема мальтийского механизма. Он состоит из кривошипа ОА, ролика 1 и мальтийского креста 2. При вращении кривошипа ОА на угол φ_p ролик находится в пазу мальтийского креста, при этом механизм работает как обычный кривошипно-кулисный механизм, в котором роль кулисы играет мальтийский крест 2. Последний поворачивается на угол ψ_p , затем при повороте кривошипа на угол $2\pi - \varphi_p$ следует остановка мальтийского

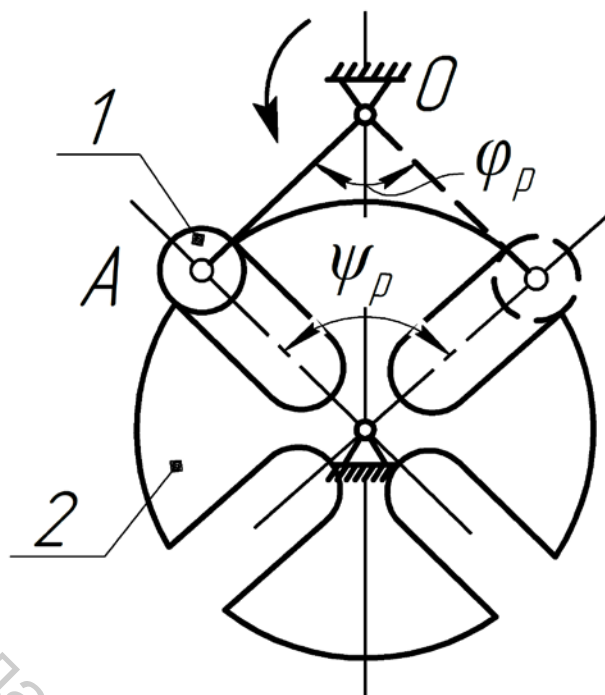


Рисунок 2.11 – Схема мальтийского механизма

креста до тех пор, пока ролик 1 не войдет в зацепление с очередным пазом мальтийского креста. Углы $\varphi_{ост}$ и ψ_p определяются из соотношений:

$$\psi_{\delta} = \frac{2\pi}{Z}, \quad (2.1)$$

$$\varphi_{i\pi\delta} = \pi + \psi_{\delta} = \pi \left(1 + \frac{2}{Z} \right), \quad (2.2)$$

где Z – число пазов мальтийского креста.

Для механизма на рисунке 2.11: $Z = 4$, $\psi_p = \pi/2$, $\varphi_{ост} = 3\pi/2$.

На рисунке 2.12 показана схема храпового механизма. Он состоит из кривошипно-коромыслового механизма ОАВС, собачки 1, связанной посредством шарнира В с коромыслом ВС, и храпового колеса 2. Собачка 1 входит в зацепление с зубьями, нарезанными в теле храпового колеса. Собачка 1 удерживается в зацеплении с впадинами храпового колеса 2 посредством спиральной пружины 3, расположенной на оси шарнира В.

При повороте коромысла ВС против часовой стрелки собачка находится в зацеплении с зубьями храпового колеса, в результате храповое колесо 2 поворачивается на угол ψ_p вместе с коромыслом ВС. При повороте коромысла ВС по часовой стрелке собачка 1, преодолевая действие пружины, выходит из зацепления с храповым колесом 2 и последнее остается неподвижным. Угловой шаг зубьев равен углу размаха ψ_p коромысла ВС. Угол φ_p равен углу поворота кривошипа ОА

между мертвыми положениями OA_1 и OA_2 , а угол остановки $\varphi_{ост} = 2\pi - \varphi_p$.

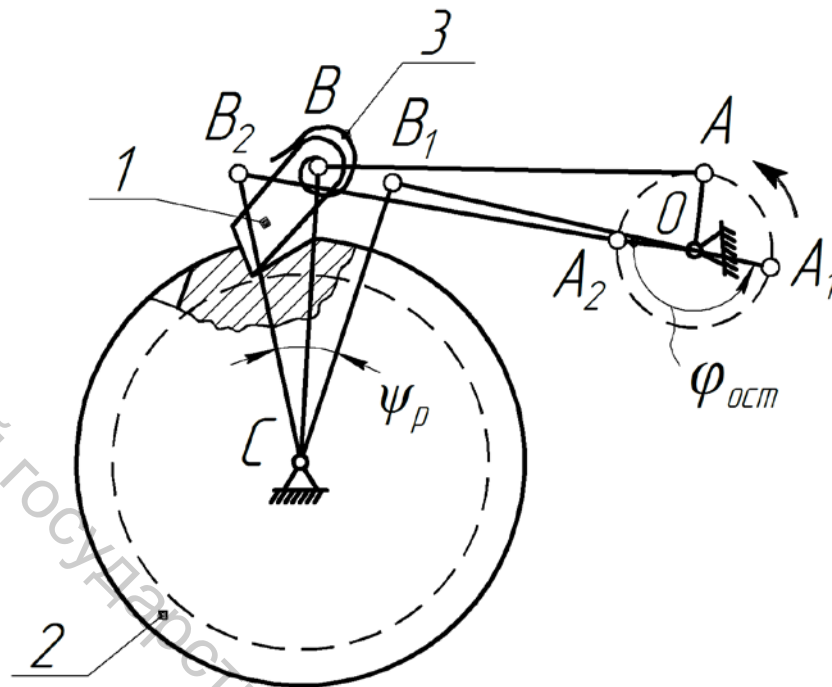


Рисунок 2.12 – Схема храпового механизма

На рисунках 2.14...2.15 приведены схемы механизмов, у которых ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой ведомого звена. При повороте ведущего кривошипа на угол $\varphi_{ост}$ (рис. 2.13) ведомое звено совершает возвратно-колебательное

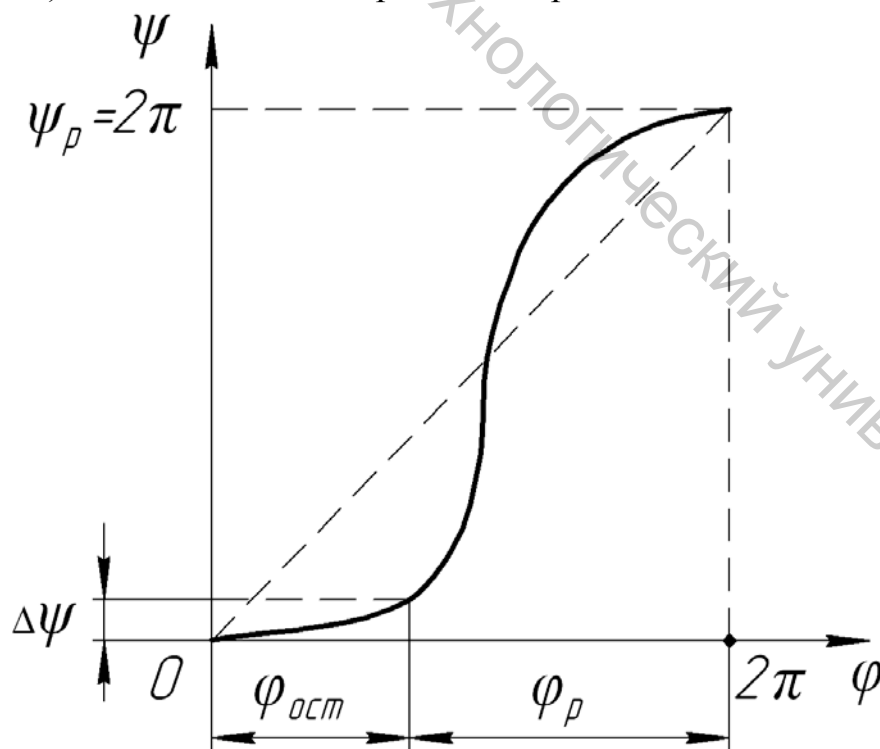


Рисунок 2.13 – График вращательного движения рабочего органа с приближенной остановкой

движение с углом $\Delta\psi$. При достаточно малых величинах $\Delta\psi$ можно считать, что ведомое звено на участке $\varphi_{ост}$ совершает приближенную остановку.

На рисунке 2.14 приведена схема рычажного механизма с приближенной остановкой. В этом механизме имеется два ведущих кривошипа ОА и ОС, вращающихся на одной оси. Ведомое звено OD связано с кривошипами ОА и ОС посредством шатунов АВ, ВС и BD. Кривошип ОА сообщает ведомому звену вращательное движение с угловой скоростью ω_{OA} , а кривошип ОС – возвратно-колебательное движение с углом малого размаха $\Delta\psi$ (рис. 2.13).

За счет сложения указанных движений ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой.

На рисунке 2.15 приведена схема зубчато-рычажного механизма с приближенной остановкой. В этом механизме на оси O_2 кривошипа O_1O_2 вращается сателлит 1, который образует зубчатое зацепление с неподвижным солнечным колесом 2. Ведомое звено O_1B через шатун АВ связано с сателлитом 1 и получает вращательное движение от кривошипа O_1O_2 и возвратно-колебательное движение с углом малого размаха $\Delta\psi$ от сателлита 1. В результате сложения этих движений ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой.

К механизмам вращательного непрерывного движения относятся зубчатые, червячные, цепные, ременные и фрикционные передачи. Эти передачи достаточно подробно изучаются в общеинженерных дисциплинах «Теория механизмов и машин», «Детали машин».

Поэтому остановимся лишь на механизме с обгонными муфтами, изучение которого не предусмотрено учебными программами указанных дисциплин.

Схема механизма приведена на рисунке 2.16. На валу I (рис. 2.16 а) закреплены кривошипы 1, 2 и 3, повернутые относительно друг друга на угол 120° (рис. 2.16 б). Кривошипы сообщают через шатуны 4, 5, 6 и 7, 8, 9 и коромысла 10, 11, 12 колебательные движения наружным обоймам 13, 14 и 15 обгонных муфт. Внутренние обоймы 16, 17 и 18 обгонных муфт закреплены на ведомом валу II.

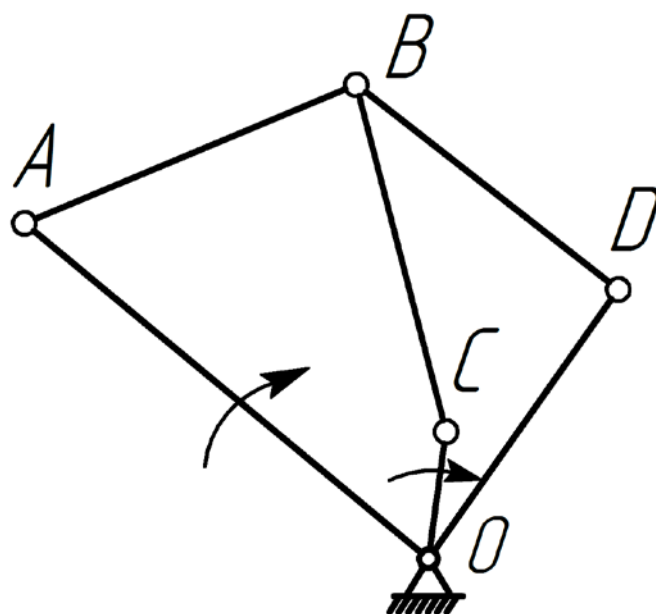


Рисунок 2.14 – Схема рычажного механизма с приближенной остановкой

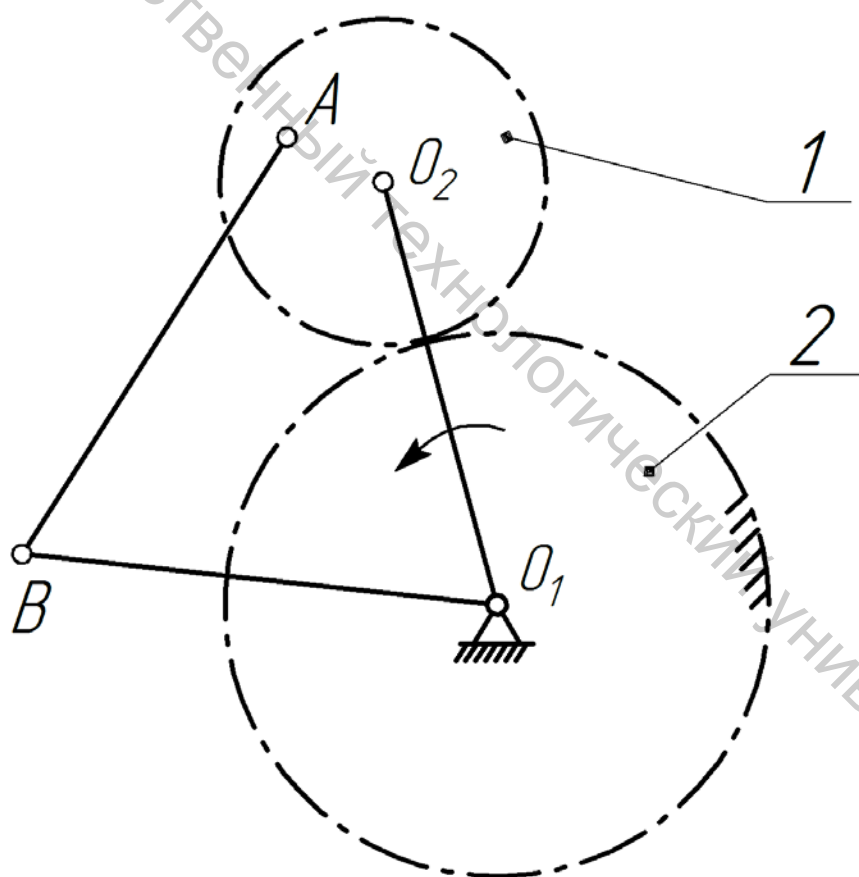


Рисунок 2.15 – Схема зубчато-рычажного механизма с приближенной остановкой

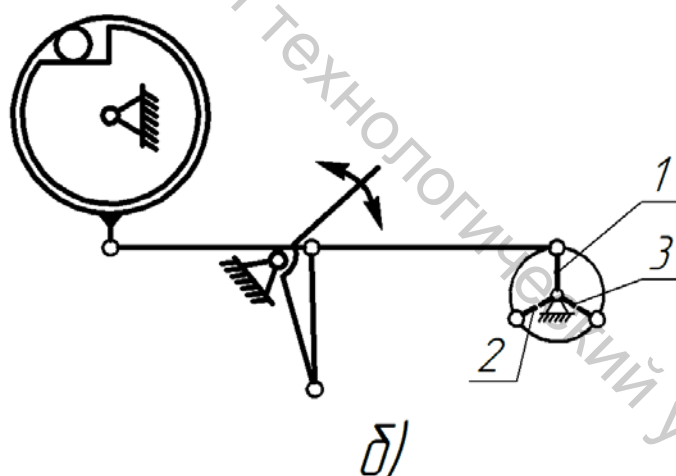
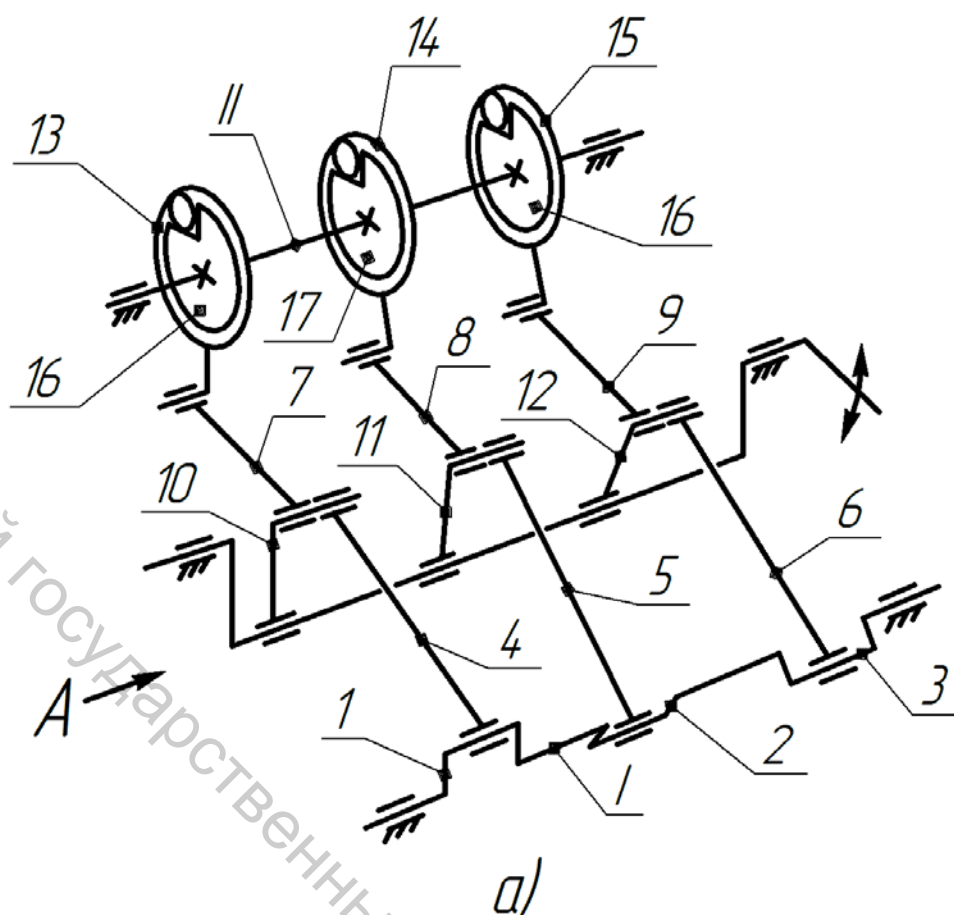


Рисунок 2.16

На рисунке 2.17 а кривыми 16, 17 и 18 показаны графики угловых скоростей внутренних обоем 16, 17 и 18, сдвинутые относительно друг друга по углу φ на 120° .

График можно разделить на 3 участка. На 1-ом участке угловая скорость ω_{16} обоем 16 больше угловых скоростей обоем 17 и 18, поэтому движение вала II сообщается от обоем 16. Аналогично, на участках 2-м и 3-м движение ведомому валу II сообщается от обоем 17 и 18.

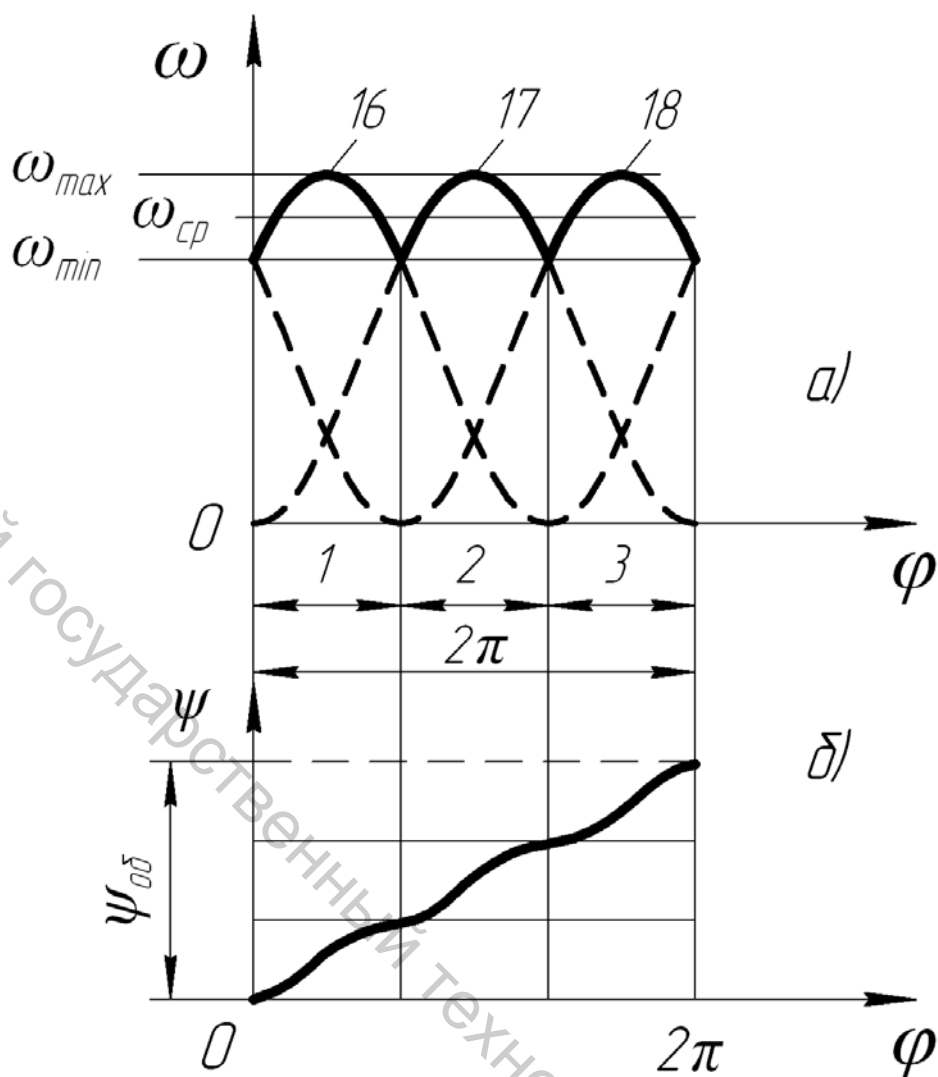


Рисунок 2.17 – График угловой скорости (а) и угла поворота (б) импульсивного вариатора скорости

В результате график скорости ведомого вала имеет вид кривой, выделенный жирной линией на рисунке 2.17 а. График пути ψ имеет вид кривой на рисунке 2.17 б.

Средняя угловая скорость ω_{cp} вала II определится из равенства

$$\omega_{\text{нб}} = \frac{\psi_{\text{и а}}}{\frac{2\pi}{\omega}}$$

где ω – угловая скорость ведущего вала I.

2.2 Критерии сравнения различных типов исполнительных механизмов

На первом этапе проектирования требуется выбрать структуру исполнительного механизма, воспроизводящего заданный закон движения рабочего органа. Так как для каждого вида движения

существуют различные типы механизмов, то при выборе оптимального типа механизма руководствуются критериями, определяющими работоспособность механизмов.

Таковыми критериями могут быть:

- 1) возможность воспроизведения заданного закона движения с требуемой точностью;
- 2) возможность регулирования закона движения;
- 3) скоростной режим работы;
- 4) трудоемкость изготовления;
- 5) удобство эксплуатации.

Выполним сравнительный анализ различных видов исполнительных механизмов по указанным критериям.

2.3 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможностям воспроизведения заданных законов движения с требуемой точностью

2.3.1 Механизмы колебательного движения

В большинстве случаев требуется воспроизводить закон движения в виде циклической кривой (рис. 2.2) с заданными углом размаха ψ_p (S_p) и соотношением углов прямого $\varphi_{пр}$ и обратного $\varphi_{обр}$ ходов $\kappa = \varphi_{пр} / \varphi_{обр}$.

Во всех механизмах колебательного движения $\psi_p < 120^\circ$. Это ограничение связано с допускаемыми углами передачи в рычажных механизмах и углами давления в кулачковых механизмах.

В рычажных четырехзвенных механизмах (рис. 2.5 а, б) согласно [3] возможно получение $\kappa = 0,7...1,45$, а в рычажном шестизвенном механизме (рис. 2.5 в) $\kappa = 0,5...2$.

В кулачковых и кулачково-рычажных механизмах возможно получение κ в теоретически неограниченных пределах. Однако следует иметь в виду, что с уменьшением κ при $\kappa < 1$ и с его увеличением при $\kappa > 1$ увеличиваются размеры кулачка.

Довольно часто требуется получать колебательное движение рабочего инструмента с остановками (рис. 2.18). Колебательное движение рабочего инструмента с точными остановками в одном (рис. 2.18 а), двух (рис. 2.18 в) крайних положениях, в промежуточном положении (рис. 2.18 б) (графики в виде сплошных линий) возможно только в кулачковых и кулачково-рычажных механизмах. Точные остановки достигаются соответствующим профилированием кулачка.

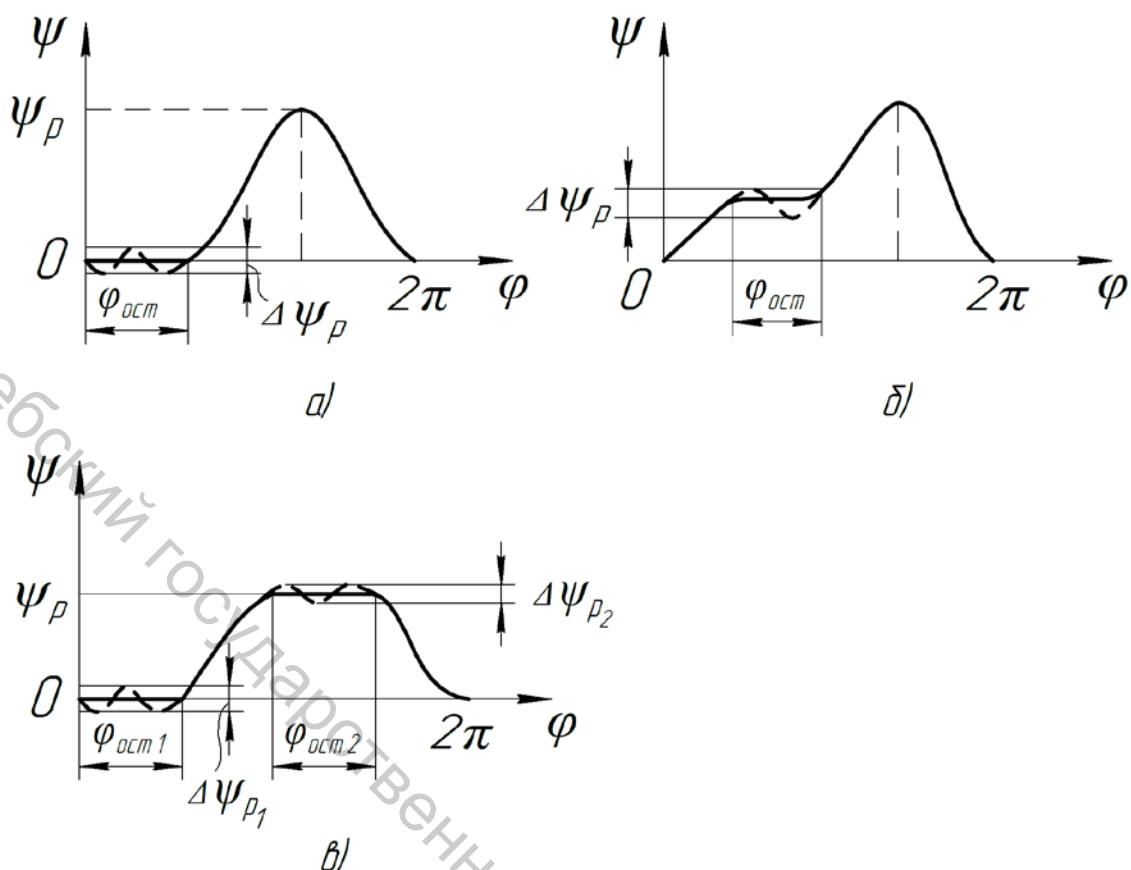


Рисунок 2.18 – Графики возвратно-колебательных движений рабочего органа с остановками: а) с остановкой в одном крайнем положении; б) с остановкой в промежуточном положении; в) с остановкой в двух крайних положениях

В рычажных механизмах возможно движение с приближенными остановками. При этом действительное движение рабочего инструмента в периоды приближенных остановок ($\varphi_{ост}$ на рис. 2.18 а и 2.18 б, $\varphi_{ост1}$ и $\varphi_{ост2}$ на рис. 2.18 в) представляют собой колебания с углами малого размаха $\Delta\psi_p$, $\Delta\psi_{p1}$, $\Delta\psi_{p2}$ (пунктирные линии на рис. 2.18 а, б и в). Достаточно малые значения этих углов ($< 1^\circ$) достигаются применением соответствующих методов синтеза рычажных механизмов [3].

Движение с достаточно точной остановкой рабочего инструмента в одном крайнем положении можно получить в шестизвенных рычажных механизмах (рис. 2.5 в и г), в промежуточном положении – в десятизвенном рычажном механизме (рис. 2.19), в двух крайних положениях – в восьмизвенном рычажном механизме (рис. 2.20).

В зубчато-рычажных механизмах заданный закон движения ведомого звена, входящего в состав диады, получается подбором кривой, описываемой точкой планетарного колеса, к которой присоединяется диада. Например, в механизме, изображенном на рисунке 2.8, точка В, принадлежащая колесу 2, может описать

гипоциклоиду, если делительный диаметр d_2 колеса 2 равен $1/3$ делительного диаметра колеса 5.

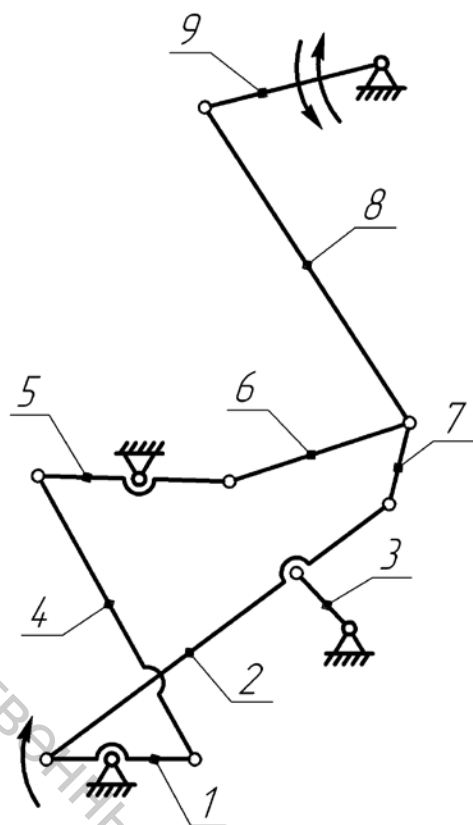


Рисунок 2.19 – Схема 10-звенного рычажного механизма с приближенной остановкой ведомого звена в промежуточном положении (механизм крючковых игл основовязальной машины)

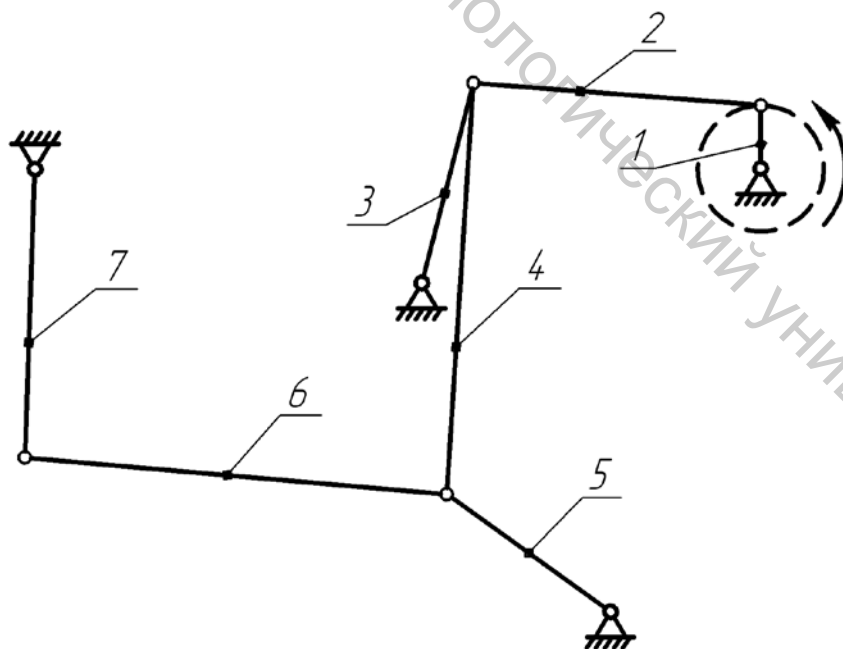


Рисунок 2.20 – Схема восьмизвенного рычажного механизма отклонения иглы швейной машины

Участок гипоциклоиды может быть приближенно описан дугой окружности радиуса R . Если в точке B присоединить диаду с длиной звена $BC = R$ и совместить точку C с центром дуги, то при движении точки B по участку гипоциклоиды получим приближенную остановку ведомого звена CD .

2.3.2 Механизмы вращательного движения с остановками

Точную остановку обеспечивают механизмы мальтийские, храповые, свободного хода и червячные.

В мальтийских механизмах согласно (2.2) длительность остановки $\varphi_{ост}$ зависит от числа Z пазов мальтийского креста. В таблице 2.1 показаны значения $\varphi_{ост}$ и ψ_p для заданных Z , определенные из формул (2.1) и (2.2).

Таблица 2.1 – Углы $\varphi_{ост}$ и ψ_p в мальтийском механизме

Z	4	5	6
ψ_p , град	90	72	60
$\varphi_{ост}$, град	270	252	240

Из таблицы следует, что при $Z = 4, 5$ и 6 мальтийские механизмы обеспечивают значения углов ψ_p в пределах $60^\circ \dots 90^\circ$, а углов $\varphi_{ост}$ – в пределах $240^\circ \dots 270^\circ$.

В механизмах храповых и свободного хода длительность остановки $\varphi_{ост}$ определяется углами прямого $\varphi_{пр}$ или обратного $\varphi_{обр}$ хода шарнирного четырехзвенника, входящего в состав механизма. Как следует из [3], можно получить $\varphi_{ост} = 153^\circ \dots 222^\circ$.

В храповых механизмах угол размаха определяется соотношением $\psi_p = 360^\circ / Z_{xp}$, где Z_{xp} – число зубьев храпового колеса. Так при $Z_{xp \min} = 15$ получим $\psi_{p \max} = 24^\circ$. В механизмах свободного хода возможности получения углов размаха ψ_p значительно шире: $\psi_p = 3^\circ \dots 100^\circ$. Следует отметить, что в механизмах свободного хода и храповых может иметь место выбег ведомого звена (движение по инерции). График вращательного движения с выбегом в период $\varphi_{ост}$ показан на рисунке 2.3 пунктиром. Для предотвращения выбега ведомого звена применяют тормозные устройства.

В червячных механизмах угол размаха ведомого звена определяется из соотношения: $\psi_p = 360 \cdot Z_{ч} / Z_{к}$, где $Z_{ч}$ – число заходов червяка, $Z_{к}$ – число зубьев колеса. Так при $Z_{ч} = 1$, $Z_{к} = 15$ имеем максимальное значение $\psi_p = 24^\circ$. При увеличении $Z_{к}$ уменьшается ψ_p и возрастают габариты механизма. Величина угла $\varphi_{ост}$ ограничивается тем, что с увеличением $\varphi_{ост}$ увеличивается делительный диаметр червяка. Известны случаи, когда $\varphi_{ост} = 120^\circ$.

2.3.3 Механизмы вращательного движения

Отметим, что ременные механизмы подразделяются на плоскоремные, клиноремные и зубчато-ременные. Зубчато-ременные, а также зубчатые, червячные и цепные механизмы обеспечивают вращательное движение с постоянным передаточным отношением. Плоскоремные, клиноремные и фрикционные механизмы характеризуются сцеплением звеньев посредством трения, при этом имеет место проскальзывание, а, следовательно, увеличение передаточного числа, его нестабильность, что во многих случаях недопустимо. Однако в некоторых случаях, где по условиям технологического процесса проскальзывание допустимо, плоскоремные, клиноремные и фрикционные механизмы могут применяться.

В механизмах с обгонными муфтами (рис. 2.16) угловая скорость ведомого звена и передаточное число «пульсирует» (рис. 2.17). Однако среднее значение передаточного числа может сохраняться стабильным.

В таблице 2.2 приводятся рекомендуемые передаточные числа и для различных механизмов.

Таблица 2.2 – Рекомендуемые передаточные числа механизмов вращательного движения

Виды механизмов	Зубчатые (в одной ступени)	Червячные (в одной ступени)	Цепные	Зубчато-ременные	Фрикционные	С обгонными муфтами (среднее)
Рекомендуемые передаточные числа	1/3...3	20...80	1/6...6	1/3...3	5...10	10...100

Из таблицы 2.2 следует, что наибольшее передаточное число в одной ступени при разумных габаритах можно получить в механизме с обгонными муфтами. При этом, однако, следует учесть, что имеет место неравномерность движения ведомого звена.

2.4 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможности регулирования законов движения рабочих инструментов

2.4.1 Механизмы колебательного движения

В этих механизмах часто требуется регулировать величину размаха ψ_p (S_p) ведомого звена (рис. 2.2).

Регулирование размаха ψ_p возможно в рычажных и кулачково-рычажных механизмах. На рисунках 2.21 а и 2.21 б показаны схемы регулируемых четырехзвенных механизмов, на рисунках 2.21 в, 2.21 г – схемы регулируемых шестизвенных механизмов, на рисунках 2.22 а, 2.22 б – схемы регулируемых кулачково-рычажных механизмов.

Особенностью механизмов, показанных на рисунках 2.21 в, 2.21 г и 2.22 б, является то, что они могут регулироваться на ходу, без остановки.

Могут предъявляться различные требования к характеру изменения законов движения при регулировании размаха. На рисунке 2.23 а в виде кривых 1, 2, 3 показаны графики законов движения при сохранении неизменным среднего положения ведомого звена, на рисунке 2.23 б – те же графики при сохранении неизменным крайнего положения ведомого звена. На рисунке 2.23 в в виде кривых 1, 2, 3, 4, 5 показаны графики законов движения при изменении размаха и направления колебаний ведомого звена.

Кулачковые и зубчато-рычажные механизмы (рис. 2.6 и 2.8) не регулируются.

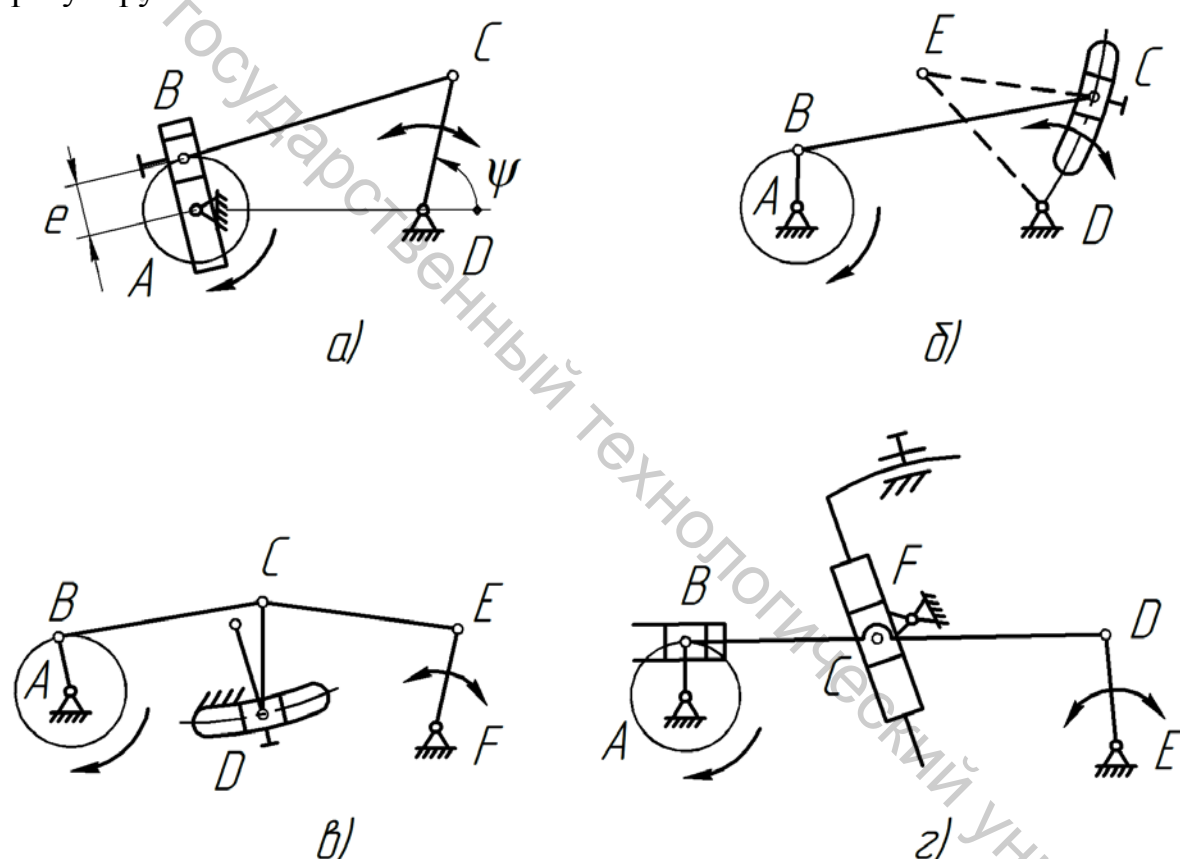


Рисунок 2.21 – Схемы регулируемых рычажных механизмов

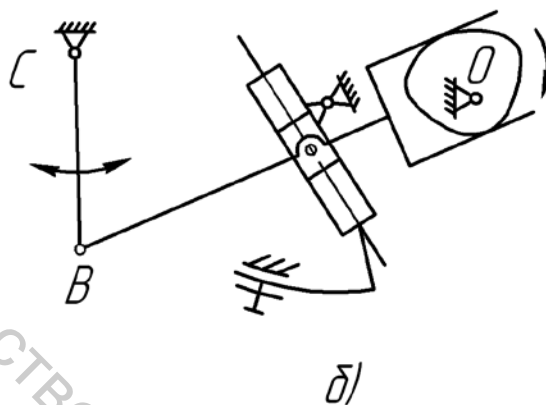
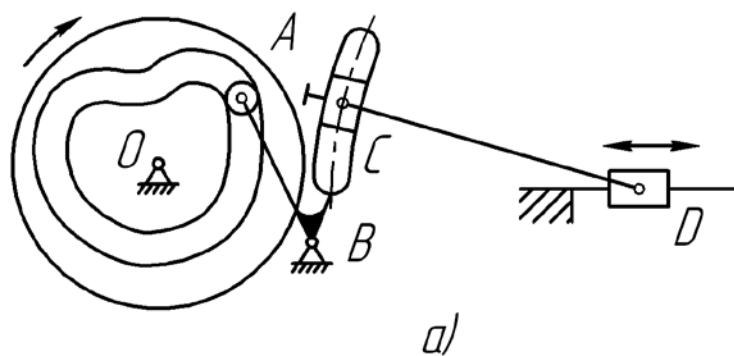


Рисунок 2.22 – Схемы регулируемых кулачково-рычажных механизмов

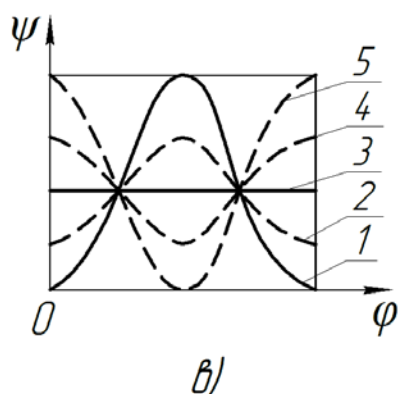
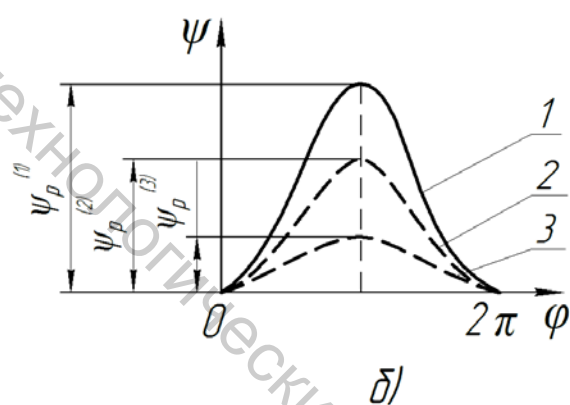
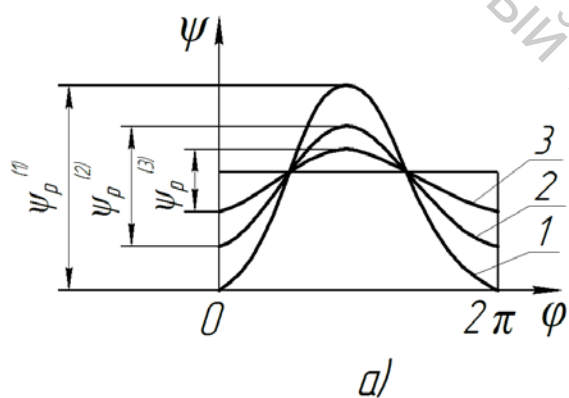


Рисунок 2.23 – Графики законов движения ведомого звена при различных регулировках

2.4.2 Механизмы вращательного движения с остановками

Из этой группы механизмов могут регулироваться только механизмы свободного хода. Червячные, мальтийские, храповые, рычажные и зубчато-рычажные механизмы не регулируются.

На рисунках 2.24 а, 2.24 б приведены схемы регулируемых механизмов свободного хода. Механизм, изображенный на рисунке 2.24 б, может регулироваться на ходу. В результате регулировки изменяется угол поворота ψ_p ведомого звена. На рисунке 2.25 в виде кривых 1, 2, 3 показаны графики законов вращательного движения с остановками при различных регулировках.

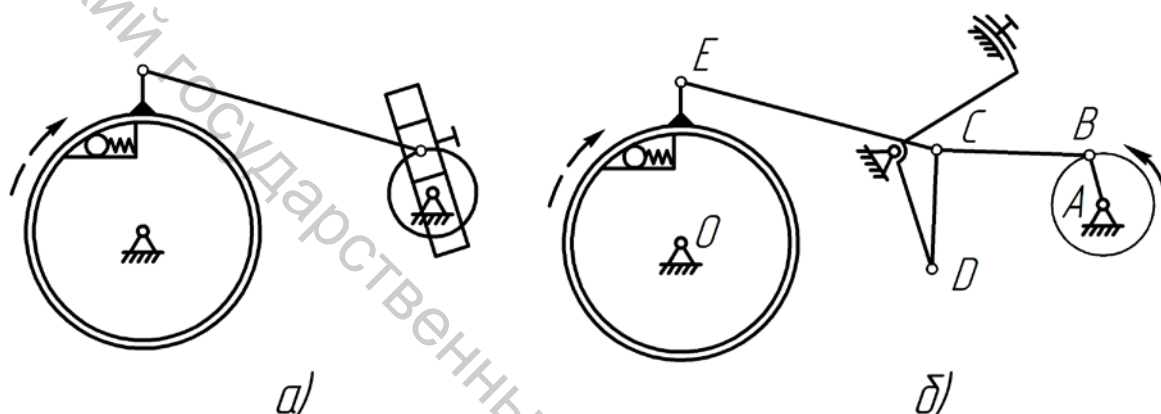


Рисунок 2.24 – Схемы регулируемых механизмов свободного хода

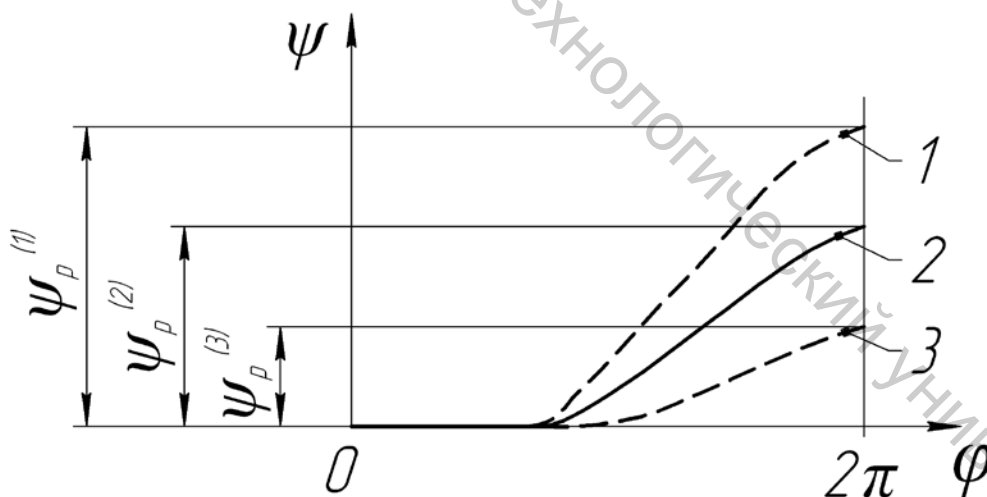


Рисунок 2.25 – Графики регулируемого вращательного движения с остановками

2.4.3 Механизмы вращательного движения

Из механизмов этой группы не регулируются зубчатые, червячные, цепные, зубчато-ременные механизмы. Регулируемые фрикционные механизмы (вариаторы) рассматриваются в курсах “Детали машин” и “Теория механизмов”. Схема регулируемого на ходу

механизма с обгонными муфтами показана на рисунке 2.16 а. В этом механизме в результате регулировки изменяется угол поворота $\psi_{об}$ ведомого вала II за один оборот ведущего вала I, а следовательно, и среднее передаточное число $u_{cp} = 2\pi/\psi_{об}$. Диапазон регулирования передаточного числа u_{cp} в одном механизме составляет 10...100.

2.5 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по скоростному режиму работы

2.5.1 Общие положения

Будем определять скоростной режим частотой вращения n (об/мин) ведущего звена механизма.

С увеличением n возрастают динамические нагрузки, более интенсивно изнашиваются кинематические пары. Поэтому показатель n зависит от несущей способности кинематических пар механизма.

При прочих равных условиях несущая способность низших кинематических пар выше, чем высших кинематических пар, так как в первых нагрузка распределена теоретически на поверхности контакта элементов пары, а во вторых – на линию или точку. Фактически с учетом зазоров в низших кинематических парах и упругости тел, образующих пары, контакт в обоих случаях происходит по поверхности.

Несмотря на разнообразие конструктивного оформления кинематических пар механизмов, они могут быть представлены в виде ограниченного числа вариантов соединений упругих тел, некоторые из которых представлены в таблице 2.3. Несущая способность этих соединений может быть оценена величиной контактных напряжений, определяемых по формуле Герца-Беляева:

$$\sigma_{\epsilon} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{i\delta}}{\rho_{i\delta}}}, \quad (2.3)$$

где $q = Q/b$ – удельное усилие на длине контакта b , Q – реакция в кинематической паре;

$$E_{i\delta} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} - \text{приведенный модуль упругости,}$$

E_1, E_2 – модули упругости тел;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны.

В третьем столбце таблицы 2.3 приведены формулы для определения величины $1/\rho_{np}$, входящей в формулу (2.3), где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны тел в точке контакта. Вращательную кинематическую пару можно представить в виде соединения варианта 1

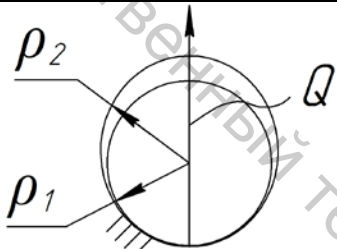
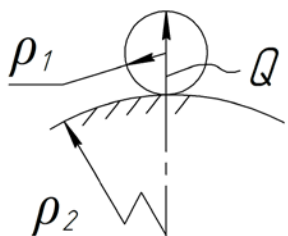
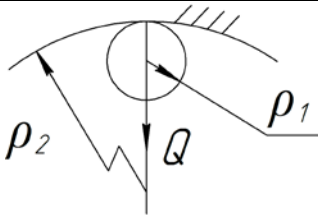
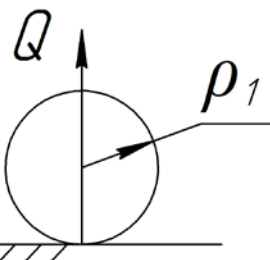
таблицы 2.3 при $\rho_1 \rightarrow \rho_2$, при этом $\sqrt{1/\rho_{i\delta}} \rightarrow 0$ и согласно (1.3) $\sigma_{\varepsilon} \rightarrow 0$.

Например, при $\rho_1 = 0,99\rho_2$ получим $\sqrt{1/\rho_{i\delta}} = 0,1\sqrt{1/\rho_1}$.

В механизме свободного хода (рис. 2.9) контакт ролика с наружной обоймой выполнен в виде соединения варианта 3 таблицы 2.3 при $\rho_2 \cong 10\rho_1$.

При этом $\sqrt{1/\rho_{i\delta}} = 0,95\sqrt{1/\rho_1}$ и σ_k в 9,5 раз больше, чем во вращательной кинематической паре.

Таблица 2.3 – Виды соединений упругих тел в кинематических парах

№№ вариантов соединений	Эскиз соединения упругих тел	Формула для определения $1/\rho_{пр}$	Механизмы, в которых применяются данные соединения
1		$\frac{1}{\rho_{i\delta}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}$	Рычажные
2		$\frac{1}{\rho_{i\delta}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$	Кулачковые, зубчатые, фрикционные
3		$\frac{1}{\rho_{i\delta}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}$	Механизмы свободного хода
4		$\frac{1}{\rho_{i\delta}} = \frac{1}{\rho_1}$	Механизмы свободного хода, мальтийские

Для кулачковых механизмов характерным является вариант 2 соединения таблицы 2.3. При этом при $\rho_1 = \rho_2$ получим

$\sqrt{1/\rho_{i\delta}} = 1,41\sqrt{1/\rho_1}$, то есть σ_k в 14,1 раза больше, чем во вращательной кинематической паре. В мальтийском механизме имеем соединение элементов по варианту 4 таблицы 2.3. При этом $\sqrt{1/\rho_{i\delta}} = \sqrt{1/\rho_1}$ и σ_k в 10 раз больше, чем во вращательной кинематической паре.

Таким образом, расчеты по формуле Герца-Беляева подтверждают, что при прочих равных условиях в низших кинематических парах величина контактных напряжений на порядок меньше, чем в высших кинематических парах, то есть первые имеют значительно более высокую несущую способность, чем вторые. Из этого следует, что механизмы с низшими кинематическими парами могут работать при более высоких скоростных режимах, чем механизмы с высшими кинематическими парами.

Значительное влияние на прочность соединений оказывает характер изменения реакций Q в кинематических парах. В формуле (2.3)

следует определять $q = \frac{Q}{b}$ с учетом характера изменения Q , что

учитывается коэффициентом динамической нагрузки Q : $Q = Q_p \cdot K_\delta$, где Q_p – расчетное значение реакции. При постоянной нагрузке Q следует принять $K_\delta = 1$, при плавно изменяющейся нагрузке Q принимают $K_\delta = 1,5$, при скачкообразном изменении Q имеет место так называемый «мягкий» удар, при этом $K_\delta = 2$, при ударном взаимодействии элементов кинематической пары имеет место «жесткий» удар и $K_\delta = 3$.

Огромное значение для работоспособности кинематических пар имеют условия смазки. При работе кинематических пар в масляной ванне имеет место наименьший износ поверхностей контакта.

При подаче смазки в зону трения с помощью различных маслопроводов в виде смазочных отверстий, канавок, фитилей, трубок и др. большое значение имеет способность кинематической пары удерживать смазку. Хорошо удерживается смазка во вращательных кинематических парах, хуже – в поступательных, почти не удерживается – в высших кинематических парах.

2.5.2 Механизмы колебательного движения

В рычажных механизмах имеется наиболее благоприятное сочетание всех факторов, влияющих на износ: наименьшие контактные напряжения, хорошо удерживается смазка, коэффициент динамичности K_δ не превышает 1,5. Поэтому рычажные механизмы могут работать при наибольших значениях n .

Значительно худшие условия работы в кулачковых и кулачково-рычажных механизмах ввиду наличия высших кинематических пар, неблагоприятных условий смазки. Кроме того, при неправильном проектировании профилей кулачков могут иметь место «мягкие» и

«жесткие» удары, при которых $K_d = 2 \dots 3$. Все это приводит к тому, что скоростные режимы кулачковых и кулачково-рычажных механизмов значительно ниже, чем рычажных.

Зубчато-рычажные механизмы характеризуются наличием высших кинематических пар в зубчатых соединениях, худшими условиями зацепления вследствие наличия колеса с подвижной осью вращения (уменьшается пятно контакта), неблагоприятными условиями смазки. Поэтому эти механизмы работают при умеренных n .

В таблице 2.4 приведены максимальные значения n , при которых работают исполнительные механизмы некоторых машин легкой и текстильной промышленности.

Таблица 2.4 – Скоростные режимы механизмов колебательного движения

Тип оборудования	Частота вращения ведущего звена, об/мин		
	Рычажные механизмы	Кулачковые и кулачково-рычажные механизмы	Зубчато-рычажные механизмы
Швейные промышленные машины	5000	1200	—
Основовязальные машины	800	400	—
Ткацкие станки	600	300	—
Обувные машины	3000	800	300

2.5.3 Механизмы вращательного движения с остановками

В этих механизмах реакции в кинематических парах изменяются на границах участка остановки. При этом в механизмах, обеспечивающих точный выстой, имеют место «мягкие» и «жесткие» удары ($K_d = 2 \dots 3$), а в механизмах, обеспечивающих приближенный выстой, имеет место плавное изменение реакций ($K_d = 1,5$).

В рычажных механизмах имеются только низшие кинематические пары, благоприятные условия смазки и плавно изменяющиеся нагрузки, что создает условия для работы при наибольших n .

В червячных механизмах имеется высшая кинематическая пара, при этом одновременно в зацеплении находится до двух пар элементов, что уменьшает нагрузку на каждую пару элементов. При статической нагрузке ($K_d = 1$) и хороших условиях смазки (в картере) механизм способен работать при $n = 3000$ об/мин.

В механизмах свободного хода (рис. 2.9) нагрузка распределяется на $2N$ высшие кинематические пары. В каждой паре имеется контакт по вариантам 3 и 4 таблицы 2.3.

Число N может быть до 6. Нагрузка изменяется плавно ($K_d = 1,5$), имеются благоприятные условия для удерживания смазки. Все это создает условия для работы при $n = 2000 \dots 3000$ об/мин.

Зубчато-рычажные механизмы характеризуются плавным изменением нагрузки ($K_d = 1,5$), неблагоприятными условиями зацепления зубьев из-за наличия зубчатого колеса с подвижной осью вращения. Поэтому эти механизмы применяются при невысоких n (до 300 об/мин).

Мальтийские механизмы характеризуются наличием одной высшей кинематической пары по варианту 4 таблицы 2.3, скачкообразным изменением реакции при входе и выходе ролика из паза мальтийского креста ($K_d = 2$), неблагоприятными условиями смазки. Вследствие этого эти механизмы могут работать при ограниченных n (до 200 об/мин).

Храповые механизмы содержат одну низшую кинематическую пару, замыкание которой при рабочем ходе производится пружиной, в начале рабочего хода имеет место ударное взаимодействие собачки и храпового колеса ($K_d = 3$). Поэтому эти механизмы могут работать при невысоких n (до 100 об/мин).

2.5.4 Механизмы вращательного непрерывного движения

Зубчатые, червячные, зубчато-ременные и фрикционные механизмы характеризуются равномерным движением звеньев, отсутствием динамических нагрузок ($K_d = 1$), поэтому скоростные режимы могут быть весьма высокими. Эти передачи в машинах легкой и текстильной промышленности работают при $n = 5000$ об/мин и более.

В цепных механизмах имеют место пульсации скорости цепи, приводящие к появлению дополнительных динамических нагрузок, ударам ($K_d = 1,5 \dots 2$). Кроме того, износ шарниров цепи приводит к ее удлинению и нарушению правильности зацепления. Все это ограничивает скоростной режим цепных механизмов ($n \leq 1000$ об/мин). Скоростные режимы механизмов с обгонными муфтами ограничены динамическими нагрузками в высших кинематических парах ($K_d = 1,5 \dots 2$). Кроме того, с увеличением скорости возрастает вероятность «выбега» ведомой муфты, что искажает заданный закон движения. В машинах легкой и текстильной промышленности эти механизмы работают при $n = 2000$ об/мин.

2.6 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по стоимости изготовления

Стоимость изготовления складывается из стоимости материалов и стоимости обработки.

2.6.1 Механизмы колебательного движения

Наименьшую стоимость изготовления имеют рычажные механизмы.

Это объясняется тем, что изготовление звеньев и обработка поверхностей кинематических пар производится на универсальном металлорежущем оборудовании, а также – невысокой металлоемкостью звеньев.

Больше стоимость изготовления кулачковых механизмов. Изготовление кулачков требует применения специального оборудования: фрезерных станков с числовым программным управлением, копировально-фрезерных станков. Кроме того, кулачки более материалоемки, чем звенья рычажных механизмов.

Наибольшую стоимость изготовления имеют зубчато-рычажные механизмы из-за высокой материалоемкости зубчатых колес и сложности нарезания зубьев.

2.6.2 Механизмы вращательного движения с остановками

Наименьшую стоимость изготовления имеют рычажные механизмы. Далее по мере возрастания стоимости изготовления следуют механизмы мальтийские, свободного хода, храповые, зубчато-рычажные и червячные.

2.6.3 Механизмы вращательного непрерывного движения

Наибольшую стоимость изготовления имеют зубчато-ременные механизмы, т. к. изготовление зубчатых ремней требует применения дорогостоящих пресс-форм. Далее по мере уменьшения стоимости изготовления можно назвать механизмы зубчатые, червячные, с обгонными муфтами, цепные и фрикционные.

2.7 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по условиям эксплуатации

2.7.1 Общие положения

Условия эксплуатации характеризуются следующими факторами:

- затратами времени на обслуживание (смазку, регулировку, ремонт);
- уровнем шума при работе.

Затраты времени на смазку в основном зависят от вида системы смазки, а не типа механизма. При смазке в масляной ванне требуется только периодически (1–2 раза в год) заменять масло в картере и следить за его уровнем. При индивидуальной ручной смазке требуется,

как минимум, раз в смену подавать смазку в места трения, что значительно увеличивает затраты времени на обслуживание механизма.

Затраты времени на регулировку механизма зависят от сложности задач, которые ставятся при регулировке.

Например, некоторые механизмы швейных полуавтоматов требуют значительных затрат времени на наладку и регулировку при переходе на другие параметры законов движения.

Периодичность ремонта механизмов регламентируется техническими требованиями в целом. Довольно часто периодичность ремонта составляет 1–2 года. Нарушение этих сроков свидетельствует о том, что для исполнительного механизма назначены завышенные скоростные режимы, либо не выполнены нормы конструирования кинематических пар, что приводит к преждевременному износу поверхностей трения и необходимости ремонта или замены деталей.

Уровень шума при работе механизмов зависит главным образом от вида кинематических пар. Шум является следствием соударения тел, образующих кинематические пары. Шум уменьшается при постоянном контакте тел, достигаемом геометрическим замыканием кинематической пары. Постоянство контакта может нарушаться вследствие зазоров в кинематических парах.

В шарнирных соединениях зазоры меньше, чем в других соединениях, чем и объясняется меньший уровень шума при работе рычажных механизмов.

В кулачковом механизме зазоры между роликом и пазом кулачка в несколько раз больше, чем в шарнирном соединении, что связано со сложностью изготовления профиля кулачка. Поэтому при изменении направления движения толкателя имеют место удары, что приводит к повышенному шуму.

В зубчатых соединениях уменьшение бокового зазора между зубьями достигается повышением точности изготовления зубьев.

2.7.2 Механизмы колебательного движения

Наименьший уровень шума имеет место при работе рычажных механизмов. Объясняется это тем, что в шарнирных соединениях хорошо удерживается смазка и удастся получить весьма малые зазоры в соединении.

Значительно более высокий уровень шума наблюдается при работе кулачковых механизмов. Это объясняется повышенной величиной зазора между стенками паза кулачка и роликом толкателя, что приводит к соударению ролика и стенок паза при изменении направления движения толкателя, к тому же в зазоре практически не удерживается смазка.

Зубчато-рычажные механизмы содержат зубчатые колеса с подвижными осями, что приводит к перекосам осей зубчатых колес и нарушению правильного зацепления зубьев. Если при этом не представляется возможным поместить зубчатую пару в закрытый корпус и в масляную ванную, то уровень шума при работе весьма велик.

2.7.3 Механизмы вращательного движения с остановками

Наименьший уровень шума имеет место в рычажных механизмах по причинам, изложенным в п. 2.7.2.

В червячных механизмах на границах участка выстоя (рис. 2.3) может иметь место соударение зубьев червяка и червячного колеса за счет выбега ведомого звена. Однако в целом уровень шума невелик. Невысокий уровень шума имеет место в механизмах свободного хода, так как зазор в соединениях ролик-цилиндр и плоскость-ролик постоянно выбирается пружиной и, кроме того, вследствие особенностей конструкции механизма, в зазорах хорошо удерживается смазка.

В мальтийском механизме за один цикл работы имеет место замыкание и размыкание кинематической пары, при этом в начале участка движения (рис. 2.3) происходит соударение ролика и мальтийского креста, что приводит к повышенному шуму.

В храповом механизме повышенный шум имеет место при свободном ходе рычага с собачкой, при этом собачка ударяется о стенки зубьев храпового колеса.

Зубчато-рычажные механизмы работают с повышенным шумом, по тем же причинам, что и аналогичные механизмы колебательного движения.

2.7.4 Механизмы вращательного непрерывного движения

Наименьший уровень шума имеет место при работе зубчато-ременных и фрикционных передач. Невысок уровень шума закрытых червячных и зубчатых передач, работающих в масляной ванне.

Открытые зубчатые передачи при недостаточной смазке отличаются повышенным уровнем шума.

Невелик уровень шума механизмов с обгонными муфтами по тем же причинам, что и механизмов свободного хода. Высокий уровень шума имеет место при работе цепных передач ввиду ударов при входе в зацеплении роликов цепи и зубьев звездочки.

3 РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ

Методы расчета механизмов на точность рассматриваются в теории точности механизмов. Эта теория разработана академиком Н. Г. Бруевичем [4] и его учениками. В теории точности решаются задачи определения отклонений положений, скоростей и ускорений звеньев, реакций в кинематических парах реальных механизмов от аналогичных характеристик идеальных. Указанные отклонения возникают вследствие погрешностей изготовления и монтажа механизмов, износа кинематических пар и других причин.

Рассмотрим некоторые методы расчета отклонений положений звеньев реальных механизмов.

3.1 Некоторые понятия теории точности механизмов

Идеальный механизм – это такой механизм, в котором все параметры кинематической схемы выполнены абсолютно точно и в кинематических парах отсутствуют зазоры. Параметры схемы идеального механизма называются номинальными. Обозначим их $q_1, q_2, \dots, q_n$. На рисунке 3.1 сплошными линиями показана схема идеального шарнирного четырехзвенного механизма с номинальными параметрами схемы: $q_1 = AB$, $q_2 = BC$, $q_3 = CD$, $q_4 = AD$.

На рисунке 3.2 сплошными линиями показана схема идеального кулачкового механизма в обращенном движении с номинальными параметрами $q_1 = R$, $q_2 = AB$, $q_3 = OA$, где R – текущий радиус-вектор теоретического профиля.

Реальный механизм – это такой механизм, в котором параметры схемы выполнены с отклонениями от номинальных. Эти отклонения обозначим: $\Delta q_1, \Delta q_2, \dots, \Delta q_n$. Схема реального шарнирного четырехзвенного механизма показана на рисунке 3.1 пунктирными линиями. На рисунке 3.2 пунктирными линиями показана схема реального кулачкового механизма. Параметры схемы реального механизма называются реальными.

Первичными ошибками называются отклонения реальных параметров от номинальных ($\Delta q_1, \Delta q_2, \dots, \Delta q_n$) и зазоры в кинематических парах: $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_m$. Первичные ошибки могут быть скалярными и векторными. Скалярными ошибками являются отклонения реальных параметров от номинальных, т. к. они задаются только величиной и знаком. Отклонение считается положительным, если реальный параметр больше номинального.

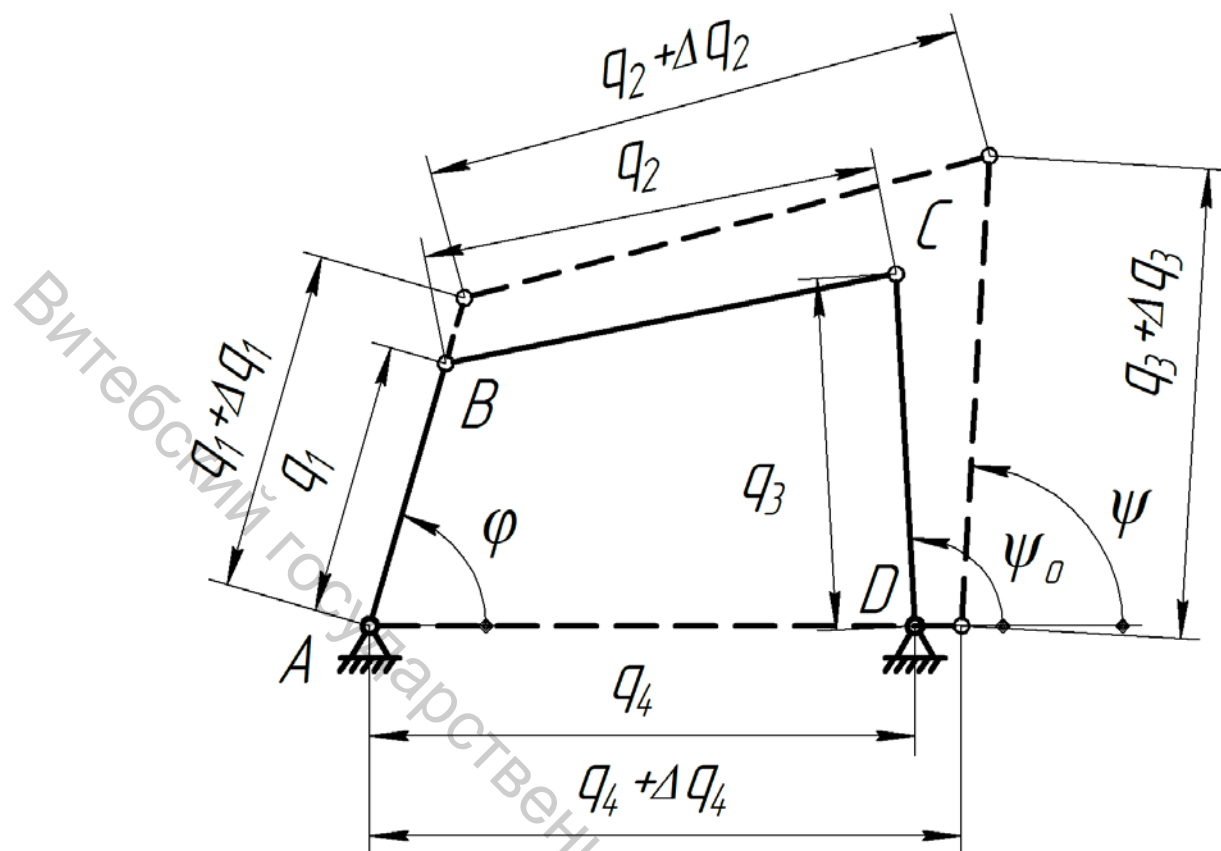


Рисунок 3.1

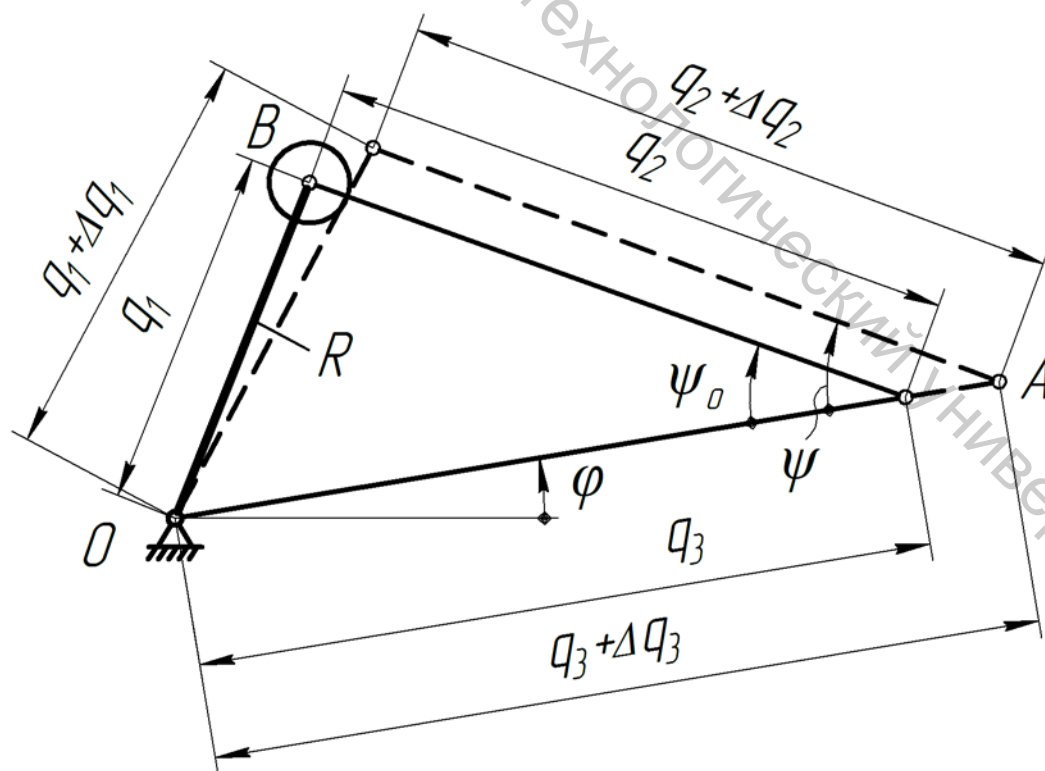


Рисунок 3.2 – Идеальный и реальный механизмы

Примером скалярной ошибки является отклонение от номинала расстояния между осями отверстий в шатуне (рис. 3.3) Пусть номинальное значение этого расстояния 100 мм, а реальное – 99,8 мм. Тогда ошибка составит (–0,2 мм). Другим примером скалярной ошибки является отклонение Δq_1 от номинала q_1 текущего радиуса-вектора теоретического профиля кулачка (рис. 3.4).

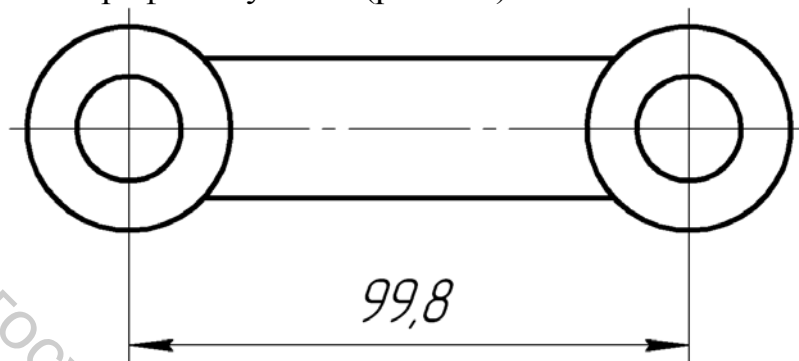


Рисунок 3.3

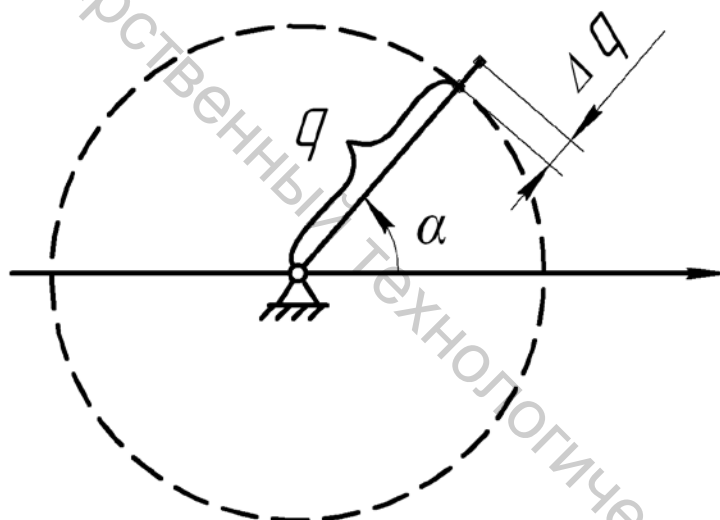


Рисунок 3.4

Векторными величинами являются зазоры в шарнирных соединениях. На рисунке 3.5 показано взаимное расположение элементов кинематической пары – шарнирного пальца диаметра d_1 и шарнирного отверстия диаметра d_2 .

Величина зазора $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$ не характеризует полностью взаимное расположение центров пальца O_1 и отверстия O_2 . Необходимо задать направление отрезка O_1O_2 углом α . Таким образом, зазор определяется модулем Δ и углом α . Причинами появления первичных ошибок являются неточности изготовления элементов кинематических пар. Ошибки могут возникать в результате погрешностей монтажа, износа кинематических пар.

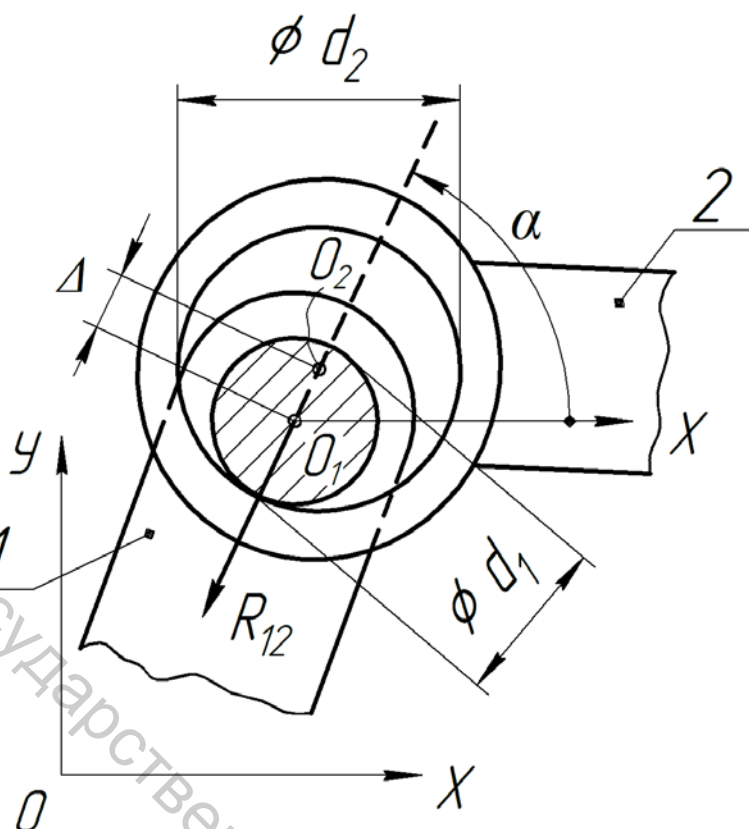


Рисунок 3.5

Ошибка положения ведомого звена механизма – это разность между координатами ведомого звена в реальном и идеальном механизмах. В шарнирном четырехзвеннике, показанном на рисунке 3.1, координаты ведомого коромысла DC в идеальном и реальном механизмах обозначены соответственно ψ_0 и ψ . Тогда ошибка положения $\Delta\psi$ определится из разности

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0. \quad (3.1)$$

Координаты ведомого коромысла в идеальном и реальном кулачковых механизмах на рисунке 3.2 обозначены соответственно ψ_0 и ψ . Ошибка положения $\Delta\psi$ определится из (3.1). Принимается, что ведущее звено не имеет ошибки положения.

Ошибка перемещения ведомого звена механизма – это разность между перемещениями ведомого звена в реальном и идеальном механизмах. Пусть ψ_1 и ψ_2 – координаты крайних положений ведомого звена механизма, $(\psi_1)_0$ и $(\psi_2)_0$ – те же координаты в идеальном механизме. Тогда перемещения ведомого коромысла в реальном и идеальном механизмах равны: $\psi_{12} = \psi_2 - \psi_1$, $(\psi_{12})_0 = (\psi_2)_0 - (\psi_1)_0$.

Обозначим: $\Delta\psi_1$, $\Delta\psi_2$ – ошибки крайних положений механизмов.

Тогда: $\psi_2 = (\psi_2)_0 + \Delta\psi_2$; $\psi_1 = (\psi_1)_0 + \Delta\psi_1$;

$\psi_{12} = (\psi_2)_0 - (\psi_1)_0 + \Delta\psi_2 - \Delta\psi_1 = (\psi_{12})_0 + \Delta\psi_2 - \Delta\psi_1$.

Ошибка перемещения равна:

$$\Delta \psi_{12} = \psi_{12} - (\psi_{12})_0 = \Delta \psi_2 - \Delta \psi_1. \quad (3.2)$$

Таким образом, ошибка перемещения, равна разности ошибок положений, между которыми происходит перемещение.

3.2 Зависимость ошибки положения от первичных ошибок

Для идеального механизма в некотором положении, определяемом координатой φ ведущего звена (рис. 3.1, 3.2), существует зависимость

$$\psi_0 = f(q_1, q_2, \dots, q_n). \quad (3.3)$$

Для реального механизма характер зависимости между ψ_0 и параметрами схемы тот же:

$$\psi = f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n). \quad (3.4)$$

Функцию (3.4) можно разложить в ряд Тэйлора:

$$\begin{aligned} f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n) &= f(q_1, q_2, \dots, q_n) + \\ &+ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} \Delta q_i + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i^2} \right)_{(0)} \frac{\Delta q_i^2}{2!} + \dots \\ &+ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^m f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i^m} \right)_{(0)} \frac{\Delta q_i^m}{m!} + \dots \end{aligned}$$

Обычно Δq_i есть величина, на порядок меньшая q_i . Поэтому можно отбросить те члены ряда, которые содержат Δq_i в степени 2 и более, то есть ограничиться при разложении в ряд Тэйлора двумя членами:

$$\begin{aligned} f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n) &= f(q_1, q_2, \dots, q_n) + \\ &+ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_i. \end{aligned} \quad (3.5)$$

С учетом (3.3), (3.4) и (3.5) получим следующую формулу для ошибки положения:

$$\Delta \psi = \psi - \psi_0 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_i. \quad (3.6)$$

Обозначим $\left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} = \lambda_i$.

Коэффициент λ_i называют коэффициентом значимости ошибки Δq_i .

С учетом обозначения запишем формулу для $\Delta \psi$:

$$\Delta \psi = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \Delta q_i. \quad (3.7)$$

Из (3.7) следует, что ошибка положения механизма равна сумме первичных ошибок, умноженных на коэффициенты значимости.

3.3 Аналитический расчет ошибок положения

Для определения ошибки положения необходимо вычислить коэффициенты значимости первичных ошибок, представляющие собой частные производные функции (3.3) при номинальных параметрах схемы $q_1, q_2, \dots, q_n$.

Для простейших механизмов возможно непосредственное дифференцирование функции (3.3).

Для коромысло-ползунного механизма (рис. 3.6) функция (3.3) имеет вид:

$$x_0 = OD + CB = OD + \sqrt{(AB)^2 - (AC)^2} = q_1 \cdot \cos \varphi + \sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}.$$

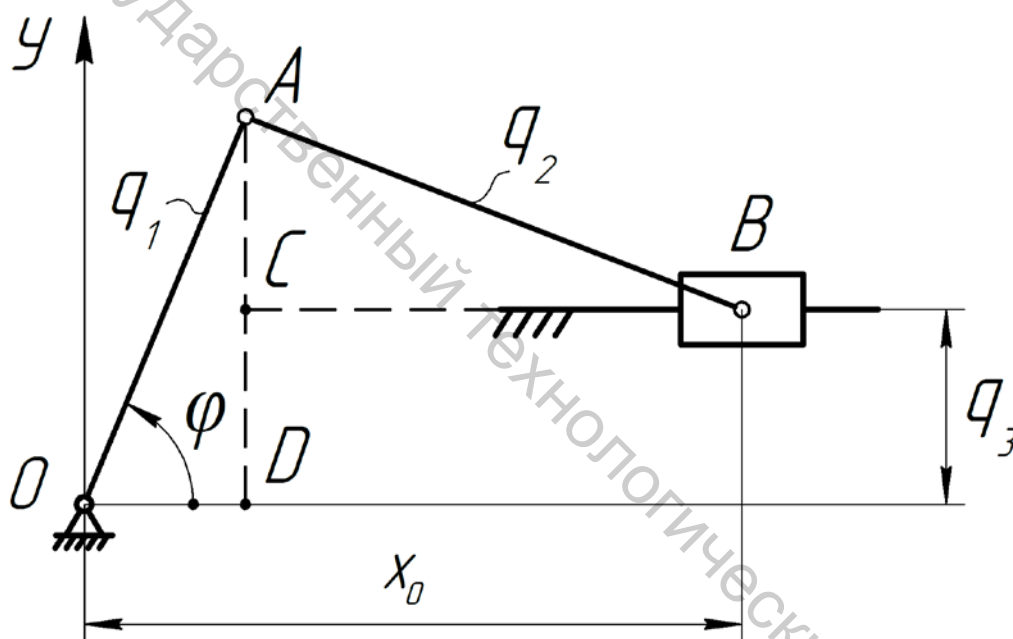


Рисунок 3.6

Определим частные производные этой функции по параметрам q_1, q_2, q_3 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_0}{\partial q_1} &= \cos \varphi - \frac{(q_1 \sin \varphi - q_3) \sin \varphi}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}; \\ \frac{\partial x_0}{\partial q_2} &= + \frac{q_2}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}; \\ \frac{\partial x_0}{\partial q_3} &= + \frac{q_1 \sin \varphi - q_3}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}. \end{aligned}$$

Пример. Определить ошибку положения механизма иглы петельного полуавтомата при следующих исходных данных:

$q_1 = 17 \text{ мм}; q_2 = 65 \text{ мм}; q_3 = 4 \text{ мм}; \varphi = 0; \Delta q_1 = +0,1 \text{ мм};$
 $\Delta q_2 = -0,1 \text{ мм}; \Delta q_3 = +0,2 \text{ мм}.$

Решение. Определим коэффициенты значимости: $\lambda_1 = 1; \lambda_2 = 1,002; \lambda_3 = 0,06.$

Определим ошибку положения: $\Delta x = (1 \cdot 0,1 - 1,002 \cdot 0,1 + 0,06 \cdot 0,2) \text{ мм} = 0,012 \text{ мм}.$

Для кулачкового механизма (рис. 3.2) ошибка положения ведомого звена АВ определится из уравнения:

$$\Delta \psi = \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \lambda_3 \cdot \Delta q_3,$$

где $\lambda_1 = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_1} \right)_{(0)}, \quad \lambda_2 = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_2} \right)_{(0)}, \quad \lambda_3 = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} \right)_{(0)}.$

$$\psi_0 = \arccos \frac{q_2^2 + q_3^2 - q_1^2}{2q_2 q_3}.$$

Обозначим: $\frac{q_2^2 + q_3^2 - q_1^2}{2q_2 q_3} = u.$

Тогда

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_1} = - \frac{\frac{\partial u}{\partial q_1}}{\sqrt{1 - u^2}}; \quad \frac{\partial \psi_0}{\partial q_2} = - \frac{\frac{\partial u}{\partial q_2}}{\sqrt{1 - u^2}}; \quad \frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} = - \frac{\frac{\partial u}{\partial q_3}}{\sqrt{1 - u^2}},$$

где

$$\frac{\partial u}{\partial q_1} = - \frac{q_1}{q_2 q_3};$$

$$\frac{\partial u}{\partial q_2} = - \frac{1}{2q_3} - \frac{q_3}{2q_2^2} + \frac{q_1^2}{2q_3 q_2^2};$$

$$\frac{\partial u}{\partial q_3} = - \frac{q_2}{2q_3^2} + \frac{1}{2q_2} + \frac{q_1^2}{2q_2 q_3^2}.$$

3.4 Графический метод расчета ошибок положения

Для большинства рычажных механизмов (включая шарнирный четырехзвенник) непосредственное дифференцирование функции (3.3) с целью определения коэффициентов значимости первичных ошибок сопряжено со значительными трудностями. Более простое решение получается при использовании графических методов, основанных на представлении частных производных в виде отношения кинематических характеристик преобразованных механизмов.

Запишем частную производную функции (3.3) по параметру схемы q_i в виде: $\frac{\partial y_0}{\partial q_i}$, преобразуем это отношение, поделив числитель и знаменатель дроби на ∂t :

$$\frac{\partial y_0}{\partial q_i} = \frac{\frac{\partial y_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_i}{\partial t}} = \frac{w_0}{V_i}.$$

В знаменателе последнего выражения записано значение скорости V_i изменения параметра q_i , а в числителе – соответствующая угловая скорость ведомого звена такого механизма, который образуется из идеального посредством закрепления ведущего звена (выражение (3.3) составлено для $\varphi = const$) и введения дополнительной степени подвижности, при которой параметр q_i становится изменяемым. Этот механизм называется преобразованным механизмом.

Таким образом, для вычисления коэффициента значимости первичной ошибки Δq_i нужно взять отношение угловой скорости ведомого звена к скорости изменения параметра q_i в преобразованном механизме. Последняя может быть выражена через скорости точек преобразованного механизма. Указанное отношение определяется после построения в произвольном масштабе плана скоростей преобразованного механизма.

Рассмотрим определение ошибки положения шарнирного четырехзвенника (рис. 3.1). Для этого механизма согласно (3.7) имеем:

$$Dy = l_1 \partial q_1 + l_2 \partial q_2 + l_3 \partial q_3 + l_4 \partial q_4. \quad (3.8)$$

В соответствии с изложенным, порядок определения $\lambda_1 = \frac{\omega_0}{V_1}$ может быть следующим.

1. Строим схему преобразованного механизма. Для этого в идеальном механизме (рис. 3.1) закрепляем неподвижно ведущее звено АВ и вводим дополнительную степень подвижности, при которой параметр q_1 становится изменяемым: шарнир В устанавливаем на ползун, а в качестве неподвижной направляющей выбираем звено АВ. В результате получим схему преобразованного механизма, приведенную на рисунке 3.7.

2. Для преобразованного механизма в произвольном масштабе μ_v строим план скоростей (рис. 3.7).

3. Определим коэффициент значимости ошибки Δq_1 :

$$l_1 = \frac{w_0}{V_1} = \frac{w_{CD}}{V_B} = \frac{V_C}{q_3 \partial V_B} = \frac{pc \partial \eta}{pb \partial \eta \partial q_3} = \frac{pc}{pb \partial q_3},$$

где pc , pb – длины отрезков на плане скоростей.

Аналогично определяются λ_2 , λ_3 и λ_4 . Схема преобразованного механизма для определения λ_2 показана на рисунке 3.8.

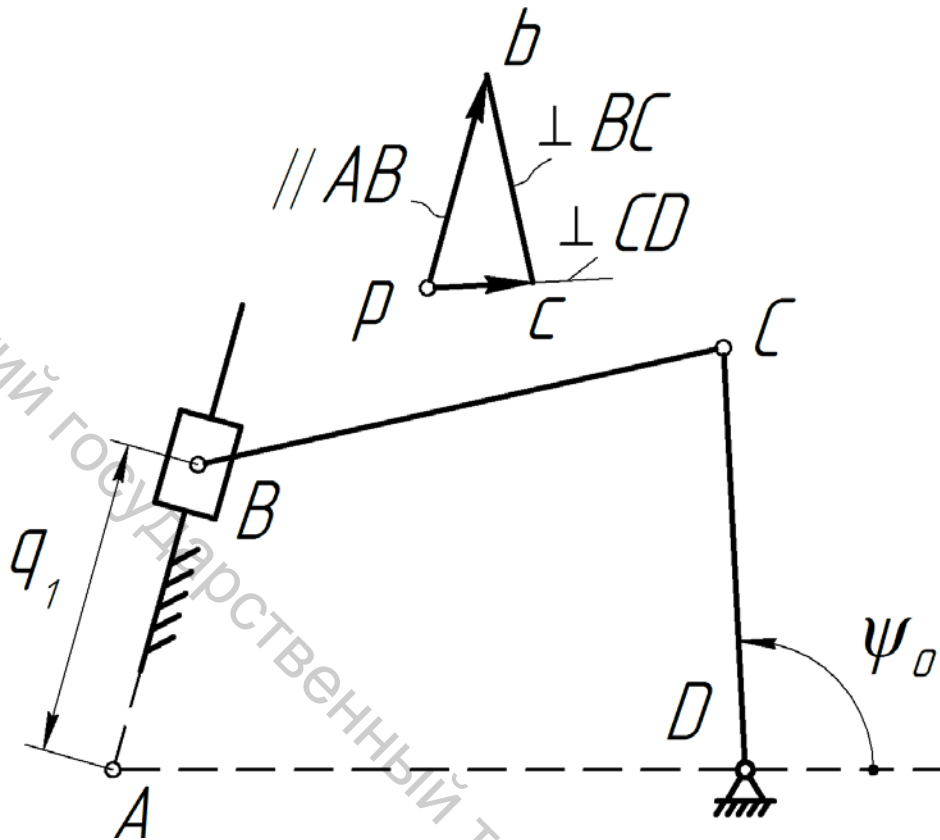


Рисунок 3.7

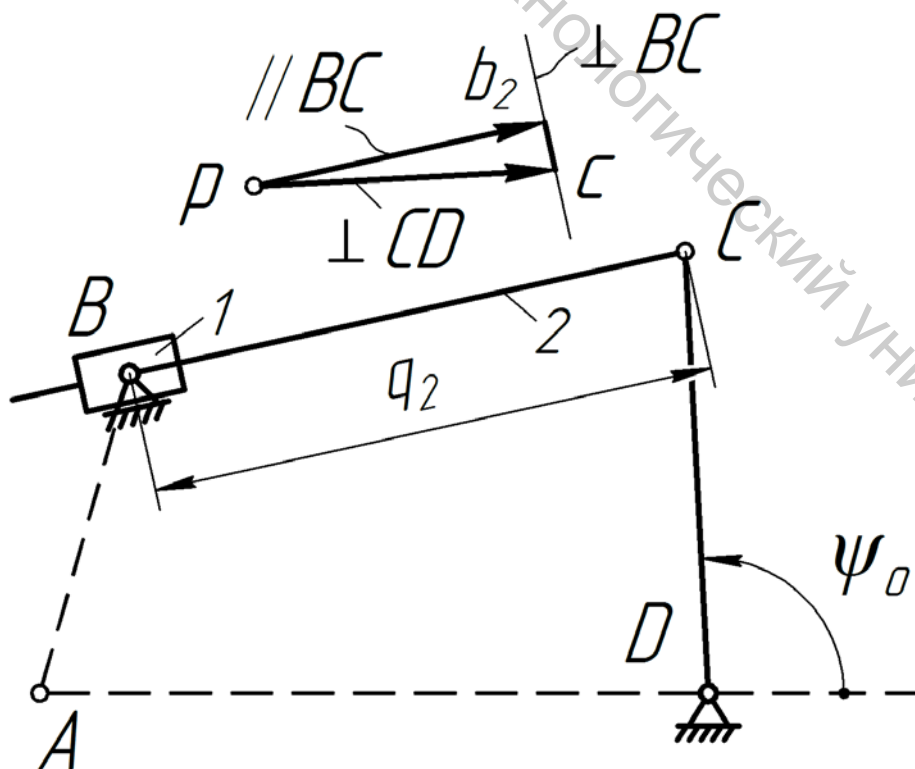


Рисунок 3.8

[illegible]

Рисунок 3.9

$$\lambda_3 = \frac{\omega_0}{V_3} = \frac{\omega_{CD}}{V_{C_2C_3}} = \frac{V_{C_3}}{q_3 \cdot V_{C_2C_3}} = \frac{pc_3}{C_2C_3 \cdot q_3}.$$

Схема преобразованного механизма для определения λ_4 приведена на рисунке 3.10.

$$\lambda_4 = \frac{\omega_0}{V_4} = \frac{\omega_{CD}}{V_D} = \frac{V_{CD}}{q_3 \cdot V_D} = \frac{cd}{pd \cdot q_3}$$

Для определения знаков коэффициентов значимости $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ нужно скорости точек В, В₂, С₂ относительно С₃ и D на соответствующих планах скоростей (рис. 3.7 – 3.10) направлять таким

образом, чтобы параметры q_1, q_2, q_3, q_4 увеличивались. При этом знаки коэффициентов значимости $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ принимаются положительными, если направления соответствующих ω_{CD} противоположны ходу часовой стрелки.

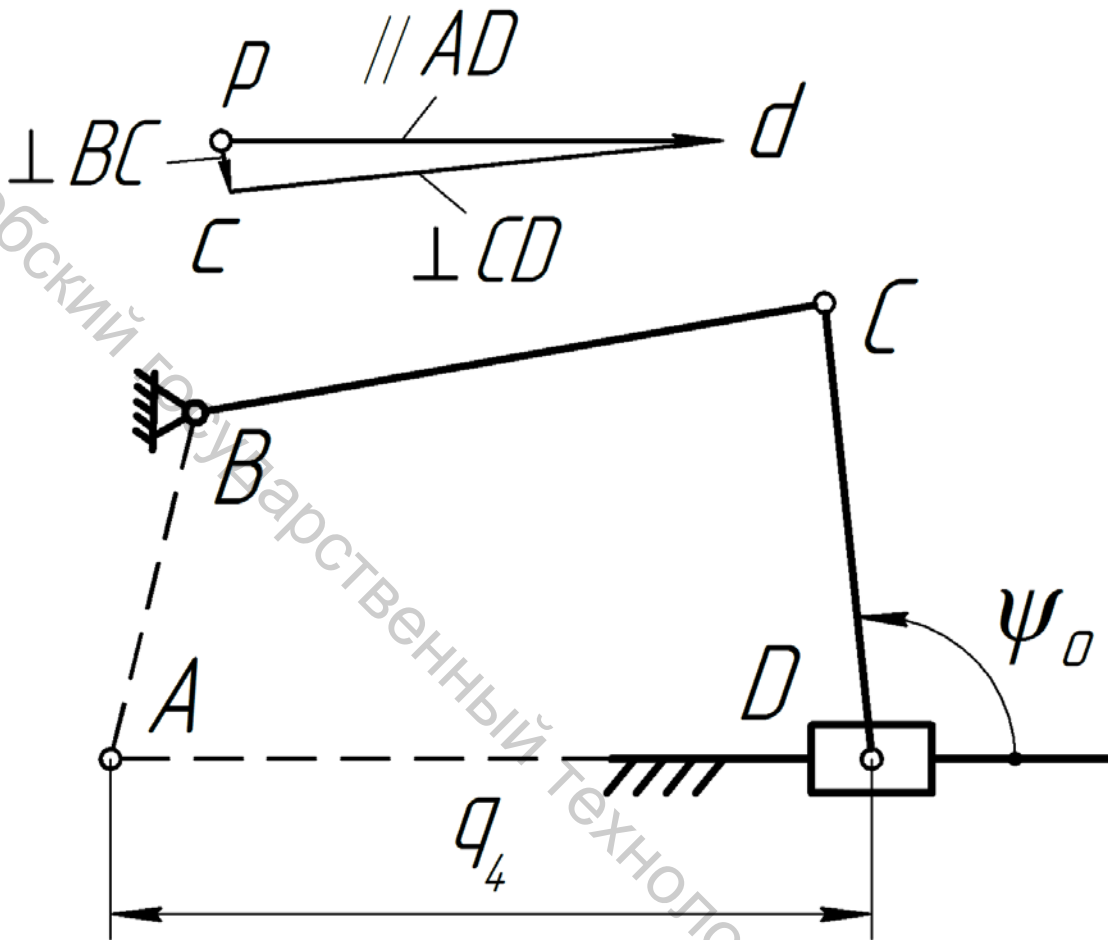


Рисунок 3.10

При вычислении ошибки положения по формуле (3.8) учитываются знаки коэффициентов значимости и первичных ошибок.

Ошибка положения механизма, вызываемая зазорами в кинематических парах, также может быть определена графическим методом. При этом рассматривается функция $\psi = f(\Delta_A, \Delta_B, \dots, \Delta_N)$. Разложение в ряд Тейлора этой функции с учетом только двух членов ряда дает выражение:

$$\psi = \psi_0 + \sum_{j=A}^N \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} \right)_{(0)} \cdot \Delta_j.$$

Тогда ошибка положения определится из формулы:

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0 = \sum_{j=A}^N \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} \right)_{(0)} \cdot \Delta_j = \sum_{j=A}^N \varepsilon_j \cdot \Delta_j, \quad (3.9)$$

где $\varepsilon_j = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} \right)_{(0)}$ – коэффициент значимости зазора Δ_j .

Обозначим $\varepsilon_j = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j}$ и выполним преобразование дроби,

умножив числитель и знаменатель на ∂t :

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} = \frac{\partial \psi_0 / \partial t}{\partial \Delta_j / \partial t} = \frac{\omega_0}{V_j}, \quad (3.10)$$

где ω_0 , V_j – угловая скорость и скорость изменения параметра Δ_j в преобразованном механизме. Схема преобразованного механизма получается из схемы идеального закреплением неподвижно ведущего звена и введением дополнительной степени подвижности, при которой может изменяться расстояние между осями элементов, кинематической пары j (А, В, ..., N). Отношение ω_0/V_j для преобразованного механизма определяется с помощью плана скоростей, построенного в произвольном масштабе.

Рассмотрим определение ошибки положения $\Delta\psi$ шарнирного четырехзвенника (рис. 3.11) от зазоров в шарнирах В, С и D. Пусть известны направления реакций R_{12} , R_{32} и R_{43} в этих шарнирах.

Ошибка положения согласно (3.9) определится из формулы:

$$\Delta\psi = \varepsilon_A \cdot \Delta_A + \varepsilon_C \cdot \Delta_C + \varepsilon_D \cdot \Delta_D.$$

Для определения $\varepsilon_B = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_B}$ построим схему преобразованного

механизма. Для этого в схеме идеального механизма (рис. 3.11) закрепим неподвижно ведущее звено АВ и введем дополнительную степень подвижности, при которой центр В шатуна имеет возможность перемещения в направлении выбора зазора в шарнире. Из рисунка 3.5 следует, что центр В шатуна перемещается относительно центра В ведущего звена в направлении, противоположном направлению реакции R_{12} . Поэтому шарнир В шатуна ВС идеального механизма устанавливаем на ползун, а неподвижную направляющую ползуна совмещаем с линией действия R_{12} . В результате получим преобразованный механизм, приведенный на рисунке 3.12. При построении плана скоростей этого механизма скорость точки В направляем противоположно R_{12} . Согласно (3.10) коэффициент значимости ε_B определится из соотношений: $\varepsilon_B = \frac{\omega_{CD}}{V_B} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_B} = \frac{pc}{pb \cdot q_3}$. Длины отрезков pc и pb берутся из плана скоростей (рис. 3.12).

Аналогично определяются коэффициенты значимости ε_C и ε_D зазоров Δ_C и Δ_D в шарнирах С и D.

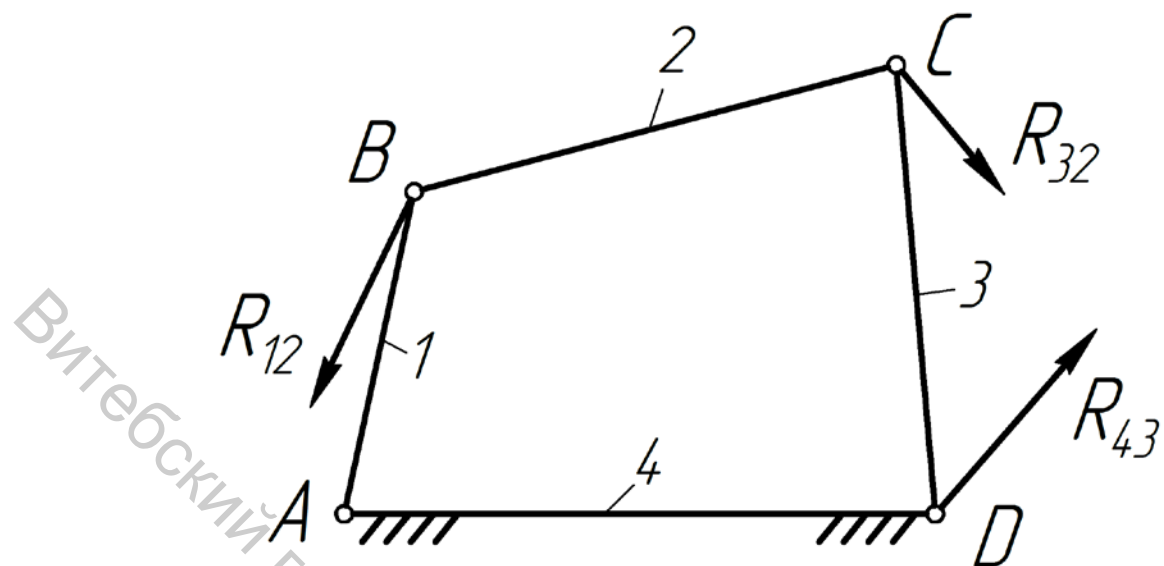


Рисунок 3.11

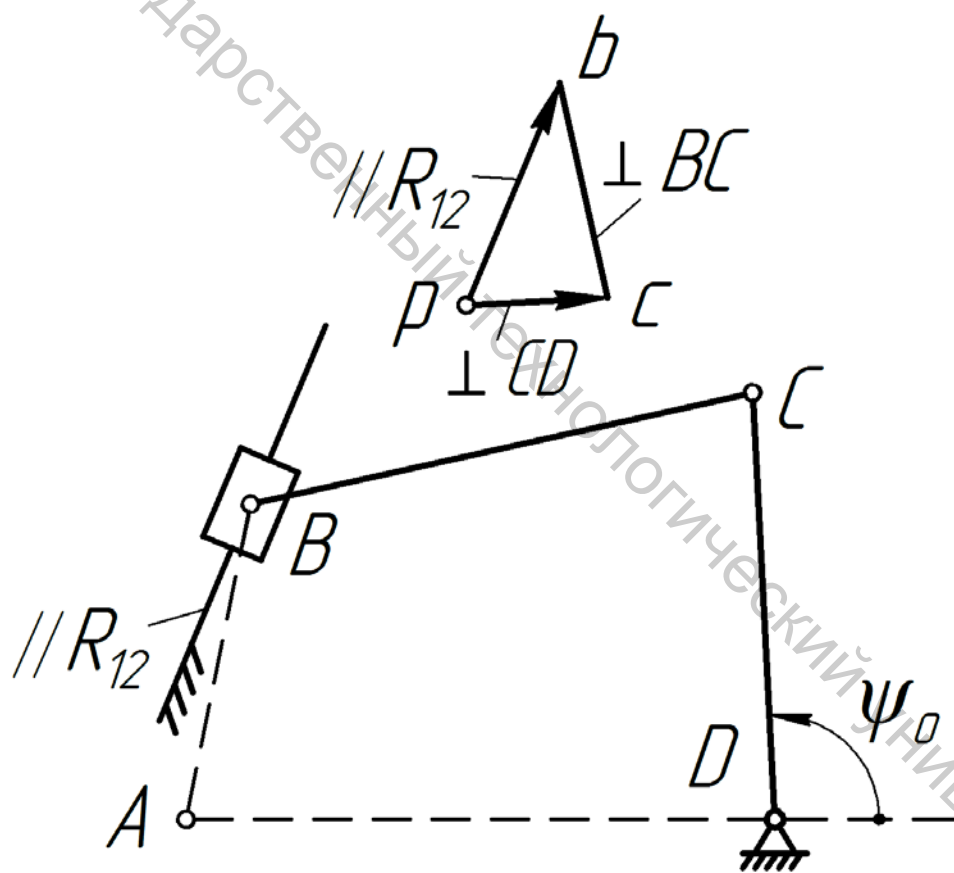


Рисунок 3.12

На рисунках 3.13, 3.14 приведены схемы и планы скоростей преобразованных механизмов, используемые для определения ε_C и ε_D . Из рисунка 3.13 имеем:

$$\varepsilon_C = \frac{\omega_{CD}}{V_{C_2C_3}} = \frac{V_{C_3}}{q_3 \cdot V_{C_2C_3}} = \frac{pc_3}{C_2C_3 \cdot q_3}.$$

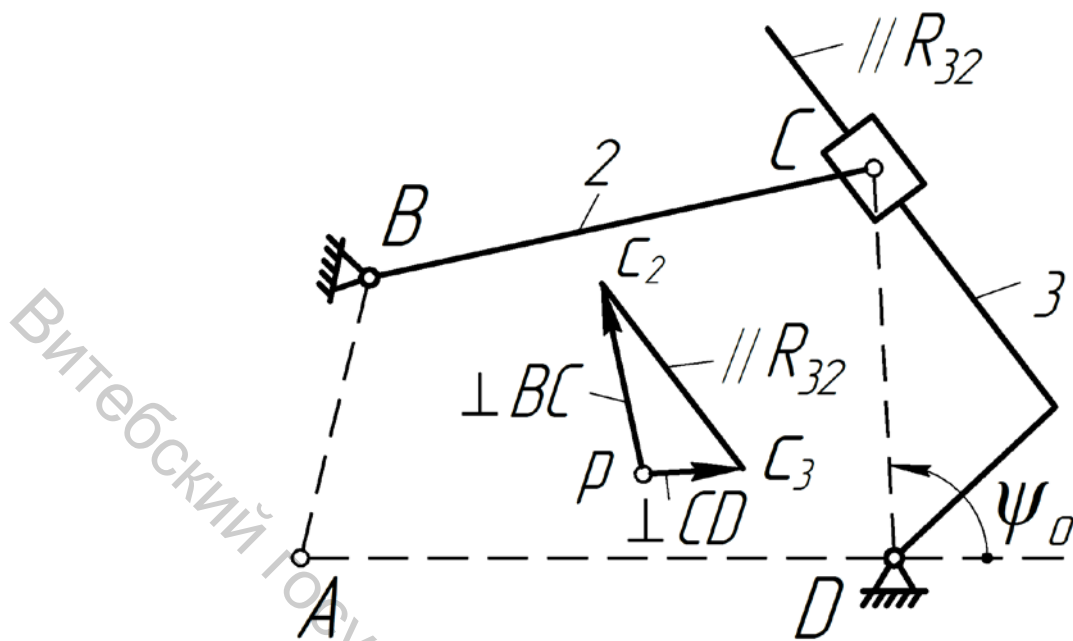


Рисунок 3.13

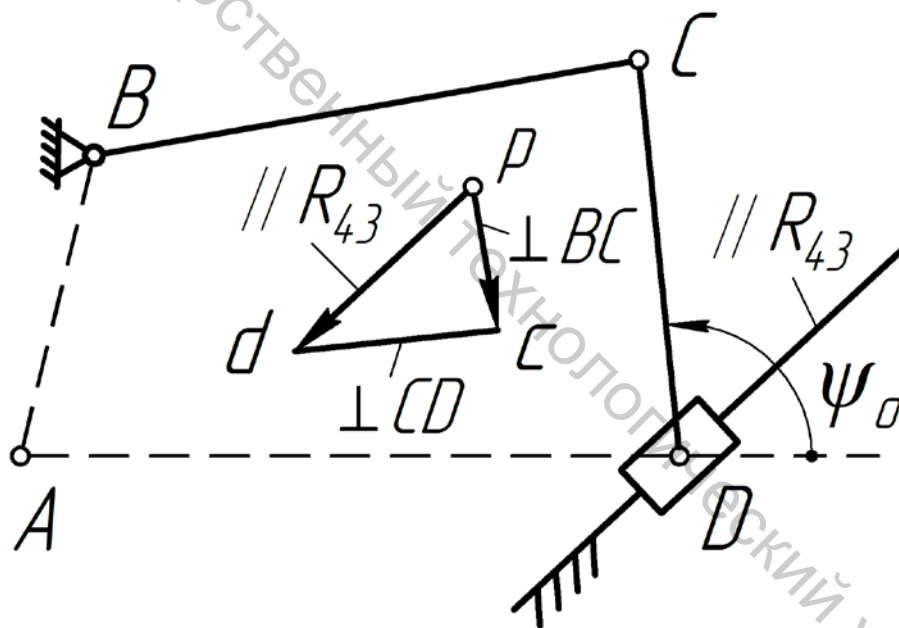


Рисунок 3.14

Из рисунка 3.14 получим:
$$\varepsilon_D = \frac{\omega_{CD}}{V_D} = \frac{V_{CD}}{q_3 \cdot V_D} = \frac{cd}{pd \cdot q_3}.$$

Знаки коэффициентов ε_B , ε_C , ε_D определяются согласно направлению угловой скорости ω_{CD} в соответствующем преобразованном механизме. Если ω_{CD} направлено против хода часовой стрелки, то знак соответствующего коэффициента положителен.

Достоинство графического метода состоит в том, что он может применяться для расчета ошибок положения рычажных механизмов любой сложности. Рассмотрим определение ошибки положения

шестизвенного механизма от первичной ошибки Δq_1 в длине звена АВ (рис. 3.15).

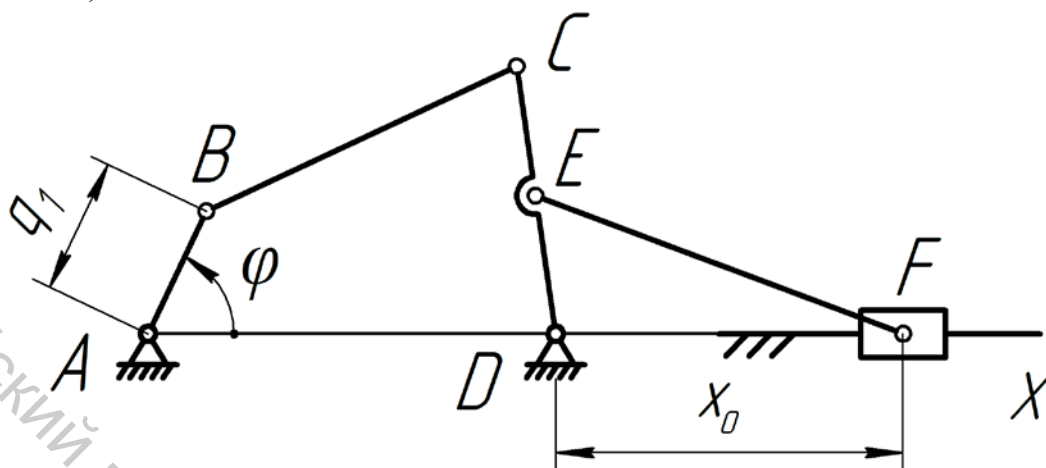


Рисунок 3.15

Схема преобразованного механизма приведена на рисунке 3.16 а. План скоростей этого механизма показан на рисунке 3.16 б.

$$\Delta x = \lambda_1 \cdot \Delta q_1;$$

$$\lambda_1 = \left(\frac{\partial x_0}{\partial q_1} \right)_{(0)} = \frac{\frac{\partial x_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_1}{\partial t}} = \frac{V_F}{V_B} = \frac{pf}{pb},$$

где длины отрезков pf и pb определяются из плана скоростей.

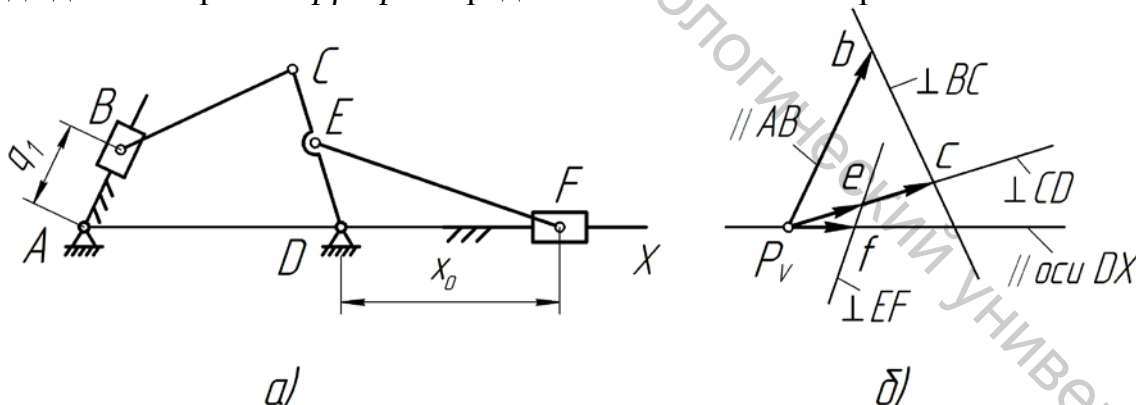


Рисунок 3.16

3.5 Расчет вероятностных ошибок положений

При расчете ошибок положений механизмов в подразделах 3.3 и 3.4 настоящего учебного пособия принималось, что первичные ошибки являются известными величинами. В условиях серийного производства звеньев механизмов их изготовление ведется по чертежам, на которых заданы поля допусков для расчетных размеров.

Известно, что расстояния между осями отверстий звеньев являются случайными величинами. Случайными величинами являются также диаметры отверстий шарнирных пальцев и шарнирных отверстий, а, следовательно, зазоры в шарнирных соединениях. Все эти случайные величины распределены по законам нормального распределения.

Параметры законов нормального распределения первичных ошибок могут быть определены посредством замеров партии деталей и статистической обработкой результатов замеров.

Рассмотрим процесс обработки результатов замеров на примере.

Пусть для партии из $N = 100$ шатунов с номинальным расстоянием 100 мм (рис. 3.3) между осями и допуском $\pm 0,35$ мм измерены фактические расстояния и определены ошибки Δq . Поле допуска $(-0,35 \dots +0,35)$ мм разобьем на интервалы длиной 0,1 мм. Всего таких интервалов будет 7. Подсчитаем числа замеров (деталей), попадающих в каждый интервал. Получим статистический ряд. Результаты замеров сведем в первые четыре столбца таблицы 3.1. Определим вероятности p_i попадания замеров в интервалы $p_i = \frac{m_i}{N}$ и плотность вероятности

$f_i = \frac{p_i}{Dq_i}$ и занесем эти значения в 5-й столбцы таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты обработки статистического ряда

Номера интервалов i	Значения границ интервалов мм	Среднее значение ошибки на интервале Δq_i	Число замеров в интервале m_i	Вероятность попадания в интервал $p_i = \frac{m_i}{N}$	Плотность вероятности $f_i = \frac{p_i}{Dq_i}$
1	-0,35...-0,25	-0,3	5	0,05	0,5
2	-0,25...-0,15	-0,2	10	0,1	1,0
3	-0,15...-0,05	-0,1	20	0,2	2,0
4	-0,05...0,05	0	30	0,3	3,0
5	0,05...0,15	0,1	20	0,2	2,0
6	0,15...0,25	0,2	10	0,1	1,0
7	0,25...0,35	0,3	5	0,05	0,5

На рисунке 3.17 построена гистограмма статистического ряда в виде прямоугольников высотой f_i и с основаниями, равными длинам разрядов.

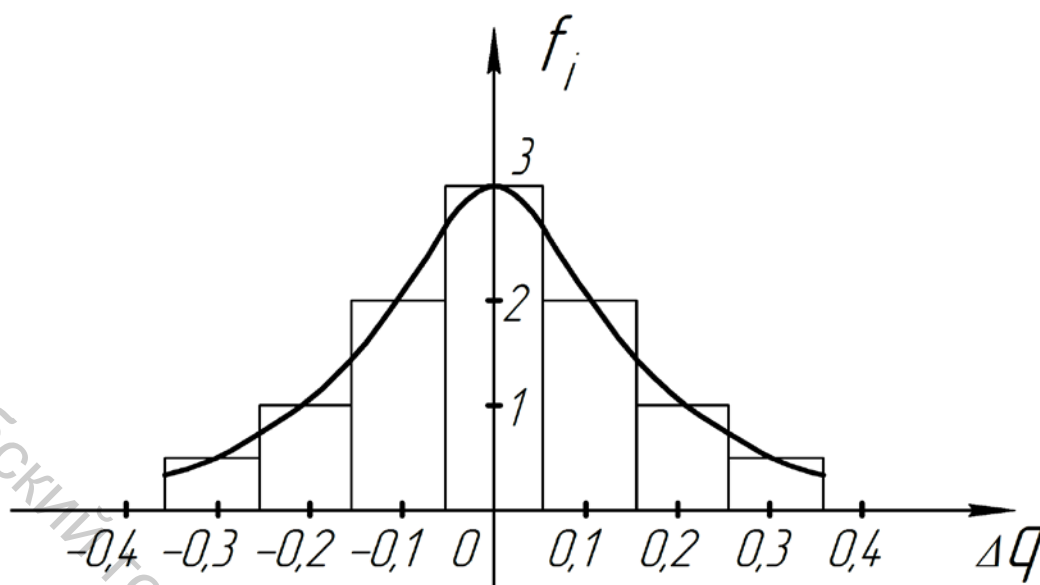


Рисунок 3.17

Определим числовые характеристики статистического ряда [5].

Среднее арифметическое (математическое ожидание) случайной величины Δq :

$$\bar{I} [\Delta q] = \sum_{i=1}^n \Delta q_i \cdot p_i, \quad (3.11)$$

где n – число разрядов.

Дисперсия случайной величины Δq :

$$D[\Delta q] = \sum_{i=1}^n (\Delta q_i - M[\Delta q])^2 \cdot p_i. \quad (3.12)$$

Среднее квадратическое значение случайной величины Δq :

$$s[\Delta q] = \sqrt{D[\Delta q]}. \quad (3.13)$$

Вид гистограммы на рисунке 3.17 свидетельствует о том, что Δq распределена по закону нормального распределения, описываемого уравнением

$$f(\Delta q) = \frac{1}{s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta q - m)^2}{2s^2}}. \quad (3.14)$$

Параметры σ и m закона нормального распределения подбирают таким образом, чтобы $\sigma = \sigma[\Delta q]$, $m = M[\Delta q]$.

Для нашего статистического ряда определим $M[\Delta q]$ и $\sigma[\Delta q]$ по формулам (3.11), (3.12), (3.13):

$$\begin{aligned} \bar{I} [\Delta q] &= -0,3 \cdot 0,05 - 0,2 \cdot 0,1 - 0,1 \cdot 0,2 + 0 \cdot 0,3 + 0,1 \cdot 0,2 + \\ &+ 0,2 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,05 = 0. \end{aligned}$$

$$D[\Delta q] = 0,3^2 \cdot 0,05 + 0,2^2 \cdot 0,1 + 0,1^2 \cdot 0,2 + 0 \cdot 0,3 + 0,1^2 \cdot 0,2 + 0,2^2 \cdot 0,1 + 0,3^2 \cdot 0,05 = 0,02 \text{ м}^2.$$

$$\sigma[\Delta q] = \sqrt{0,02} = 0,145 \text{ м}.$$

Тогда согласно (3.14) закон распределения Δq имеет вид:

$$f(\Delta q) = \frac{1}{0,145\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{\Delta q^2}{2(0,145)^2}}. \quad (3.15)$$

По уравнению (3.15) может быть построена кривая распределения (рис. 3.17).

Пусть для некоторого механизма определены законы нормального распределения первичных ошибок $\Delta q_1, \Delta q_2, \dots, \Delta q_n$ и, следовательно, известны параметры этих законов: средние значения $M[\Delta q_1], M[\Delta q_2], \dots, M[\Delta q_n]$ и дисперсий $D[\Delta q_1], D[\Delta q_2], \dots, D[\Delta q_n]$.

Тогда, согласно (3.7), ошибка положения механизма определится из уравнения:

$$\Delta \psi = \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \dots + \lambda_n \cdot \Delta q_n.$$

Из теории вероятностей [5] известно, что если некоторая переменная ($\Delta \psi$) является линейной функцией независимых случайных величин ($\Delta q_1, \Delta q_2, \dots, \Delta q_n$), распределенных по нормальному закону, то эта переменная является тоже случайной величиной, распределенной по нормальному закону. При этом параметры последнего определяются из уравнений:

$$M[\Delta \psi] = \lambda_1 \cdot M[\Delta q_1] + \lambda_2 \cdot M[\Delta q_2] + \dots + \lambda_n \cdot M[\Delta q_n]. \quad (3.16)$$

$$D[\Delta \psi] = \lambda_1^2 \cdot D[\Delta q_1] + \lambda_2^2 \cdot D[\Delta q_2] + \dots + \lambda_n^2 \cdot D[\Delta q_n]. \quad (3.17)$$

$$\sigma[\Delta \psi] = \sqrt{D[\Delta \psi]}. \quad (3.18)$$

Таким образом, ошибка положения $\Delta \psi$ является случайной величиной, распределенной по закону нормального распределения. Параметры $M[\Delta \psi]$ и $\sigma[\Delta \psi]$ этого закона определяются из уравнений (3.16), (3.17), (3.18).

4 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1 Материалы для изготовления звеньев

В качестве материалов для изготовления звеньев рычажных механизмов используются конструкционные низкоуглеродистые стали (сталь 15, сталь 20), литейные стали (сталь 20Л), автоматные стали (А12), среднеуглеродистые качественные стали (сталь 35, сталь 45), конструкционные легированные стали (сталь 15Х, сталь 20Х), литейные легированные стали (сталь 20ДХЛ), легкие алюминиевые и магниевые сплавы (Д16, МА-5).

Низкоуглеродистые стали (сталь 15, сталь 20) обладают невысокой прочностью, большой пластичностью и вязкостью, цементируются на глубину 0,2...0,5 мм с последующей закалкой до твердости 48...62 HRC_э.

Звенья, изготовленные из этих сталей, имеют твердый поверхностный слой, мягкую сердцевину и хорошо сопротивляются износу и знакопеременным напряжениям изгиба.

Сталь автоматная (А12) поставляется в виде проката круглого, квадратного и шестигранного профиля. Эта сталь хорошо обрабатывается за счет повышенного содержания фосфора, подвергается цементации на глубину 0,3...0,5 мм с последующей закалкой до 48...62 HRC_э. Из этих сталей изготавливаются шарнирные оси.

Литейная сталь (сталь 20Л) обладает хорошими литейными свойствами, подвергается цементации с последующей закалкой. Из этой стали изготавливаются коромысла, средненагруженные шатуны. Среднеуглеродистые качественные стали (сталь 35, сталь 45) обладают более высокой прочностью, подвергаются улучшению (закалке с высоким отпуском), в результате которого улучшаются структура и механические свойства стали.

Стали конструкционные легированные и литейные (сталь 20Х, сталь 20ДХЛ) содержат легирующие добавки (хром), которые повышают прочность и износостойкость, подвергаются цементации с последующей закалкой. Из этих сталей изготавливаются тяжело нагруженные шатуны, эксцентрики, кривошипы. Алюминиевые сплавы Д16 имеют плотность (2,7 г/см³) почти в 3 раза меньшую, чем сталь, применяются для изготовления звеньев координатных устройств швейных полуавтоматов, приводимых в движение маломощными шаговыми электродвигателями, что позволяет существенно уменьшить динамические нагрузки на электродвигатели. Заготовки звеньев могут изготавливаться методом литья или из проката.

Магниевого сплавы (МА5) имеют плотность $1,8 \text{ г/см}^3$, хорошо обрабатываются резанием, используются для изготовления звеньев высокоскоростных механизмов с целью снижения динамических нагрузок.

В таблице 4.1 приведены показатели прочности для указанных материалов.

Таблица 4.1 – Показатели прочности σ_B , σ_{-1} , σ_T в Н/мм^2 для материалов

Обозначение материала	Показатели прочности, Н/мм^2		
	σ_B	σ_{-1}	σ_T
Сталь 15	400...490	170...220	240
Сталь 20	440...540	170...220	260
Сталь 15Л	400	-	200
Сталь 20Л	420	-	220
А12	420...570	-	260
Сталь 45	640...760	270...350	360
Сталь 20Х	800	310...380	650
Д16	250...490	115	120...300
МА-5	300...340	130	190...220

4.2 Рекомендации по термообработке, нормированию точности и шероховатости

Цементация с последующей закалкой звеньев из малоуглеродистой стали повышает износостойкость поверхностей трения, а также прочность деталей к знакопеременным и ударным нагрузкам. Цилиндрические поверхности шарнирных соединений и торцевые поверхности эксцентриков закаливаются до 58...62 HRC_Э, торцевые поверхности шатунов закаливаются до 38...45 HRC_Э. Перемычки длинных шатунов подвергаются только цементации без последующей закалки с целью предотвращения перекосов осей отверстий в результате закалки. Расстояния между осями отверстий звеньев выполняются с допуском $\pm \Delta l$, где $\Delta l = (0,05...0,2) \text{ мм}$.

Диаметры шарнирных отверстий выполняются по квалитетам Н6...Н8, диаметры шарнирных пальцев – по квалитетам h6...h7, ширина пазов поступательных пар – по квалитету Н9.

Допуски параллельности отверстий назначаются в пределах 0,05 мм на длине 100 мм, цилиндричности отверстий – 0,008...0,01 мм, перпендикулярности торцевых поверхностей относительно осей шарнирных отверстий 0,01...0,03 мм.

Шероховатость цилиндрических поверхностей трения – 0,32...1,25 мкм, плоских поверхностей – 1,25...2,5 мкм.

4.3 Конструирование и расчет ведущих звеньев

Ведущие звенья совершают вращательное движение. Они могут выполняться в виде коленчатых валов (ткацкие станки, швейные машины), шарнирных пальцев, выполненных заодно с валом (швейные машины), или закрепленных на дисках, противовесах, в виде эксцентриков (швейные, трикотажные машины).

Конструкция в виде коленчатого вала применяется при длине кривошипа более 10 мм. Заготовку для коленчатого вала получают из поковки, что оправдано в условиях серийного или массового производства.

На рисунке 4.1 показан эскиз конструкции коленчатого вала.

Эскиз конструкции шарнирного пальца, выполненного заодно с валом, показан на рисунке 4.2. Изготовление такого вала также требует заготовки в виде поковки и целесообразно в условиях серийного производства.

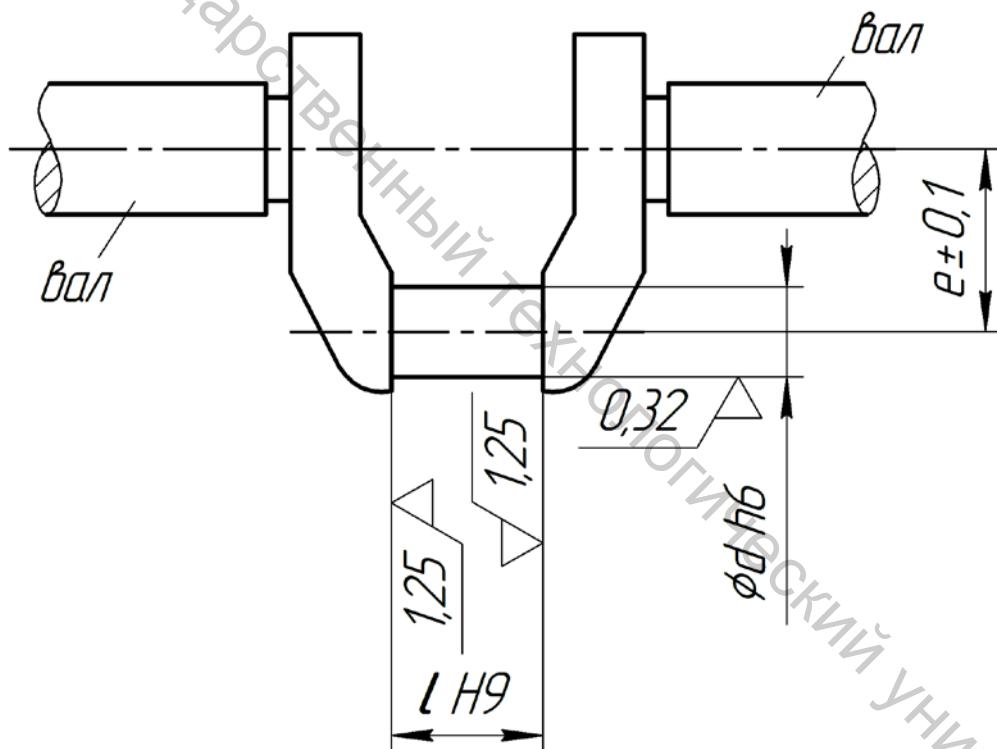


Рисунок 4.1

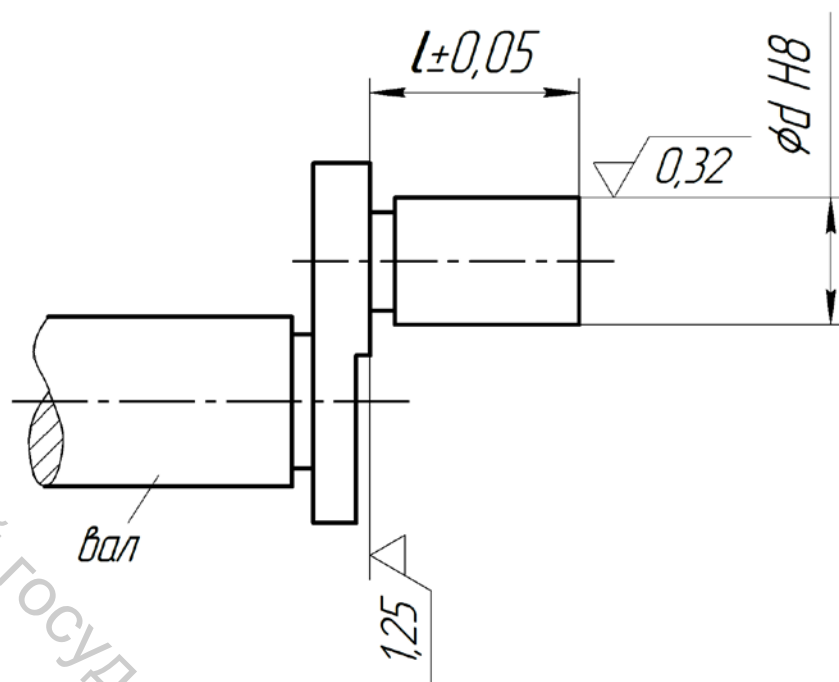


Рисунок 4.2

На рисунке 4.3 показано крепление шарнирного пальца 5 в противовесе (диске) 1 с помощью клеммового соединения с винтом 4. Противовес 1, в свою очередь, крепится на валу 3 с помощью винта 2 с коническим концом.

На рисунке 4.4 показана конструкция эксцентрика, закрепляемого на валу с помощью двух винтов.

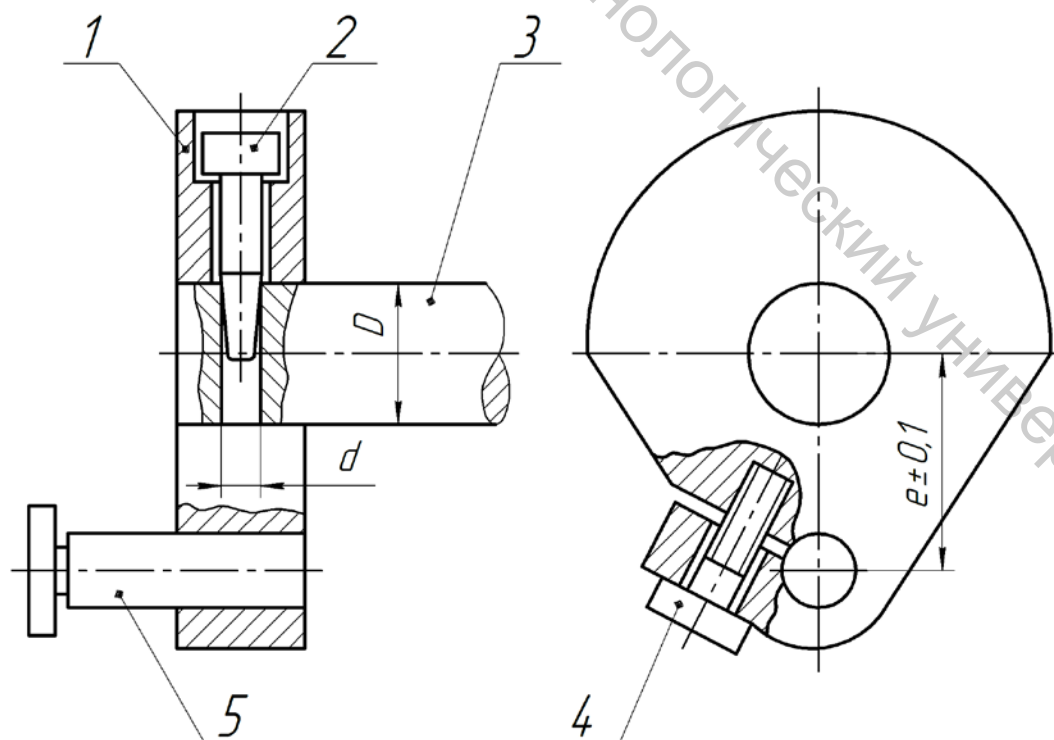


Рисунок 4.3

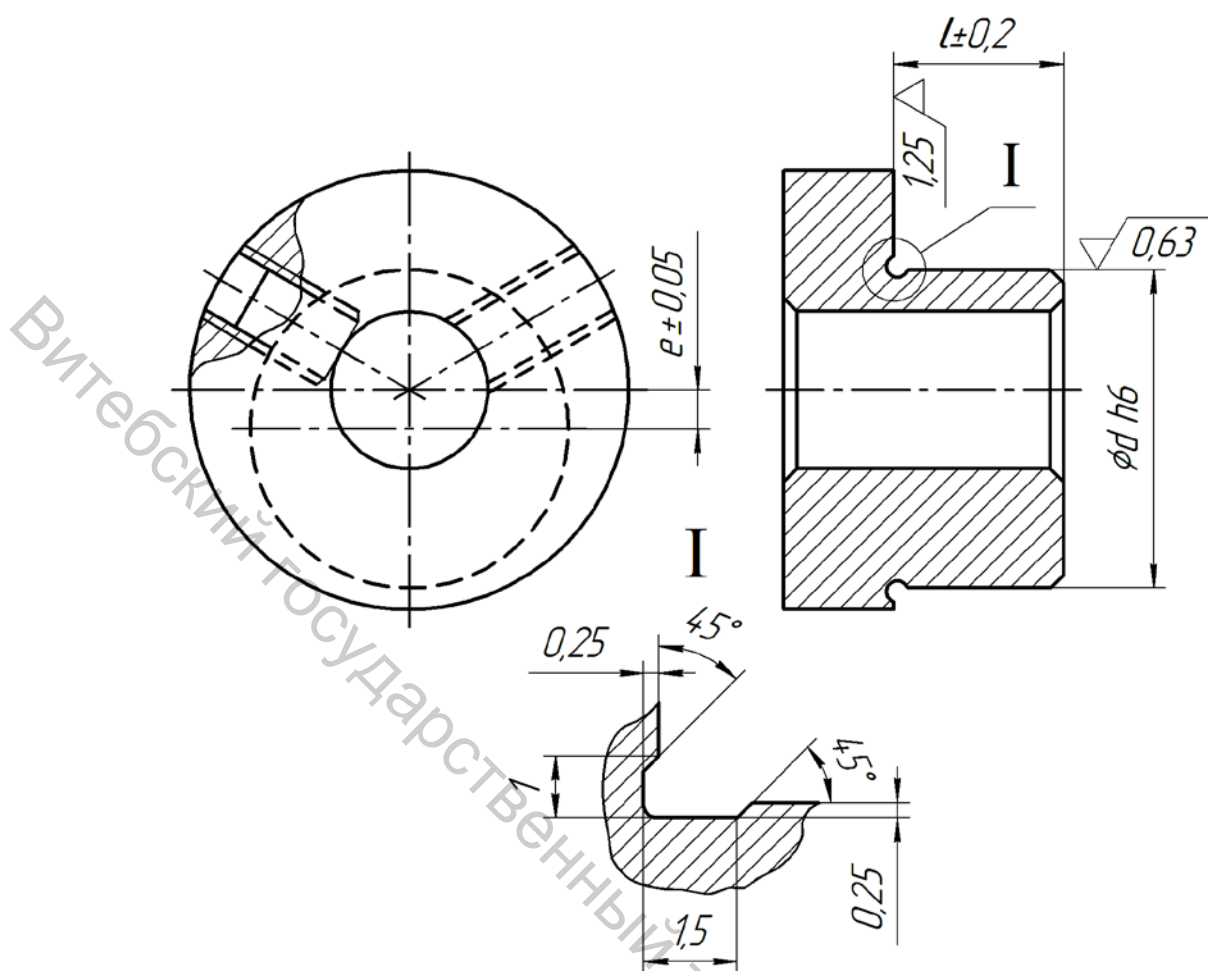


Рисунок 4.4

На рисунке 4.5 показано крепление эксцентрика 1 на валу 2 с помощью двух сухариков 3, 4, стягиваемых винтом 5.

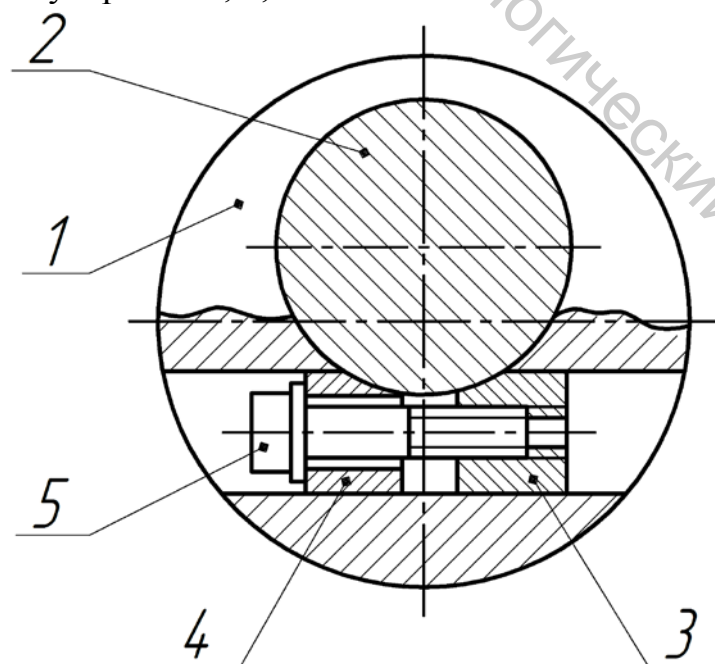


Рисунок 4.5

Наиболее слабыми элементами конструкции кривошипов и эксцентриков, закрепляемых на валу, являются крепежные винты.

Хвостовик винта 2 (рис. 4.3) следует проверить на срез. Условие прочности:

$$\frac{2kM_{\delta\delta}}{D} \leq [\tau_{\tilde{n}\delta}] \frac{\pi d^2}{4};$$

где M_{yp} – максимальный уравнивающий момент, определяемый из силового анализа исполнительного механизма;

k – коэффициент надежности крепления, $k = 1,3 \dots 1,5$;

D – диаметр вала;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза;

$[\tau_{cp}] = \frac{[\sigma_{\delta}]}{1,5}$, $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении,

$$[\sigma_{\delta}] = \frac{\sigma_{\delta}}{[n]};$$

σ_m – предел текучести;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, $[n] = 1,2 \dots 1,3$ для деталей из стального проката;

d – диаметр отверстий в валу для хвостовика винта.

Винты крепления эксцентрика на валу (рис. 4.4) проверяются на смятие и срез резьбы. Сначала определим необходимое усилие Q затяжки винта (рис. 4.6):

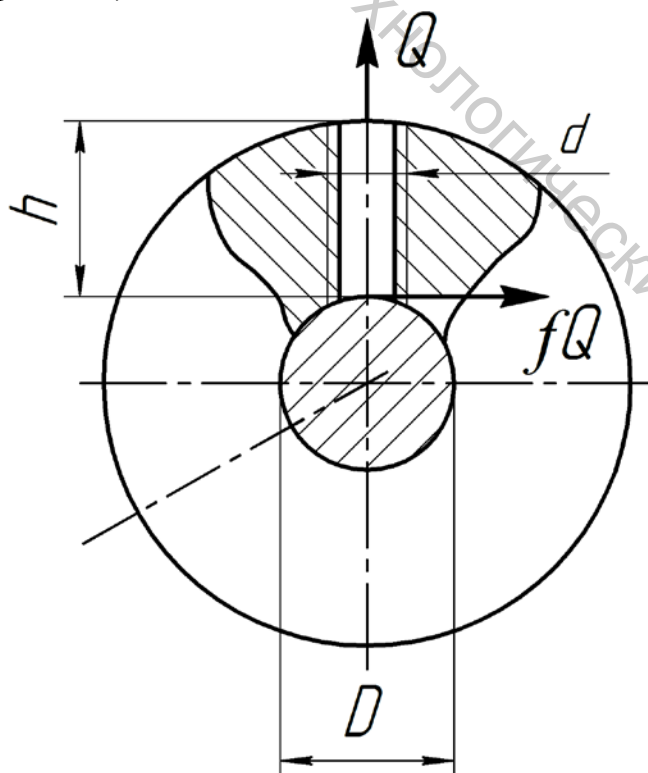


Рисунок 4.6

$$Q = \frac{2k \cdot M_{\text{сд}}}{f \cdot D \cdot Z}, \quad (4.1)$$

где $M_{\text{сд}}$ – максимальный уравнивающий момент, определяемый из силового анализа исполнительного механизма;

k – коэффициент надежности крепления, $k = 1,3 \dots 1,5$;

f – коэффициент трения винта о поверхность вала (сталь по стали), $f = 0,1$;

D – диаметр вала;

Z – число крепежных винтов.

Условие прочности резьбы на срез:

$$Q \leq [\tau_{\text{сд}}] \frac{n_{\text{д}} \cdot \pi d_1 \cdot \xi \cdot S}{k_{\text{д}}}, \quad (4.2)$$

где $[\tau_{\text{сд}}]$ – допускаемое напряжение среза;

$n_{\text{д}}$ – число рабочих витков, $n_{\text{д}} = \frac{h}{s}$;

s – шаг резьбы;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, $d_1 \approx 0,8 d$, d – наружный диаметр резьбы;

ξ – коэффициент, зависящий от профиля резьбы, для треугольной метрической резьбы $\xi = 0,75$;

$k_{\text{д}}$ – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между витками, $k_{\text{д}} = 2$ для нормальных резьб, $k_{\text{д}} = 3$ для мелких резьб.

Условие прочности резьбы на смятие:

$$Q \leq [\sigma_{\text{см}}] \frac{n_{\text{д}} \cdot \pi d_2 \cdot \zeta \cdot S}{k_{\text{д}}}, \quad (4.3)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{\text{см}}] \approx [\sigma_p] \approx \frac{\sigma_{\text{д}}}{[n]}$,

$[n] = 1,2 \dots 1,3$ для деталей из стального проката;

d_2 – средний диаметр резьбы, $d_2 \approx 0,88 d$;

ζ – коэффициент высоты профиля резьбы, для метрических треугольных резьб $\zeta = 0,5$.

Довольно часто поверхность шлица в винте подвергается смятию отверткой при завинчивании винта. Поэтому шлиц винта следует проверить на смятие. На рисунке 4.7 приведена расчетная схема. Пусть напряжение смятия σ на поверхности шлица изменяются по линейному закону. Тогда на участок поверхности шлица длины dy и ширины h , отстоящей от центра окружности на расстоянии y , действует элементарная сила

$$dP = \sigma dy \cdot h,$$

где σ – текущее напряжение смятия.

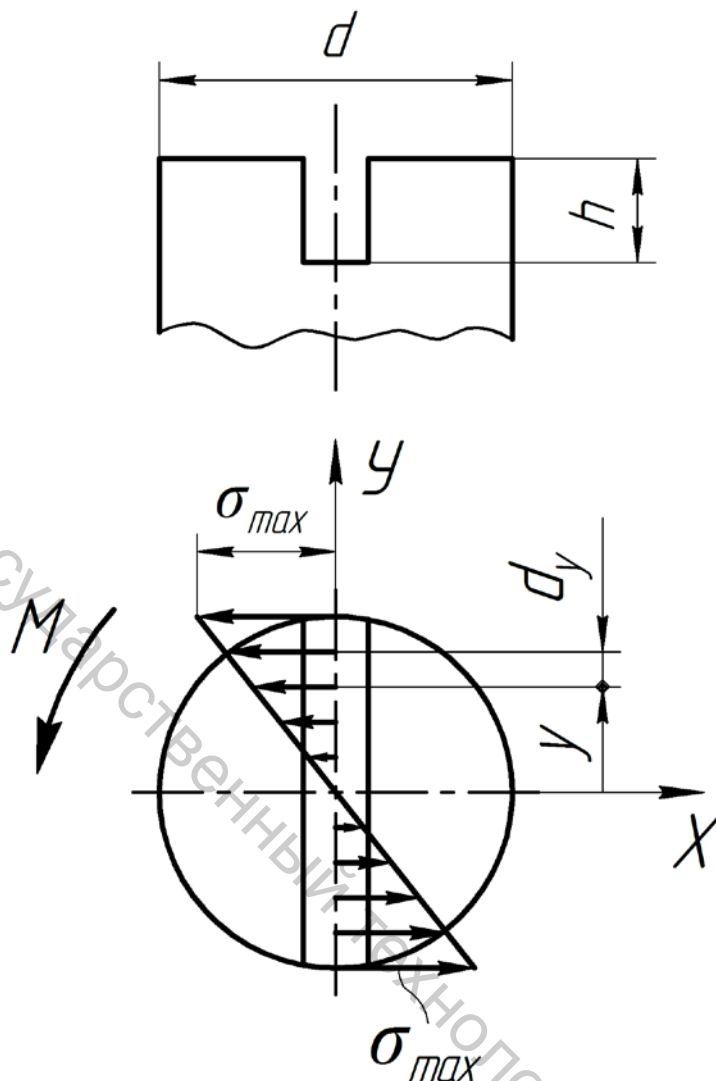


Рисунок 4.7

Элементарный момент этой силы, действующий на винт равен:

$$dM = \sigma h dy \cdot y.$$

Выразим σ через σ_{max} :

$$\sigma = \sigma_{max} \frac{2y}{d},$$

где d – диаметр винта.

С учетом этого

$$dM = \frac{2\sigma_{max} \cdot h}{d} y^2 dy. \quad (4.4)$$

Интегрируя (4.4) по y получим:

$$M = \frac{4\sigma_{max} \cdot h}{d} \int_0^{\frac{d}{2}} y^2 dy = \frac{4\sigma_{max} \cdot h d^2}{3 \cdot 8} = \frac{1}{6} \sigma_{max} \cdot h d^2, \quad (4.5)$$

где M – момент, приложенный к винту при креплении

$$M = \frac{Qd_2}{2} \operatorname{tg} \left(\lambda + \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \alpha / 2} \right) \right),$$

где Q – усилие затяжки винта;

λ – угол подъема винтовой линии;

d_2 – средний диаметр резьбы, $d_2 \approx 0,88 d$;

α – угол профиля резьбы, $\alpha = 60^\circ$.

Условие прочности шлица на смятие получим из (4.5):

$$\sigma_{\max} = \frac{6\dot{I}}{hd^2} \leq [\sigma_{\text{н}}].$$

Расчетная схема сил, действующих на поводки 3 и 4 крепления эксцентрика (рис. 4.5), приведена на рисунке 4.8. Из равновесия сил, действующих на поводок 3 (схема сил, действующих на поводок 4 симметрична), получим:

$$Q = N \sin \beta, \quad (4.6)$$

где Q – усилие затяжки винта 5 (рис. 4.4);

$$N - \text{сила давления вала на поводок, } N = \frac{k \psi M_{\text{од}}}{f \psi D},$$

где $M_{\text{уп}}$ – максимальное значение уравнивающего момента, определяемое из силового анализа исполнительного механизма;

k – коэффициент надежности крепления, $k = 1,3 \dots 1,5$;

D – диаметр вала;

f – коэффициент трения.

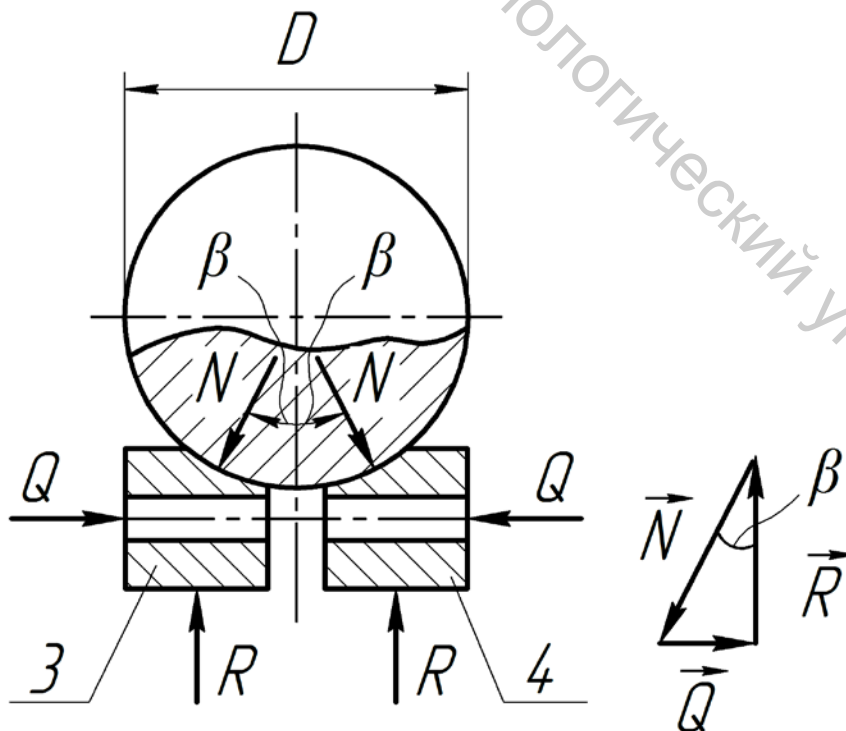


Рисунок 4.8

Подставляя значение N в (4.6), получим:

$$Q = \frac{k \cdot M_{\infty}}{f \cdot D} \cdot \sin \beta. \quad (4.7)$$

Определив Q из (4.7) затем проверяют резьбу винта на смятие и срез по формулам (4.2), (4.3).

4.4 Конструирование и расчет шатунов

Шатуны могут выполняться в виде одной детали или сборными.

На рисунке 4.9 приведен чертеж конструкции шатуна в виде одной детали. Особенность конструкции заключается в том, что тело шатуна в целом цементируется на глубину $h = 0,2 \dots 0,3$ мм, а закалке до твердости HRC 58...62 подвергаются только поверхности головок шатуна и шарнирных отверстий. Это способствует увеличению прочности шатуна к знакопеременным напряжениям и устраняет возможность деформации детали после термообработки.

Перемычка, соединяющая головки шатуна, выполняется в виде швеллера, что облегчает конструкцию при сохранении жесткости и прочности при изгибе.

Рассмотрим расчет шатуна (рис. 4.9) на прочность. Расположим шатун в некоторой подвижной системе координат $n-\tau$ (рис. 4.10 а), ось n которой расположена по линии центров АВ шатуна с началом в точке А. Пусть в центре масс S приложена сила инерции шатуна P_u (α_u – угол между осью Ap и направлением P_u) и момент сил инерции M_u . Представим шатун в виде балки с шарнирными опорами в точках А и В.

Проекция на ось $A\tau$ силы P_u равна: $P_u^\tau = P_u \cdot \sin \alpha_u$. Эта сила вызывает напряжение изгиба в сечениях балки. Для определения реакций R_A^τ и R_B^τ в шарнирных опорах составим уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} R_A^\tau + R_B^\tau - P_u^\tau &= 0, \\ -R_B^\tau \cdot AB + P_u^\tau \cdot BS - M_u &= 0. \end{aligned}$$

Из этих уравнений определим:

$$\begin{aligned} R_B^\tau &= \frac{D_e^\tau \cdot BS - M_e}{AB}; \\ R_A^\tau &= P_u^\tau - R_B^\tau. \end{aligned}$$

Эпюра изгибающих моментов показана на рисунке 4.10 б. Максимальный изгибающий момент определится из равенства:

$$M_{u \max} = R_A^\tau \cdot BS$$

Максимальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{e \max} = \frac{I_e}{w_e}, \quad (4.8)$$

где w_u – момент сопротивления изгибу сечения шатуна (сечение Б-Б на рис. 4.9).

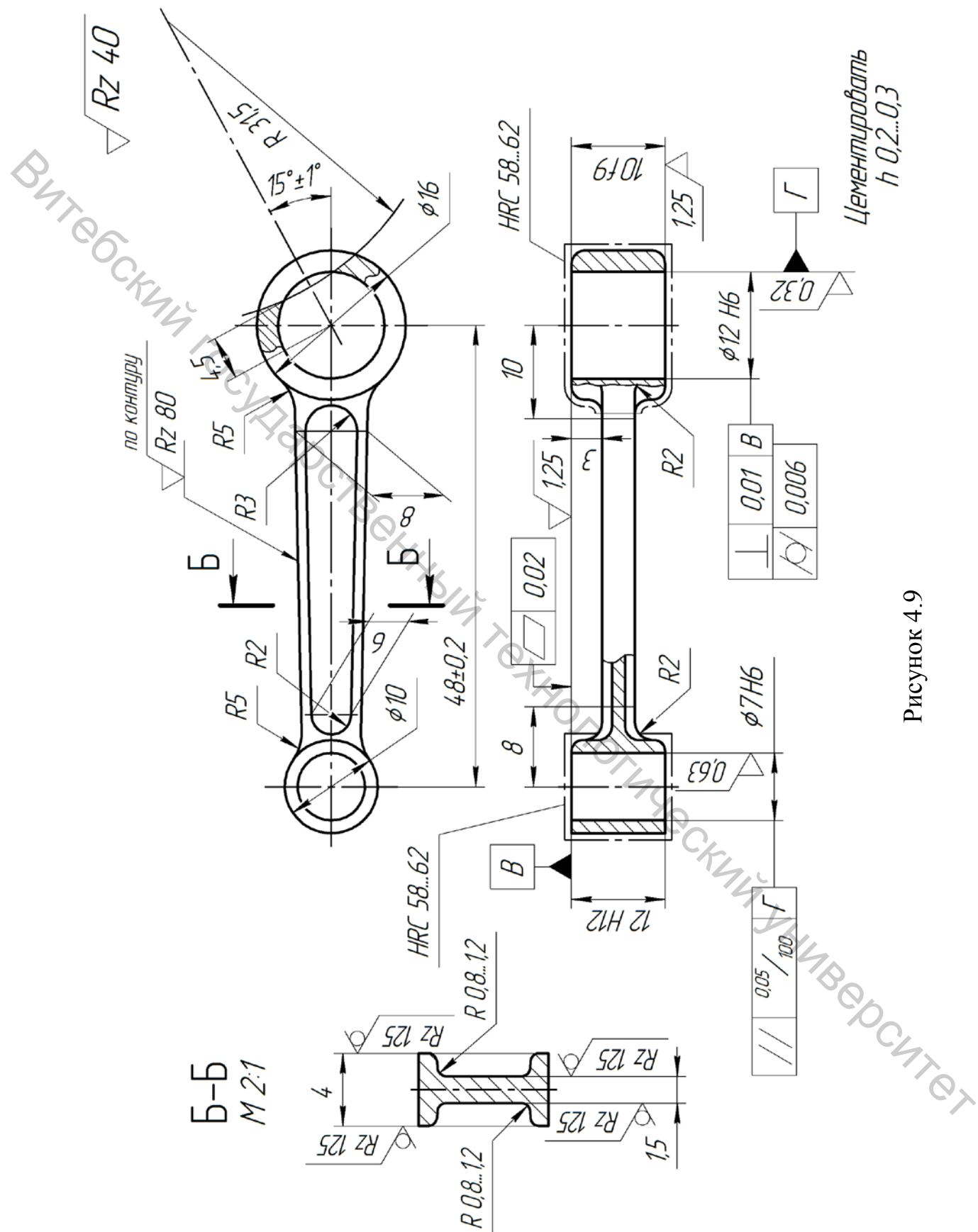


Рисунок 4.9

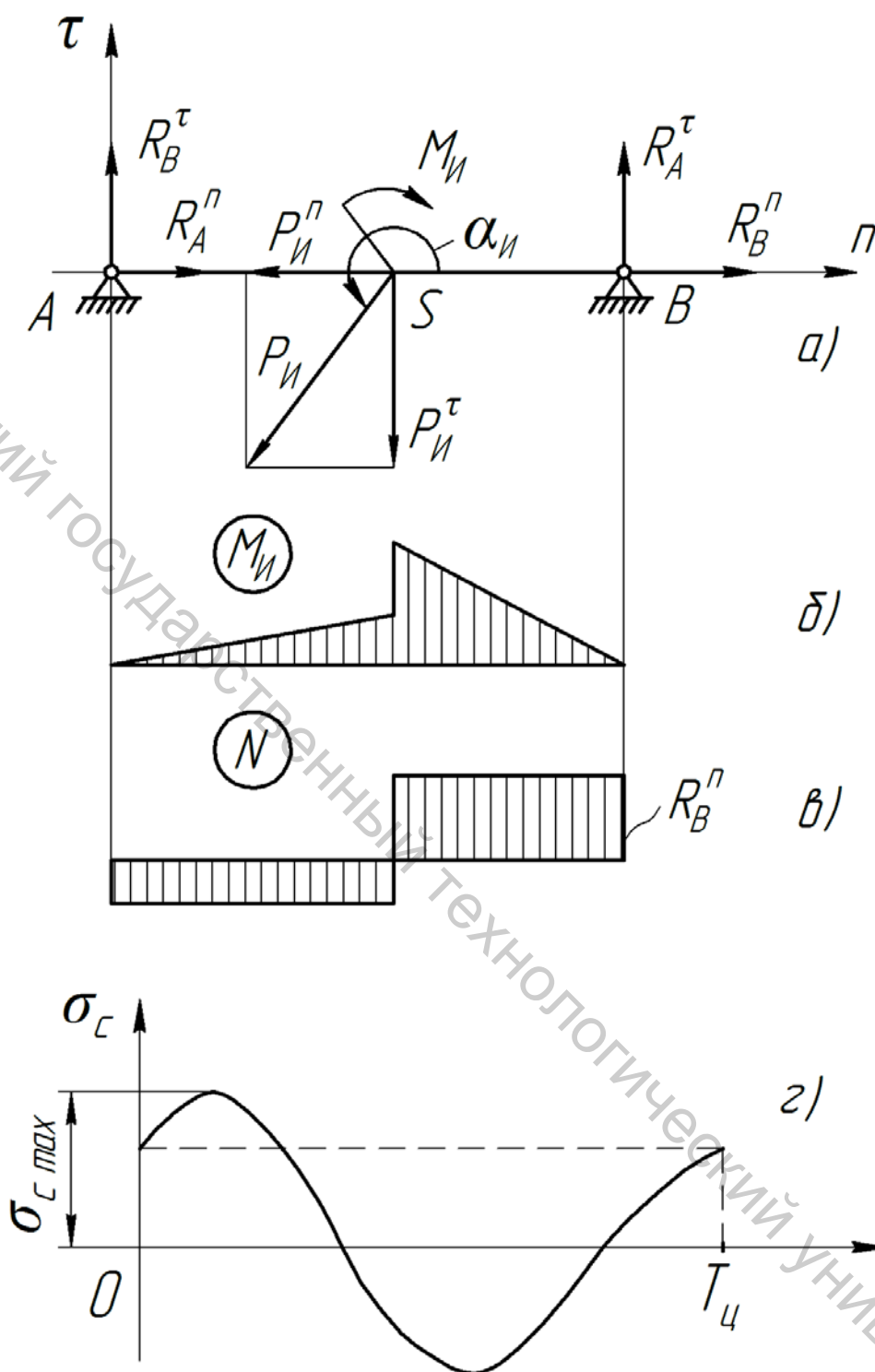


Рисунок 4.10

Проекция на ось An силы P_u равна: $P_u^n = P_u \cdot \cos \alpha_u$. Эта сила вызывает в сечении шатуна напряжения растяжения-сжатия. Система статически неопределима, поскольку реакции шарнирных опор R_A^n и R_B^n не могут быть определены из одного уравнения равновесия

$$R_A^n + R_B^n = P_u^n. \quad (4.9)$$

Поэтому составим дополнительное уравнение перемещений, имея в виду, что длина стержня AB не меняется. Насколько удлинится правая

часть SB , настолько же сократится левая SA . Следовательно, $|\Delta l_{SA}| = |\Delta l_{SB}|$. Выражая удлинения через силы, получим:

$$\frac{R_A^n \cdot AS}{EF} = \frac{R_B^n \cdot BS}{EF},$$

где E – модуль упругости стали;
 F – площадь сечения стержня.

В результате получим:

$$R_A^n = R_B^n \frac{\hat{A}S}{AS}. \quad (4.10)$$

Решая (4.9), (4.10) совместно, находим:

$$R_B^n = \frac{P_{\dot{\epsilon}}^n}{1 + \frac{\hat{A}S}{AS}} = \frac{P_{\dot{\epsilon}}^n \cdot AS}{\hat{A}\hat{A}},$$

$$R_A^n = P_{\dot{\epsilon}}^n \frac{\hat{A}S}{\hat{A}B}.$$

На рисунке 4.10 в приведена эпюра нормальных сил N . Максимальное напряжение растяжения определится из равенства:

$$\sigma_{\delta_{max}} = \frac{R_B^n}{F}. \quad (4.11)$$

Суммируя напряжения изгиба (формула 4.8) и растяжения (4.11) определим суммарное напряжение в опасном сечении:

$$\sigma_c = \sigma_{nmax} + \sigma_{rmax}. \quad (4.12)$$

Указанные вычисления σ_c необходимо выполнить для нескольких положений шатуна на протяжении кинематического цикла T_{η} работы исполнительного механизма и построить график изменения σ_c (рис. 4.10 з). Как показывают вычисления, σ_c изменяется по закону, близкому к симметричному знакопеременному с амплитудой σ_{cmax} .

Тогда условие прочности шатуна запишется в виде уравнения:

$$\sigma_{\tilde{n}max} \leq [\sigma] = \sigma_{-1} \frac{\varepsilon_S \cdot \varepsilon_{\beta}}{k_{\sigma}[n]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала шатуна (таблица 4.1);
 ε_S – масштабный фактор, зависящий от размеров опасного сечения (для шатуна на рис. 4.9 – это высота ребра), ε_S – выбирается по диаграмме на рисунке 4.11; кривые 1' и 2' характеризуют снижение σ_B для углеродистых и легированных сталей, 1 и 2 – снижение σ_T и σ_{-1} этих же сталей, 4 и 6 – то же при наличии высокой концентрации напряжений, 3 – снижение σ_B чугунов и цветных сплавов, 5 – то же при наличии концентрации напряжений;

ε_β – коэффициент, учитывающий состояние поверхности; при цементации, закалке токами высокой частоты принимают $\varepsilon_\beta = 1,4$; при отсутствии термообработки $\varepsilon_\beta = 1$;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при знакопеременном симметричном цикле изменения напряжений,

$$k_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1)q;$$

α_σ – теоретический коэффициент концентрации, определяемый по диаграмме на рисунке 4.12;

q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; выбирается по диаграмме на рисунке 4.13 в зависимости

от соотношения $\frac{\sigma_\partial}{\sigma_\partial}$ для материала шатуна и радиуса галтели ρ ;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности; для углеродистых и легированных сталей $[n] = 1,3$; для стального литья и цветных сплавов $[n] = 1,5 \dots 2$.

Конструкция сборного шатуна показана на рисунке 4.14. Такая конструкция применяется в том случае, когда головка шатуна одевается на коленчатый вал (рис. 4.1), иногда – на эксцентрик (рис. 4.4).

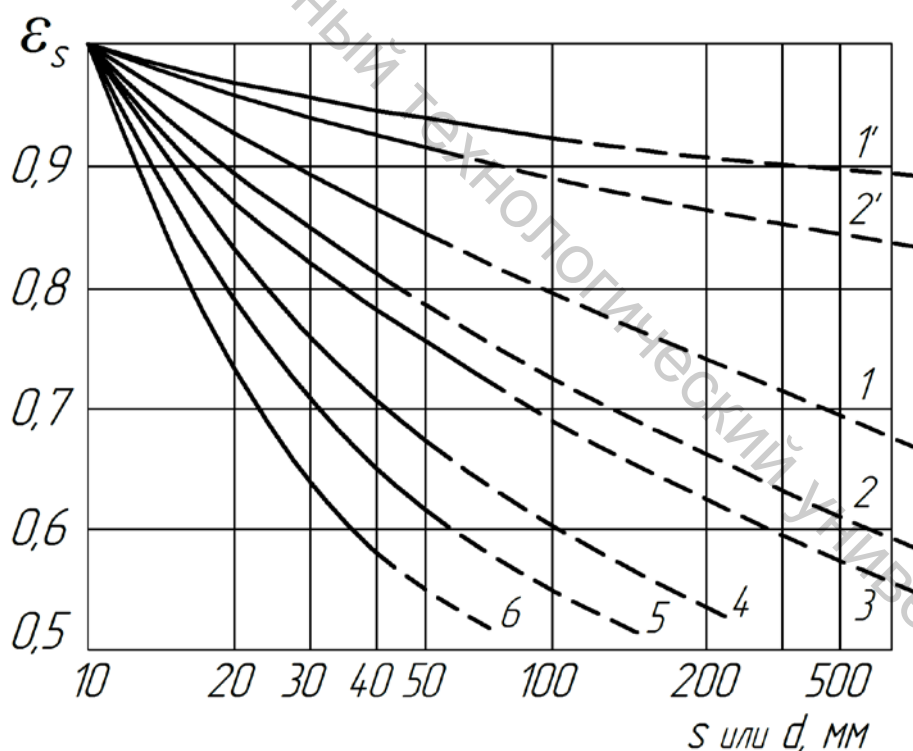


Рисунок 4.11

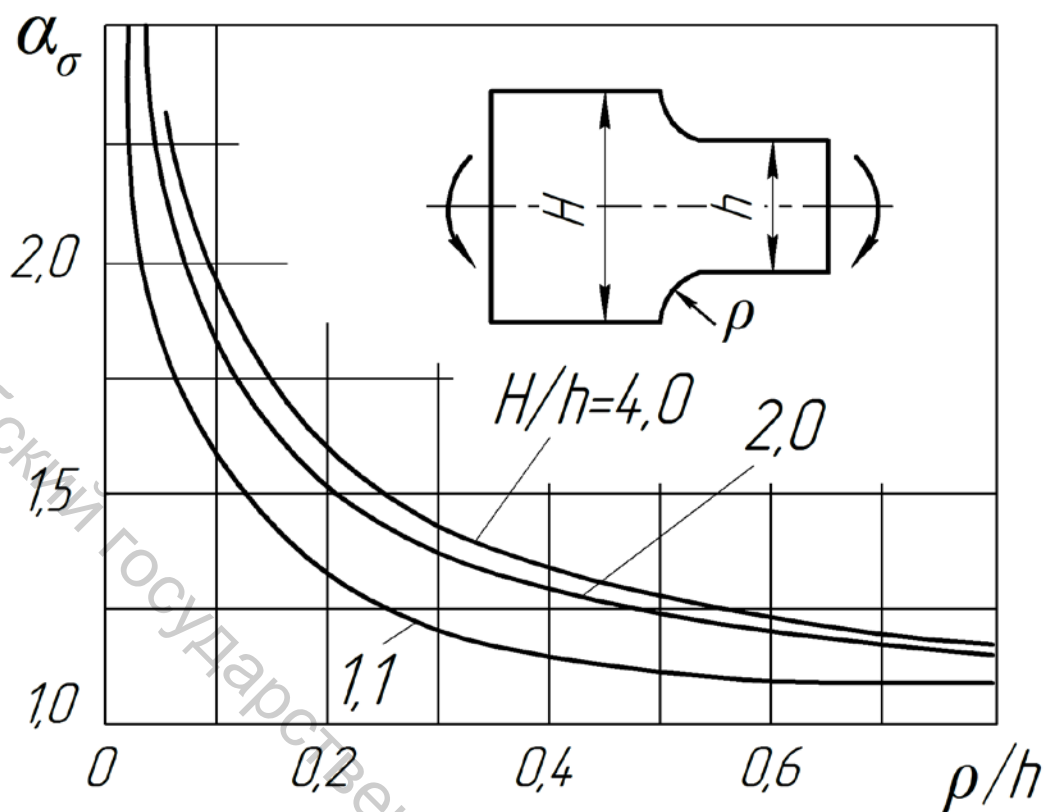


Рисунок 4.12

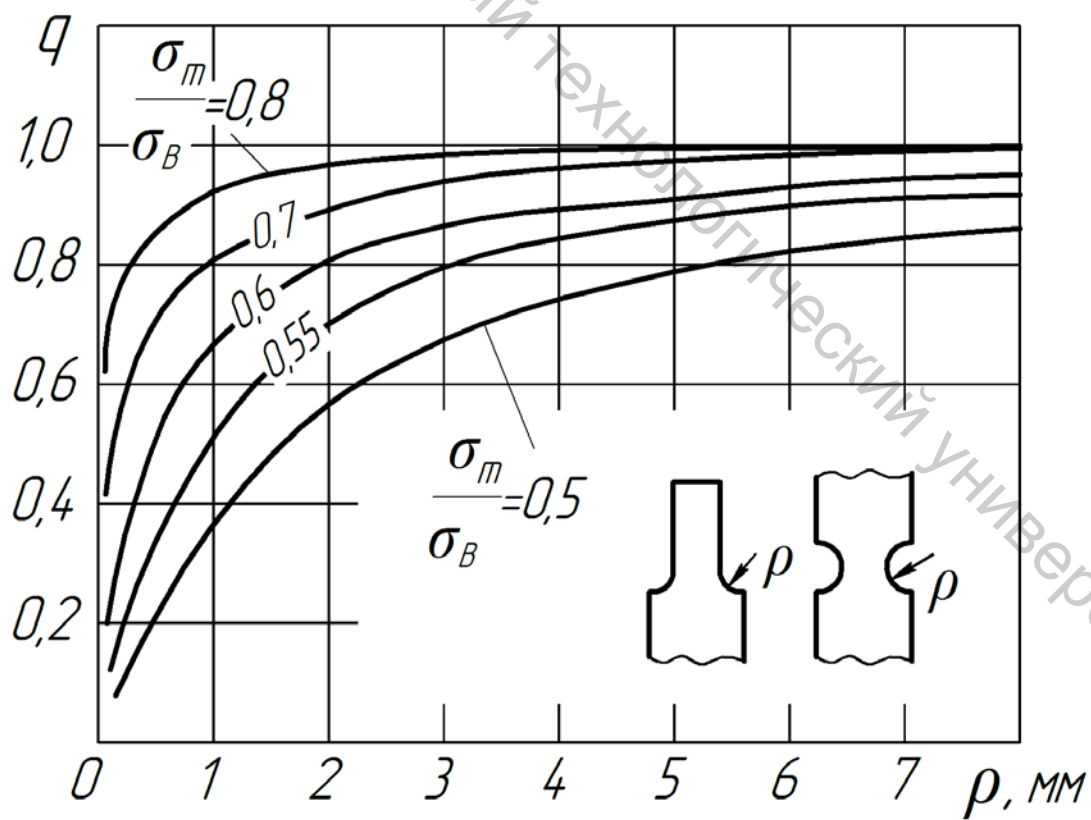


Рисунок 4.13

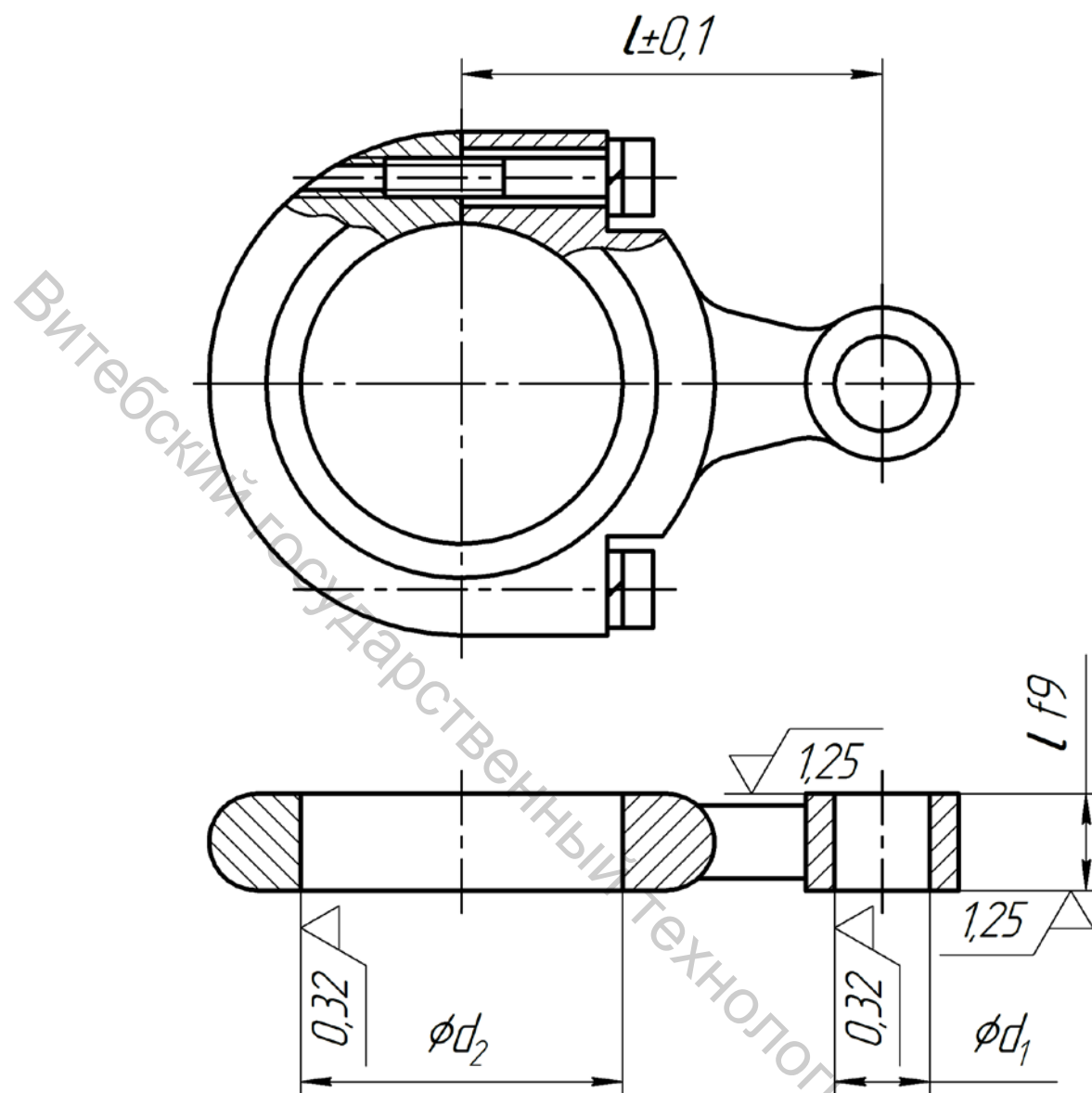


Рисунок 4.14

4.5 Конструирование и расчет коромысел

Ведомые звенья исполнительных механизмов часто представляют собой коромысла, закрепляемые на валах. На рисунке 4.15 приведена конструкция коромысла с клеммовым соединением, предназначенным для закрепления на валу, на рисунке 4.16 – с креплением посредством сухариков 1 и 2, стягиваемых винтом 3.

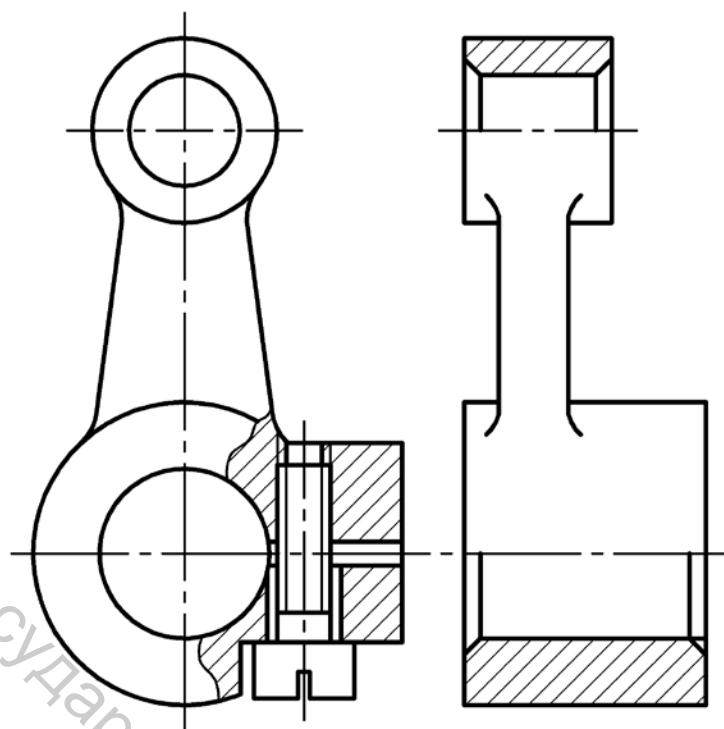


Рисунок 4.15

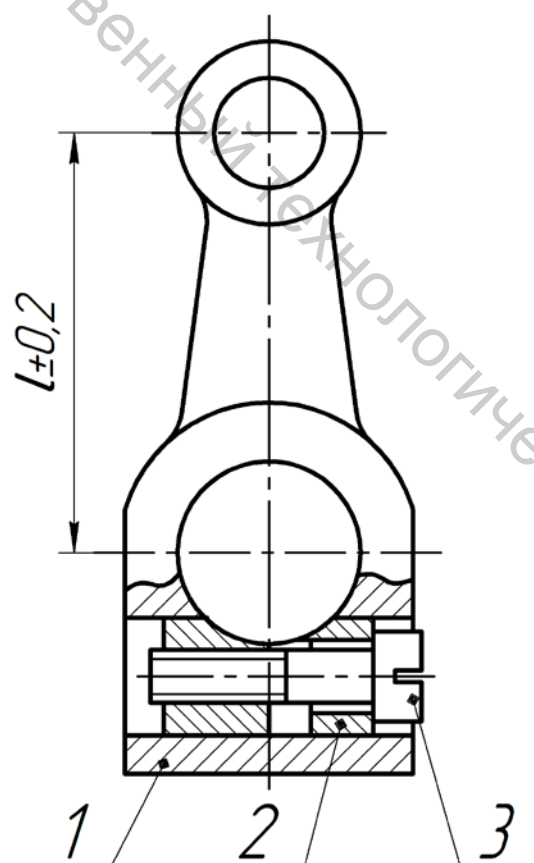


Рисунок 4.16

Коромысла подвержены действию значительно меньших нагрузок, чем шатуны и кривошипы, поэтому чаще всего изготавливаются методом литья из литейных сталей.

Наиболее слабым элементом в коромыслах являются крепежные винты.

Для расчета соединений коромысел с валом необходимо знать крутящий момент, действующий на коромысло.

На рисунке 4.17 *а* приведена пространственная кинематическая схема рычажного исполнительного механизма, на рисунке 4.17 *б* – плоская схема этого же механизма. Определим момент $M_{кр}$, передаваемый валом 3б, на котором крепятся коромысла 3 и 3а. В некотором сечении I – I вала 3б на обе половинки вала действуют моменты $M_{кр}$, уравниваемые моментами сил, действующими на звенья 3 и 3а, относительно оси вала 3б.

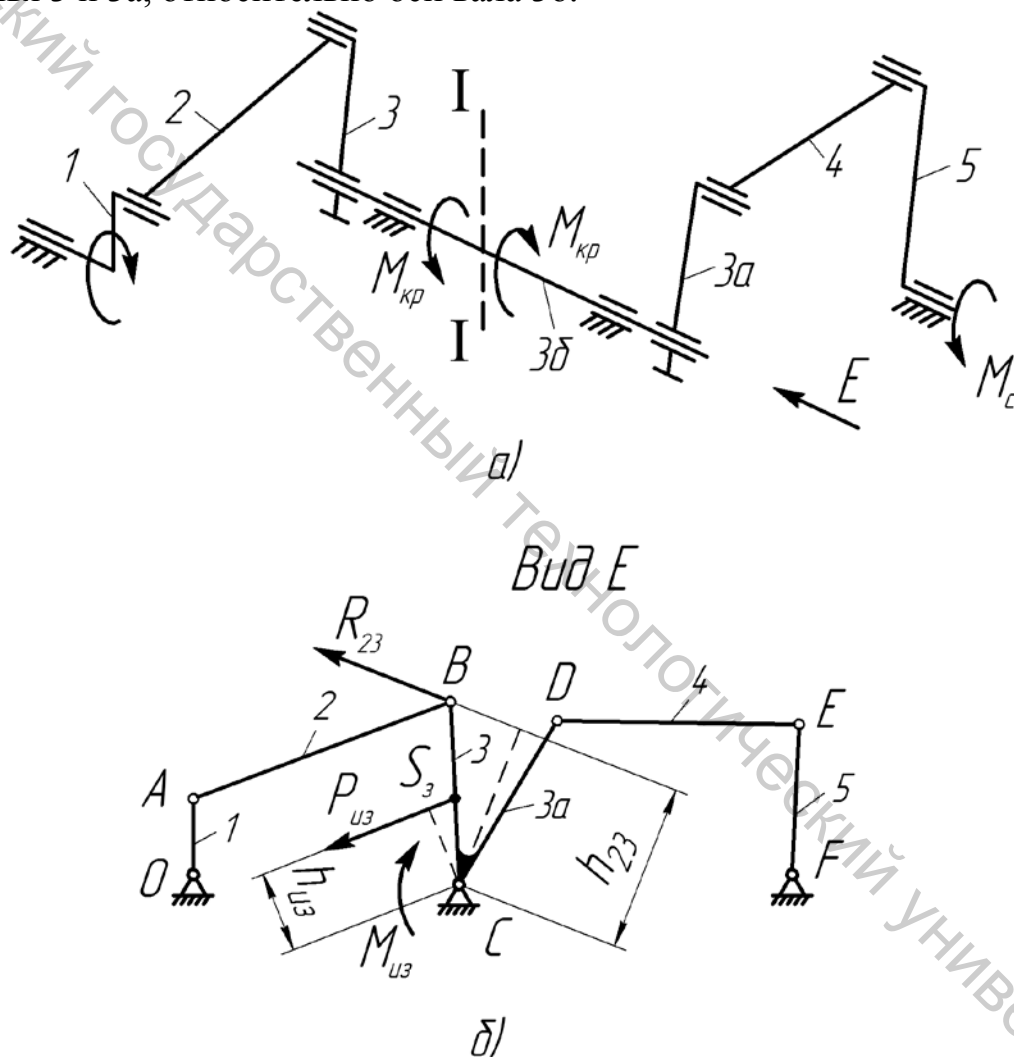


Рисунок 4.17

На плоской схеме механизма (рис. 4.17 *б*) обозначены силы, действующие на звено 3: R_{23} – сила реакции шатуна 2, $P_{из}$ – сила инерции, приложенная в центре масс S_3 , $M_{из}$ – момент сил инерции звена 3. Тогда

$$M_{кр} = M_{из} - R_{23} \cdot h_{23} - P_{из} \cdot h_{из},$$

где h_{23} – плечо силы R_{23} относительно точки С;

h_{u3} – плечо силы инерции P_{u3} относительно точки С.

На рисунке 4.18 приведена расчетная схема клеммового соединения коромысла с валом. Момент трения в соединении определится из формулы

$$M_{mp} = 2mfN \cdot \frac{D}{2} = mfND, \quad (4.13)$$

где m – коэффициент, принимаемый равным $3\pi/8$ при посадке коромысла на вал с зазором [6];

f – коэффициент трения сталь по стали, $f = 0,07 \dots 0,1$;

N – сила давления вала на коромысло;

D – диаметр вала.

Условие работоспособности соединения выразим в виде:

$$M_{mp} = kM_{кр}, \quad (4.14)$$

где k – коэффициент надежности соединения;

$M_{кр}$ – максимальный крутящий момент в соединении.

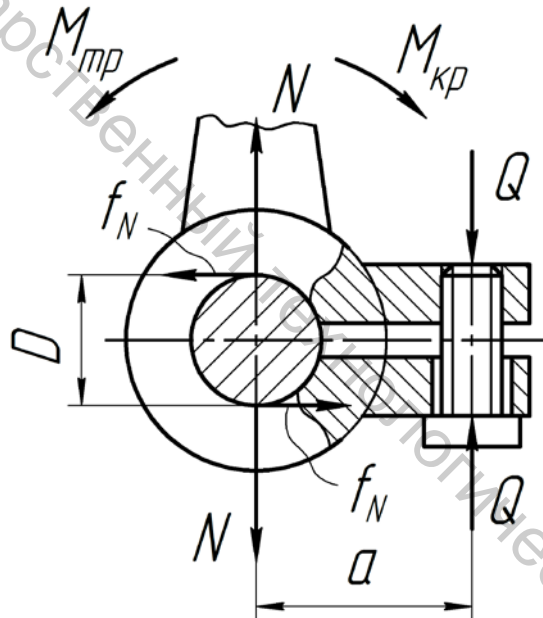


Рисунок 4.18

Подставив в (4.14) уравнение (4.13), определим:

$$N = \frac{kM_{\epsilon\delta}}{mfD}.$$

Усилие затяжки винтов N определим из уравнения моментов сил, действующих на коромысло (рис. 4.18)

$$Q \cdot (a - D/2) \cdot Z = N \cdot \frac{D}{2},$$

где Z – число винтов.

Тогда

$$Q = \frac{N \cdot D}{2(a - D/2) \cdot Z};$$

Затем винты проверяются на смятие и срез резьбы по формулам (4.3) и (4.2).

Расчет крепления коромысла с помощью сухариков (рис. 4.16) выполняется аналогично расчету крепления эксцентрика (рис. 4.8 и формула 4.7).

4.6 Конструирование кинематических пар

В рычажных исполнительных механизмах используются вращательные и поступательные кинематические пары.

На рисунке 4.19 показана конструкция вращательной кинематической пары скольжения, образуемой звеньями 1 и 2. Шарнирный палец 3 фиксируется в звене 2 с помощью резьбы и контргайки 4. Поверхность трения скольжения образуется цилиндрическими поверхностями отверстия в звене 1 и шарнирного пальца 3 диаметра d и длины l . Смазка поверхности трения обеспечивается смоченным в масле войлочным фитилем 5, заложенным в осевое отверстие шарнирного пальца 3 через радиальные отверстия. Наличие контргайки 4 увеличивает массу звена 2, поэтому такая конструкция может применяться при умеренных скоростных режимах исполнительного механизма.

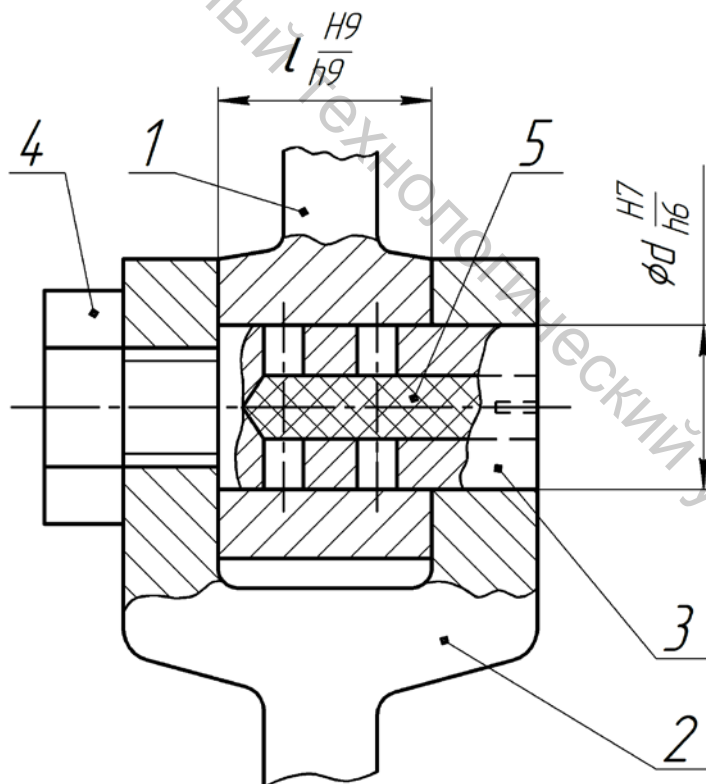


Рисунок 4.19

На рисунке 4.20 приведена аналогичная конструкция вращательной кинематической пары скольжения, образуемой звеньями

1 и 2, отличающаяся тем, что фиксация шарнирной оси 3 в звене 2 осуществлена посредством неподвижной посадки оси в отверстии звена. Достигается это изготовлением диаметра отверстия по квалитету R7, а диаметра шарнирной оси – по квалитету h6, что обеспечивает гарантированный натяг в соединении. Такая конструкция имеет минимальную массу звена 2 и может применяться при высоких скоростных режимах исполнительного механизма. В некоторых шарнирных соединениях, например, в соединениях ведущего кривошипа с шатуном, ввиду повышенных реакций и скоростей скольжения целесообразна замена вращательных пар скольжения парами качения.

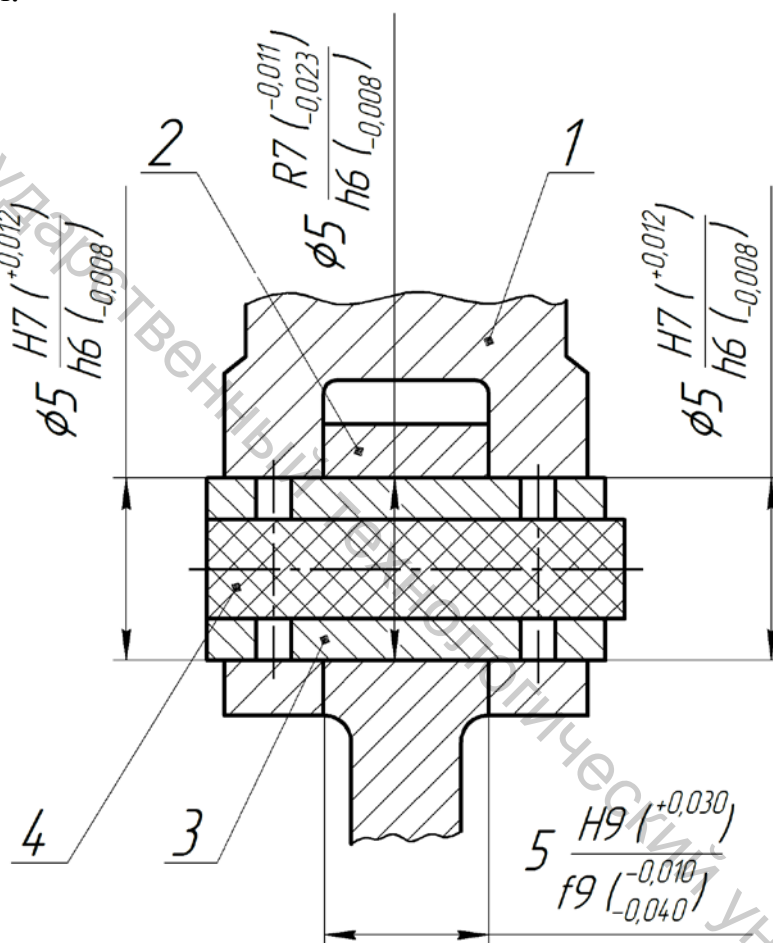


Рисунок 4.20

На рисунке 4.21 показана конструкция вращательной пары качения механизма съемного гребня чесальной машины, образуемой пальцем 2, выполненным заодно с валом 1, и шатуном 4. Два однорядных шарикоподшипника 3 запрессованы внутренними кольцами на пальце 2, наружные кольца вмонтированы в отверстие шатуна 4.

Использование шарикоподшипников в парах качения увеличивает радиальные размеры и массу звеньев, поэтому конструкция не может быть использована при высоких скоростных режимах исполнительного механизма.

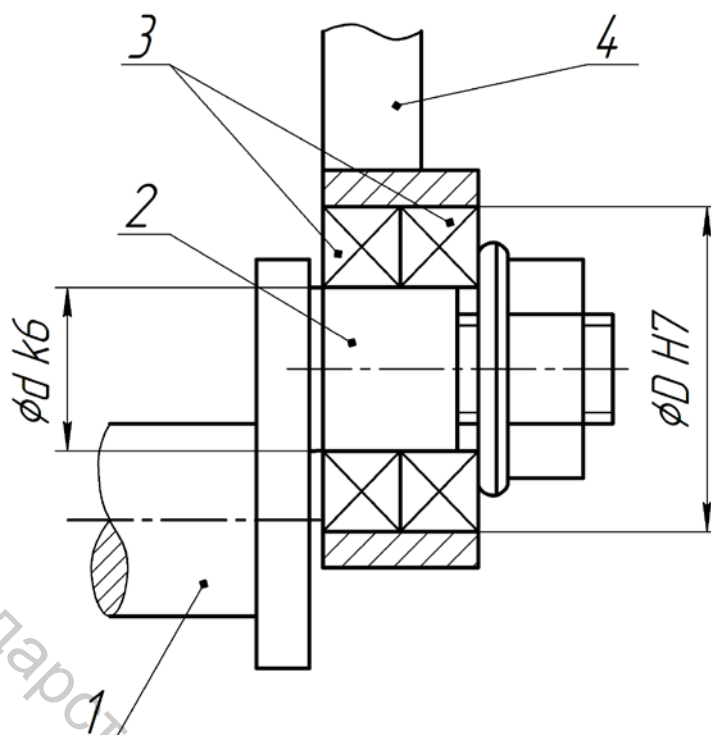


Рисунок 4.21

На рисунке 4.22 показана вращательная пара качения, образуемая шарнирным пальцем 2, закрепленным в кривошипе 1 и шатуном 4 посредством игольчатого подшипника 3.

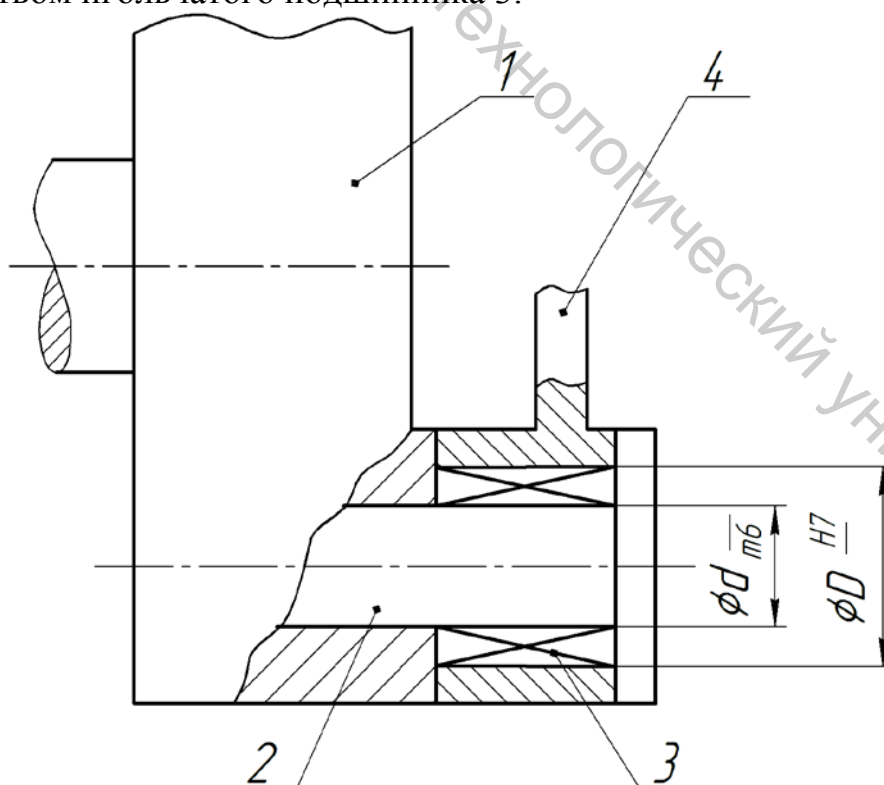


Рисунок 4.22

Вследствие малого диаметра иголок подшипника и отсутствия колец (иголки контактируют непосредственно с цилиндрическими поверхностями шарнирного пальца 2 и отверстия в шатуне 4) конструкция имеет небольшие радиальные размеры и массу и может применяться при предельных скоростных режимах.

На рисунке 4.23 приведена конструкция поступательной пары скольжения, образуемой шатуном-вилкой 1 и ползуном 2. В ползуне 2 имеется отверстие для вращательной пары, образуемой последним с эксцентриком (на рис. 4.23 не показан). Осевая фиксация поступательной пары обеспечивается буртиками, имеющимися на боковых поверхностях ползуна 2. Поверхности трения длины l и ширины b смазываются с помощью войлочной подушки 3, вложенной в канавку, выполненную в ползуне 2, и смоченной в масле. Масло через вертикальные отверстия в ползуне поступает на цилиндрическую поверхность трения вращательной пары, затем через горизонтальные отверстия поступает в смазочные каналы (вид Б на рис. 4.23) и в зазор между поверхностями трения поступательной пары.

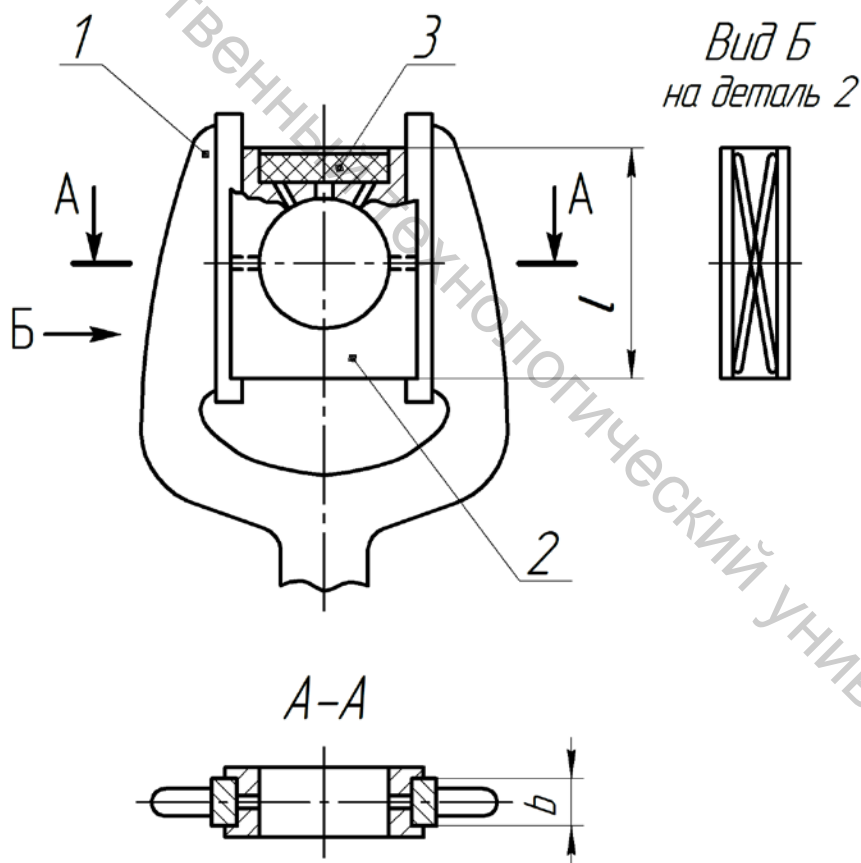


Рисунок 4.23

Technical drawing of a mechanical part. The part is shown in a cross-sectional view. It has a rectangular base with a hatched pattern. A vertical rod passes through the center of the part. A horizontal force A is applied to the rod at a point labeled A . The force is represented by a downward arrow. The part has a circular hole on the right side. The drawing is labeled with 'A' and 'A'.



80

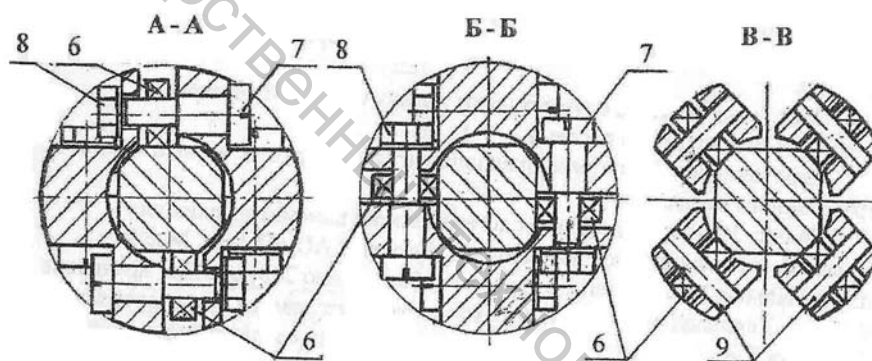
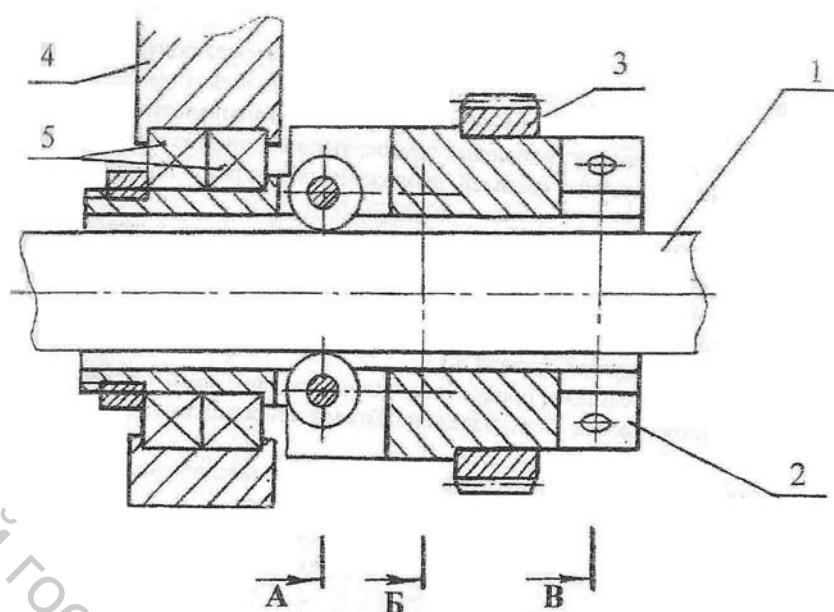


Рисунок 4.25

4.7 Смазка кинематических пар

Основным назначением смазки является устранение прямого контакта трущихся поверхностей элементов кинематической пары путем разделения их масляной пленкой. По данным исследований коэффициент трения скольжения при смазке трущихся поверхностей снижается до 0,1, а интенсивность износа по сравнению с сухим трением снижается примерно в 1000 раз.

Для смазки кинематических пар скольжения применяются следующие масла: индустриальное 12 (веретенное 2), индустриальное 20 (веретенное 3), индустриальное 30 (машинное Л), велосит. При этом при высоких скоростных режимах работы исполнительного механизма следует применять менее вязкие масла (с меньшим значением кинематической вязкости). Для смазки подшипников качения

применяются минеральные масла (индустриальное 12, 15, 20, 30, 45) или консистентные смазки.

Подача смазки непосредственно к поверхностям трения производится через систему радиальных и осевых отверстий, выполненных непосредственно в конструктивных элементах, образующих кинематическую пару (рис. 4.19, 4.20, 4.23). Довольно часто источником смазки является фетровая подушка (рис. 4.23) или фитиль (рис. 4.19, 4.20), вложенные в тело элементов кинематических пар. подача смазки к местам трения может производиться различными маслопроводами в виде полых трубок, выполненных из металла или полимера, в виде войлочных фитилей, проложенных внутри полимерных трубок.

В зависимости от способов подачи смазки и конструкции элементов смазочных устройств различают следующие системы смазки.

Индивидуальная система, в которой предусмотрена подача смазки из масленки к каждой кинематической паре посредством заливки в отверстие, смачивания фетровой подушки, фитиля и т. п.

Централизованная система, предусматривающая подачу масла от единого источника (резервуара, насоса и т. п.) через систему маслопроводов ко всем кинематическим парам.

Периодическая система, предусматривающая подачу масла через определенные промежутки времени (например, 1 раз в смену).

Непрерывная система, при которой смазка подается непрерывно в период работы исполнительного механизма, как правило, от единого источника (насоса, резервуара и т. п.).

Принудительная система предполагает подачу масла к местам трения под давлением, создаваемым источником подачи в виде насоса, лубрикатора и т. п.

Система без принудительного давления осуществляет подачу масла к местам трения ручной масленкой посредством сил тяжести масла, посредством смачивания войлочного фитиля, один из концов которого помещен в резервуар с маслом.

Проточные системы осуществляют подачу смазки без возврата отработанной жидкости в систему.

Циркуляционные системы предполагают многократное использование отработанного масла.

На рисунке 4.26 показана схема системы смазки кинематических пар основных механизмов швейной машины 31-го ряда АО «Орша». Масло индустриальное 12 заливается в картер 1 (объем около 200 мл). При вращении шестерни 2 привода челночного вала масло разбрызгивается и попадает в лоток 3. Из лотка 3 масло стекает в отверстие втулки 4 распределительного вала 5 и попадает в винтовую канавку вала. Винтовая канавка играет роль насоса, подающего масло в систему смазочных отверстий блока эксцентров 6 и через нижнее

отверстие во втулке 4 – в систему трубопроводов 7, 8, 12. По трубопроводу 12 масло поступает через регулируемый дроссель 11 в трубопроводы 14 и 15, в отверстие втулки 16 главного вала 17. Винтовые канавки этого вала служат насосом, подающим масло в кривошип 18, а затем через систему отверстий в шарнирных осях 21 поступает в кинематические пары механизмов иглы и нитепритягивателя. По трубопроводу 19 масло поступает в шарнирную ось 20 механизма нитепритягивателя. Масло, вытекающее из кинематических пар механизмов иглы и нитепритягивателя, стекает на войлочную подушку 22, а затем по трубопроводу 23 стекает в маслосборник в виде поддона 24. По трубопроводу 8 масло поступает в смотровое отверстие 9, а затем по трубопроводу 10 возвращается в картер 1.

Рассмотренная система смазки является централизованной, непрерывной, принудительной, циркуляционной.

На рисунке 4.27 приведена схема системы смазки кинематических пар эксцентриков главного вала основовязальной машины ОВ-7.

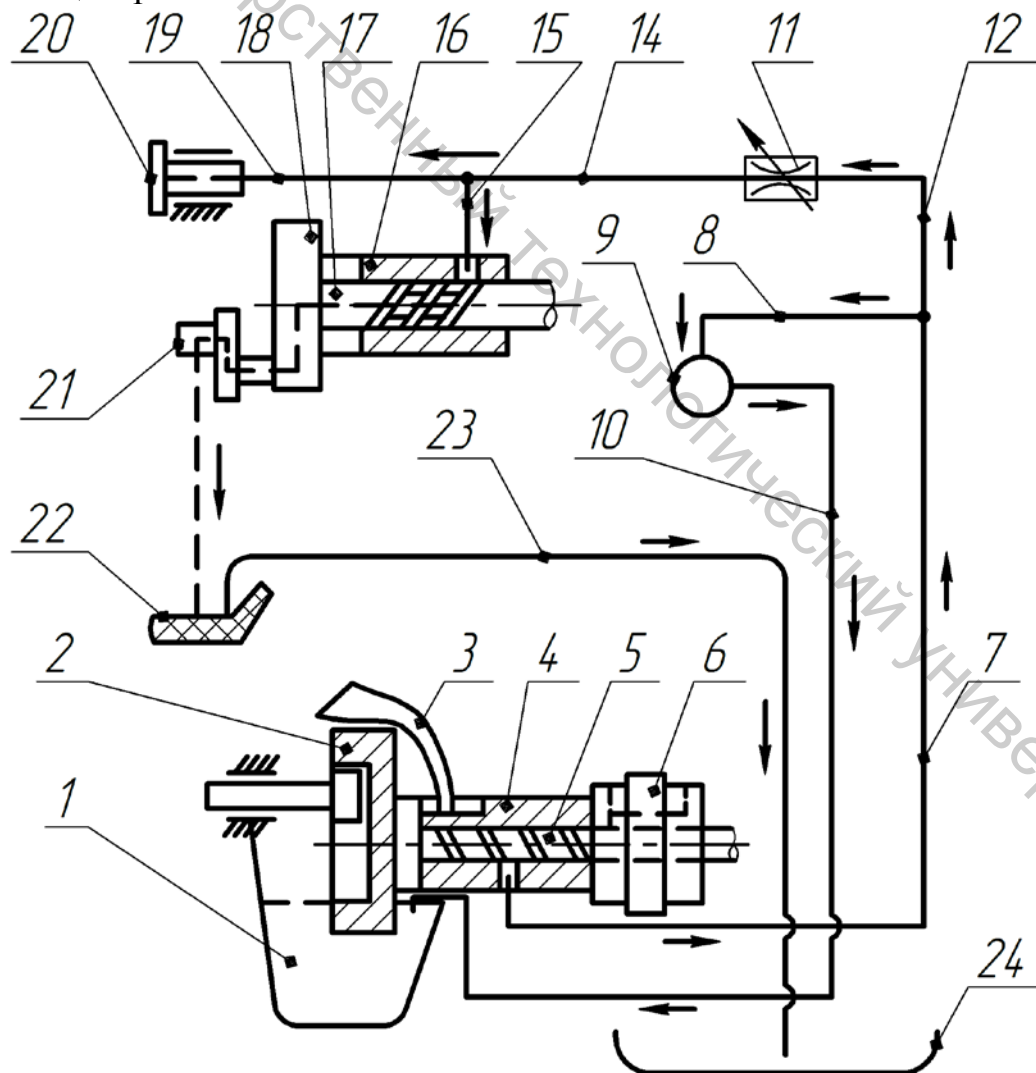


Рисунок 4.26

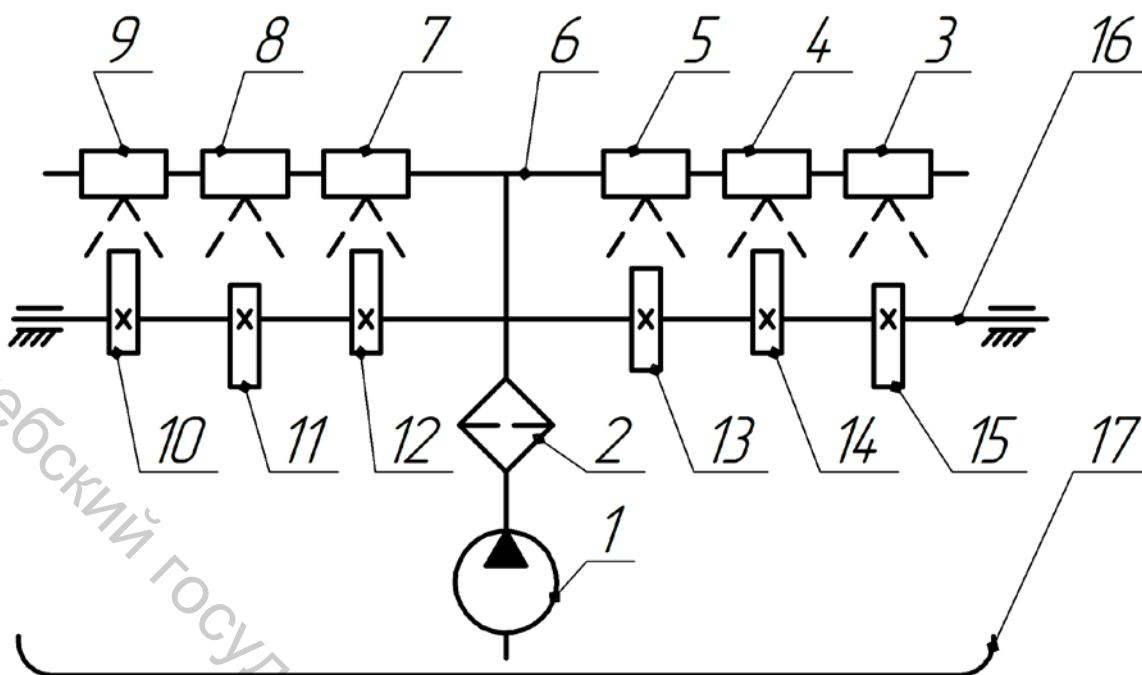


Рисунок 4.27

Масло промышленное 20 заливается в картер 17 емкостью ≈ 90 литров.

Насос 1 подает масло из картера через фильтр 2 в горизонтальный трубопровод 6, из которого через форсунки 3, 4, 5, 7, 8 и 9 разбрызгивается на эксцентрики 10...15 главного вала 16 и стекает обратно в картер 17.

Рассмотренная система смазки также является централизованной, непрерывной, принудительной, циркуляционной.

4.8 Расчеты кинематических пар

Вращательные кинематические пары качения (рис. 4.21, 4.22) рассчитываются по методике, разработанной для соответствующих подшипников качения [7]. При этом радиальная нагрузка на подшипники определяется посредством силового анализа исполнительного механизма.

Вращательные кинематические пары скольжения (рис. 4.19, 4.20) рассчитываются по методике, аналогичной методике расчета подшипников скольжения полужидкостного трения.

Излагаемые ниже методы расчета носят условный характер.

Расчет на удельное давление

Условие прочности по удельному давлению имеет вид

$$\delta_{\max} = \frac{R_{\max}}{l \cdot d} \leq [\delta],$$

где p_{max} – максимальное удельное давление, Н/м²;

l, d – длина и диаметр цилиндрической поверхности контакта пары, м;

R_{max} – максимальный модуль реакции в кинематической паре, определяемый посредством силового анализа исполнительного механизма, Н;

$$R_{max} = \max\{R_i\}, i = 1, 2, \dots, N,$$

где R_i – модуль реакции в i -ом положении механизма,

N – число исследуемых положений механизма за один кинематический цикл, обычно достаточно принять $N = 12$;

$[p]$ – допускаемое удельное давление, Н/м²; эта величина устанавливается для исполнительных механизмов конкретного вида оборудования исходя из опыта эксплуатации; например, для механизмов швейных и трикотажных машин принимают $[p] = 10^6$ Н/м².

Расчет на долговечность

Условие долговечности имеет вид:

$$(pV)_{cp} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i V_i \leq [pV], \quad (4.15)$$

где $(pV)_{cp}$ – среднее значение коэффициента долговечности;

p_i – удельное давление в кинематической паре для i -го положения механизма, Н/м²; $p_i = R_i / ld$;

V_i – окружная скорость скольжения элементов вращательной кинематической пары в i -ом положении исполнительного механизма, $V_i = \omega_i \cdot d/2$;

ω_i – модуль угловой скорости относительного вращения элементов кинематической пары в i -ом положении механизма;

$[pV]$ – допускаемое значение коэффициента долговечности, определяемое для механизмов конкретного вида оборудования на основе опыта эксплуатации; для механизмов швейных и трикотажных машин принимают $[pV] = 2 \cdot 10^6$ Н/м·с.

При расчете поступательных пар скольжения (рис. 4.23, 4.24) на удельное давление и долговечность используют аналогичные уравнения. Уравнение прочности по удельному давлению имеет вид:

$$\delta_{max} = \frac{R_{max}}{b \cdot l} \leq [\delta],$$

где b, l – размеры плоскости контакта элементов пары.

В уравнении долговечности (4.15) V_i – модуль относительной скорости скольжения элементов поступательной пары.

Значения $[p]$ и $[pV]$ берутся такими же, как для вращательной пары.

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1 Материалы для изготовления звеньев кулачковых механизмов

Высокоскоростные и тяжелонагруженные кулачки рекомендуется изготавливать из легированных сталей 15 X, 20 X с цементацией и закалкой до твердости HRC_Э 56...62 и из чугунов марок СЧ 28, СЧ 32, СЧ 35 с нормализацией до HRB 200...260. Средненагруженные кулачки изготавливают из малоуглеродистых сталей сталь 20 с цементацией на глубину 0,2...0,3 мм и последующей закалкой до HRC_Э 52...56 и из чугунов марки СЧ 21 с нормализацией до HRB 200...260.

Коромысловые толкатели изготавливают из тех же материалов, что и коромысла рычажных механизмов – из малоуглеродистых сталей сталь 15, сталь 20 с цементацией и закалкой до HRC_Э 42...56, из литейных сталей 20 Л, 55 Л.

Ролики изготавливают из автоматной стали А 12 с цементацией на глубину h 0,2...0,3 и закалкой до твердости HRC_Э 56...62.

5.2 Нормы точности при изготовлении звеньев кулачковых механизмов

Точность теоретических профилей дисковых кулачков определяется величиной допуска $\pm \Delta R$ на радиус-вектор, цилиндрических кулачков – величиной допуска $\pm \Delta S$ на образующую. Величины ΔR и ΔS зависят от метода обработки и точности станков и приспособлений, типа и размеров кулачка. В связи с отсутствием справочных и руководящих материалов для выбора допусков на изготовление кулачков в практике конструирования эти допуски задаются на основе имеющегося опыта без расчетов и необходимого технического обоснования. Например, в обувной машине СПР допуск ΔR на радиус-вектор всех дисковых и допуск ΔS на образующую всех цилиндрических кулачков задают одинаковым и равным $\pm 0,07$ мм, хотя эти кулачки выполняют самые различные функции и многие из них можно изготавливать с точностью $\Delta R = \Delta S = \pm 0,1... \pm 0,15$ мм. Аналогичное положение наблюдается и в текстильном машиностроении.

При серийном производстве кулачков машин легкой и текстильной промышленности обработка профиля кулачка производится на копировально-фрезерных станках. При этом профиль копира доводится и шлифуется по таблицам, а допуски на радиусы-векторы и образующие кулачков составляют $\pm 0,05$ мм для швейных машин и полуавтоматов, $\pm 0,07...0,10$ мм – для обувных и трикотажных машин.

Допуски на изготовление коромысел кулачковых механизмов аналогичны допускам на изготовление коромысел рычажных механизмов.

Допуски на расстояния между осями вращения дискового кулачка и коромысла составляет $\pm 0,01 \dots 0,06$ мм для обувных машин.

5.3 Конструирование кулачков

Замыкание исполнительных кулачковых механизмов машин легкой и текстильной промышленности осуществляется, как правило, геометрическим методом. При этом применяется либо сдвоенный кулачок, либо пазовый.

На рисунке 5.1 приведен чертеж конструкции двойного дискового кулачка обувной машины СПР. Кулачок крепится на валу с помощью шпоночного соединения. Материал для изготовления кулачка – сталь 15 Х. Скорость вращения кулачка – до 1000 об/мин. На чертеже должна приводиться таблица, в которой указаны радиусы-векторы теоретических профилей обоих кулачков, заданные через 1° на интервале $0 \dots 360^\circ$ (на рис. 5.1 не показана).

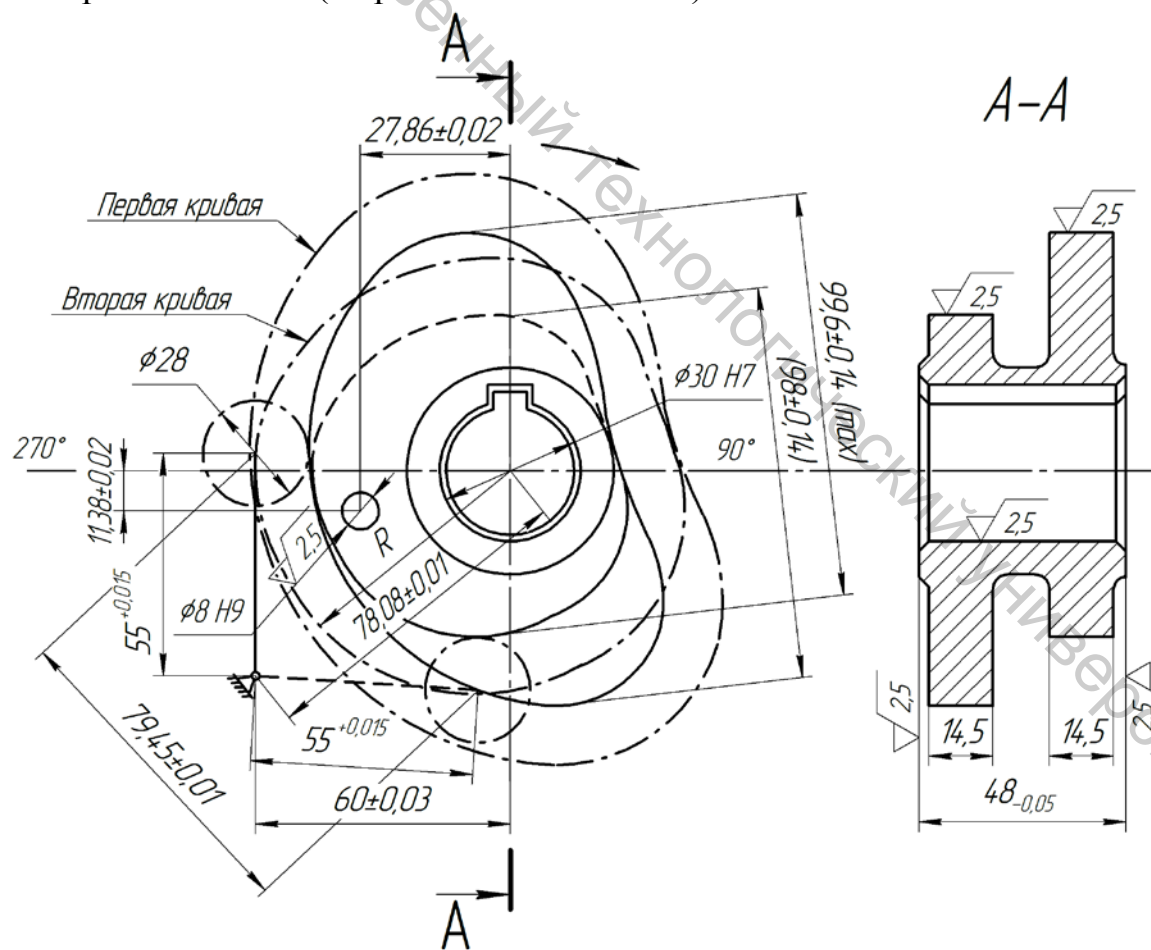


Рисунок 5.1

На чертежах дисковых кулачков предусматривается контрольное отверстие ($\varnothing 8H9$ на рис. 5.1). Контрольное отверстие служит для фиксации и установки кулачка в начальное положение при обработке, измерении и сборке механизма. В ряде случаев контрольное отверстие служит поводковым отверстием при обработке и измерении рабочей поверхности.

На рисунке 5.2 показан чертеж одного из дисковых кулачков зевовобразовательного механизма ткацкого станка СТБ [9]. Этот кулачок скрепляется с другим кулачком (контркулачком) посредством отверстия $\varnothing 15H7$, обеспечивающим геометрическое замыкание коромыслового толкателя.

Радиусы-векторы теоретического профиля кулачка приведены в таблице 5.1.

На рисунке 5.3 показан чертеж дискового пазового кулачка. Радиусы-векторы R_i теоретического профиля кулачка приведены в таблице (на рисунке не показана). Геометрическое замыкание коромыслового толкателя осуществляется роликом, размещенным в пазу кулачка.

На рисунках 5.4 и 5.5 приведен чертеж цилиндрического кулачка. Кулачок изготавливается из чугуна СЧ 21 с нормализацией до HRB 220...260.

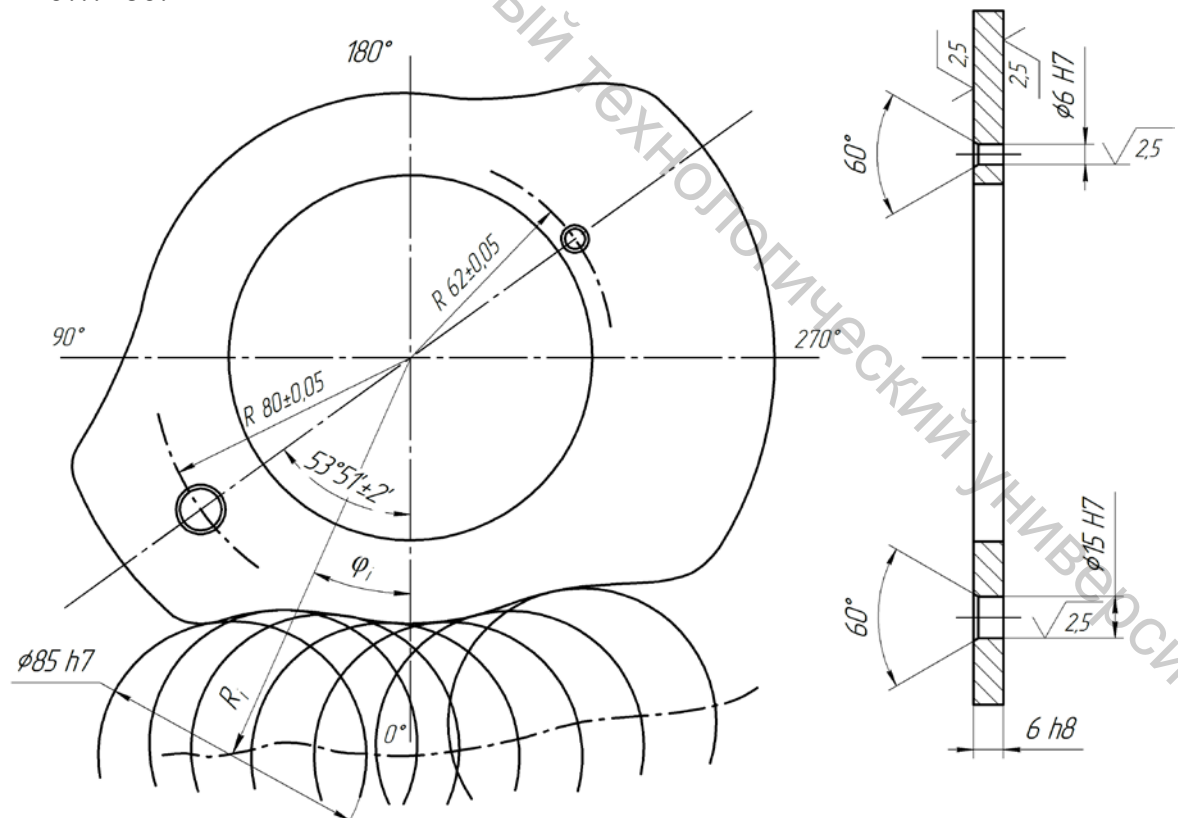


Рисунок 5.2

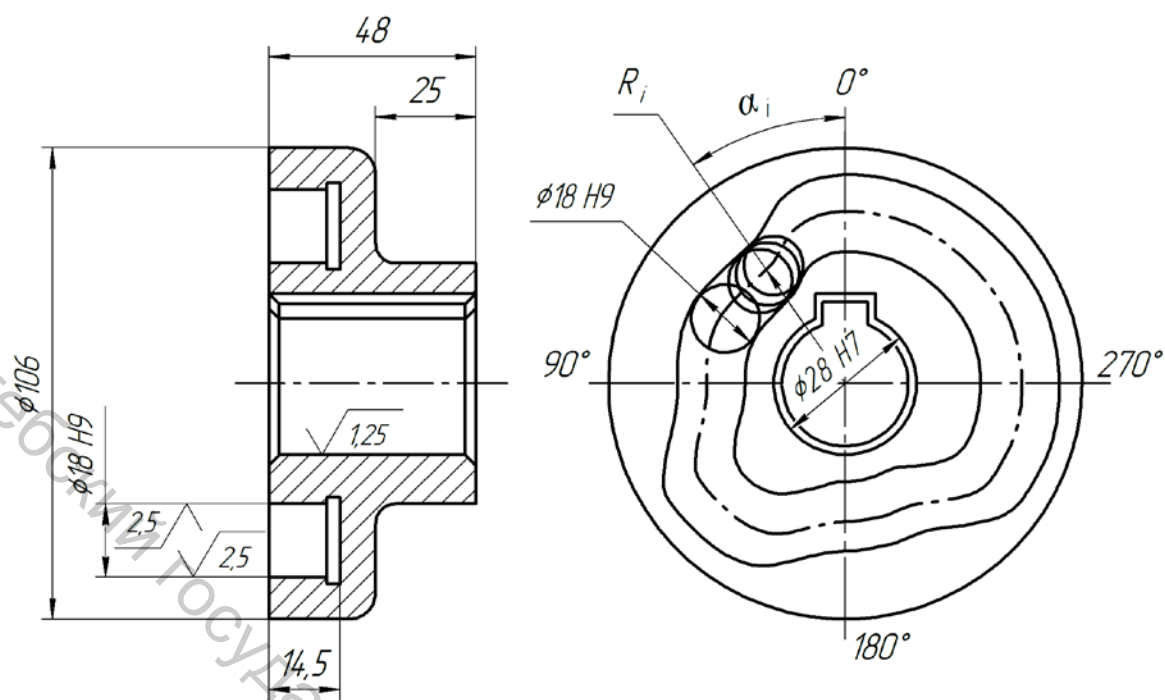


Рисунок 5.3

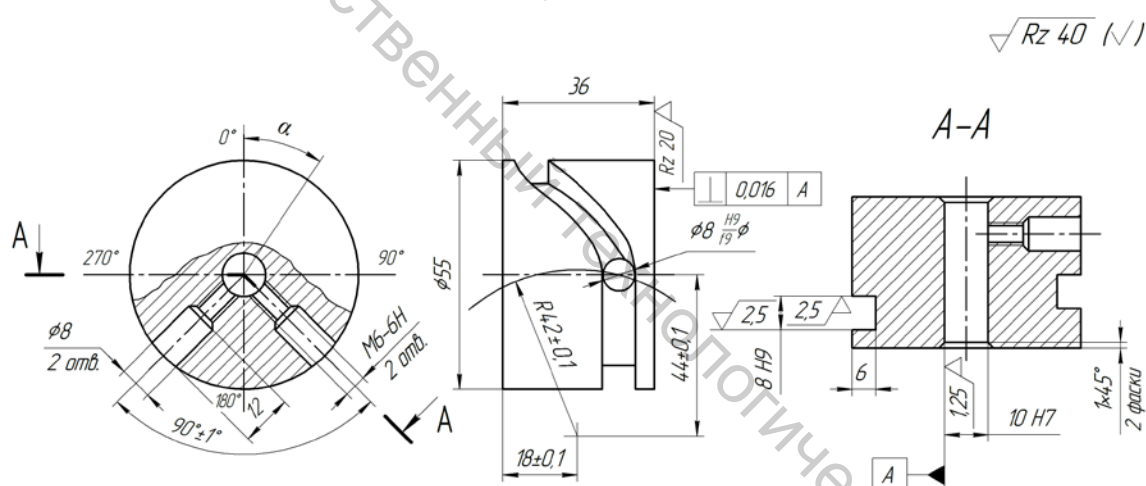


Рисунок 5.4

Развертка паза

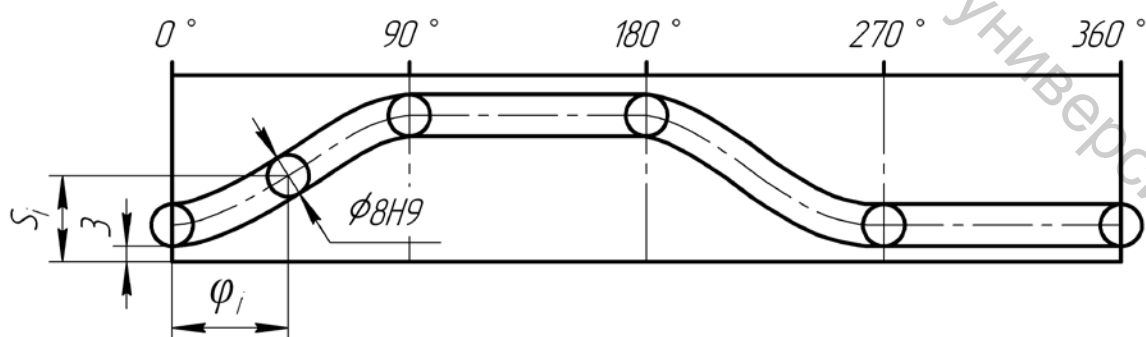


Рисунок 5.5

Таблица 5.1 – Значения радиусов векторов зевобразовательного кулачка ткацкого станка СТБ

Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм
0	124,500	28	145,088	69	159,107
1	124,501	29	146,060	70	150,609
2	124,516	30	146,971	71	150,014
3	124,554	31	147,816	72	149,319
4	124,628	32	148,591	73	148,525
5	124,749	33	149,294	74	147,633
6	124,927	34	149,923	75	146,649
7	125,173	35	150,477	76	145,581
8	125,496	36	150,956	77	144,439
9	125,901	37	151,361	78	143,237
10	126,396	38	151,695	79	141,988
11	126,983	39	151,960	80	140,709
12	127,664	40	152,163	81	119,416
13	128,438	41	152,308	82	138,123
14	129,300	42	152,405	83	136,845
15	130,244	43	152,462	84	135,595
16	134,262	44	152,490	85	134,386
17	132,344	45	152,499	86	133,227
18	133,477	46—	} 152,500	87	132,127
19	134,650	—60		88	131,093
20	135,850	61	152,498	89	130,130
21	137,065	62	152,484	90	129,242
22	138,283	63	152,447	91	128,438
23	139,492	64	152,374	92	127,705
24	140,683	65	152,255	93	127,058
25	141,846	66	152,078	94	126,493
26	142,973	67	151,834	95	126,008
27	144,056	68	151,513	96	125,602

Продолжение таблицы 5.1

Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм
97	125,271	200	135,850	303	152,447
98	125,010	201	137,065	304	152,374
99	124,813	202	138,283	305	152,255
100	124,674	203	139,492	306	152,078
101	124,583	204	140,683	307	151,834
102	124,531	205	141,846	308	151,513
103	124,508	206	142,973	309	151,107
104	124,501	207	144,056	310	150,609
105—	124,500	208	145,088	311	150,014
—180		209	146,060	312	149,319
181	124,507	210	146,971	313	148,525
182	124,516	211	147,916	314	147,633
183	124,554	212	148,591	315	146,649
184	124,628	213	149,294	316	145,581
185	124,749	214	149,923	317	144,439
186	124,927	215	150,477	318	143,237
187	125,173	216	150,956	319	141,988
188	125,496	217	151,361	320	140,709
189	125,901	218	151,695	321	139,416
190	126,396	219	151,960	322	138,123
191	126,983	220	152,163	323	136,845
192	127,664	221	152,308	324	135,595
193	128,438	222	152,405	325	134,386
194	129,300	223	152,462	326	133,227
195	130,244	224	152,450	327	132,127
196	131,262	225	152,499	328	131,093
197	132,344	226—300	152,500	329	130,130
198	133,477	301	152,498	330	129,242
199	134,650	302	152,484	331	128,433

Окончание таблицы 5.1

Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм	Угол φ_i°	Радиус R_i мм
332	127,705	337	125,271	342	124,531
333	122,059	338	125,010	342	124,508
334	126,493	339	124,813	344	124,501
335	126,008	340	124,674	345–	}124,500
336	125,602	341	124,583	–360	

Теоретический профиль задается на развертке наружной цилиндрической поверхности кулачка (рис. 5.5) расстояниями S_i от торцевой поверхности кулачка через одинаковые интервалы угла φ_i поворота кулачка, равные 1° , в виде таблицы (на рис. 5.5 не показана).

5.4 Конструирование коромысловых толкателей и роликов

На рисунке 5.6 показана конструкция коромыслового толкателя рычажно-кулачкового исполнительного механизма обувной машины

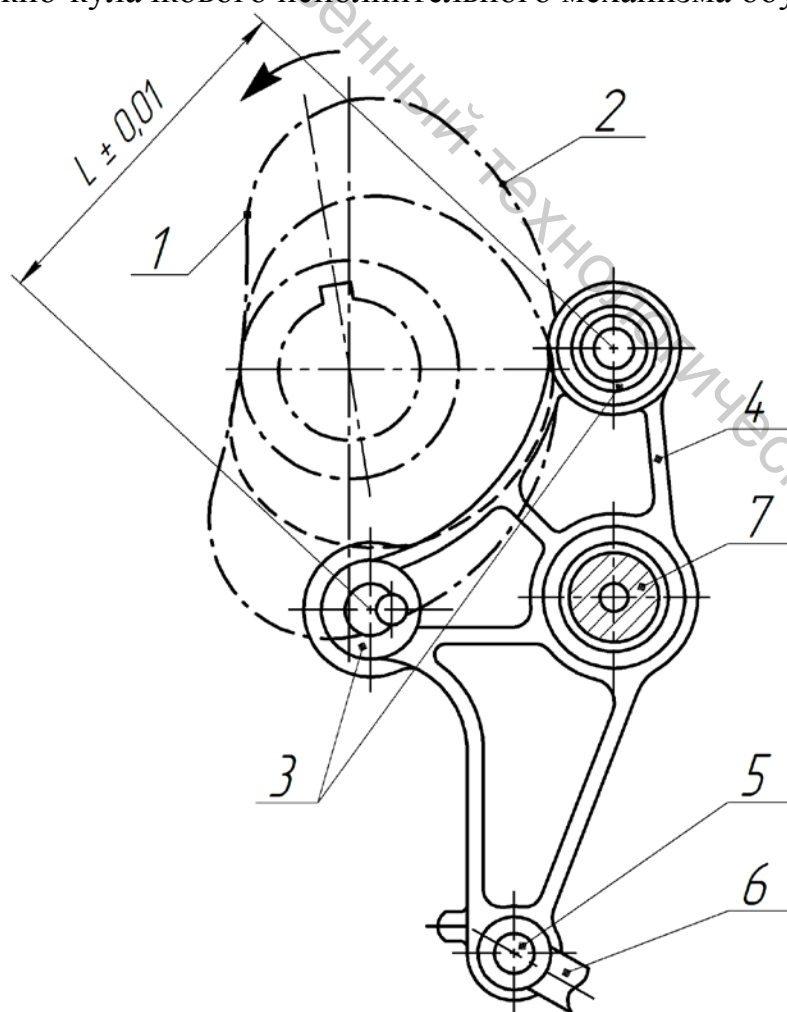


Рисунок 5.6

СПР, выполненного в виде единого коромысла 4. Геометрическое замыкание теоретических профилей кулачков 1 и 2 производится роликами 3, шарнирно закрепленными в корпусе коромысла 4. В нижней части коромысла закреплен шарнирный винт 5, образующий вращательную кинематическую пару с шатуном 6 рычажного механизма. Коромысло 4 колеблется вокруг неподвижной оси 7.

На рисунке 5.7 приведен чертеж конструкции сборного коромыслового толкателя, состоящего из двух коромысел 1 и 2. Коромысло 1 закрепляется на ведомом валу (на рис. 5.7 не показан) винтом 3 с помощью клеммового зажима.

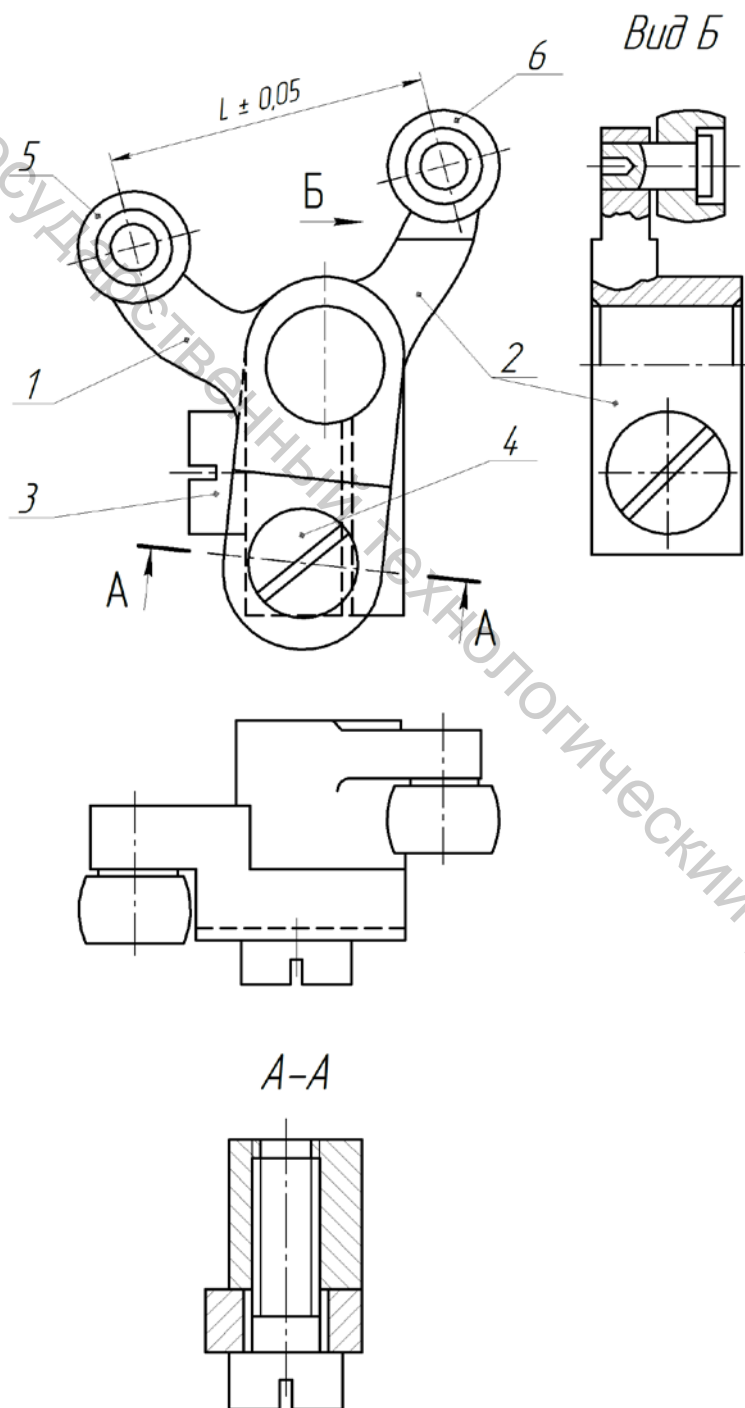


Рисунок 5.7

Жесткое соединение коромысел 1 и 2 осуществляется винтом 4 (см. сечение А-А на рис. 5.7). Установка требуемого расстояния L между центрами роликов 5 и 6 производится поворотом коромысла 2 относительно коромысла 1 за счет зазора между винтом 4 и отверстием в коромысле 1 (см. сечение А-А на рис. 5.7).

На рисунке 5.8 показан чертеж ролика. Особенность конструкции состоит в том, что боковая поверхность ролика образуется дугой окружности с целью компенсации непараллельности осей ролика и образующей рабочей поверхности кулачка, приводящей к уменьшению поверхности контакта ролика и кулачка. Ролик изготавливается из автоматной стали А 12, поставляемой в виде круглого проката, подвергается цементации на глубину 0,2...0,3 мм с последующей закалкой до $HRC_{\text{э}} 56...62$.

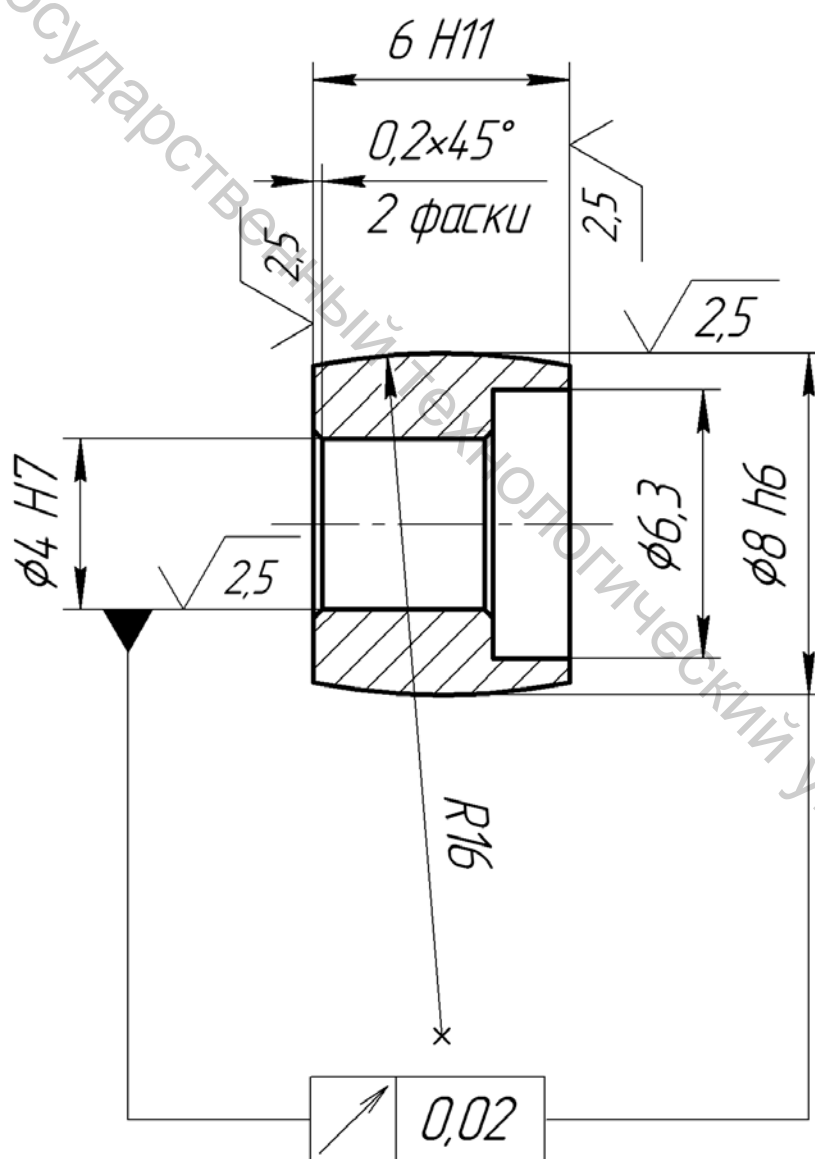


Рисунок 5.8

5.5 Расчет кулачков на контактную прочность

Основным условием работоспособности кулачковых исполнительных механизмов в машинах легкой и текстильной промышленности является прочность кулачка по контактным напряжениям.

С учетом формулы Герца-Беляева условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{QE_{i\delta}}{b} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right)} \leq [\sigma_{\epsilon}], \quad (5.1)$$

где Q – реакция кулачка на ролик, Н;

E_{np} – приведенный модуль упругости, Н/мм²;

$$A_{i\delta} = \frac{2A_1A_2}{A_1 + A_2},$$

E_1, E_2 – модули упругости материалов кулачка и ролика, Н/мм²;

b – ширина контакта ролика и кулачка, мм;

r – радиус ролика, мм;

ρ – радиус кривизны кулачка в точке контакта с роликом, мм;

$[\sigma_{\kappa}]$ – допускаемое контактное напряжение материала кулачка.

Для стальных кулачков, подвергнутых цементации с последующей закалкой $[\sigma_{\kappa}] = 22 \text{ HRC}_{\Sigma} \text{ Н/мм}^2$, где HRC_{Σ} – твердость по Роквеллу; для кулачков из серого чугуна $[\sigma_{\kappa}] = 0,95\sigma_{\epsilon}$,

σ_{ϵ} – предел прочности при растяжении, Н/мм²;

например, для СЧ 21 $\sigma_{\epsilon} = 210 \text{ Н/мм}^2$; для стальных кулачков без закалки

$$[\sigma_{\kappa}] = (20 \dots 25) \sigma_m \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_m – предел текучести, Н/мм².

На износостойкость кулачков оказывают влияние зазоры между роликами и профилем кулачка. В результате ролики работают с отрывами от кулачков и с ударами, что приводит к повышенному износу кулачков.

Например, контактные напряжения в кулачковом механизме обувной машины СПР (рис. 5.1) невелики и достигают 135 Н/мм^2 [8], но так как механизм работает с отрывом роликов и вибрацией, скорость изнашивания кулачков составляет значительную величину $\tau = (1,0 \dots 1,2) \text{ мкм/час}$. В результате срок службы кулачка составляет 5 – 10 месяцев при двухсменной работе, что вызывает частые ремонты машин, простои и потребность большого количества дорогостоящих запасных деталей.

В кулачковом механизме игольницы основовязальной машины ОВ-5 контактное напряжение составляет только 37 Н/мм^2 , а скорость изнашивания кулачка – $0,006 \text{ мкм/час}$ [8]. Объясняется это большой шириной кулачка $b = 28 \text{ мм}$, отсутствием вибраций и применением

ролика из текстолита, у которого модуль упругости $E = 7 \cdot 10^4$ Н/мм², то есть в 22 раза меньше, чем у чугуна и в 33 раза меньше, чем у стали.

Для расчета напряжений по формуле Герца-Беляева необходимо определить Q и ρ .

Определение реакции Q кулачка на толкатель

Рассмотрим определение реакции Q при заданном законе движения коромыслового толкателя и при условии, что на толкатель действуют только силы инерции.

Допустим, что закон движения толкателя на исследуемом интервале движения ψ_u является законом синусоидального ускорения [3] и известны уравнения безразмерных характеристик:

$$\zeta = \frac{1}{2\pi}(2\pi k - \sin 2\pi k), \quad (5.2)$$

$$\delta = 1 - \cos(2\pi k), \quad (5.3)$$

$$\xi = 2\pi \sin 2\pi k, \quad (5.4)$$

где ζ – коэффициент пути, $\zeta = \psi/\psi_u$;

ψ – текущий угол поворота коромысла на интервале, рад;

k – безразмерный коэффициент времени, $k = t/t_u$, $t_u = \varphi_u/\omega_k$;

φ_u – угол поворота кулачка на интервале, рад;

ω_k – угловая скорость кулачка, рад/с;

δ – коэффициент скорости, $\delta = \omega/t_u/\psi_u$;

ω – текущее значение угловой скорости толкателя;

ξ – коэффициент ускорения,

$$\xi = \frac{\varepsilon}{\psi_{\dot{e}}} \cdot t_{\dot{e}}^2;$$

ε – текущее значение угловой скорости толкателя.

Графики $\zeta = \zeta(k)$, $\delta = \delta(k)$ и $\xi = \xi(k)$ показаны на рисунке 5.9.

Силовой расчет толкателя следует производить при максимальном угловом ускорении толкателя, так как при этом силы инерции толкателя – максимальные.

Из графика $\xi = \xi(k)$ на рисунке 5.9 следует, что $\xi = \xi_{\max}$ при $k = 0,25$. При этом из (5.2), (5.3), (5.4) следует: $\xi_{\max} = 2\pi$, $\delta = 1$; $\zeta = 0,09$.

Затем определим максимальное угловое ускорение $\varepsilon_{\max} = \frac{2\pi\psi_{\dot{e}}\omega_k^2}{\varphi_{\dot{e}}^2}$ и

соответствующие значения ω и ψ : $\omega = \frac{\psi_{\dot{e}}\omega_k}{\varphi_{\dot{e}}}$; $\psi = 0,09 \psi_u$.

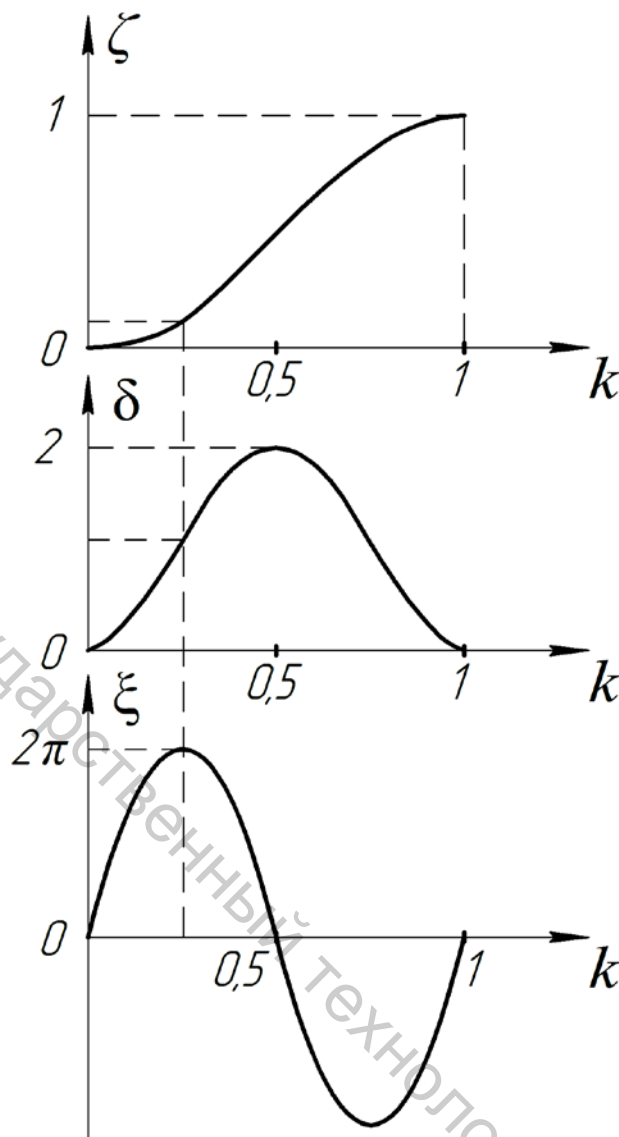


Рисунок 5.9

Рассмотрим уравнение моментов сил относительно точки A , действующих на толкатель (рис. 5.10):

$$M_u + P_{ук}^{\tau} \cdot (AS) + P_{ур}^{\tau} \cdot (AB) - Q(AB) \cos \vartheta = 0, \quad (5.5)$$

где M_u – момент сил инерции коромысла AB , $M_u = I_S \cdot \varepsilon_{\max}$;

I_S – момент инерции коромысла относительно центра масс S ;

$P_{ук}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции коромысла;

$P_{ук}^{\tau} = m_k a_S^{\tau} = m_k \varepsilon_{\max} \cdot (AS)$; m_k – масса коромысла, кг;

$P_{ур}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции ролика;

$P_{ур}^{\tau} = m_p \varepsilon_{\max} \cdot (AB)$; m_p – масса ролика, кг;

ϑ – угол давления; согласно [3] при $\delta = 1$, $\zeta = 0,09$ угол ϑ определится из формулы

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\frac{l \dot{\psi}_e}{\varphi_e} + l - l_0 \cos(0,09 \psi_e + \psi_0)}{l_0 \sin(0,09 \psi_e + \psi_0)},$$

где $l = AB$ (рис. 5.10), $l_0 = OA$.

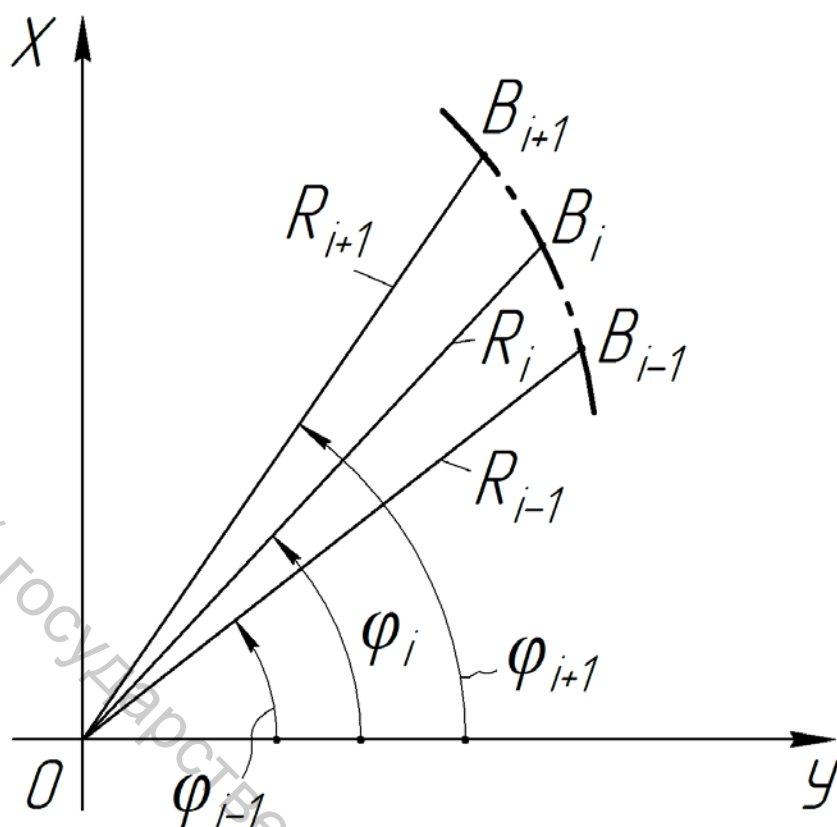


Рисунок 5.11

Радиус кривизны ρ_T теоретического профиля кулачка в точке B_i определим как радиус окружности, проходящей через три точки B_{i-1} , B_i , B_{i+1} :

$$r_0 = \sqrt{(x_0 - x_{i-1})^2 + (y_0 - y_{i-1})^2},$$

где

$$x_0 = \frac{b_2 c_1 - b_1 c_2}{a_1 b_2 - a_2 b_1},$$

$$y_0 = \frac{a_1 c_2 - a_2 c_1}{a_1 b_2 - a_2 b_1},$$

$$a_1 = 2(x_i - x_{i-1}),$$

$$a_2 = 2(x_{i+1} - x_{i-1}),$$

$$b_1 = 2(y_i - y_{i-1}),$$

$$b_2 = 2(y_{i+1} - y_{i-1}),$$

$$c_1 = (x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2,$$

$$c_2 = (x_{i+1} - x_{i-1})^2 + (y_{i+1} - y_{i-1})^2.$$

Радиус ρ кривизны кулачка определится из равенства $\rho = \rho_T - r$.

6 КЛАССИФИКАЦИЯ И СТРУКТУРА ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МАШИН

6.1 Классификация электроприводов

Электропривод есть система подвижных звеньев, состоящая из ротора электродвигателя, связанных с ним звеньев передаточных и исполнительных механизмов, устройств управления, обеспечивающих заданные законы движения рабочих органов машины.

На рисунке 6.1 показана блок-схема классификации электроприводов технологических машин.

По типу электродвигателя различают электроприводы:

- 1) с нерегулируемым асинхронным электродвигателем;
- 2) с регулируемым асинхронным электродвигателем;
- 3) с электродвигателем постоянного тока;
- 4) с шаговым электродвигателем.

Нерегулируемые асинхронные электродвигатели имеют наибольшее распространение в приводах технологических машин легкой и текстильной промышленности.

Вместе с тем, в последние десятилетия все более широкое применение находят регулируемые асинхронные электродвигатели и шаговые электродвигатели.

По способу компоновки электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами различают индивидуальные и многодвигательные электроприводы. В первом случае в машине имеется только один электродвигатель, приводящий в движение все исполнительные механизмы. Во втором случае имеется несколько электродвигателей, каждый из которых приводит в движение отдельный механизм или группу механизмов.

Многодвигательный электропривод в ряде случаев позволяет снизить металлоемкость машин за счет сокращения числа передач.

По степени автоматизации можно выделить следующие группы электроприводов:

- 1) неавтоматизированные;
- 2) автоматизированные;
- 3) автоматические.

Разделение производится по степени автоматизации операций управления электроприводом.

К числу последних относятся:

- 1) пуск;
- 2) торможение и останов;
- 3) останов в заданном положении рабочих органов;
- 4) регулирование скорости установившегося движения;
- 5) останов через заданное число циклов или при повороте главного вала на заданный угол;

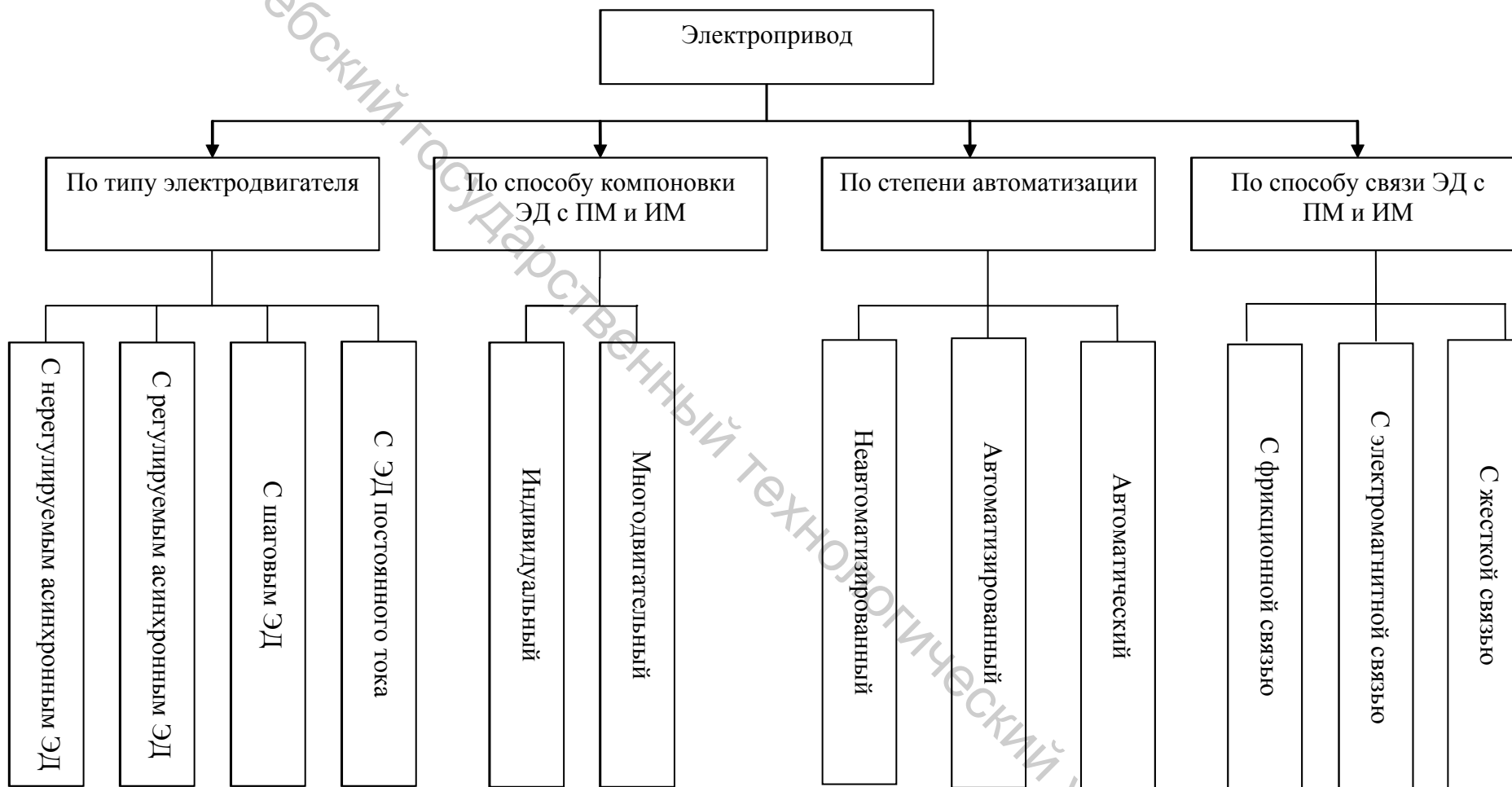


Рисунок 6.1 – Блок-схема классификации электроприводов технологических машин

б) сообщение ротору электродвигателя движения по заданному закону.

В неавтоматизированных электроприводах все операции управления осуществляются оператором, обслуживающим машину.

В автоматизированных приводах автоматизированы операции управления под №№ 2, 3, 4, 5.

В автоматических приводах автоматизированы все операции управления. К последним можно отнести позиционные приводы с шаговыми электродвигателями, управляемые микропроцессорными системами (компьютерами).

По способу связи электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами можно выделить приводы:

- 1) с фрикционной связью;
- 2) с электромагнитной связью;
- 3) с жесткой связью.

Фрикционная связь осуществляется посредством установки между валом электродвигателя и валом передаточного механизма фрикционной муфты, одна часть которой закреплена на валу электродвигателя, а другая – на валу передаточного механизма.

Электромагнитная связь осуществляется посредством электромагнитной муфты, в которой между полумуфтами имеется электромагнитное сцепление.

Схема электромагнитной муфты сцепления приведена на рисунке 6.2.

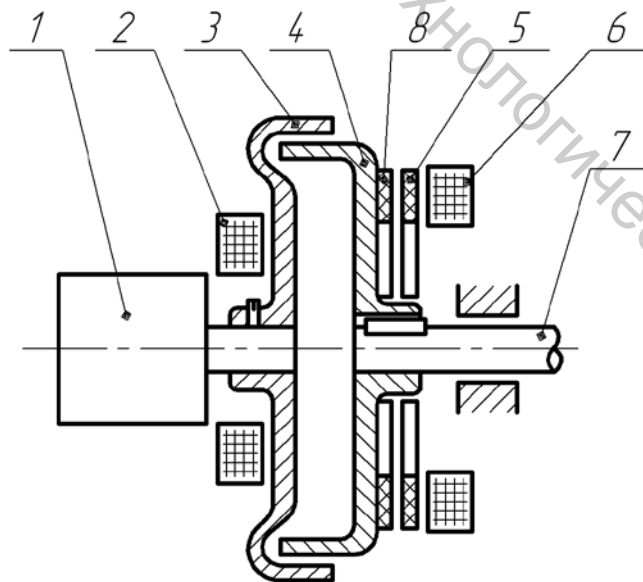


Рисунок 6.2 – Схема электромагнитной муфты сцепления:

1 – электродвигатель; 2 – обмотка муфты сцепления; 3 – ведущая полумуфта; 4 – ведомая чашеобразная полумуфта; 5 – тормозной диск; 6 – обмотка тормозного диска; 7 – ведомый вал; 8 – накладка ведомой полумуфты

При подаче напряжения на обмотку 2 в ведомой полумуфте 4 индуцируются вихревые токи. Взаимодействие магнитного поля ведущей полумуфты 3 и вихревых токов создает крутящий момент, пропорциональный силе тока обмотки 2, согласно принципу магнетизма вращения, открытому Араго [10]. Торможение ведомой полумуфты 4 происходит при возбуждении обмотки 6 тормозного диска, которая прижимает накладку 8 ведомой полумуфты к тормозному диску 5.

В электроприводах с жесткой связью между валом электродвигателя и валом передаточного механизма устанавливается жесткая сцепная муфта [11].

6.2 Основные параметры и механическая характеристика асинхронных электродвигателей

Перечислим основные параметры нерегулируемых асинхронных электродвигателей.

Синхронная частота вращения ротора n_o определяется из формулы

$$n_i = \frac{60 f}{p} \text{ об/мин},$$

где f – частота напряжения, подаваемого на обмотку статора, Гц;

p – число пар полюсов статора.

В таблице 6.1 приведены значения n_o для промышленной частоты $f = 50$ Гц и рекомендуемых чисел p .

Таблица 6.1

p	1	2	3	4	5
n_o	3000	1500	1000	750	600

Синхронная угловая скорость ротора определяется из формулы

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} = \frac{2\pi f}{p}. \quad (6.1)$$

Номинальная частота вращения n_n ротора – это такая частота, при которой коэффициент полезного действия электродвигателя максимален. n_n определяется из формулы

$$n_i = (1 - S_i) n_i \text{ об/мин},$$

где S_n – номинальное скольжение ротора ($S_n = 0,08–0,13$).

Номинальная угловая скорость вращения ротора ω_n определяется из формулы

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} \text{ рад/с}.$$

Номинальная мощность N_n электродвигателя соответствует режиму работы электродвигателя с максимальным коэффициентом полезного действия (указывается на щитке электродвигателя в кВт).

Номинальный момент M_n на валу электродвигателя определяется по формуле

$$M_i = \frac{1000 N_i}{\omega_i} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В формуле N_n берется в кВт.

Критический коэффициент $\lambda_{кр}$ определяется из формулы

$$\lambda_{\epsilon\delta} = \frac{M_{\epsilon\delta}}{M_i},$$

где $M_{кр}$ – максимальный критический момент, развиваемый на валу электродвигателя.

Коэффициент пуска λ_n определяется из формулы

$$\lambda_i = \frac{\dot{I}_i}{M_i},$$

где M_n – момент, развиваемый на валу в момент пуска.

Зависимость текущего значения угловой скорости ω ротора от момента M_δ , приложенного к ротору, определяется по приближенной формуле [12]

$$\dot{I}_a = \frac{2M_{\epsilon\delta}}{\frac{S}{S_{\epsilon\delta}} + \frac{S_{\epsilon\delta}}{S}}, \quad (6.2)$$

где S – текущее скольжение ротора, определяемое по формуле

$$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_i};$$

$S_{кр}$ – критическое скольжение ротора, определяемое из формулы

$$S_{\epsilon\delta} = S_i \left(\lambda_{\epsilon\delta} + \sqrt{\lambda_{\epsilon\delta}^2 - 1} \right), \quad (6.3)$$

полученной подстановкой в формулу (6.2) значений $M_\delta = M_n$ и $S = S_n$ с последующим решением квадратного уравнения относительно $\lambda_{кр}$.

График зависимости ω от M_δ называется графиком механической характеристики. Вид графика приведен на рисунке 6.3. Отметим на графике четыре характерные точки, соответствующие различным режимам работы.

Точка 1 ($\omega = \omega_o$; $M_\delta = 0$) соответствует режиму холостого хода.

Точка 2 ($\omega = \omega_n$; $M_\delta = M_n$) соответствует номинальному режиму, при котором коэффициент полезного действия электродвигателя максимальный.

Точка 3 ($\omega = \omega_{кр}$; $M_\delta = M_{кр}$) соответствует критическому режиму, при котором M_δ максимален.

Точка 4 ($\omega = 0$; $M_\delta = M_n$) соответствует режиму пуска.

Участок 1–2–3 характеристики соответствует устойчивой работе электродвигателя. Если приложить к валу электродвигателя момент,

больший $M_{кр}$, то он перейдет в неустойчивый режим работы на участке 3–4 и остановится.

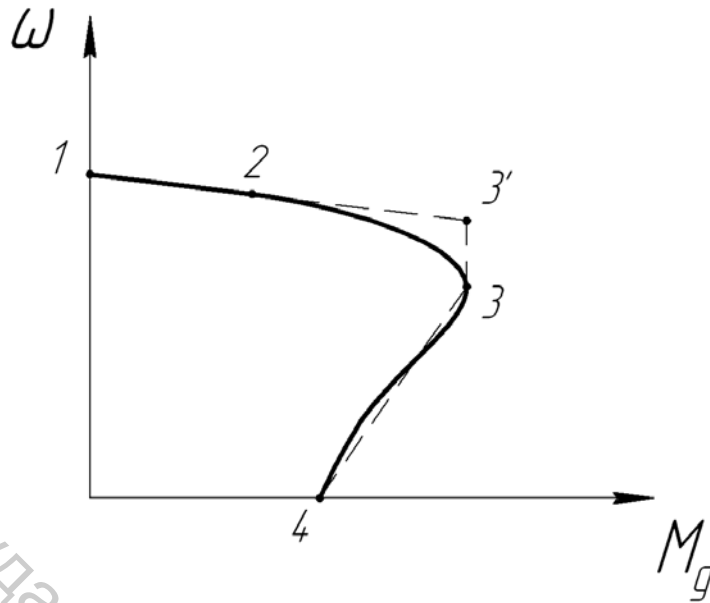


Рисунок 6.3 – График механической характеристики асинхронного электродвигателя

Для упрощения расчетов электропривода уравнение механической характеристики (6.2) аппроксимируют отрезками прямых 1–3', 3–3', 3–4.

Уравнение прямой 1–3', проходящей через точки 1, 2, 3', имеет вид:

$$\frac{\omega - \omega_1}{\omega_1 - \omega_i} = \frac{\dot{I}_{\ddot{a}}}{\dot{I}_{\dot{i}}}.$$

Это уравнение преобразуется к виду:

$$\dot{I}_{\ddot{a}} = a - b\omega, \quad (6.4)$$

где a и b – постоянные коэффициенты, определяемые из формул

$$\dot{a} = \frac{M_{\dot{i}} \cdot \omega_1}{\omega_1 - \omega_i}, \quad (6.5)$$

$$b = \frac{M_{\dot{i}}}{\omega_1 - \omega_i}. \quad (6.6)$$

Уравнение прямой 4–3, проходящей через точки 4, 3, имеет вид:

$$\frac{\omega - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = \frac{\dot{I}_{\ddot{a}} - \dot{I}_{\ddot{i}}}{\dot{I}_{\hat{e}\delta} - \dot{I}_{\dot{i}}}.$$

Подставляя в это уравнение $\omega_4 = 0$; $\omega_3 = \omega_{кр}$; $M_{\delta 4} = M_n$; $M_{\delta 3} = M_{кр}$, получим:

$$M_{\ddot{a}} = e\omega + M_{\ddot{i}}, \quad (6.7)$$

где

$$e = \frac{M_{\hat{e}\delta} - \dot{I}_{\dot{i}}}{\omega_{\hat{e}\delta}}. \quad (6.8)$$

Уравнение прямой, проходящей через точки 3'–3, имеет вид:

$$M_{\dot{a}} = M_{\dot{e}\delta}. \quad (6.9)$$

На интервале $\omega_{\dot{e}\delta} \leq \omega \leq \omega'_{\dot{e}\delta}$,

где
$$\omega'_{\dot{e}\delta} = \frac{a - M_{\dot{e}\delta}}{b}. \quad (6.10)$$

6.3 Особенности устройства регулируемого асинхронного электродвигателя и его механические характеристики

Регулируемый асинхронный электродвигатель отличается от нерегулируемого наличием преобразователя частоты напряжения, подаваемого на обмотку статора.

Схема включения асинхронного электродвигателя при регулировании частоты напряжения статора приведена на рисунке 6.4 [12].

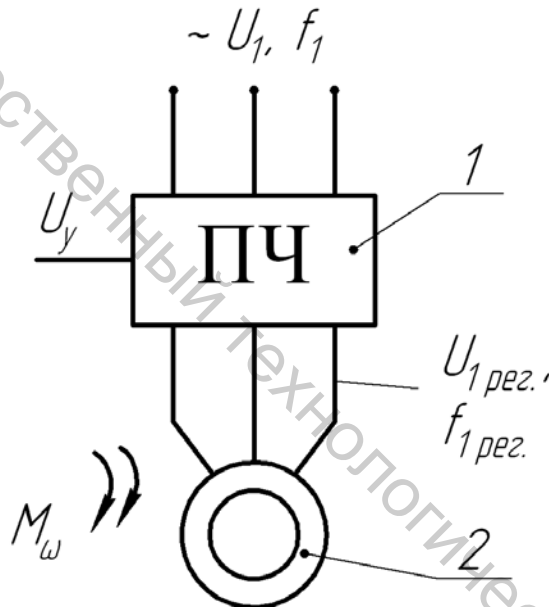


Рисунок 6.4 – Схема управления напряжением:

1 – преобразователь частоты и напряжения; 2 – асинхронный электродвигатель

На вход преобразователя частоты ПЧ подается стандартное напряжение U_1 (380В, 220В) промышленной частоты $f_1 = 50$ Гц. С выхода ПЧ снимается переменное напряжение $U_{1рег}$ регулируемой частоты $f_{1рег}$. Регулирование выходной частоты и напряжения осуществляется с помощью управляющего сигнала U_y , который задает требуемое значение частоты и скорости двигателя.

Этот способ обеспечивает плавное регулирование скорости в широком диапазоне ее изменения.

Частотный способ регулирования отличается двумя достоинствами:

- 1) механические характеристики обладают высокой жесткостью;

- 2) регулирование скорости не сопровождается увеличением скольжения, поэтому потери мощности при регулировании скорости оказываются небольшими.

Для лучшего использования двигателя и получения высоких КПД, высоких $M_{кр}$ одновременно с частотой необходимо изменять и подводимое к двигателю напряжение [12]:

$$M_{\dot{\epsilon}\delta} = \frac{3U_{\phi}^2}{(2\omega_1 \tilde{\delta}_{\epsilon})}, \quad (6.11)$$

где U_{ϕ} – фазное напряжение сети;

ω_o – синхронная угловая скорость ротора;

x_k – индуктивное фазное сопротивление короткого замыкания,

$$\tilde{\delta}_{\epsilon} = \tilde{\delta}_1 + \tilde{\delta}'_2,$$

где x_1, x'_2 – индуктивные сопротивления от потоков рассеивания фазы обмотки статора и приведенное сопротивление фазы ротора.

Соотношение частоты и напряжения определяется характером зависимости нагрузки M_C от скорости. При $M_C = \text{const}$ напряжение на статоре должно регулироваться пропорционально его частоте:

$$\frac{U_1}{f_1} = \text{const}.$$

При таком соотношении критический момент $M_{кр}$, определяемый формулой (6.11), остается неизменным, и двигатель сохраняет свою перегрузочную способность.

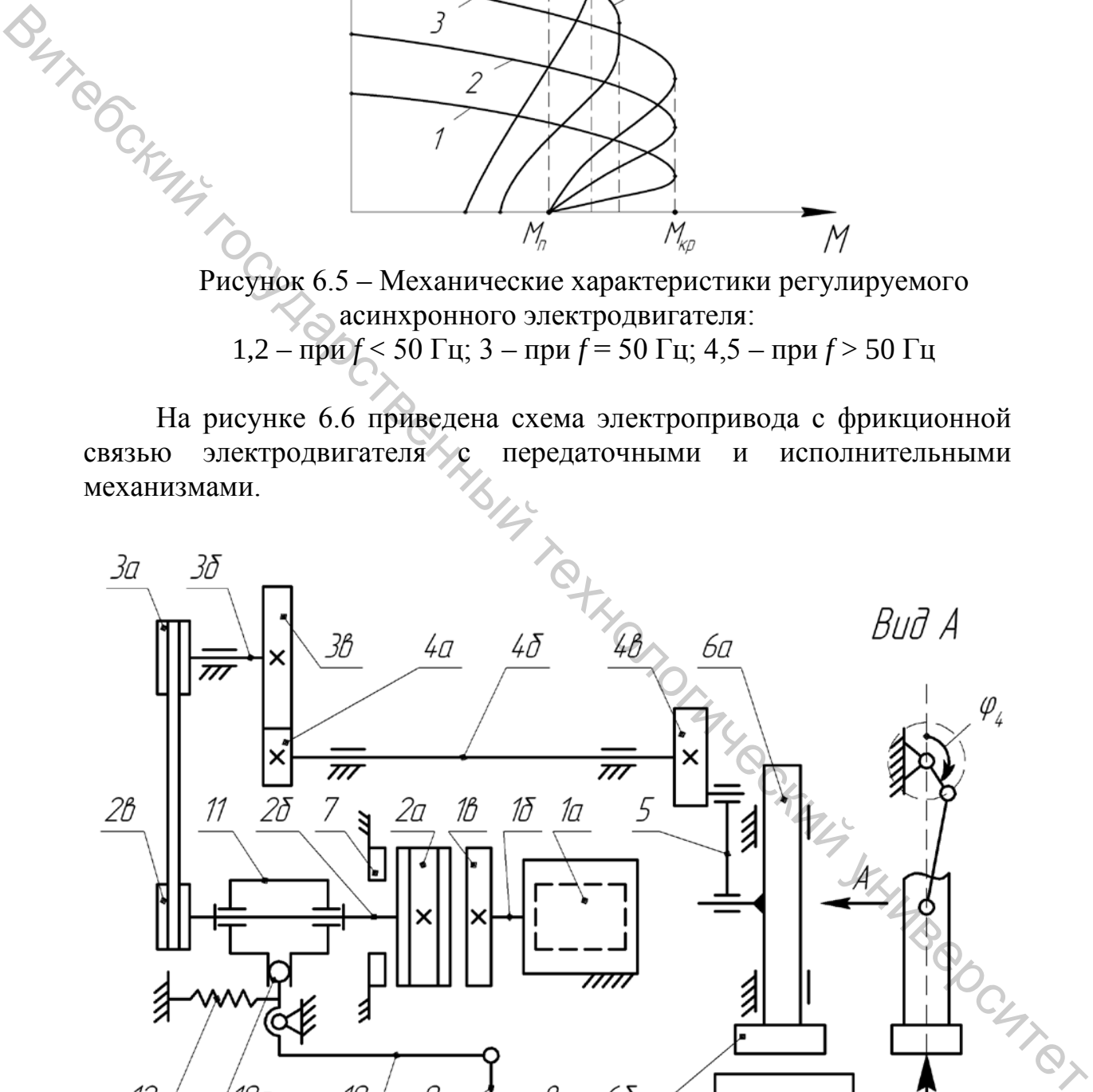
Для построения семейства механических характеристик асинхронного электродвигателя задаются f в пределах от 0 до 50 Гц. Для каждого значения f по формуле (6.1) определяют ω_o , задавая S в пределах 0–1, по формуле (6.2) определяют M_{δ} , а затем – соответствующие значения $\omega = \omega_o(1-S)$.

В области частот $f_{рег} > f_{см} = 50$ Гц по условиям нормальной работы двигателя нельзя повышать напряжение U_1 выше номинального (паспортного). Поэтому регулирование скорости в этой области ведется при $U_1 = U_{ном} = \text{const}$. При этом $M_{кр}$ согласно формуле (6.11) будет уменьшаться, и характеристики будут иметь вид 4, 5 (рис. 6.5).

6.4 Структура электроприводов

Если в приводе используется нерегулируемый асинхронный электродвигатель, то можно выделить два типа электроприводов, отличающихся способами связи электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами:

- 1) с фрикционной или электромагнитной связью;
- 2) с жесткой связью.



1,2 – при $f < 50$ Гц; 3 – при $f = 50$ Гц; 4,5 – при $f > 50$ Гц

На рисунке 6.6 приведена схема электропривода с фрикционной связью электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами.

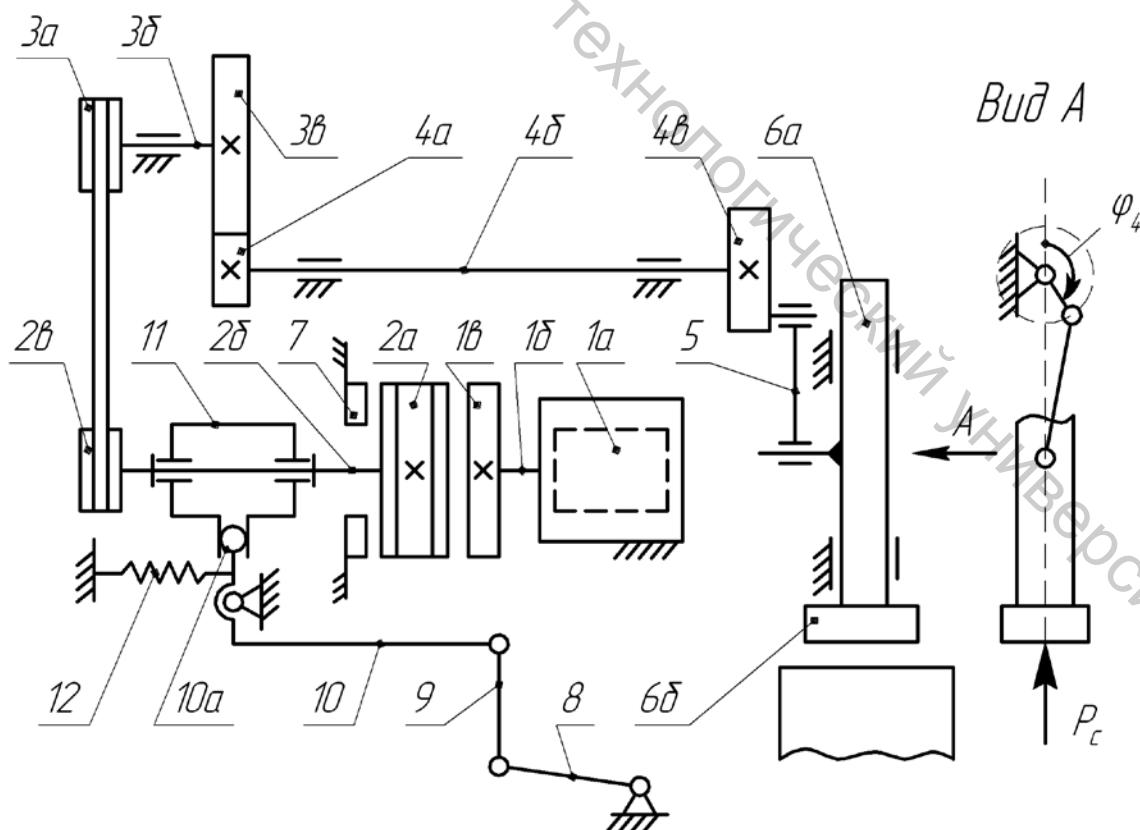


Рисунок 6.6

На схеме обозначены: 1б – вал электродвигателя с закрепленными на нем ротором 1а и маховиком 1в; 2б – ведомый вал привода, соосный с валом электродвигателя, с закрепленными на нем диском 2а с фрикционными накладками и шкивом 2в клиноременной передачи; 3б – промежуточный вал с закрепленными на нем шкивом 3а клиноременной передачи и зубчатым колесом 3в; 4б – главный вал машины с закрепленными на нем зубчатым колесом 4а и кривошипом 4в; 5 – шатун; 6а – ползун с закрепленным на нем рабочим органом 6б (пуансоном). Управление приводом осуществляется с помощью педали 8 через систему звеньев 9-11. Ролик 10а рычага 10 входит в паз подвижного корпуса 11, в котором закреплены вращающиеся опоры вала 2б. Рычаг 10 удерживается в исходном положении пружиной 12. В исходном положении педаль 8 не нажата, пружина 12 через вертикальное плечо и ролик 10а рычага 10 удерживает корпус 11, вал 2б и диск 2а в крайнем левом положении, левая фрикционная накладка диска 2а прижата к неподвижному диску 7, вал 2 неподвижен, электродвигатель работает в режиме холостого хода.

При нажатии на педаль 8 тяга 9 опускается, угловой рычаг 10, преодолевая действие пружины 12, поворачивается по часовой стрелке, верхнее плечо рычага перемещает корпус 11, вал 2б и диск 2а вправо, в конце хода диск 2а правой фрикционной накладкой прижимается к маховику 1в, в результате вращение от ротора двигателя передается валам 2б, 3б, 4б и звеньям 5, 6 исполнительного механизма.

При опускании педали 8 фрикционный диск 2а под действием пружины 12 перемещается влево, в конце хода диск 2а левой фрикционной накладкой прижимается к тормозному диску 7, происходит торможение вала 2б.

Применение электропривода с фрикционной связью целесообразно в том случае, когда длительность цикла работы невелика и имеют место частые включения и выключения работы привода.

На рисунке 6.7 приведена схема электропривода с жесткой связью электродвигателя с передаточным механизмом. В подписи к рисунку 6.7 указаны обозначения и наименования звеньев.

Электропривод с жесткой связью целесообразно применять в том случае, когда рабочий цикл привода весьма продолжителен и не требует частого включения и выключения электродвигателя. Довольно часто это происходит в начале и конце рабочей смены.

В электроприводе с регулируемым асинхронным электродвигателем нет необходимости в передаточном механизме. На рисунке 6.8 приведена схема электропривода с регулируемым электродвигателем. На валу электродвигателя непосредственно закреплен ведущий кривошип исполнительного механизма.

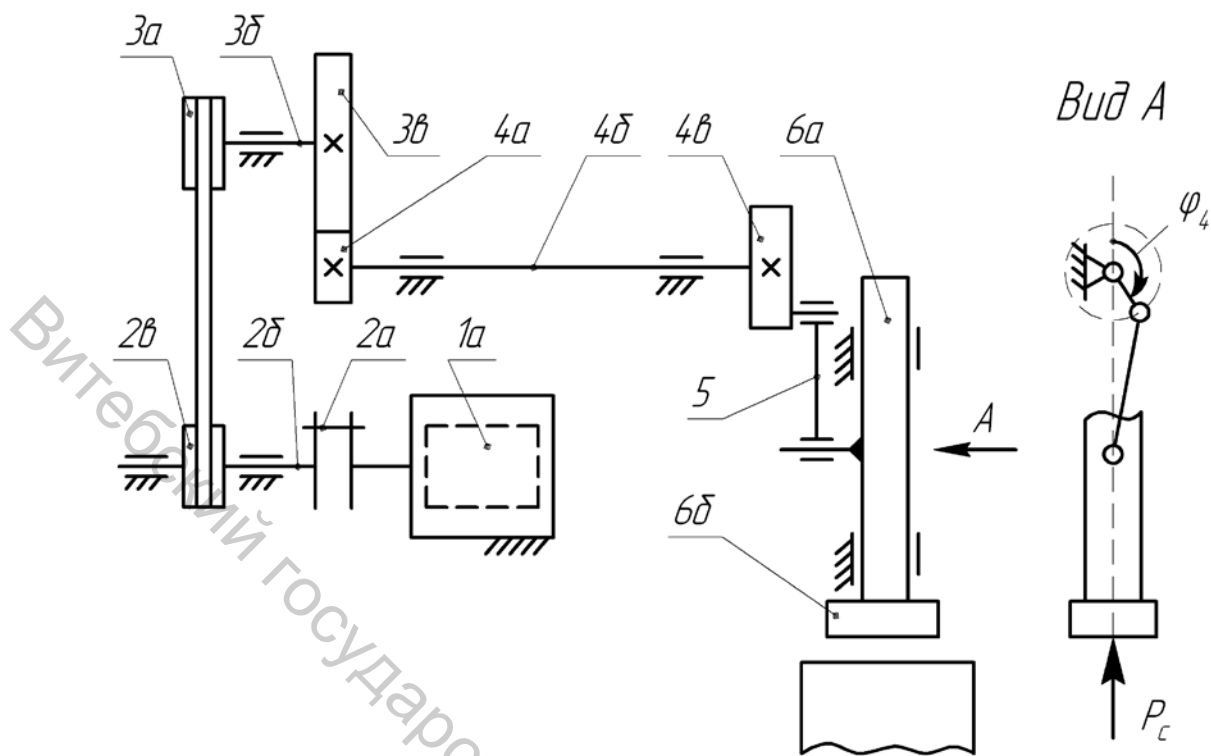


Рисунок 6.7 – Схема электропривода с жесткой связью электродвигателя с передаточным механизмом: 1а – ротор электродвигателя; 2а – муфта сцепления; 2б – ведущий вал передаточного механизма; 2в, 3а – шкивы клиноременной передачи; 3б – ведомый вал; 3в, 4а – зубчатые колеса; 4б – рабочий вал; 4в – кривошип; 5 – шатун; 6а – ползун; 6в – рабочий орган

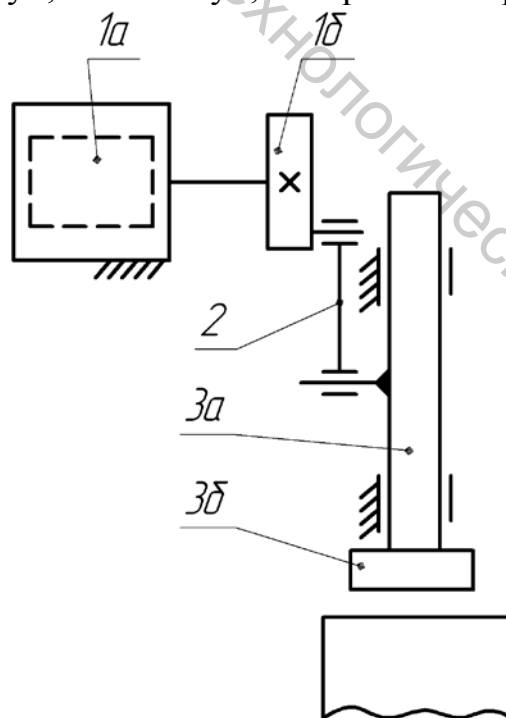


Рисунок 6.8 – Схема электропривода с регулируемым асинхронным электродвигателем: 1а – ротор электродвигателя; 1б – кривошип; 2 – шатун; 3а – ползун; 3б – рабочий орган

7 ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЗВЕНЬЕВ И СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ ПРИВОДА, К ЗВЕНУ ПРИВЕДЕНИЯ И УРАВНЕНИЕ ЕГО ДВИЖЕНИЯ

7.1 Приведение масс звеньев и сил

Движущиеся элементы машин обычно образуют систему кинематически связанных звеньев. Например, типовой электропривод (рис. 6.6) при нажатой педали 8 и при отсутствии проскальзывания во фрикционной муфте 1в-2а представляет собой систему кинематически связанных звеньев 2,3,...6.

Движение подобных систем может быть представлено движением одного произвольно выбранного звена системы, например, движением звена 1 (рис. 6.6).

Звено, движением которого представлено движение всей системы, называют звеном приведения, а его координату – обобщенной координатой системы.

Методы приведения сил и масс подробно изложены в курсе «Теория механизмов и машин» [1]. Поэтому ограничимся рассмотрением основных формул приведения.

Силы и моменты сил, приложенные к звеньям системы, приводятся к звену i по формуле

$$M_{i\delta i} = \sum \frac{M_j}{U_{i-j}} + \sum \frac{P_{\hat{e}} \cdot V_{\hat{e}} \cos \alpha_{\hat{e}}}{\omega_i}, \quad (7.1)$$

где M_j – момент, приложенный к звену с индексом (номером) j ;

P_K – сила, приложенная к звену с номером K ;

V_K – скорость точки приложения силы P_K ;

α_K – угол между направлениями P_K и V_K ;

U_{i-j} – передаточное отношение от звена i к звену j ;

ω_i – угловая скорость звена i .

В типовом приводе (рис. 6.6) действует полезная сила P_c , приложенная к ползуну 6. Приведенный к звену 1 момент этой силы определится из соотношения

$$M_{i\delta 1} = \frac{P_{\hat{n}} \cdot V_6}{\omega_1}, \quad (7.2)$$

где ω_1 – угловая скорость звена 1 (рис. 6.6);

V_6 – соответствующая скорость ползуна 6.

Массы приводятся к звену i по формуле

$$I_{i\delta i} = \sum \frac{I_j}{U_{i-j}^2} + \sum \frac{m_{\hat{e}} \cdot V_{\hat{e}}^2}{\omega_i^2} + \sum \left(\frac{I_{Se}}{U_{i-e}^2} + \frac{m_e V_{Se}^2}{\omega_i^2} \right), \quad (7.3)$$

где I_j – моменты инерции вращающихся масс относительно оси их вращения;

m_k, V_k – массы и скорости звеньев, движущихся поступательно;

I_{Se}, m_e, V_{Se} – моменты инерции относительно центров масс, массы и скорости движения центров масс звеньев, движущихся плоскопараллельно;

U_{i-e} – передаточное отношение от звена i к звену e .

Рассмотрим определение I_{np} и M_{cnp} для привода, показанного на рисунке 6.6.

$$I_{i\delta} = I_1 + I_2 + \frac{I_3}{U_{1-3}^2} + \frac{I_{S4}}{U_{1-4}^2} + \frac{I_{S5}}{U_{1-5}^2} + \frac{m_5}{w_{1-5}^2} + \frac{m_6}{w_{1-6}^2},$$

где $I_1 = I_{1a} + I_{1b} + I_{1c}$;

I_{1a}, I_{1b}, I_{1c} – моменты инерции ротора электродвигателя 1а, вала 1б и маховика 1в;

$I_2 = I_{2a} + I_{2b} + I_{2c}$;

I_{2a}, I_{2b}, I_{2c} – моменты инерции муфты 2а, вала 2б и шкива 2в;

$I_3 = I_{3a} + I_{3b} + I_{3c}$;

I_{3a}, I_{3b}, I_{3c} – моменты инерции шкива 3а, вала 3б и зубчатого колеса 3в;

U_{1-3} – передаточное число от звена 1 к звену 3;

$I_4 = I_{4a} + I_{4b} + I_{4c}$;

I_{4a}, I_{4b}, I_{4c} – моменты инерции зубчатого колеса 4а, рабочего вала 4б, кривошипа 4в;

U_{1-4} – передаточное число от звена 1 к звену 4;

m_5 – масса шатуна 5;

I_{S5} – момент инерции шатуна 5 относительно оси, проходящей через центр массы;

U_{2-5} – передаточное число от звена 1 к шатуну 5 во вращательном движении;

$$U_{1-5} = \frac{\omega_1}{\omega_5};$$

ω_1, ω_5 – угловые скорости звеньев 1 и 5;

w_{1-5} – передаточное число от звена 1 к звену 5 в поступательном движении последнего;

$w_{1-5} = \frac{\omega_1}{V_{S5}}$, V_{S5} – скорость поступательного движения центра масс

шатунa 5;

m_6 – масса ползуна 6;

$m_6 = m_{6a} + m_{6b}$;

w_{1-6} – передаточное число от звена 1 к звену 6;

$w_{1-6} = \frac{\omega_1}{V_6}$, V_6 – скорость поступательного движения ползуна.

7.2 Уравнение движения звена приведения

С учетом формул приведения уравнение движения звена приведения выводится из следующих соотношений.

Элементарная работа сил, приложенных к звену приведения, равна приращению кинетической энергии звена:

$$d(A_{\ddot{a}} - A_{\ddot{n}}) = dT, \quad (7.4)$$

$$A_{\ddot{a}} = M_{\ddot{a}} \cdot d\varphi, \quad (7.5)$$

где $M_{\ddot{a}}$ – приведенный момент движущих сил;

φ – угол поворота звена приведения;

$$A_{\ddot{n}} = M_{\ddot{n}\delta} \cdot d\varphi, \quad (7.6)$$

где $M_{\ddot{n}\delta}$ – приведенный момент сил сопротивления.

$$T = \frac{I_{\ddot{\delta}} \omega^2}{2}. \quad (7.7)$$

Подставим (7.5) и (7.6) в (7.4):

$$(M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\delta}) d\varphi = dT;$$

$$M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\delta} = \frac{dT}{d\varphi}. \quad (7.8)$$

Дифференцированием (7.7) по φ получим:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{I_{\ddot{\delta}} \cdot \omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{\ddot{\delta}}}{d\varphi}. \quad (7.9)$$

Подставляя (7.9) в (7.8), получим:

$$M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\delta} = I_{\ddot{\delta}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{\ddot{\delta}}}{d\varphi}. \quad (7.10)$$

8 АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ

8.1 Структура цикла движения

На рисунке 8.1 приведен график изменения угловой скорости звена привода на протяжении цикла T . На графике выделим три участка: t_p – время разгона; t_y – время установившегося движения; t_m – время торможения. На участке t_y угловая скорость в общем случае колеблется относительно средней величины ω_y .

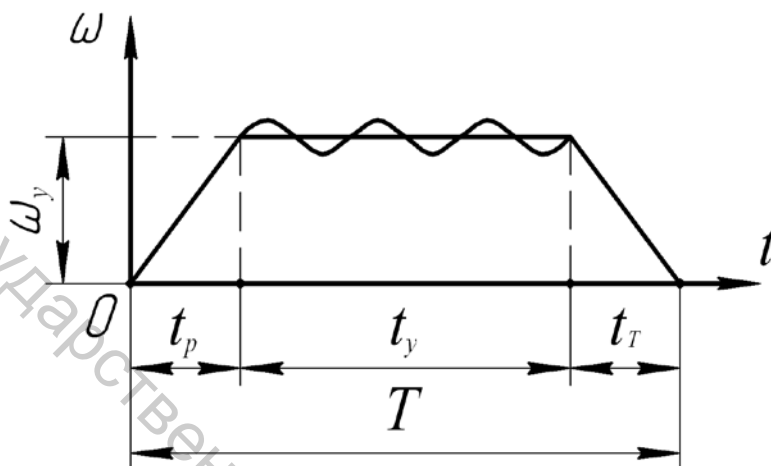


Рисунок 8.1

Для приводов с малой длительностью T величины t_p и t_m существенно влияют на длительность T , то есть на производительность машины.

Поэтому необходимо определять величины t_p и t_m .

8.2 Электропривод с фрикционной связью электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами

На участке разгона привода следует выделить две фазы работы длительностей t_1 и t_2 (рис. 8.2). Фаза t_1 соответствует различным угловым скоростям дисков 1в, 2а фрикционной муфты (рис. 6.6), происходит пробуксовка дисков. Фаза t_2 соответствует полному сцеплению дисков 1в, 2а, пробуксовка отсутствует.

В фазе t_1 привод следует рассматривать в виде двух систем звеньев: ведущей, включающей звено 1, и ведомой, включающей звенья 2, 3, ..., 6.

Уравнение движения звена 1 имеет вид:

$$M_{\ddot{a}} - M_{\delta\delta} = I_1 \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (8.1)$$

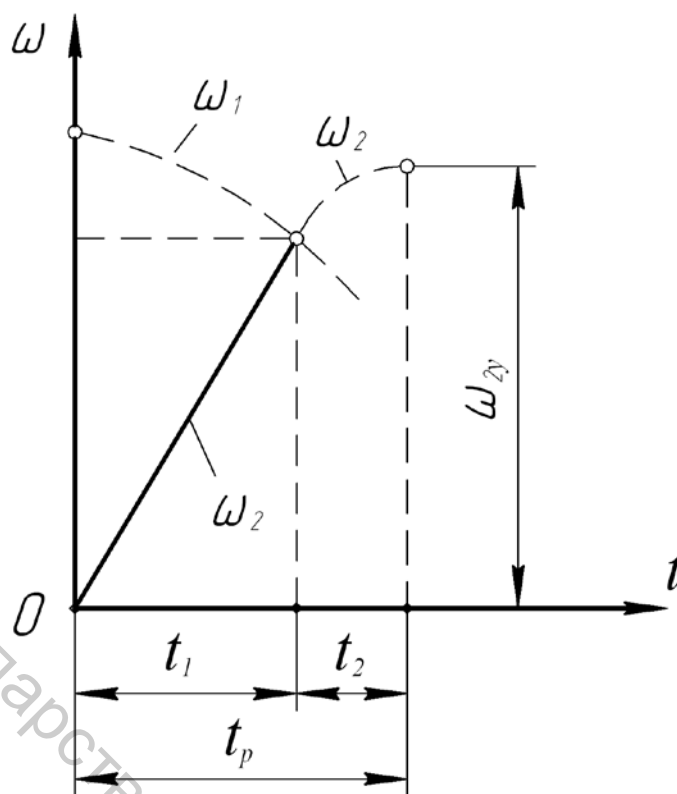


Рисунок 8.2

где M_δ – момент, развиваемый электродвигателем;

$M_{\phi p}$ – момент трения во фрикционной паре 1в-2а;

ω_1 – угловая скорость вала электродвигателя.

Момент M_δ может быть представлен в виде уравнения (6.4), в котором $\omega = \omega_1$. Момент трения $M_{\phi p}$ определится из формулы

$$M_{\phi \delta} = \frac{QfR_{\phi \delta}}{K},$$

где Q – осевое усилие прижатия фрикционных дисков 1в и 2а;

f – коэффициент трения;

R_{mp} – радиус трения;

K – коэффициент динамичности нагрузки.

Ведомая система звеньев приводится к звену 2. Уравнение движения звена приведения 2 имеет вид:

$$M_{\phi \delta} - M_{\tilde{n} \delta} = I'_{i \delta} \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{\omega_2^2}{2} \cdot \frac{dI'_{i \delta}}{d\varphi_2}, \quad (8.2)$$

где M_{cnp} – момент силы P_c , приведенный к звену 1;

$I'_{i \delta}$ – сумма масс и моментов инерции звеньев 2,...6, приведенных к

звену 1, $I'_{i \delta} = I_{i \delta} - I_1$;

φ_2, ω_2 – угловая координата и угловая скорость звена 2.

Значение M_{cnp} определяется из формулы (7.2). Выразим ω_2 через ω_4 :

$\omega_2 = \omega_4 \cdot U_{2-4}$. Тогда из формулы (7.2) получим:

$$M_{ci\delta} = \frac{P_{\tilde{n}} \cdot V_6}{\omega_4 \cdot U_{2-4}}. \quad (8.3)$$

Соотношение V_6/ω_4 зависит от угловой координаты φ_4 звена 4 и, следовательно, от φ_2 , так как $\varphi_2 = \varphi_4 \cdot U_{2-4}$. По формуле (8.3) для ряда значений P_c , взятых на интервале $0 \leq \varphi_4 < 2\pi$, можно определить соответствующие значения M_{cnp} и подсчитать φ_2 , а затем построить график зависимости M_{cnp} от φ_2 .

На рисунке 9.1 показан вид графиков зависимостей P_c от φ_4 и M_{cnp} от φ_2 .

В большинстве приводов машин легкой промышленности (швейных, обувных) величина $I'_{i\delta}$ изменяется незначительно, поэтому допустимо для инженерных расчетов принять $I'_{i\delta}$ приближенно-постоянным:

$$I'_{i\delta} = \frac{I'_{i\delta max} + I'_{i\delta min}}{2}, \quad (8.4)$$

где $I'_{i\delta max}$, $I'_{i\delta min}$ – максимальное и минимальное значение $I'_{i\delta}$.

С учетом (8.4) уравнение (8.2) принимает вид:

$$M_{\delta\delta} - M_{\tilde{n}\delta} = I'_{i\delta} \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (8.5)$$

В этом уравнении M_{cnp} является функцией φ_2 , поэтому для точного решения (8.5) требуется иметь аналитическое выражение зависимости M_{cnp} от φ_2 . В практических расчетах на основании анализа графика зависимости M_{cnp} от φ_2 (рис. 9.1) можно выделить участок графика, который соответствует разгону привода, и определить для этого участка среднее значение M_{cnp} , которое принимается за приближенно-постоянное его значение.

Для определения t_1 нужно совместно решить уравнения (8.1) и (8.5), то есть найти такие решения, при которых $\omega_1 = \omega_2$. Решим сначала (8.1) и (8.5) относительно ω_1 и ω_2 . Из уравнения (8.1) с учетом (6.4) получим:

$$dt = \frac{I_1 d\omega_1}{c - b\omega_1},$$

где $c = a - M_{\delta\delta}$.

Интегрируя последнее уравнение, получим:

$$\int_0^t dt = I_1 \int_{\omega_0}^{\omega_1} \frac{d\omega_1}{c - b\omega_1},$$

$$t = \frac{I_1}{b} \ln \frac{c - b\omega_0}{c - b\omega_1},$$

$$e^{\frac{bt}{I_1}} = \frac{c - b\omega_0}{c - b\omega_1},$$

$$\omega_1 = e^{\frac{bt}{I_1}} \left(\omega_0 - \frac{c}{b} \right) + \frac{c}{b}. \quad (8.6)$$

Интегрируя уравнение (8.5), получим:

$$\begin{aligned} \int_0^{\omega_2} d\omega_2 &= \frac{M_{\delta\delta} - M_{\tilde{n}\tilde{i}\delta}}{I'_{i\delta}} \int_0^t dt, \\ \omega_2 &= \frac{M_{\delta\delta} - M_{\tilde{n}\tilde{i}\delta}}{I'_{i\delta}} \cdot t. \end{aligned} \quad (8.7)$$

Приравняв правые части (8.6) и (8.7), получим:

$$e^{\frac{bt}{I_1}} \left(\omega_0 - \frac{c}{b} \right) + \frac{c}{b} - \frac{\dot{I}_{\delta\delta} - \dot{I}_{\tilde{n}\tilde{i}\delta}}{I'_{i\delta}} \cdot t = 0. \quad (8.8)$$

Трансцендентное уравнение (8.8) может быть решено на ЭЦВМ численным методом [13]. Решив это уравнение, получим $t = t_1$ и $\omega_2 = \omega_{2,1}$, где $\omega_{2,1}$ – угловая скорость звена 2 к моменту окончания первой фазы разгона.

Во второй фазе разгона t_2 проскальзывание между дисками 2а и 1б отсутствует, привод может быть представлен в виде одной системы, приведенной к звену 1. Уравнение звена приведения имеет вид:

$$M_{\ddot{a}} - M_{\tilde{n}\tilde{i}\delta} = I_{i\delta} \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (8.9)$$

где $M_{\ddot{a}} = \dot{a} - b\omega_2$, $M_{\tilde{n}\tilde{i}\delta} \approx \text{const}$.

С учетом последних выражений уравнение (8.9) запишем в виде:

$$\int_0^{t_2} dt = I_{i\delta} \int_{\omega_{2,1}}^{\omega_{2,0}} \frac{d\omega_2}{c' - b\omega_2},$$

где $\omega_{2,0}$ – угловая скорость звена 2 в установившемся режиме работы привода,

$$\tilde{n}' = a - M_{\tilde{n}\tilde{i}\delta}.$$

В результате определим t_2 :

$$t_2 = \frac{I_{i\delta}}{b} \ln \frac{c' - b\omega_{2,1}}{c' - b\omega_{2\phi}}. \quad (8.10)$$

Следует отметить, что в реальных приводах часто $t_2 \ll t_1$. Это связано с тем, что разность $(\omega_0 - \omega_{2,1})$ (рис. 8.2) составляет не более 20 % от величины ω_0 по соображениям недопущения перегрузки электродвигателя в период разгона. Поэтому для приближенного определения t_p вполне допустимо принять $t_\delta \approx t_1$. Приближенное значение t_p можно определить из уравнения (8.5):

$$\int_0^{t_\delta} dt = \frac{I'_{i\delta}}{M_{\delta\delta} - M_{\ddot{n}\delta}} \int_0^{\omega_{2\phi}} d\omega_2, \\ t_\delta = \frac{I'_{i\delta}}{M_{\delta\delta} - M_{\ddot{n}\delta}} \cdot \omega_{2\phi}. \quad (8.11)$$

Определение времени торможения

Для определения t_m нужно рассмотреть свободное движение ведомой части привода под действием тормозного момента:

$$M_\delta = \frac{Q_\delta \cdot f \cdot R_{\delta\delta}}{K},$$

где Q_m – осевое усилие прижатия диска 2а к тормозному диску 7 (рис. 6.6), обеспечиваемое пружиной 12;

f – коэффициент трения;

R_{mp} – радиус трения;

K – коэффициент динамичности.

Уравнение движения звена приведения 2 системы имеет вид:

$$-M_\delta - M_{\ddot{n}\delta} = I'_{i\delta} \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (8.12)$$

Интегрируя это уравнение, получим:

$$\int_0^{t_\delta} dt = -\frac{I'_{i\delta}}{M_\delta + M_{\ddot{n}\delta}} \cdot \int_{\omega_{2\phi}}^0 d\omega_2, \\ t_\delta = \frac{I'_{i\delta}}{M_\delta + M_{\ddot{n}\delta}} \cdot \omega_{2\phi}. \quad (8.13)$$

Анализ установившегося движения звена приведения

Уравнение движения звена приведения имеет вид (7.10).

Предположим, что известны зависимости $M_{\ddot{n}\delta} = f_1(\varphi)$ и

$I_{i\delta} = f_2(\varphi)$. Дифференцируя последнюю, получим $\frac{dI_{i\delta}}{d\varphi} = f_3(\varphi)$. При

установившемся движении зависимость M_δ от ω имеет вид (6.4).

При указанных исходных данных решение уравнения движения возможно численным методом. Рассмотрим алгоритм численного решения уравнения (7.10) методом Эйлера [13].

1. $t := 0; \varphi := 0; \omega = \omega_y$.

2. $M_\partial = a - b\omega; M_{cnp} = f_1(\varphi); I_{np} = f_2(\varphi); \frac{dI_{\ddot{\partial}}}{d\varphi} = f_3(\varphi)$.

3. $\varepsilon = \frac{M_\partial - M_{cnp} - \frac{dI_{np}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}}{I_{np}}$.

4. Печатать $t, \varphi, \omega, \varepsilon, M_\partial$.

5. $t := t + \Delta t; \Delta \omega = \varepsilon \cdot \Delta t; \omega := \omega + \Delta \omega; \Delta \varphi := \varepsilon \frac{\Delta t^2}{2}; \varphi := \varphi + \Delta \varphi$.

6. Если $\varphi \geq \varphi_{\ddot{\partial}}$, идти к 8.

7. Идти к 2.

8. Конец.

В результате расчетов на ЭВМ по изложенному алгоритму получим распечатку значений $t, \varphi, \omega, \varepsilon, M_\partial$, по которым можно построить графики зависимостей $\varphi, \omega, \varepsilon, M_\partial$ от t , а также определить время установившегося движения t_y .

8.3 Электропривод с жесткой связью нерегулируемого асинхронного электродвигателя с передаточными и исполнительными механизмами

Отметим, что анализ установившегося движения звена приведения выполняется аналогично анализу электропривода с фрикционной связью электродвигателя с передаточным механизмом (см. подраздел 8.2). Поэтому рассмотрим методики расчета времени разгона и торможения.

Расчет времени разгона

График изменения ω в функции времени имеет вид (рис. 8.3). Выделим три отрезка на этом графике: t_1, t_2, t_3 .

На отрезке t_1 электродвигатель работает на участке 4-3 механической характеристики (рис. 6.3), на отрезке t_2 – на участке 3-3', на отрезке t_3 – на участке 1-2-3'.

Для определения t_1 рассмотрим уравнение движения на участке 4-3 механической характеристики

$$M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\ddot{\partial}} = I_{\ddot{\partial}} \frac{d\omega}{dt}, \quad (8.14)$$

где $M_{\ddot{a}}$ – момент электродвигателя, определяемый из уравнения (6.7);

$M_{\ddot{n}i\delta}$ – приведенный момент сил сопротивления, принимаем

$M_{\ddot{n}i\delta} = \text{const}$;

I_{np} – приведенный момент инерции звена приведения, принимаем

$I_{i\delta} = \text{const}$.

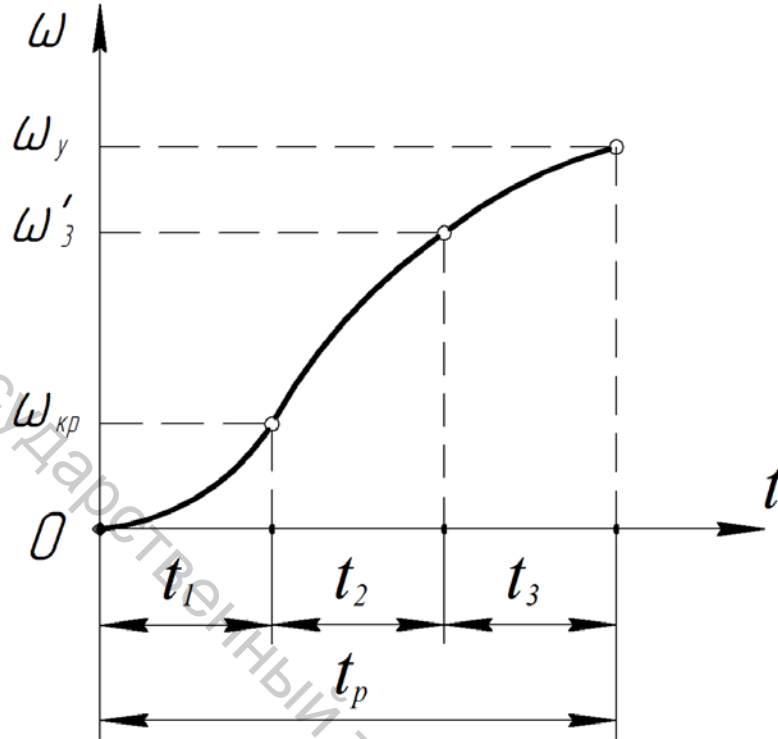


Рисунок 8.3 – График зависимости ω от t

Подставив (6.7) в (8.14) и обозначив $M_i - M_{\ddot{n}i\delta} = h$, получим:

$$h + e\omega = I_{i\delta} \frac{d\omega}{dt},$$

$$\int_0^{t_1} dt = I_{i\delta} \int_0^{\omega_{\ddot{e}\delta}} \frac{d\omega}{h + e\omega},$$

$$t_1 = \frac{I_{i\delta}}{e} \ln \frac{h + e\omega_{\ddot{e}\delta}}{h}. \quad (8.15)$$

Для определения t_2 подставим $M_{\ddot{e}} = M_{\ddot{e}\delta}$ в уравнение (8.14), в результате получим:

$$M_{\ddot{e}\delta} - M_{\ddot{n}i\delta} = I_{i\delta} \frac{d\omega}{dt}$$

$$\int_0^{t_2} dt = \frac{I_{i\delta}}{M_{\ddot{e}\delta} - M_{\ddot{n}i\delta}} \int_{\omega_{\ddot{e}\delta}}^{\omega'_{\ddot{e}\delta}} d\omega,$$

$$t_2 = \frac{I_{i\delta}}{M_{\ddot{e}\delta} - M_{\ddot{n}i\delta}} (\omega'_{\ddot{e}\delta} - \omega_{\ddot{e}\delta}). \quad (8.16)$$

Для определения t_3 подставим в (8.14) уравнение (6.4) и обозначим $a - M_{\ddot{\alpha}\delta} = \tilde{n}'$, в результате получим:

$$\begin{aligned}\tilde{n}' - b\omega &= I_{i\delta} \frac{d\omega}{dt}, \\ \int_0^{t_3} dt &= I_{i\delta} \int_{\omega'_3}^{\omega_0} \frac{d\omega}{\tilde{n}' - b\omega}, \\ t_3 &= \frac{I_{np}}{b} \ln \frac{c' - b\omega'_3}{c' - b\omega_y}.\end{aligned}\quad (8.17)$$

Время разгона t_p определится из равенства:

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3. \quad (8.18)$$

Расчет времени торможения

Для расчета времени торможения в уравнение движения (8.14) подставим $M_\delta = 0$, в результате получим:

$$\begin{aligned}-M_{cnp} &= I_{np} \frac{d\omega}{dt}, \\ \int_0^{t_m} dt &= -\frac{I_{np}}{M_{cnp}} \cdot \int_{\omega_y}^0 d\omega, \\ t_\delta &= \frac{I_{i\delta}}{M_{\ddot{\alpha}\delta}} \cdot \omega_0.\end{aligned}\quad (8.19)$$

8.4 Электропривод с регулируемым асинхронным электродвигателем

Отметим, что анализ установившегося движения звена приведения выполняется аналогично анализу электропривода с фрикционной связью (см. подраздел 8.2). Поэтому рассмотрим методики определения времени разгона и торможения.

Расчет времени разгона

При разгоне имеет место плавное увеличение частоты f напряжения обмотки статора. Предположим, что f изменяется по закону $f = kt$, где k – коэффициент пропорциональности, определяемый из равенства:

$$k = \frac{f_{\max}}{t_\delta^*},$$

где $f_{\max}$ – максимальное значение, до которого изменяется f ;

t_{δ}^* – приближенное время разгона.

$$t_{\delta}^* = \frac{I_{i\delta}}{M_{\ddot{a}\ddot{n}\delta} - M_{\ddot{n}\ddot{i}\delta}} \cdot \omega_{\delta},$$

$\dot{I}_{\ddot{a}\ddot{n}\delta}$ – среднее значение $\dot{I}_{\ddot{a}}$ на участке разгона;

$$\dot{I}_{\ddot{a}\ddot{n}\delta} = \frac{M_{\dot{e}\delta} + M_{\dot{i}}}{2},$$

ω_{δ} – ожидаемое установившееся значение угловой скорости звена приведения в конце разгона, определяемое из (6.4):

$$\omega_{\delta} = \frac{a - M_{\ddot{n}\ddot{i}\delta}}{b}.$$

В процессе разгона электродвигатель работает в режиме перехода между семействами механических характеристик (рис. 6.5).

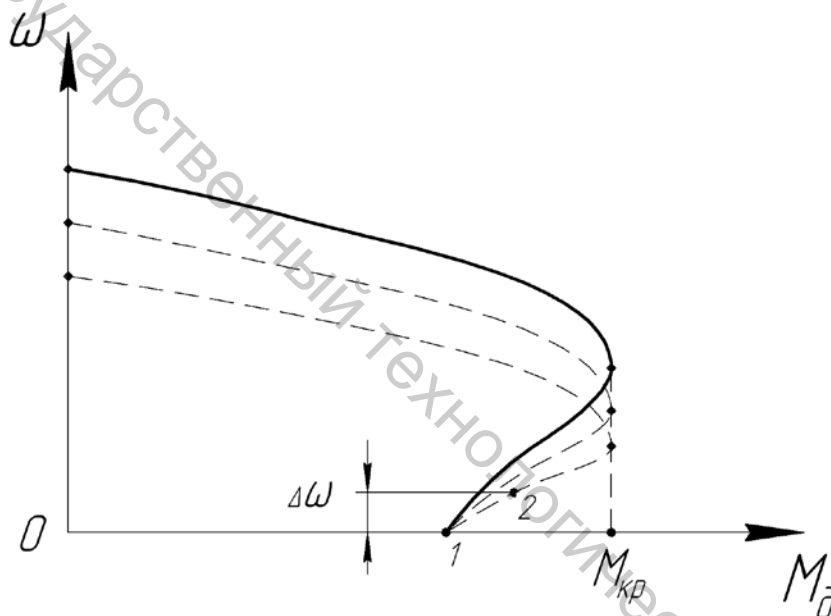


Рисунок 8.4

Рассмотрим алгоритм численного решения задачи определения t_p (рис. 8.4). Пусть в начальный момент $t = 0$, $\omega = 0$, $f = 0$, $M_{\delta} = M_n$ (точка 1 на рис. 8.4), и затем в течение некоторого интервала Δt значения f и M_{δ} остаются неизменными, а в конце интервала величины ω , f и M_{δ}

изменяются скачкообразно: ω – на величину $\Delta\omega = \frac{M_{\delta} - M_{cnp}}{I_{np}} \Delta t$; f – на

величину $\Delta f = k \cdot \Delta t$; M_{δ} – до величины, определяемой из формулы

(6.2) для новых значений $\omega_0 = \frac{2\pi f}{p}$ и $s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0}$. В результате

электродвигатель переходит в новый режим, определяемый точкой 2 на рисунке 8.4.

На следующем интервале Δt остаются неизменными новые значения f , $M_{\dot{a}}$ и т. д.

Величину шага изменения Δt можно определить из формулы

$$\Delta t = \frac{t_{\dot{o}}^*}{10}.$$

Приближенное значение k определяется из формулы

$$k = \frac{f_{\max}}{t_{\dot{o}}^*}.$$

Алгоритм расчета времени разгона t_p .

Дано: Δt ; p ; k ; $S_{\kappa p}$; $f_{\max}$; $M_{\kappa p}$; $M_{\text{снр}} = \text{const}$; $I_{np} = \text{const}$.

1. $t := \Delta t$; $f := 0$; $\omega := 0$.

2. $\omega_0 = \frac{2\pi f}{p}$.

3. $s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0}$.

4. $M_{\dot{o}} = \frac{2M_{\kappa p}}{\frac{s}{s_{\kappa p}} + \frac{s_{\kappa p}}{s}}$.

5. $\Delta\omega = \frac{M_{\dot{a}} - M_{\ddot{\omega}}}{I_{\ddot{\omega}}} \Delta t$.

6. $\omega := \omega + \Delta\omega$; $t := t + \Delta t$; $f = k \cdot t$.

7. Если $f \leq f_{\max}$, идти к 2.

8. $t := t_p$.

9. Конец.

Расчет времени торможения

При торможении имеет место плавное уменьшение частоты f напряжения обмотки статора. Предположим, что f изменяется по закону

$$f = f_{\max} - k_1 t,$$

$$\text{где } k_1 = \frac{f_{\max}}{t_{\dot{o}}^*},$$

$t_{\dot{o}}^*$ – ожидаемое приближенное время торможения;

$$t_{\dot{o}}^* = \frac{M_{\ddot{\omega}}}{I_{\ddot{\omega}}} \omega_{\dot{o}}.$$

При торможении электродвигатель работает в режиме перехода между семействами механических характеристик с уменьшением f (рис. 6.5).

Пусть в начальный момент $t = 0$; $f = f_{max}$; $M_{\delta} = M_{cnp}$; $\omega = \omega_y$. За время интервала Δt частота уменьшается на $\Delta f = k_1 \cdot \Delta t$, при этом двигатель переходит на механическую характеристику с $\omega_0 = \frac{2\pi}{p}(f_{max} - k_1 \Delta t)$, скольжение ротора составит $s = 1 - \frac{\omega_{\delta}}{\omega_0}$, а момент электродвигателя определится из (6.2). В результате угловая скорость ротора уменьшится на $\Delta \omega = \frac{M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\ddot{o}}}{I_{\ddot{o}}} \Delta t$. За время следующего интервала Δt картина повторяется.

Величина интервала Δt определяется по формуле $\Delta t = \frac{t_{\delta}^*}{10}$.

Величина коэффициента k_1 может быть определена из формулы

$$k_1 = \frac{f_{max}}{t_{\delta}^*}.$$

Алгоритм расчета времени торможения.

Дано: p ; Δt ; k_1 ; ω_y ; $S_{кр}$; f_{max} ; $M_{кр}$; $M_{cnp} = const$; I_{np} .

$$1. t := \Delta t; f = (f_{max} - k_1 t); \omega := \omega_y.$$

$$2. \omega_0 = \frac{2\pi f}{p}.$$

$$3. s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0}.$$

$$4. M_{\ddot{a}} = \frac{2M_{\ddot{e}\ddot{o}}}{\frac{s}{s_{\ddot{e}\ddot{o}}} - \frac{s_{\ddot{e}\ddot{o}}}{s}}.$$

$$5. \Delta \omega = \frac{M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\ddot{o}}}{I_{\ddot{o}}} \Delta t.$$

$$6. \omega := \omega + \Delta \omega; t := t + \Delta t; f := f_{max} - k_1 f.$$

7. Если $f \leq f_{max}$, идти к 2.

$$8. t := t_m.$$

9. Конец.

9 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Проектный расчет электропривода заключается в определении мощности электродвигателя при известных параметрах электропривода.

Определение мощности электродвигателя имеет исключительно важное значение. При выборе двигателя завышенной мощности снижается коэффициент использования активной мощности, увеличивается стоимость машины, ее вес. При выборе двигателя заниженной мощности последний быстро выходит из строя ввиду разрушения изоляции обмотки статора (из-за ее перегрева).

Расчет мощности электродвигателя производится в два этапа:

1. Предварительный расчет мощности электродвигателя.
2. Поверочный расчет мощности электродвигателя.

9.1 Предварительный расчет мощности электродвигателя

Исходными данными для предварительного расчета мощности электродвигателя являются: диаграмма приведенного момента сопротивления (рис. 9.1) и синхронная угловая скорость двигателя. При предварительном расчете исходят из того, что угловые скорости звена приведения (рис. 8.1) в начале ω_{ny} и конце ω_{ky} одного цикла установившегося движения T_u одинаковы: $\omega_{ny} = \omega_{ky}$.

Рассмотрим уравнение кинетической энергии привода за время цикла при условии, что $I_{i\delta} = const$:

$$I_{i\delta} \frac{\omega_{\delta o}^2 - \omega_{i o}^2}{2} = A_{\delta} - A_{\pi i \delta}, \quad (9.1)$$

где A_{δ} – работа момента двигателя M_{δ} ;

$A_{\pi i \delta}$ – работа момента $M_{\pi i \delta}$.

Левая часть уравнения (9.1) ввиду равенства ω_{ny} и ω_{ky} равна нулю, следовательно:

$$A_{\delta} = A_{\pi i \delta}. \quad (9.2)$$

В первом приближении будем считать момент двигателя за время T_u приближенно-постоянным и равным номинальному значению M_n .

Тогда

$$A_{\delta} \approx M_i \cdot \varphi_{\delta}, \quad (9.3)$$

где φ_{δ} – угол поворота звена приведения за время T_u .

Из (9.2) и (9.3) определим M_n :

$$M_i \approx \frac{A_{\pi i \delta}}{\varphi_{\delta}}. \quad (9.4)$$

Для рассматриваемого привода (рис. 6.6) величина $A_{\pi i \delta}$ может быть определена из формулы

$$A_{\dot{\pi}\dot{\delta}} = s_{\dot{\pi}\dot{\delta}} \cdot k_{\dot{\pi}} \cdot k_{\dot{\varphi}}, \quad (9.5)$$

где s_{np} – площадь, заключенная между кривой M_{cnp} (рис. 9.1) и осью φ_2 на интервале $\varphi_2 = 0 \dots 2\pi \cdot u_{2-4}$, в мм²;

k_m, k_{φ} – масштабы графика по осям M_{cnp} и φ_2 соответственно в Н·м/мм и рад/мм.

Для привода на рисунке 6.6 угол поворота φ_{δ} определится из формулы

$$\varphi_{\delta} = 2\pi \cdot u_{2-4}. \quad (9.6)$$

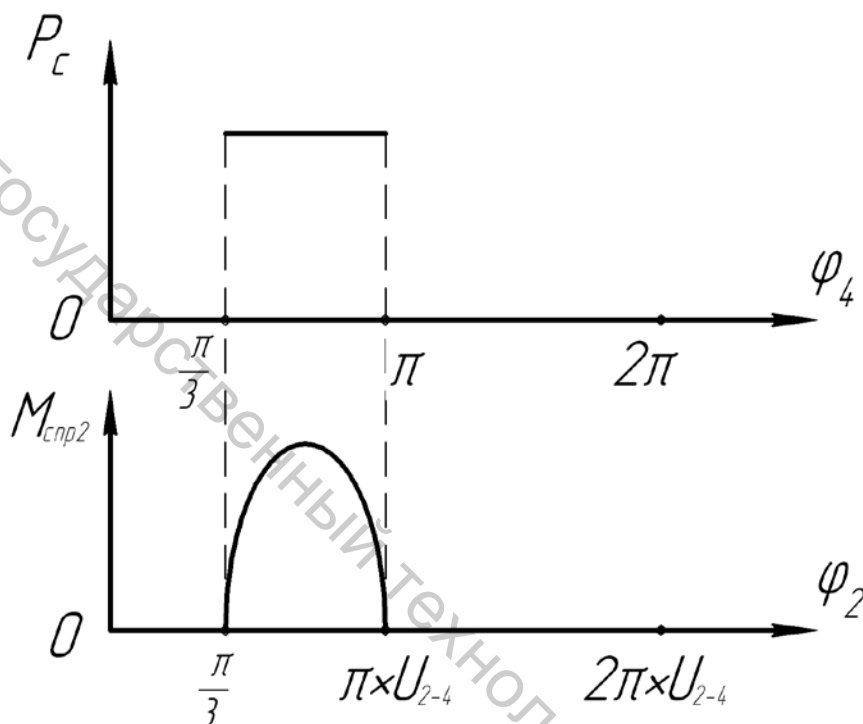


Рисунок 9.1

Подставив (9.5) и (9.6) в (9.4), получим:

$$M_{\dot{\pi}} = \frac{s_{\dot{\pi}\dot{\delta}} \cdot k_{\dot{\pi}} \cdot k_{\dot{\varphi}}}{2\pi \cdot u_{2-4}} \dot{I} \cdot \dot{i}. \quad (9.7)$$

При известном M_n номинальная мощность двигателя определится из формулы

$$N_{\dot{\pi}} = \frac{M_{\dot{\pi}} \cdot \omega_0}{\eta_{\dot{\pi}\dot{\delta}}}, \quad (9.8)$$

где η_{np} – коэффициент полезного действия передач привода. По известным N_n и ω_0 по каталогу подбираем электродвигатель.

Поверочный расчет электродвигателя проводится с целью определения возможности надежной работы двигателя с учетом динамических нагрузок. Выделим два вида поверочных расчетов:

1. Проверка маховых масс электропривода.
2. Проверка двигателя по нагреву.

9.2 Проверка маховых масс электропривода

При предварительном расчете мощности двигателя принимали, что в период установившегося движения $M_\delta = M_n = const$, то есть считали, что угловая скорость звена привода постоянна. На самом деле, при переменном $M_{сnp}$ (рис. 9.1) угловая скорость установившегося движения звена привода изменяется.

Для упрощения дальнейших рассуждений принимаем, что звеном привода является вал двигателя 1 (рис. 6.6).

Колебания угловой скорости ω_1 звена привода регламентируются в любом случае механической характеристикой электродвигателя (рис. 6.3):

$$\left. \begin{aligned} \omega_{1min} &= k\omega_{\delta\delta}, \\ \omega_{1max} &= \omega_0. \end{aligned} \right\}, \quad (9.9)$$

где k – коэффициент запаса, $k = 0,8-0,9$.

Экстремальные значения ω_1 , указанные в (9.9), следует рассматривать как предельно допустимые. Иногда могут быть заданы и более узкие пределы изменения ω_1 , например:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{1min} &= \omega_i - (\omega_0 - \omega_i) = 2\omega_i - \omega_0, \\ \omega_{1max} &= \omega_0. \end{aligned} \right\}. \quad (9.10)$$

Последние определены из условия, что модули отклонений ω_{1min} и ω_{1max} от ω_n равны, что обеспечивает наиболее благоприятный режим работы электродвигателя.

Из теории механизмов и машин [1] известен также способ задания неравномерности движения с помощью коэффициента неравномерности.

Поставим задачу определения такого значения $I_{i\delta 1}^*$ – суммы моментов инерции масс звеньев привода, приведенных к звену привода, при котором движение звена привода происходит с угловой скоростью, изменяющейся в заданных пределах $\omega_{1min}, \dots, \omega_{1max}$.

При этом рассмотрим случай, когда допустимо принять $I_{i\delta 1}^*$ постоянным. Уравнение движения звена привода в этом случае имеет вид:

$$M_{\ddot{a}} - M_{\ddot{n}\delta 1} = I_{i\delta 1}^* \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (9.11)$$

Для экстремальных значений ω_1 из (9.11) имеем: $\frac{d\omega_1}{dt} = 0$, $M_\delta = M_{сnp1}$. Из последнего равенства следует, что при $\omega_1 = \omega_{1min}$ и $\omega_1 = \omega_{1max}$ кривые $M_{\ddot{n}\delta} = f_1(\varphi_1)$ и $M_{\ddot{a}} = f_2(\varphi_1)$ пересекаются. Ординаты точек пересечения определяются с помощью уравнения (6.4):

$$M_{\ddot{a}max} = a - b\omega_{1min},$$

$$M_{\ddot{a}min} = a - b\omega_{1max}.$$

Таким образом, на заданной кривой $M_{\ddot{a}\delta 1} = f_1(\varphi_1)$ (рис. 9.2) может быть определен ряд точек $a, a', \dots$ с ординатами $M_{\delta min}$ и ряд точек $b, b', \dots$ с ординатами $M_{\delta max}$. Далее, с учетом хода кривой, $M_{\ddot{a}\delta 1} = f_1(\varphi_1)$ может быть вычерчен в виде ломаной линии приближенный график зависимости $M_{\ddot{a}} = f_2(\varphi_1)$. Ломаную линию проводят таким образом, чтобы увеличению (уменьшению) $M_{снр}$ соответствовало увеличение (уменьшение) $M_{\ddot{a}}$; при этом точки максимума выбираются из ряда $b, b', \dots$, а точки минимума из ряда $a, a', \dots$

На рисунке 9.2 график зависимости $M_{\ddot{a}} = f_2(\varphi_1)$ представлен ломаной $\dot{a} - \dot{a}' - \dot{a}''$.

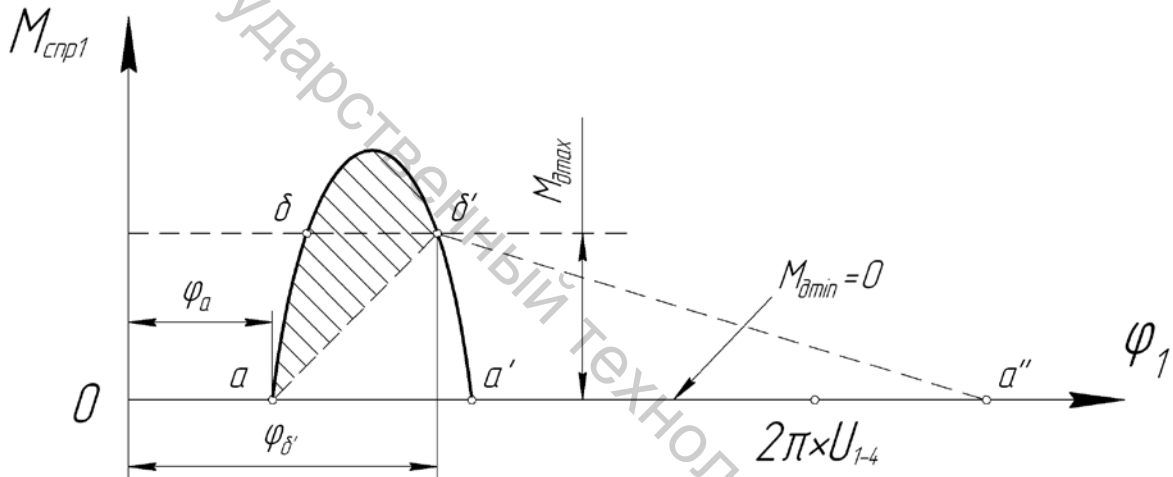


Рисунок 9.2

На графиках $M_{\ddot{a}\delta 1} = f_1(\varphi_1)$ и $M_{\ddot{a}} = f_2(\varphi_1)$ выделим интервалы значений φ_1 , для которых $M_{снр2} > M_{\delta}$.

На рисунке 9.2 таковым является интервал $\varphi_a, \dots, \varphi_{\delta'}$. В общем случае таких интервалов может быть несколько. Для определения $I_{\ddot{a}\delta 1}^*$ интерес представляет только один из указанных интервалов, на котором площадь, заключенная между кривыми $M_{\ddot{a}\delta 1} = f_1(\varphi_2)$ и $M_{\ddot{a}} = f_2(\varphi_1)$, наибольшая.

Для этого интервала запишем уравнение кинетической энергии звена приведения:

$$I_{\ddot{a}\delta 1}^* \frac{\omega_{1\dot{e}}^2 - \omega_{1\dot{i}}^2}{2} = A_{\ddot{a}} - A_{\ddot{a}\delta}, \quad (9.12)$$

где $\omega_{1\kappa}$ – угловая скорость звена приведения в конце интервала;
 $\omega_{1\eta}$ – угловая скорость звена приведения в начале интервала;

$A_{\ddot{a}}$, $A_{\ddot{a}\ddot{o}}$ – работы моментов M_o и M_{cnp1} на интервале. Учитывая, что $\omega_{1к} = \omega_{1min}$, $\omega_{1н} = \omega_{1max}$, $A_{\ddot{a}} < A_{\ddot{a}\ddot{o}}$, запишем уравнение (9.12) в виде:

$$I_{\ddot{o}1}^* \frac{\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2}{2} = A_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}}, \quad (9.13)$$

где $A_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}} = A_{\ddot{a}\ddot{o}} - A_{\ddot{a}}$ – разность работ M_{cnp1} и M_o на интервале (избыточная работа).

$A_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}}$ может быть определена по формуле

$$A_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}} = s_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}} \cdot k_i \cdot k_\varphi, \quad (9.14)$$

где $s_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}}$ – площадь, заключенная между графиками M_{cnp1} и M_o на интервале.

Тогда из формулы (9.13) с учетом (9.14) имеем:

$$I_{\ddot{o}1}^* = \frac{2s_{\grave{e}\grave{c}\acute{a}} \cdot k_i \cdot k_\varphi}{\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2}. \quad (9.15)$$

Если окажется, что $I_{\ddot{o}1} \geq I_{\ddot{o}1}^*$, то выбранный согласно ориентировочному расчету электродвигатель обеспечит необходимый режим движения звена приведения.

Если же $I_{\ddot{o}1} < I_{\ddot{o}1}^*$, то необходимо установить на звене приведения дополнительную массу (маховик) с моментом инерции $I_{\ddot{a}\ddot{a}} = I_{\ddot{o}1}^* - I_{\ddot{o}1}$. Масса, эквивалентная $I_{\ddot{a}\ddot{a}}$ по кинетической энергии, может быть установлена на любом звене привода.

Если установка дополнительной массы невозможна по каким-либо соображениям, то следует выбрать двигатель большей мощности и проверку повторить.

9.3 Поверочный расчет электродвигателя по нагреву

Нагрев изоляции обмотки статора происходит в результате выделения тепла при прохождении электрического тока по проводам обмотки. Количество тепла q , выделяемое в обмотке за единицу времени для асинхронного электродвигателя, определяется формулой

$$q = B + CM_{\ddot{a}}^2, \quad (9.16)$$

где $M_{\ddot{a}}$ – момент на валу двигателя;

B, C – константы электродвигателя.

Двигатель рассчитан таким образом, чтобы при постоянном $M_{\ddot{a}}$, равном номинальному значению $M_{\dot{i}}$, соответствующее тепловыделение не приводило к перегреву изоляции обмотки.

Фактическая нагрузка на валу двигателя может быть переменной в течение цикла нагружения T , поэтому при поверочном расчете определяют некоторый постоянный момент, при котором количество тепла, выделяемое в обмотке статора, такое же, как и при переменном моменте. Этот постоянный момент называется эквивалентным $M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}}$.

Построение нагрузочной диаграммы электродвигателя

Реальное нагружение электродвигателя отражается его нагрузочной диаграммой, которая представляет график зависимости момента двигателя $M_{\ddot{a}}$ от времени t для одного цикла работы T .

Нагрузочная диаграмма строится на основе решения уравнений движения звена приведения электропривода для различных участков цикла: разгона, установившегося движения, торможения.

Характер нагрузочной диаграммы для типового электропривода с фрикционной связью электродвигателя с передаточным механизмом (рис. 6.6) показан на рисунке 9.3.

На участке разгона t_p график изменения $M_{\ddot{a}}$ может быть представлен в виде ломаной линии, где $M_{\ddot{a}max}$ определяется из уравнения (6.4) подстановкой в него значения $\omega = \omega_2$, определяемого из уравнения (8.7) при $t = t_1$.

$M_{\ddot{a}2}$ определится из уравнения (6.4) подстановкой в него $\omega = \omega_{2,y}$.

Для участка установившегося движения t_y точный график изменения $M_{\ddot{a}}$ может быть построен в результате численного решения уравнения установившегося движения (8.2). В первом приближении для периода t_y можно принять $M_{\ddot{a}} \approx M_{\acute{o}} \approx const$.

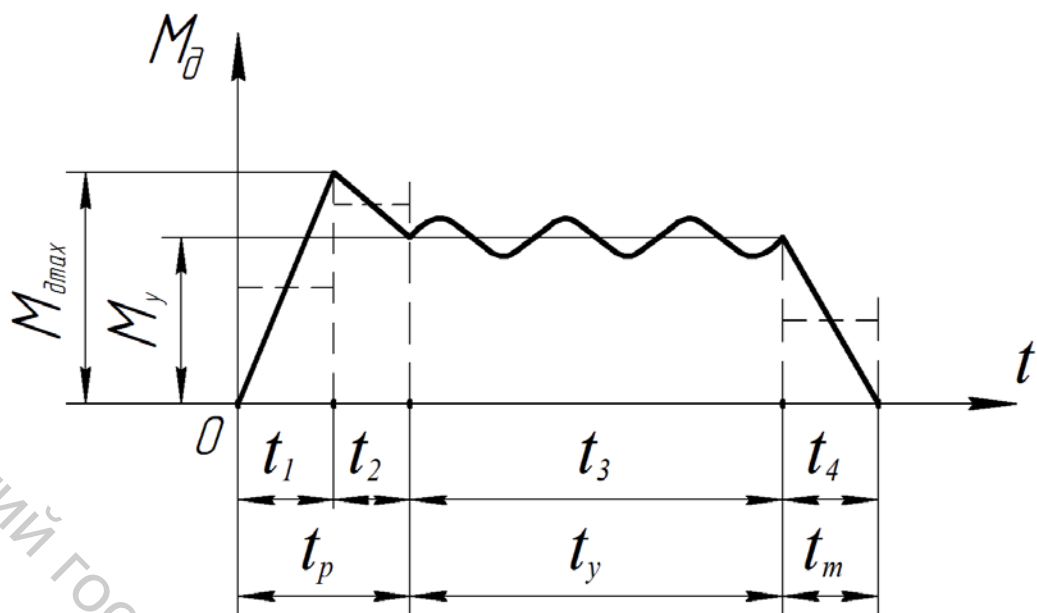


Рисунок 9.3

Для участка торможения график M_{δ} может быть представлен в виде наклонной прямой.

Для упрощения дальнейших расчетов нагрузочную диаграмму представляют в виде ступенчатой. При этом разбивают диаграмму на участки $t_1, t_2, \dots, t_n$, а для каждого участка M_{δ} принимают постоянным, равным среднему значению.

Так, диаграмма на рисунке 9.3 разбивается на участки $t_1, t_2, t_3 = t_y; t_4 = t_m$. Для этих участков средние значения равны:

$$M_{\delta 1} = \frac{M_{\delta \max}}{2}; M_{\delta 2} = \frac{M_{\delta \max} + M_{\delta y}}{2}; M_{\delta 3} = M_{\delta y}; M_{\delta 4} = \frac{M_{\delta y}}{2}.$$

Разобьем нагрузочную диаграмму (рис. 9.4) на ряд участков $t_1, t_2, \dots, t_n$, и для каждого участка определим среднее значение M_{δ} . Обозначим средние значения M_{δ} для участков $t_1, t_2, \dots, t_n$ соответственно $M_{\delta 1}, M_{\delta 2}, \dots, M_{\delta n}$, где n – число участков. Обозначим также количество тепла, выделяемое в единицу времени, на этих участках через $q_1, q_2, \dots, q_n$.

При этом $q_i = B + CM_{\delta i}^2$, $i = 1, 2, \dots, n$. Общее количество тепла, выделяемое в двигателе за время цикла, определится из формулы

$$Q = \sum_{i=1}^n q_i t_i = \sum_{i=1}^n (B + CM_{\delta i}^2) t_i. \quad (9.17)$$

При нагружении двигателя в период $T = t_1 + t_2 + \dots + t_n$ некоторым постоянным моментом $M_{\delta \text{ср}}$ выделяется тепло:

$$Q_{\delta \text{ср}} = (B + CM_{\delta \text{ср}}^2) \cdot T. \quad (9.18)$$

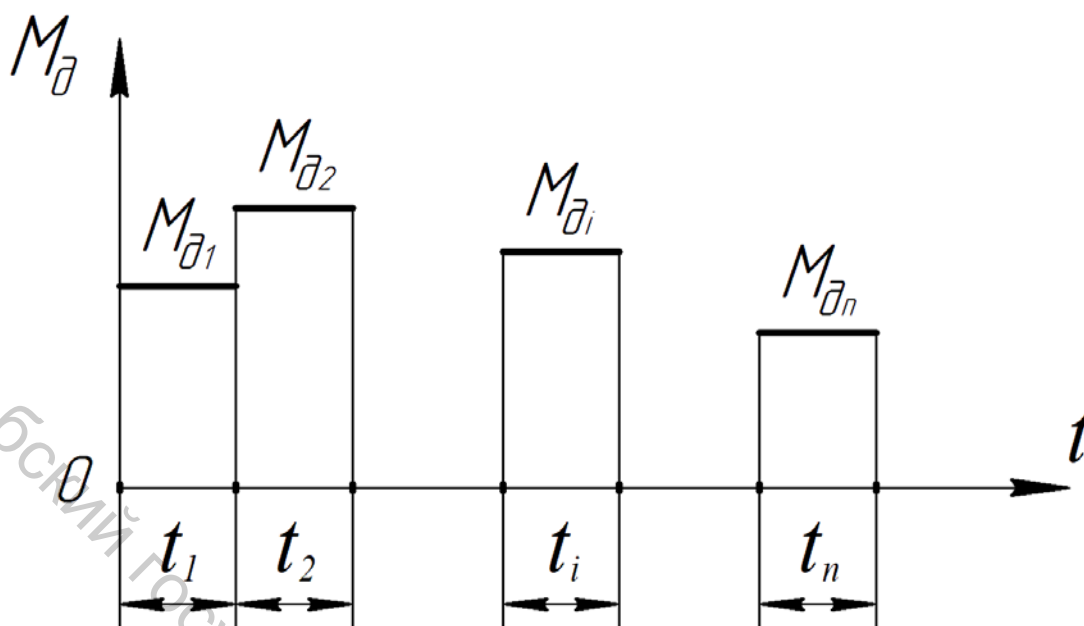


Рисунок 9.4

Приравнявая правые части уравнений (9.17) и (9.18), определим:

$$M_{\text{уеа}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_{\text{дi}}^2 \cdot t_i}{T}}. \quad (9.19)$$

Динамика нагрева электродвигателя

Динамику изменения температуры электродвигателя, представленного в виде однородного по тепловым свойствам тела, определим из уравнения теплового баланса:

$$qdt = Cd\tau + A\tau dt, \quad (9.20)$$

где q – тепло, выделяемое в электродвигателе в единицу времени, кал/с;

t – время, с;

τ – температура электродвигателя, °С;

A – коэффициент теплоотдачи электродвигателя окружающей среде, кал/с·град;

C – теплоемкость электродвигателя, кал/град.

Решим уравнение (9.20) относительно t :

$$dt(q - A\tau) = Cd\tau,$$

$$\int_0^t dt = \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{C}{q - A\tau} d\tau,$$

$$t = \frac{C}{A} \ln \frac{q - A\tau_0}{q - A\tau},$$

где τ_0 – температура окружающей среды, °С.

Обозначим $\frac{C}{A} = \Theta$; Θ – постоянная времени асинхронного электродвигателя, обычно $\Theta = (24-30)$ минут.

$$t = \Theta \ln \frac{q - A\tau_o}{q - A\tau},$$

$$e^{\frac{t}{\Theta}} = \frac{q - A\tau_o}{q - A\tau},$$

$$q - A\tau = e^{-\frac{t}{\Theta}} (q - A\tau_o),$$

$$\tau = \frac{q}{A} \left(1 - e^{-\frac{t}{\Theta}} \right) + \tau_o e^{-\frac{t}{\Theta}}. \quad (9.21)$$

График изменения τ (рис. 9.5) в функции t представляет экспоненту, где

$$\tau_o = \frac{q}{A}.$$

Установившееся значение τ_y практически достигается при $t = 5\Theta = 120-150$ минут.

Режимы работы асинхронных электродвигателей по нагреву

Режимы работы электродвигателей по нагреву различают на длительный, кратковременный и повторно-кратковременный.

Большинство электродвигателей технологического оборудования работает в длительном режиме. В этом режиме электродвигатель находится непрерывно под нагрузкой в течение более двух часов. За это время температура τ нагрева электродвигателя достигает установившегося значения τ_y .

На рисунке 9.5 представлены графики зависимостей $M_{э\kappa\delta}$ и τ в функции времени t . При этом время $t_p > 120$ мин.

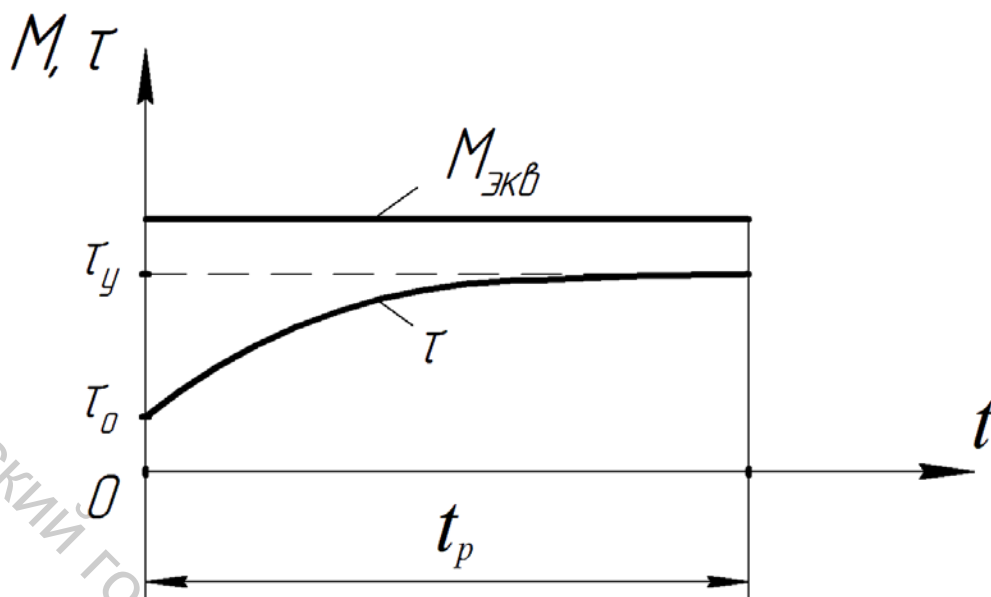


Рисунок 9.5

График изменения $M_{экв}$ и τ в функции времени t при кратковременном режиме представлен на рисунке 9.6. Время нагружения t_p электродвигателя $t_p \leq 120$ минут.

За это время температура τ нагрева электродвигателя не достигает установившегося значения. В течение последующей паузы t_n температура электродвигателя уменьшается до температуры τ_0 окружающей среды.

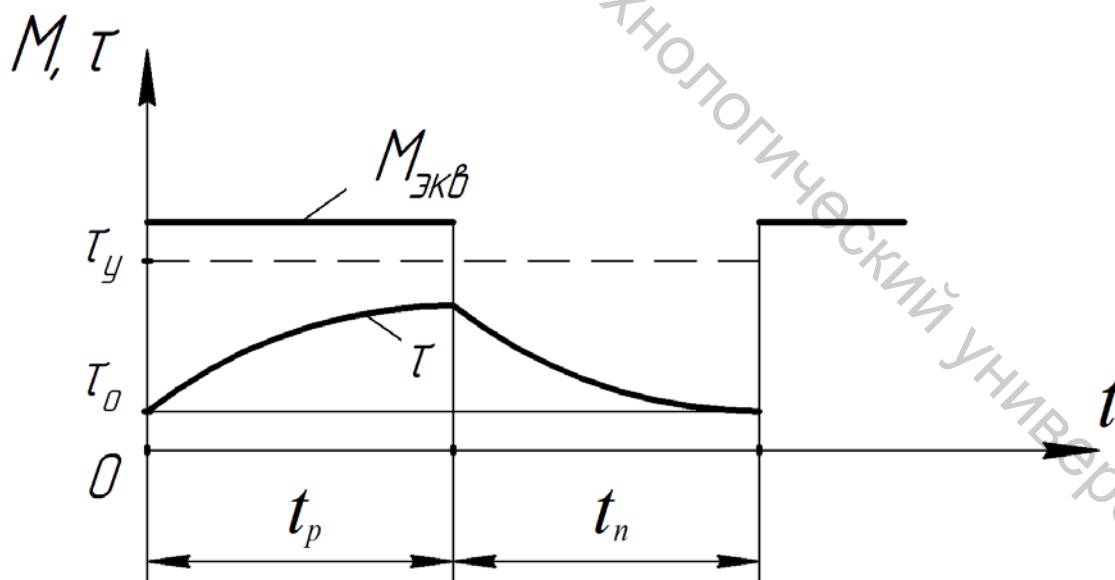


Рисунок 9.6

В кратковременном режиме работают электродвигатели бытовых приборов, средств механизации вспомогательных операций и т. п.

При повторно-кратковременном режиме работы участки t_p нагружения чередуются с паузами t_n , при этом за время t_p электродвигатель не нагревается до максимальной температуры τ_y , а во

время паузы t_n – не успевает охладиться до температуры τ_o окружающей среды, а суммарное время $t_p + t_n < 10$ минут (рис. 9.7).

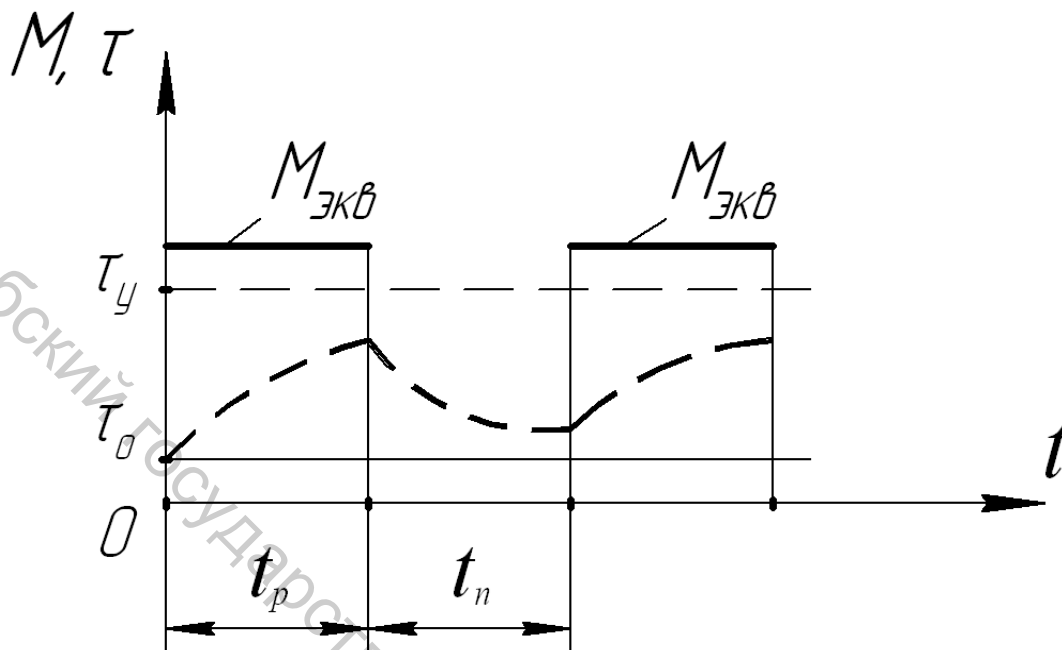


Рисунок 9.7

Повторно-кратковременный режим также характеризуется продолжительностью включения:

$$\hat{I\ddot{A}} = \frac{t_{\delta}}{t_{\delta} + t_i} \cdot 100\%.$$

В повторно-кратковременном режиме работают электродвигатели подъемно-транспортных устройств, средств механизации и т. п.

Проверка электродвигателей по нагреву при различных режимах работы

При длительном режиме работы необходимо проверить неравенство

$$M_{\hat{y}\hat{e}\hat{a}} \leq M_{\hat{i}}. \quad (9.22)$$

Если это неравенство не выполняется, то следует выбрать электродвигатель большей мощности.

Для кратковременного режима работы выпускаются электродвигатели с различными периодами кратковременной работы t_k : (15, 30, 60, 90, 120) минут. Поэтому кроме проверки неравенства (9.22) необходимо проверить условие

$$t_{\delta} \leq t_{\hat{e}}. \quad (9.23)$$

Если одно из условий (9.22) и (9.23) не выполняется, то возможно использование электродвигателя с другим номинальным моментом согласно соотношению:

$$M_{i1} = M_{i2} \sqrt{\frac{t_{e1}}{t_{e2}}}.$$

Для повторно-кратковременного режима работы выпускаются электродвигатели с различными показателями продолжительности включения [ПВ] равными 15 %, 25 %, 40 %, 60 %.

Поэтому кроме проверки неравенства (9.22) необходимо проверить условие

$$ПВ \leq [ПВ]. \quad (9.24)$$

Если одно из условий (9.22), (9.24) не выполняется, то возможно использование электродвигателя с другим номинальным моментом согласно соотношению

$$M_{i1} = M_{i2} \sqrt{\frac{\hat{I}A_1}{\hat{I}A_2}}.$$

10 КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНИН

10.1 Требования, предъявляемые к конструкции станин

Станина является несущей конструкцией машины, воспринимающей статические и динамические нагрузки, возникающие при работе механизмов и обработке материалов.

К конструкциям станин предъявляются следующие требования [14].

Технологичность – возможность изготовления с наименьшей трудоемкостью в конкретных условиях производства: серийного, мелкосерийного, единичного.

Износостойкость – способность противостоять износу поверхностей, контактирующих с подвижными деталями машины – валами, ползунами и т. п.

Прочность – способность выдерживать действующие статические и динамические нагрузки без разрушения материала в опасных сечениях.

Жесткость – способность сохранять в заданных пределах взаимное расположение базовых поверхностей под действием статических и динамических нагрузок.

Виброустойчивость – способность станины сохранять в заданных пределах положение в пространстве центра масс под действием динамических нагрузок.

Отсутствие вредных воздействий на опорные поверхности машины, ведущих к их разрушению или недопустимым перемещениям.

Удобство монтажа и эксплуатации.

10.2 Основные принципы конструирования станин машин

Рассмотрим основные принципы конструирования машин, при которых удовлетворяются перечисленные требования.

Технологичность конструкции. В серийном производстве технологичными являются литые станины из чугуна марок СЧ12, СЧ15, СЧ18. При повышенных требованиях к прочности и износостойкости используют модифицированные чугуны марки СЧМ38.

Необходимо учитывать, что с увеличением марки СЧ возрастают внутренние напряжения в отливке и ее коробление. Особенно важно применять чугуны невысоких марок для изготовления станин большой массы, сложной конфигурации, при наличии в них резких изменений в смежных сечениях. Литые станины требуют длительного старения для снятия внутренних напряжений.

В мелкосерийном производстве более технологичными являются сборные станины. При этом станина состоит из нескольких частей. Соединения частей могут быть разборными и неразборными. Сами части могут изготавливаться литьем, сваркой из элементов проката стандартного профиля: уголков, швеллеров, труб и т. п.

В единичном производстве технологичными являются сварные и сборные станины из элементов проката стандартного профиля. Сварные станины, как правило, обладают большей жесткостью и виброустойчивостью, чем сборные.

Износостойкость. Основным способом достижения износостойкости – применение сменных деталей, воспринимающих трение: втулок и подшипников как опор вращающихся валов, направляющих для поступательно движущихся деталей механизмов. При достижении критического износа поверхностей трения сменные детали заменяются в процессе ремонта машины.

Другой способ – применение совершенных систем смазки, снижающих интенсивность износа.

Прочность. Увеличение прочности достигается применением более прочных материалов: чугунов высоких марок, литейных сталей.

При динамических нагрузках материал работает на выносливость. Поэтому при конструировании следует избегать в опасных сечениях резких изменений форм, наличия концентраторов напряжений. При

необходимости изменения формы сечения переходы должны быть плавными, а радиусы скруглений – максимально возможными.

Приливы, фланцы, выступы на станинах делаются съемными с креплением болтами и фиксацией штифтами, другими элементами. При расчетах на прочность станин коэффициенты запасов прочности принимаются максимальными.

Жесткость. Жесткость конструкции станин достигается за счет:

- преимущественного использования рамных (замкнутых) конструкций;
- использования ребер жесткости, перемычек, перегородок, главным образом, поперечных.

На рисунках 10.1, 10.2 показана рамная конструкция вырубочного прессы ПВГ-18-2-О.

На рисунке 10.3 приведена консольная конструкция станины раскройной ленточной машины РЛ-3. Для увеличения жесткости консольной части 1 станины предусмотрено ребро жесткости 2.

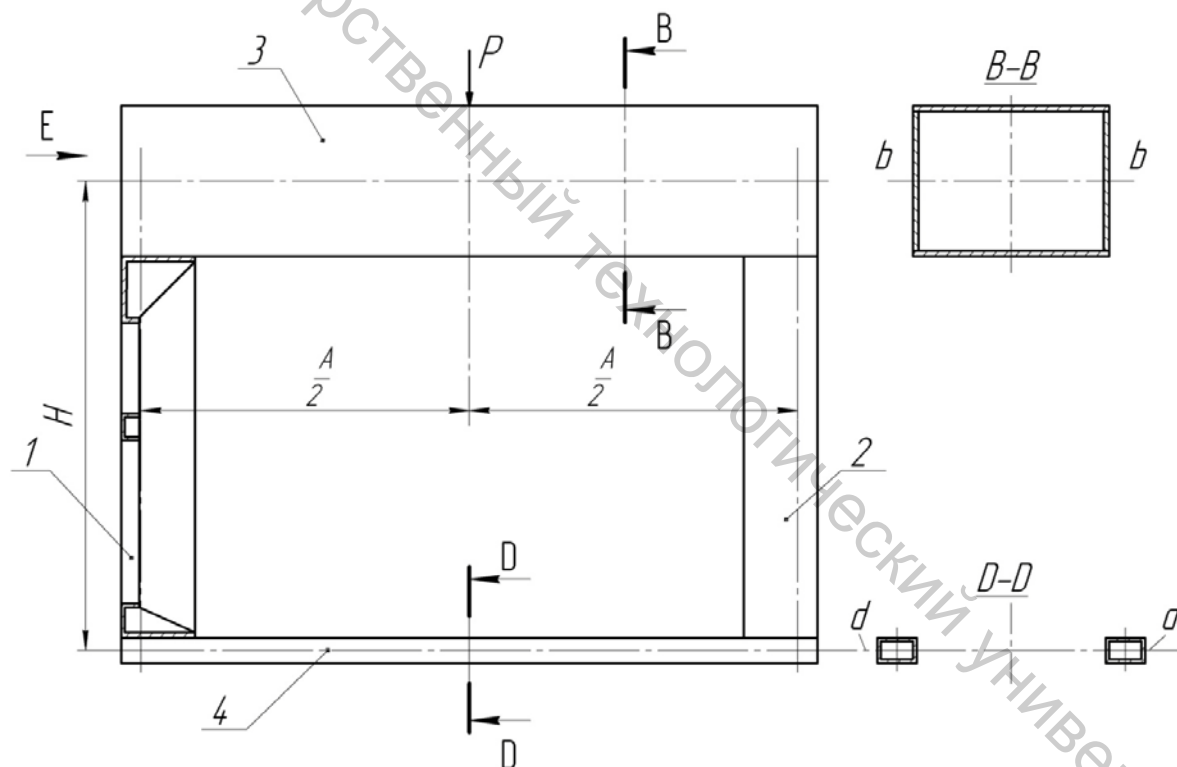


Рисунок 10.1 – Рамная конструкция станины вырубочного прессы ПВГ-18-2-О:

1, 2 – боковые стойки; 3 – верхняя поперечина; 4 – нижняя поперечина

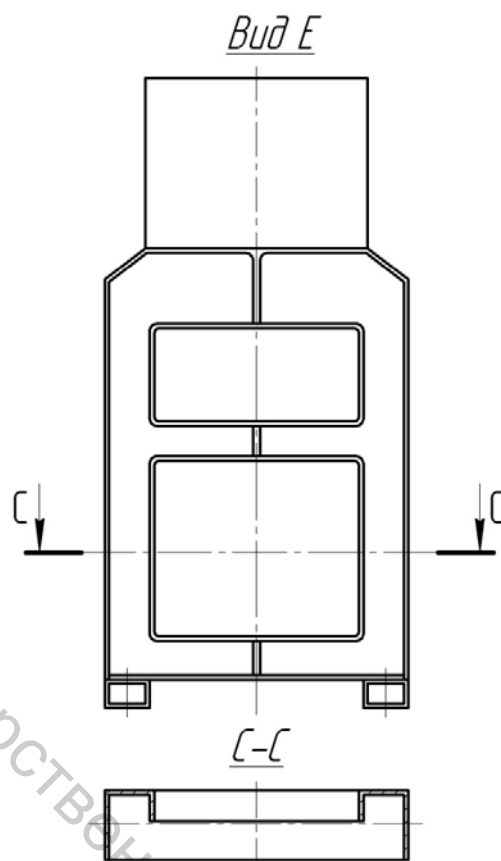


Рисунок 10.2 – Конструкция станины вырубного прессы
(вид E на рис. 10.1)

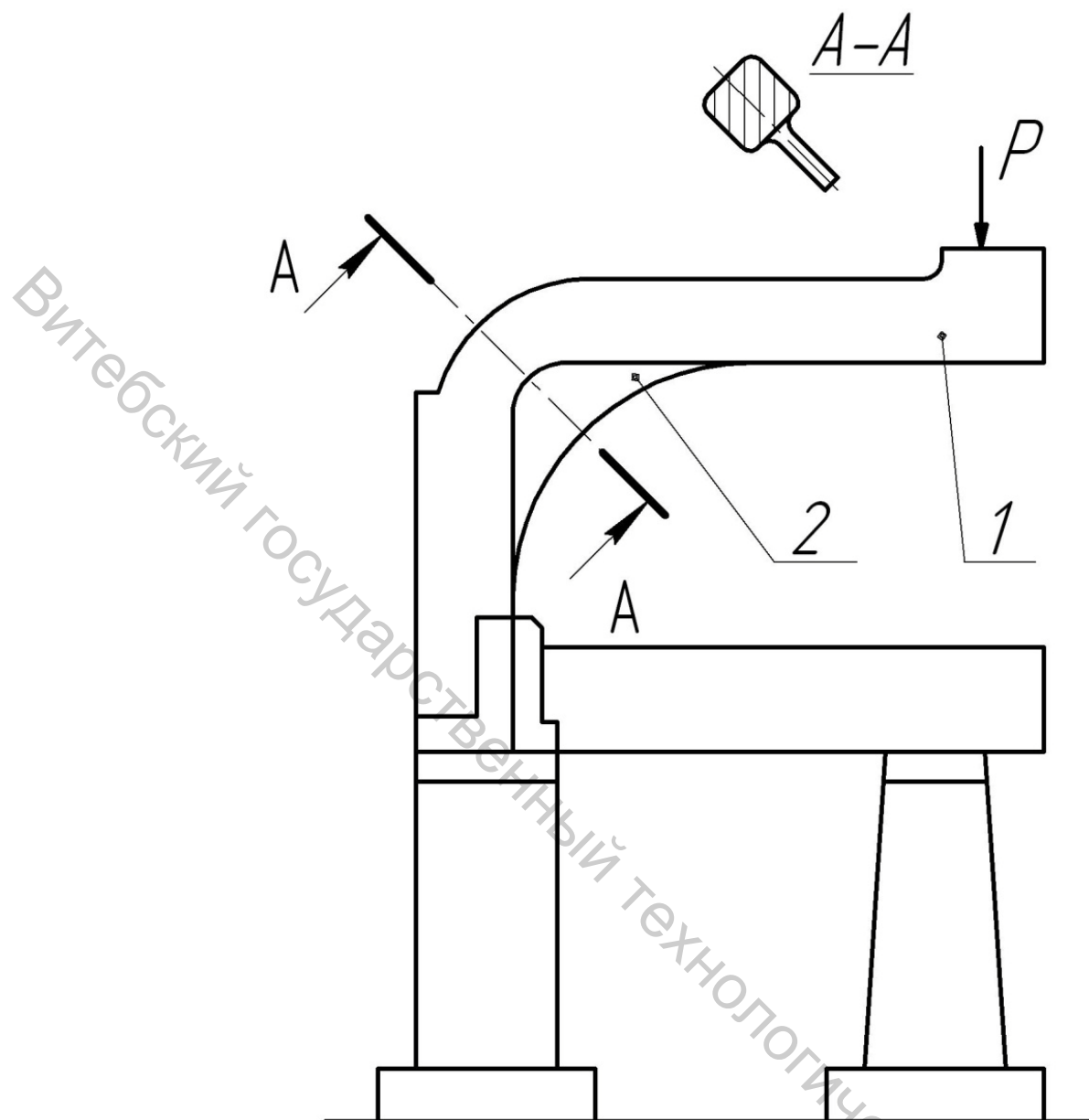


Рисунок 10.3 – Станина раскройной ленточной машины:
1 – консольная часть; 2 – ребро жесткости

На рисунке 10.4 приведена конструкция станины вырубочного прессы ПКП-10. Для увеличения жесткости консольной части 1 станины предусмотрены ребра жесткости 2.

Виброустойчивость. Виброустойчивость достигается:

- увеличением массы станины;
- закреплением станины на основании (перекрытии) различными способами (фундаментными болтами, клеями и т. п.).

Отсутствие вредных воздействий станины на опорные поверхности достигается за счет:

- установки станин на фундаментные плиты с целью уменьшения удельного давления на опорную поверхность;
- установки станины на виброизолирующие элементы (пружины, упругие прокладки) с целью уменьшения колебаний опорных поверхностей.

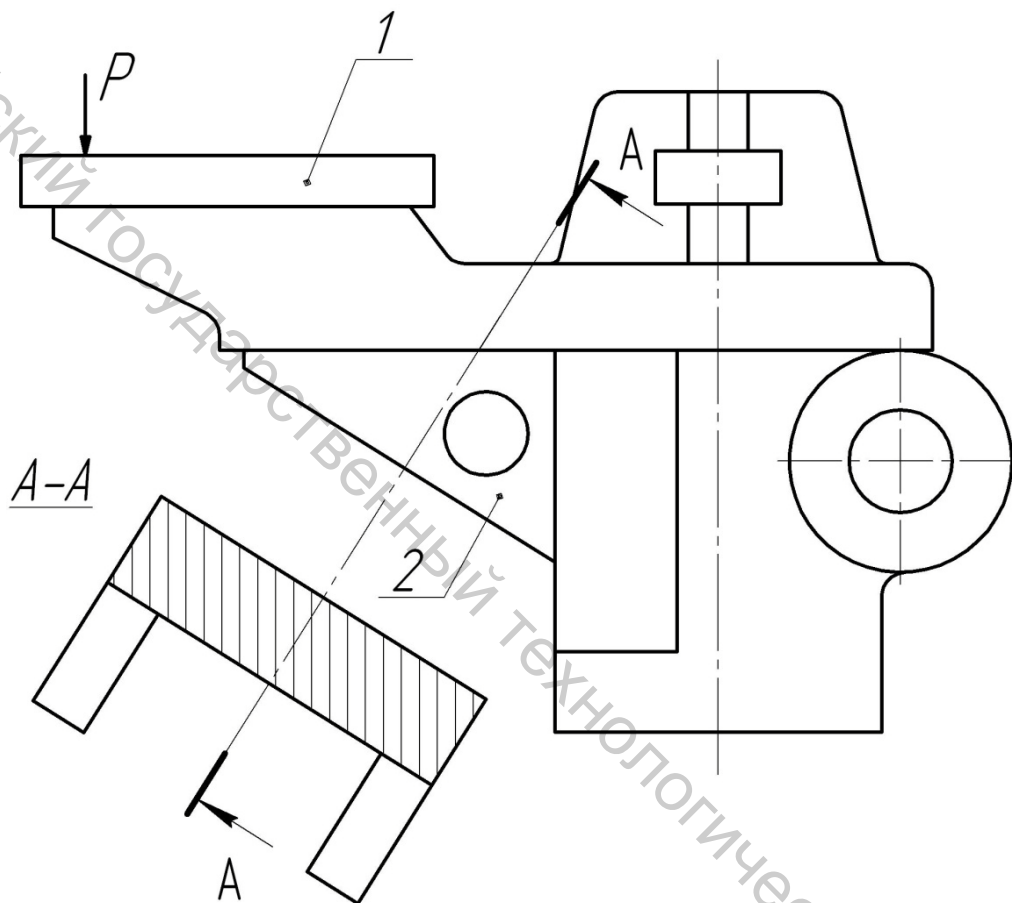


Рисунок 10.4 – Станина вырубочного пресса ПКП-10:

1 – консольная часть; 2 – ребро жесткости

На рисунке 10.5 показана конструкция станины 1 швейной машины, установленной на упругих прокладках 2 и 3 с целью уменьшения колебаний промышленного стола 4.

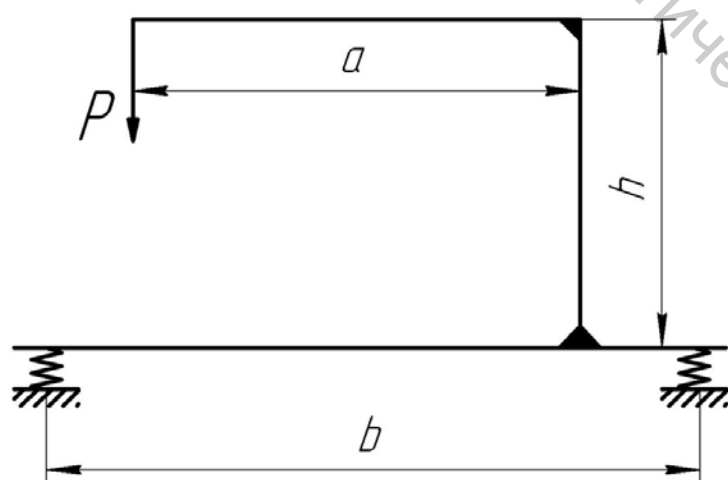
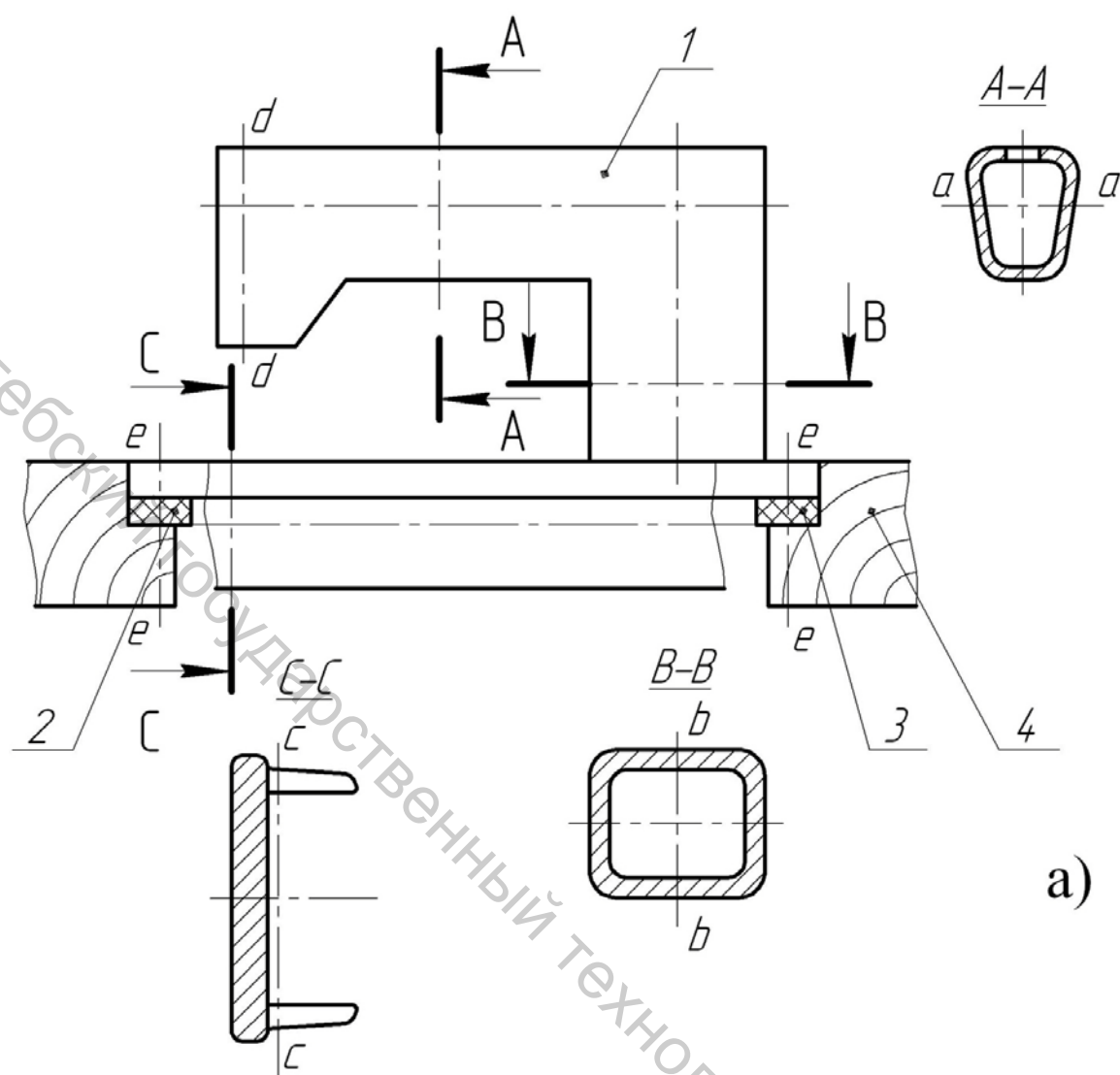


Рисунок 10.5 – Станина швейной машины: а – конструкция; 1 – станина; 2, 3 – упругие прокладки; 4 – промстол; б – расчетная схема

11 РАСЧЕТЫ СТАНИН НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

11.1 Разработка расчетных схем станин

Расчетная схема станины вырубочного пресса ПВГ-18-2-О (рис. 10.1) может быть представлена в виде плоской рамы с замкнутым контуром (рис. 11.1). Размер H рамы определяется как расстояние между нейтральными осями $b-b$ (рис. 10.1) и $d-d$ сечений В-В и D-D верхней 3 и нижней 4 поперечин.

Размер A равен расстоянию между нейтральными осями С-С боковых стоек 1 и 2. I_1, I_2, I_3 – есть соответственно моменты инерции сечений В-В, С-С и D-D (рис. 10.1 и 10.2) относительно их нейтральных осей. Наибольшие напряжения в опасных сечениях рамы возникают, если усилие вырубки P приложено посередине верхней поперечины 3 (рис. 10.1).

Аналогичным образом строится расчетная схема станины промышленной швейной машины (рис. 10.5 а, б). Здесь для определения размеров рамы используются расстояния: a – между осью $d-d$ отверстия для игловодителя и нейтральной осью $b-b$ сечения В-В станины; h – между нейтральными осями $a-a$ и $c-c$ сечений А-А и С-С; b – между осями $e-e$ упругих прокладок 2 и 3.

Расчетная схема станины основовязальной машины (рис. 11.2 а) может быть представлена в виде балки с заделками на концах (рис. 11.2 б).

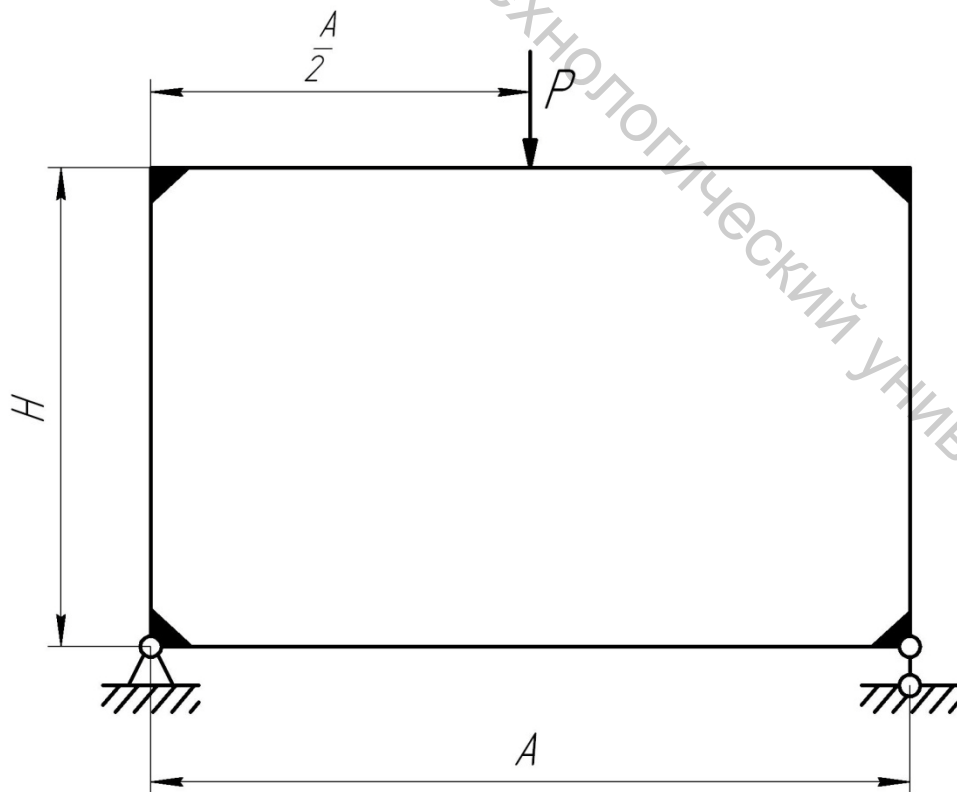


Рисунок 11.1 – Расчетная схема станины вырубочного пресса ПВГ-18-2-О

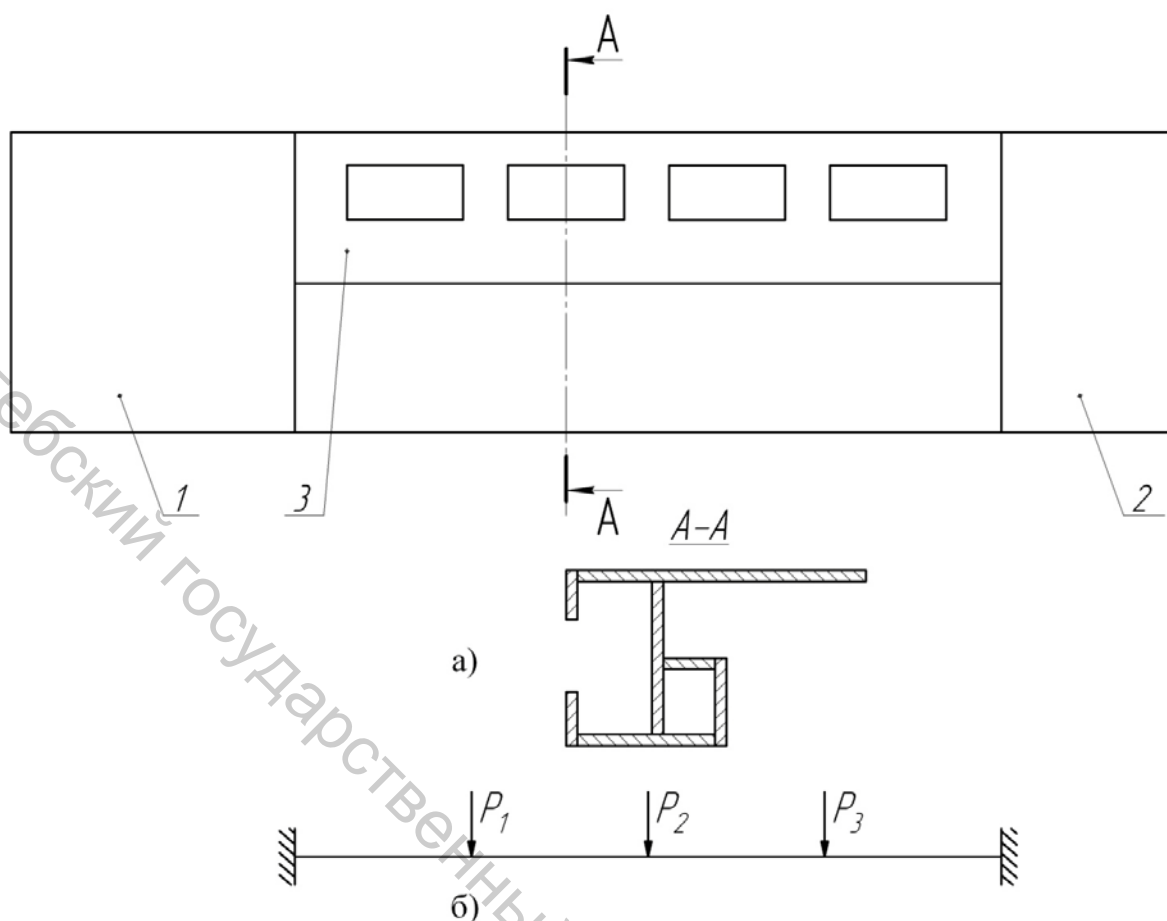


Рисунок 11.2 – Станина основовязальной машины: а – конструкция; 1, 2 – боковые тумбы; 3 – поперечина; б – расчетная схема

11.2 Расчет изгибающих моментов статически неопределимых станин методом сил

Расчет изгибающих моментов в статически неопределимых рамах не представляет особых трудностей для студентов, изучивших курс «Сопроотивление материалов» [15]. Большой интерес вызывает расчет изгибающих моментов статически неопределимых рам.

Для раскрытия статической неопределимости стержневых и рамных систем применяется метод сил. Он заключается в том, что заданная статически неопределимая система освобождается от дополнительных связей, а их действие заменяется силами и моментами. Значения этих сил и моментов определяются из условий, накладываемых на перемещение отброшенными связями. Таким образом, при указанном способе раскрытия статической неопределимости неизвестными оказываются силы. Отсюда и название метода сил. Система, освобожденная от дополнительных связей, называется основной системой.

Рассмотрим расчет изгибающих моментов для станины вырубного пресса ПВГ-18-О (рис. 11.1).

На рисунке 11.3 а приведена расчетная схема станины прессы. Степень статической неопределимости рамы равна трем.

На рисунке 11.3 б изображен один из вариантов основной системы, полученной врезанием шарниров в узлы А, В, С [16].

К сечениям, примыкающим к узлам А, В и С, приложим внешние моменты X_1 , X_2 , заменяющие действие удаленных внутренних связей.

Эти моменты, равные изгибающим моментам в соответствующих сечениях заданной рамы, совместно с известной нагрузкой P образуют систему, эквивалентную заданной.

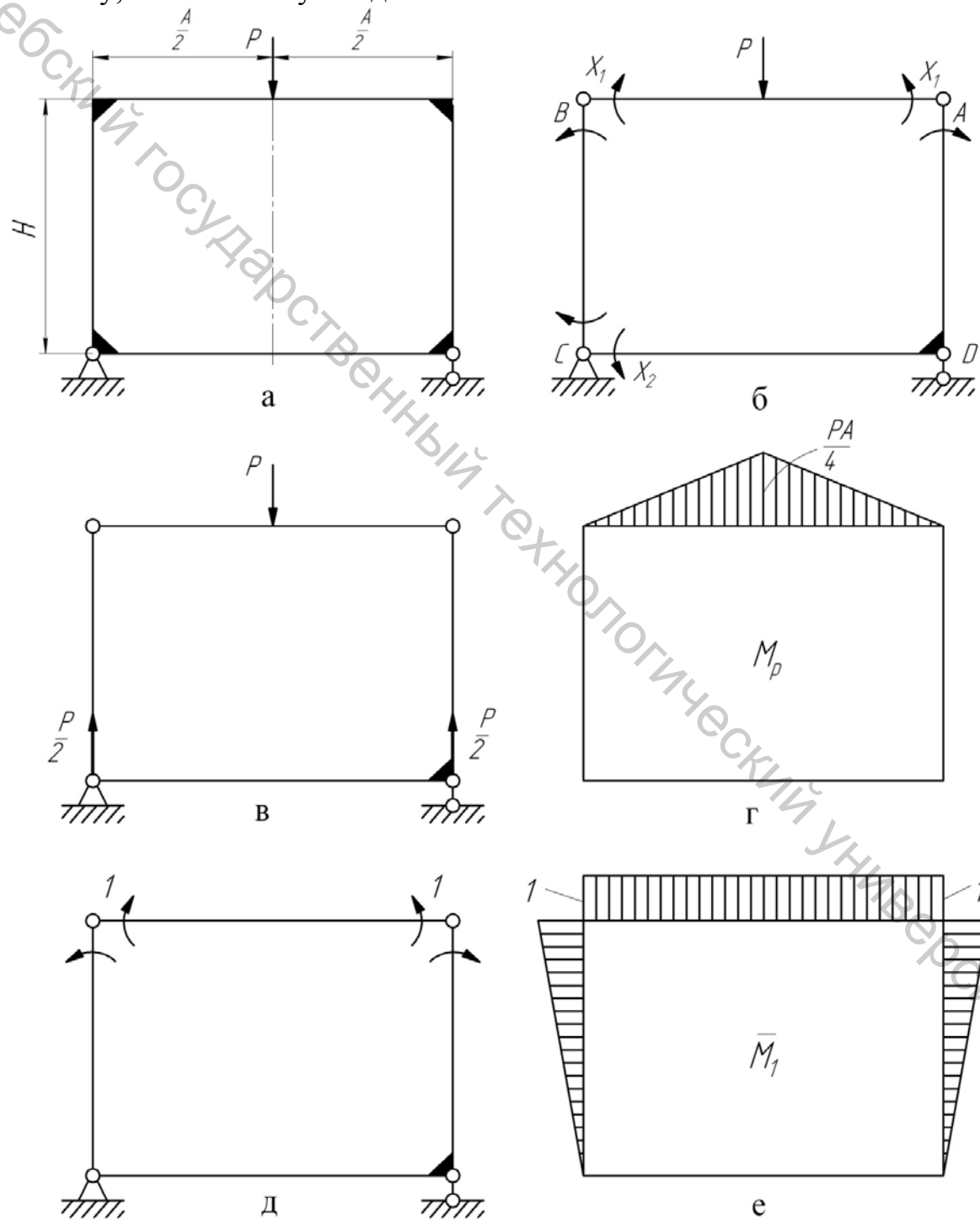


Рисунок 11.3 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов

Канонические уравнения метода сил принимают вид:

$$\begin{aligned}\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1P} &= 0, \\ \delta_{12}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2P} &= 0.\end{aligned}\quad (11.1)$$

Здесь Δ_{1P} , δ_{11} , δ_{22} – суммы углов поворота четырех сечений, примыкающих к узлам А и В соответственно от заданной нагрузки Р, единичных моментов $\bar{X}_1$ и единичных моментов $\bar{X}_2$.

Аналогичный смысл имеют перемещения Δ_{2P} , δ_{21} , δ_{11} .

Эти перемещения определяются по методу Верещагина перемножением эпюр M_P от заданной нагрузки и эпюр $\bar{M}_1$ и $\bar{M}_2$ от единичных моментов $\bar{X}_1$, $\bar{X}_2$.

На рисунке 11.3 в приведена основная система, нагруженная силой Р; на рисунке 11.3 г – эпюра изгибающих моментов M_P .

На рисунке 11.3 д приведена основная система, нагруженная моментом $\bar{X}_1=1$, а на рисунке 11.3 е – эпюра изгибающих моментов $\bar{M}_1$.

На рисунке 11.4 а приведена основная система, нагруженная моментом $\bar{X}_2=1$, а на рисунке 11.4 б – эпюра изгибающих моментов $\bar{M}_2$.

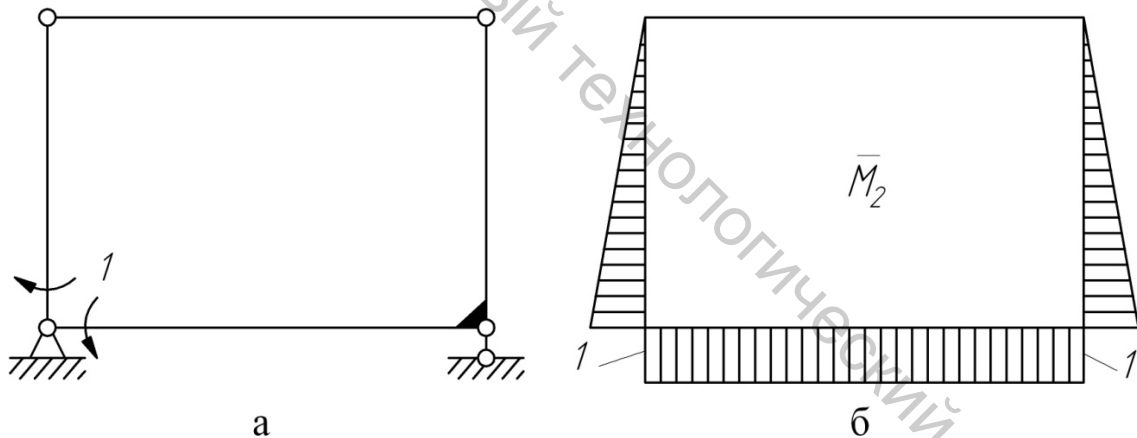


Рисунок 11.4 – Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов

Δ_{1P} определяется перемножением эпюр $\bar{M}_1$ и M_P :

$$\Delta_{1P} = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{D\dot{A}}{4} \cdot \dot{A} \right) \frac{1}{\tilde{N}_1} = \frac{D\dot{A}^2}{8\tilde{N}_1}, \quad (11.2)$$

где $C_1 = E_1 I_1$, E_1 – модуль упругости стали; I_1 – момент инерции сечения В-В (рис. 10.1).

δ_{11} определяется перемножением эпюры $\bar{M}_1$ саму на себя:

$$\delta_{11} = \frac{\dot{A}}{\tilde{N}_1} + \frac{2\dot{I}}{3\tilde{N}_2}, \quad (11.3)$$

где $C_2 = E_2 I_2$, E_2 – модуль упругости чугуна; I_2 – момент инерции сечения С-С (рис. 10.2).

δ_{22} определяется перемножением эпюры $\overline{M}_2$ саму на себя:

$$\delta_{22} = \frac{2\dot{I}}{3\tilde{N}_2} + \frac{\dot{A}}{\tilde{N}_3}, \quad (11.4)$$

где $C_3 = E_1 I_3$, I_3 – момент инерции сечения D-D (рис. 10.1).

δ_{12} определяется перемножением эпюр $\overline{M}_1$ и $\overline{M}_2$:

$$\delta_{12} = \frac{\dot{I}}{3\tilde{N}_2}, \quad (11.5)$$

Δ_{2P} определяется перемножением эпюр $\dot{I}_D$ и $\overline{M}_2$:

$$\Delta_{2D} = 0. \quad (11.6)$$

С учетом равенства (11.6) система (11.1) принимает вид:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 &= -\Delta_{1P}, \\ \delta_{12}X_1 + \delta_{22}X_2 &= 0. \end{aligned} \quad (11.7)$$

Решая систему линейных уравнений (11.7) по методу Крамера [17], получим:

$$\tilde{O}_1 = \frac{-\Delta_{1P}\delta_{22}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}, \quad (11.8)$$

$$\tilde{O}_2 = \frac{\Delta_{1P}\delta_{12}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}. \quad (11.9)$$

На рисунке 11.5 показана эпюра изгибающих моментов станины, полученная сложением эпюры $\overline{M}_D$, эпюры $\overline{M}_1$, умноженной на X_1 , и эпюры $\overline{M}_2$, умноженной на X_2 .

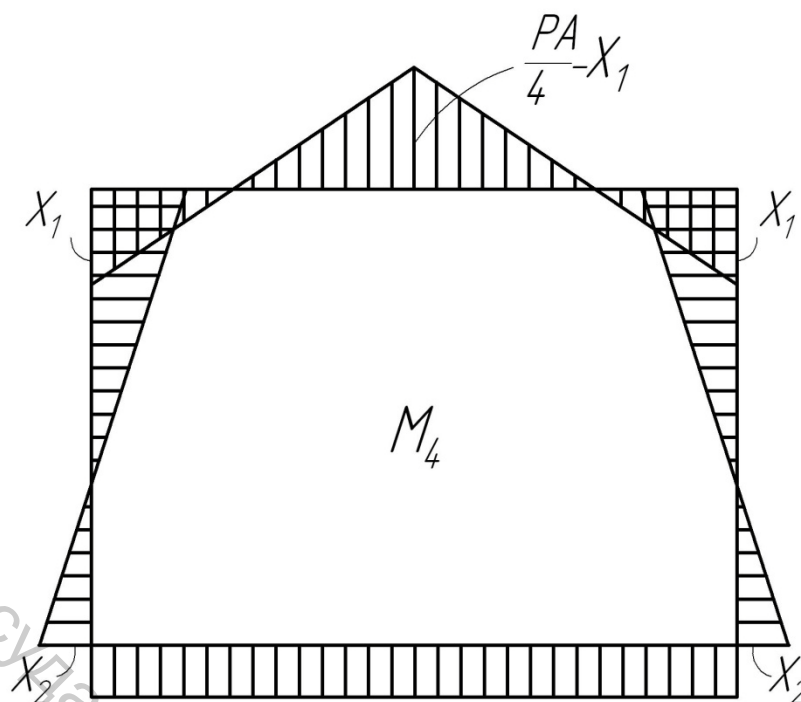


Рисунок 11.5 – Суммарная эпюра изгибающих моментов статически неопределимой рамы

11.3 Расчеты станин на прочность при статических и динамических нагрузках

Сначала определяются максимальные напряжения изгиба в опасных сечениях отдельных элементов станины. Например, для станины вырубного прессы (рис. 10.1) следует определить максимальные напряжения изгиба в верхней поперечине 3, боковых стойках 2 и нижней поперечине 1. Для верхней поперечины 3 максимальный изгибающий момент согласно эпюре на рисунке 11.5 равен $\dot{I}_{\text{сцmax}} = \frac{PA}{4} - \tilde{O}_1$, и, следовательно, опасным является сечение, расположенное посередине. Максимальное напряжение изгиба определится из равенства

$$\sigma_{\text{сцmax}} = \frac{\dot{I}_{\text{сцmax}}}{w_1},$$

где $w_1 = I_1/y_1$; y_1 – расстояние от нейтральной оси $b-b$ (рис. 10.1) до максимально удаленной от него точки сечения.

Для боковых стоек 1, 2 (рис. 10.1) опасными являются крайние верхние сечения, так как согласно (11.8), (11.9) и (11.4), (11.5) $X_1 > X_2$, а максимальный изгибающий момент равен X_1 .

Для нижних поперечин максимальный изгибающий момент равен X_2 .

После определения $\sigma_{\varepsilon_{\zeta\tilde{a}}\max}$ следует оценить нормальные напряжения сжатия-растяжения, например, для станины вырубочного прессы следует учесть напряжения сжатия σ_c для боковых стоек под действием силы $P/2$. Суммарное максимальное напряжение определяется как сумма $\sigma_{\tilde{N}} = \sigma_{\varepsilon_{\zeta\tilde{a}}\max} + \sigma_{\tilde{N}}$.

Условие прочности в опасных сечениях стержней определяется неравенством $\sigma_{\tilde{N}} \leq [\sigma]$.

Величина $[\sigma]$ определяется в зависимости от характера действия полезной нагрузки P , материала элементов станины, способа получения заготовки. Рассмотрим несколько возможных вариантов.

Нагрузка P – статическая, материал стержня – стальной прокат.

В этом случае допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T \frac{\varepsilon_s}{[n]},$$

где σ_T – предел текучести материала;

ε_s – масштабный коэффициент, зависящий от размеров сечения, определяется по диаграмме, приведенной на рисунке 4.11;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, для стального проката равен 1,2...1,3.

Нагрузка P – статическая, материал – чугунное литье.

$$[\sigma] = \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{\tilde{E}}}{K_{\sigma} [n]} \cdot \sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности при растяжении;

ε_s – масштабный коэффициент (см. диаграмму на рис. 3.11);

$\varepsilon_{\tilde{E}}$ – коэффициент формы сечения, для прямоугольного сечения

$\varepsilon_{\tilde{E}} = 0,8...0,85$, для сечения в виде двутавра, швеллера, креста $\varepsilon_{\tilde{E}} = 0,7...0,75$;

K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_{\sigma} = 1 + (\alpha_{\sigma} - 1)q_s,$$

где q_s – коэффициент чувствительности чугуна к концентрации напряжений 0,1...0,2;

α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений (см. диаграммы на рис. 4.12);

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, 3,0...3,5.

Нагрузка P – переменная, материал – стальной прокат.

$$[\sigma] = \sigma_{-1} \cdot \frac{\varepsilon_s}{K_{\sigma} [n]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала;

ε_s – масштабный коэффициент (приводится на рис. 4.11);

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле изменения напряжений;

$$K_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1)q,$$

где q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (см. на рис. 4.13);

α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений (см. диаграммы на рис. 4.12).

Динамическая нагрузка Р, материал – чугунное литье.

$$[\sigma] = \sigma_{-1} \cdot \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_E}{K_\sigma [n]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости чугуна (см. таблицу 11.1);

$\varepsilon_s, \varepsilon_E, K_\sigma$ – такие же, как для статической нагрузки для чугунного литья.

Таблица 11.1

Марка чугуна	СЧ21	СЧ24	СЧ28	СЧ32	СЧ35	СЧ38
σ_{-1} Н/мм ²	100	120	140	140	150	150

11.4 Расчет станин на жесткость

Целью расчета является определение упругих перемещений δ_i в заданных сечениях станины под действием максимальных значений действующих сил и проверка условия

$$\delta_i \leq [\delta_i],$$

где $[\delta_i]$ – допускаемое упругое перемещение, определяемое из конструктивных или технологических требований, предъявляемых к станине.

Величина δ_i может быть определена по методу Верещагина по известной схеме [15]. Рассмотрим последовательность расчета для статически неопределимых станин.

1. С помощью метода сил строится эпюра изгибающих моментов.

2. Основная система освобождается от внешних сил и внутренних силовых факторов X_i . В точке сечения, для которого требуется определить перемещение δ_i , прикладывается единичная нагрузка в направлении этого перемещения. Строится эпюра изгибающих моментов от этой единичной силы.

3. Полученная эпюра перемножается на эпюру изгибающих моментов от внешних заданных сил и результат делится на коэффициенты жесткости $C = EI$ соответствующих сечений.

**Пример расчета упругого перемещения для станины
вырубочного пресса**

Для станины вырубочного пресса (рис. 10.1) по условиям технологии вырубаания важно сохранить неизменность положения поверхности верхней поперечины 3. Для выполнения этого условия углы поворота сечений верхней поперечины должны быть минимальными.

Определим максимальный угол поворота сечений, расположенных по краям верхней поперечины. В основной системе к крайним концам верхней поперечины прикладываем единичные моменты (рис. 11.6 а) и строим эпюру изгибающих моментов (рис. 11.6 б). Угол поворота сечений определяется посредством перемножения эпюры изгибающих моментов от внешних сил (рис. 11.5) и полученной эпюры от единичных моментов:

$$\delta_1 = \frac{1}{E_1 I_1} \cdot \left(\frac{PA^2}{8} - \frac{X_1^2 A}{\frac{PA}{4} - X_1} \right).$$

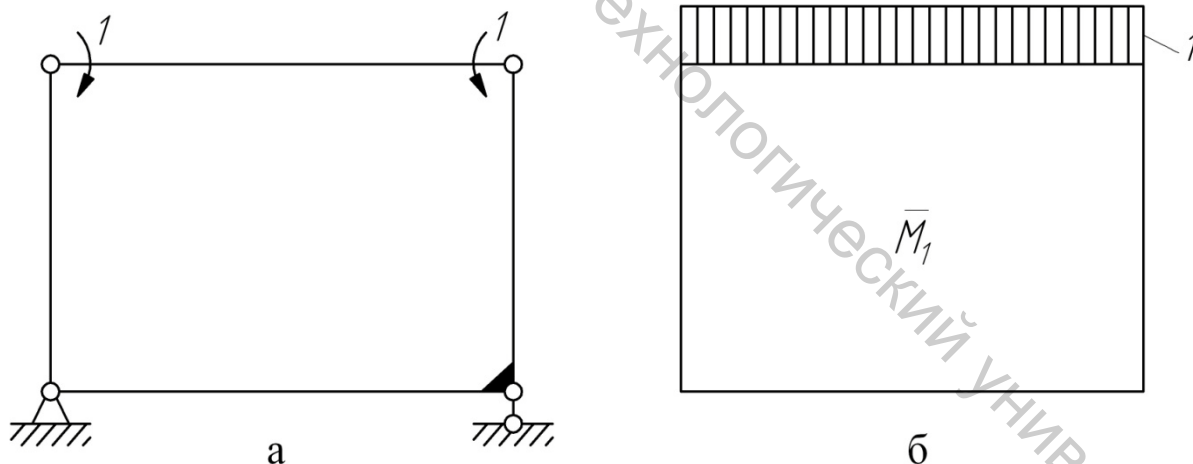


Рисунок 11.6 – Схема основной системы, нагруженной моментами и эпюра изгибающих моментов

12 РАСЧЕТ СТАНИН НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Различают активные и реактивные колебания станин. Под активными понимаются колебания, совершаемые отдельными частями станины. Реактивные – это колебания станины в целом, ведущие к изменению положения центра масс станины в пространстве.

12.1 Расчеты реактивных колебаний станин

Под действием периодически изменяющихся сил инерции отдельные части станин, обладающие наименьшей жесткостью, такие, как консольные части (рис. 10.3) и части с большими пролетами (рис. 11.2) могут совершать колебания, представляющие опасность с точки зрения прочности и воздействия на обслуживающий персонал и прилегающие конструктивные элементы.

Основной задачей расчета таких частей станины является проверка условий резонанса.

Пусть на элемент конструкции станины действуют возмущающие силы P_i ($i = 1...n$) с круговыми частотами Ω_i ($i = 1...n$) и при этом элемент конструкции имеет круговые частоты собственных колебаний ω_j ($j = 1...m$). В этом случае необходимо проверить условия попадания конструкции в зону резонанса

$$0,7 \omega_j \leq \Omega_i \leq 1,3 \omega_j \\ i = 1...n; j = 1...m.$$

При определении частот собственных колебаний элементов станины возникают значительные трудности, так как эти элементы представляют системы с распределенными параметрами, и расчеты частот выходят за пределы инженерных курсов. В справочниках приводятся формулы для расчета элементов станины, которые могут быть представлены в виде балок с равномерно распределенными параметрами с заделками на одном или двух концах [19].

12.2 Расчет активных колебаний

Под действием суммарных сил инерции механизмов станина может совершать перемещения, ведущие к изменению центра масс станины. В этом случае расчет сводится к определению массы станины, при которой перемещения отсутствуют, или к определению нагрузки на фундаментные болты, удерживающие станину от перемещений.

Рассмотрим методики расчета необходимой массы станины, находящейся под действием центробежной силы инерции неуравновешенной силы инерции вращающегося ротора (рис. 12.1).

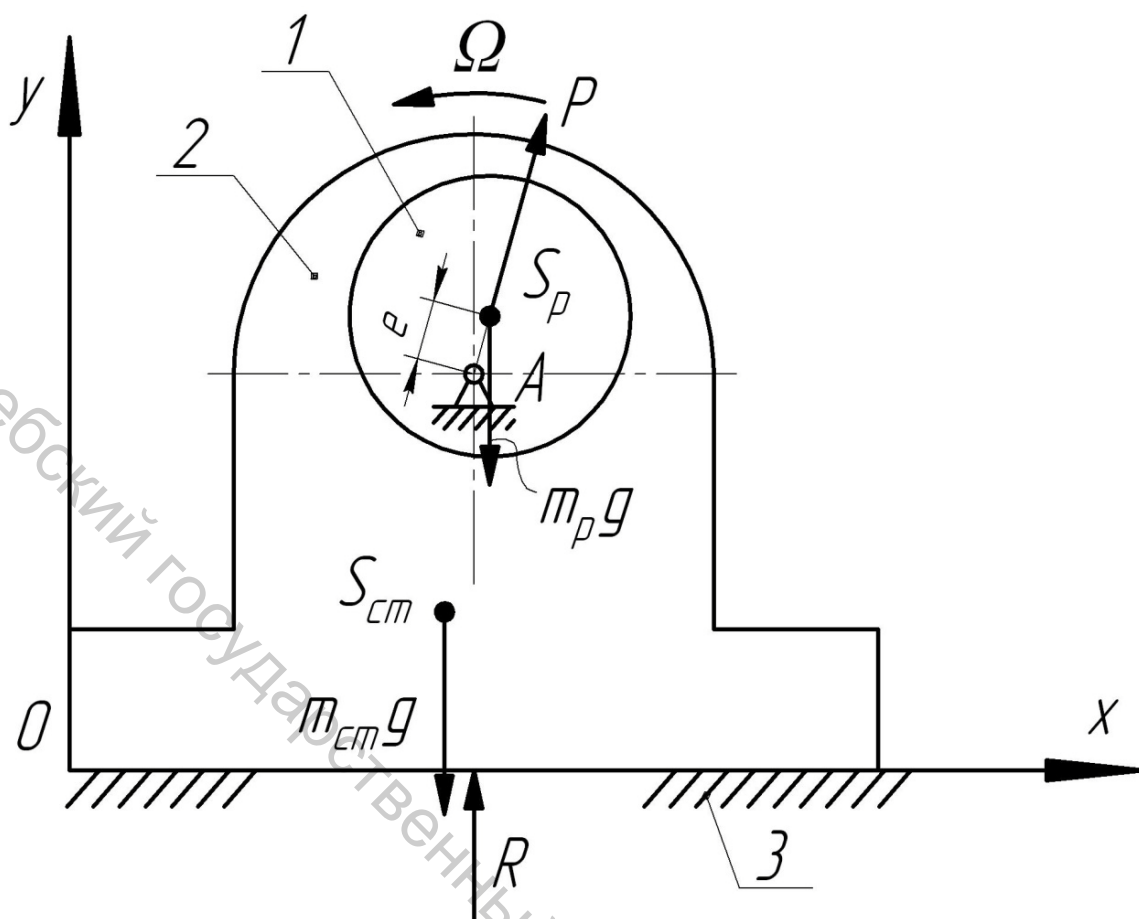


Рисунок 12.1 – Схема станины машины с неуравновешенным ротором:
1 – ротор; 2 – станина; 3 – основание; A – центр вращения ротора;
 S_p – центр массы ротора; S_{cm} – центр массы станины

Отдельно рассмотрим условия, при которых отсутствуют перемещения станины по осям x и y , а также ее поворота вокруг точек O и K под действием центробежной силы P ротора.

Условие отсутствия перемещения станины по оси x выражается в виде неравенства:

$$fR > m_p \Omega^2 e,$$

где R – реакция основания, $R = m_{cm}g + m_p g$;

m_{cm} – масса станины;

m_p – масса ротора;

Ω – угловая скорость ротора;

$e = AS_p$ – дискбаланс ротора;

f – коэффициент трения между станией и основанием.

$$fg(m_{\tilde{n}\tilde{o}} + m_{\tilde{\delta}}) > m_p \Omega^2 e;$$

$$m_{\tilde{n}\tilde{o}} > m_{\tilde{\delta}} \left(\frac{\Omega^2 e}{f \cdot g} - 1 \right). \quad (12.1)$$

Условие отсутствия перемещения станины по оси y выразим в виде неравенства:

$$\begin{aligned} m_{\tilde{n}\tilde{o}} \cdot g + m_{\delta} \cdot g - m_p \Omega^2 e &\geq 0; \\ (m_{\tilde{n}\tilde{o}} + m_{\delta}) \cdot g &\geq m_p \Omega^2 e; \\ m_{\tilde{n}\tilde{o}} &\geq m_{\delta} \left(\frac{\Omega^2 e}{g} - 1 \right). \end{aligned} \quad (12.2)$$

Неравенство (12.2) сильнее неравенства (12.1), так как для удовлетворения (12.2) требуется большее значение m_{cm} . Поэтому можно ограничиться проверкой массы станины на отсутствие перемещений по оси y по неравенству (12.2).

Станина может терять устойчивость вследствие поворота вокруг точки K (рис. 12.2) под действием центробежной силы ротора P . Максимальный момент силы P имеет место при максимальном плече этой силы относительно точки K . При этом сила P перпендикулярна линии AK (рис. 12.2).

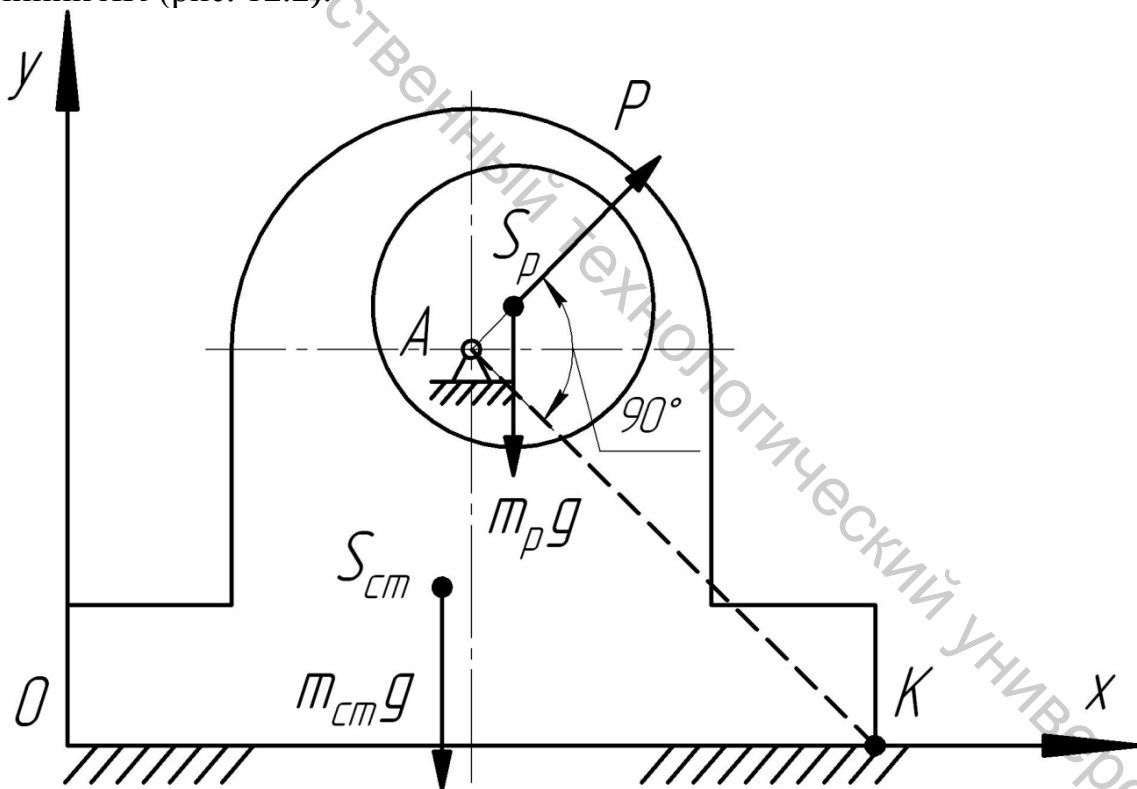


Рисунок 12.2

Тогда условие отсутствия поворота станины вокруг точки K выражается неравенством:

$$m_{\tilde{n}\tilde{o}} \cdot g (x_{\tilde{E}} - x_{\tilde{n}\tilde{o}}) + m_{\delta} \cdot g (x_{\tilde{E}} - x_A) - D \sqrt{(x_{\tilde{E}} - x_A)^2 + (y_{\tilde{E}} - y_A)^2} \geq 0,$$

где $x_{\hat{E}}, x_{\hat{A}}, x_{\hat{n}\hat{o}}$ – координаты x точек K, A и центра масс S_{cm} станины в системе координат xOy ; ввиду малости e принято $x_{Sp} \approx x_A, y_{Sp} \approx y_A$.

$$m_{\hat{n}\hat{o}} \cdot g(x_{\hat{E}} - x_{\hat{n}\hat{o}}) \geq m_{\delta} \Omega^2 e \cdot AK - m_{\delta} g(x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}}),$$

$$m_{\hat{n}\hat{o}} \geq \frac{m_{\delta} (\Omega^2 e \cdot AK - g(x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}}))}{g(x_{\hat{E}} - x_{\hat{n}\hat{o}})}. \quad (12.3)$$

Под действием силы P может произойти поворот станины вокруг точки O (рис. 12.3). Максимальный момент силы P относительно O имеет место, когда сила P перпендикулярна линии OA . С учетом этого условие отсутствия поворота станины вокруг точки выражается в виде неравенства:

$$-m_{\hat{n}\hat{o}} \cdot g \cdot x_{\hat{n}\hat{o}} - m_{\delta} \cdot g \cdot x_A + m_{\delta} \Omega^2 e \sqrt{x_A^2 + y_A^2} \leq 0,$$

где x_P – координата x центра масс S_P ротора, ввиду малости e можно принять $x_P = x_A$; y_A – координата y точки A .

$$m_{\hat{n}\hat{o}} \geq \frac{m_{\delta} (\Omega^2 e \sqrt{x_A^2 + y_A^2} - g \cdot x_P)}{g \cdot x_{\hat{n}\hat{o}}}. \quad (12.4)$$

12.3 Расчет виброизоляции станин

Вертикальная составляющая P_y силы инерции неуравновешенного ротора изменяется по синусоидальному закону $P_y = P \sin \Omega t$ (рис. 12.4). При отсутствии виброизолирующих элементов между станиной и основанием, сила P_y целиком передается на основание. При этом сила реакции основания $R = P_y = P \sin \Omega t$. В результате возникают колебания основания, что может вызвать негативные последствия, например, колебания основания могут передаваться на органы (руки, ноги) оператора, обслуживающего машину. С целью уменьшения колебаний основания станина устанавливается на упругие элементы 3, 4 (рис. 12.4). В качестве упругих элементов могут использоваться стальные пружины или прокладки из полимерных материалов.

Существуют методы расчета податливости виброизолирующих элементов, которые обеспечивают снижение силы R , передающийся на основание в несколько раз по сравнению с силой P . Методика расчета приведена в [19] (см. расчет активной виброизоляции).

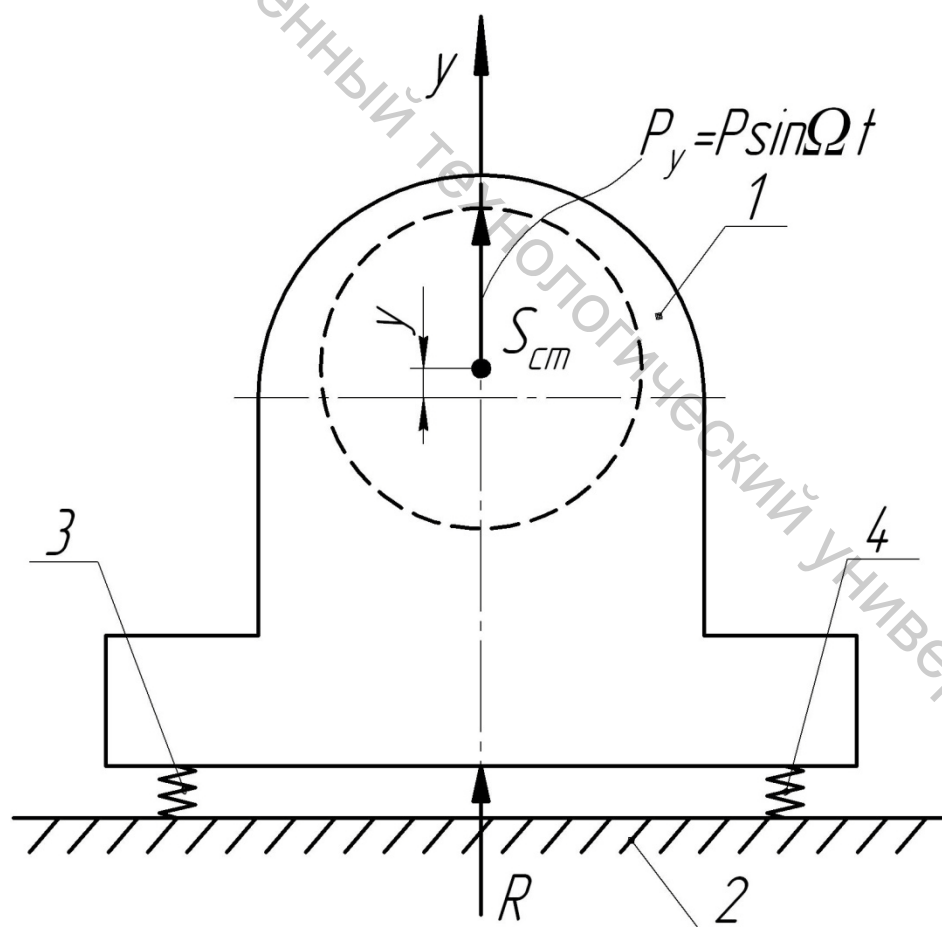
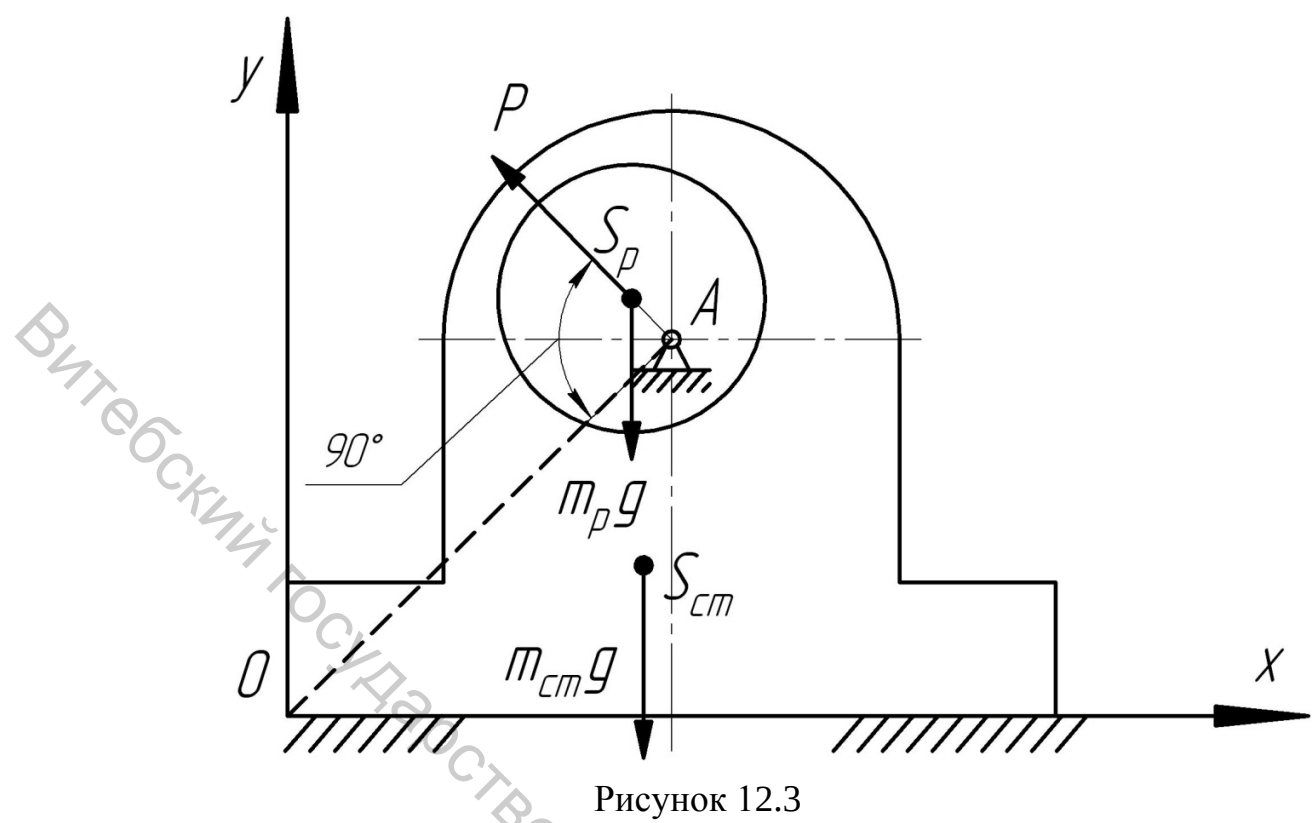


Рисунок 12.4 – Схема установки станины машины на виброизоляцию:
1 – станина; 2 – основание; 3, 4 – виброизолирующие элементы

13 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ

Система управления является важнейшим элементом кинематической структуры современной машины-автомата. В настоящем разделе рассматриваются наиболее общие вопросы структуры и классификации систем управления машин-автоматов. Более подробно системы управления машин-автоматов легкой и текстильной промышленности рассматриваются в дисциплинах специализации [20].

13.1 Назначение систем управления

Системы управления предназначены для согласования законов движения рабочих инструментов машин-автоматов в процессе выполнения технологической операции. Обычно выполняемые системами управления функции рассматриваются на протяжении кинематического цикла машины-автомата.

Кинематический цикл t_k рабочего инструмента – есть отрезок времени, в течение которого рабочий инструмент, перемещаясь из исходного положения, совершает все необходимые для выполнения технологической операции движения и возвращается в исходное положение. Кинематический цикл T_k машины-автомата – есть отрезок времени, в течение которого завершается наиболее длительный из всех кинематических циклов рабочих инструментов машины-автомата:

$$T_e = \max \{t_{ei}\},$$
$$i = 1, 2, \dots, N,$$

где N – число рабочих инструментов

Рассмотрим некоторые примеры задач, решаемых системами управления.

При колебательных движениях рабочих инструментов часто требуется согласовать законы по углу поворота φ ведущего звена, то есть по фазе.

На рисунке 13.1 показаны графики законов колебательного движения двух рабочих инструментов $\psi_1 = f_1(\varphi)$, $\psi_2 = f_2(\varphi)$. Согласование законов движения может заключаться в обеспечении заданного значения угла $\Delta\varphi$ между углами φ_1 и φ_2 , соответствующими крайним положениям рабочих инструментов.

На рисунке 13.2 показаны графики законов колебательного движения рабочих инструментов $\psi_1 = f_1(\varphi_1)$, $\psi_2 = f_2(\varphi_2)$. Из графиков видно, что за один кинематический цикл одного рабочего инструмента выполняется N кинематических циклов другого рабочего инструмента (N – целое число, большее 1). В этом случае требуется согласовать законы движения по количеству циклов. При этом очевидно, что

ведущие звенья механизмов должны быть связаны кинематически с передаточным числом N .

Для законов непрерывного вращательного движения довольно часто требуется обеспечить заданное соотношение между угловыми скоростями рабочих инструментов.

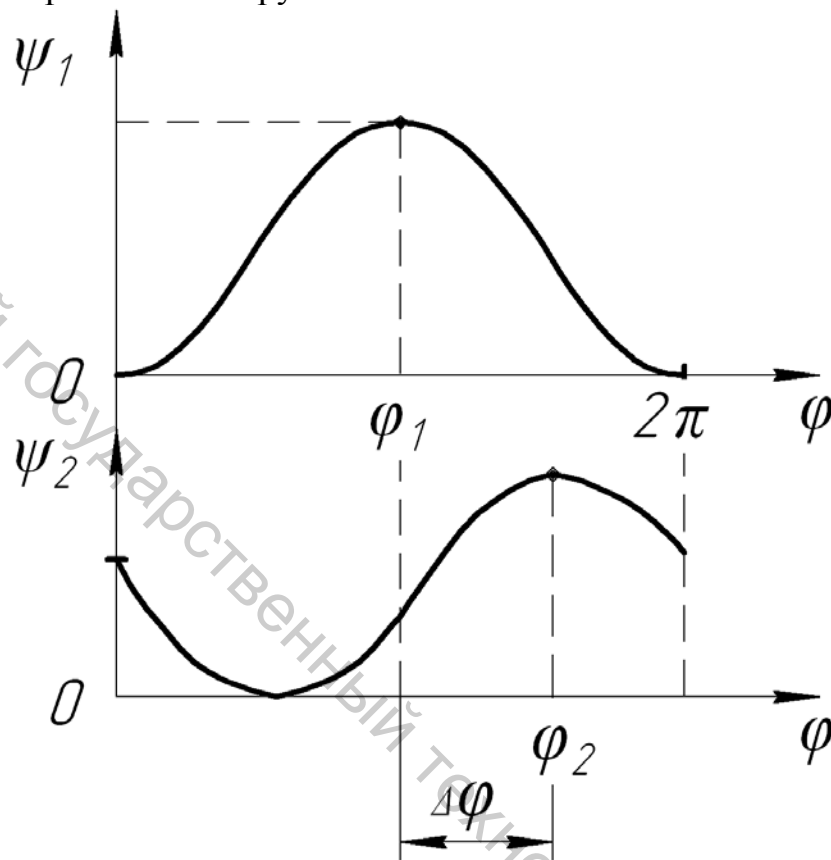


Рисунок 13.1

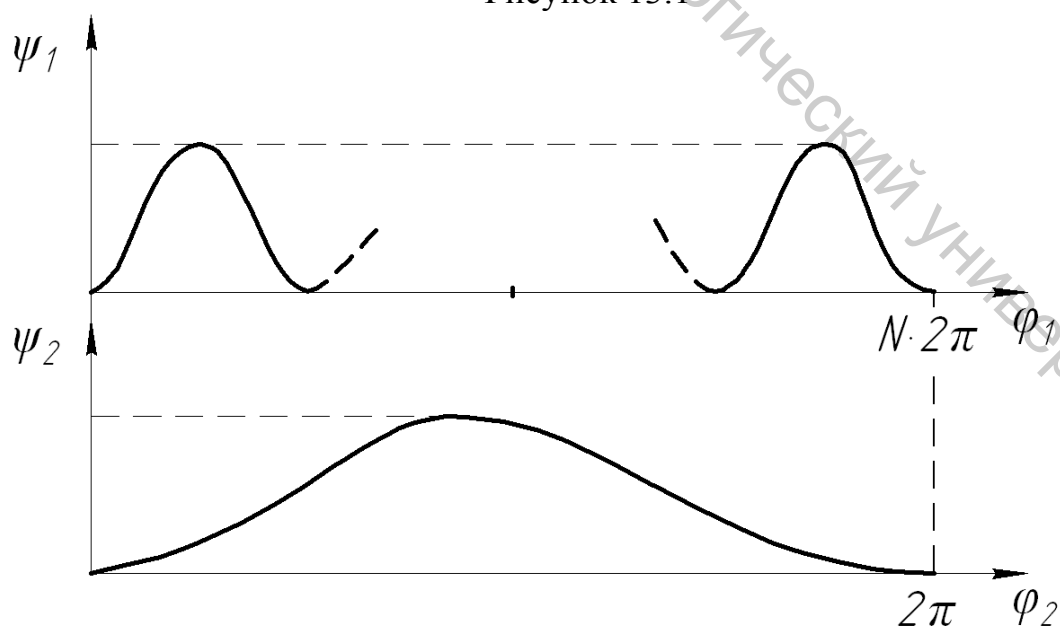


Рисунок 13.2

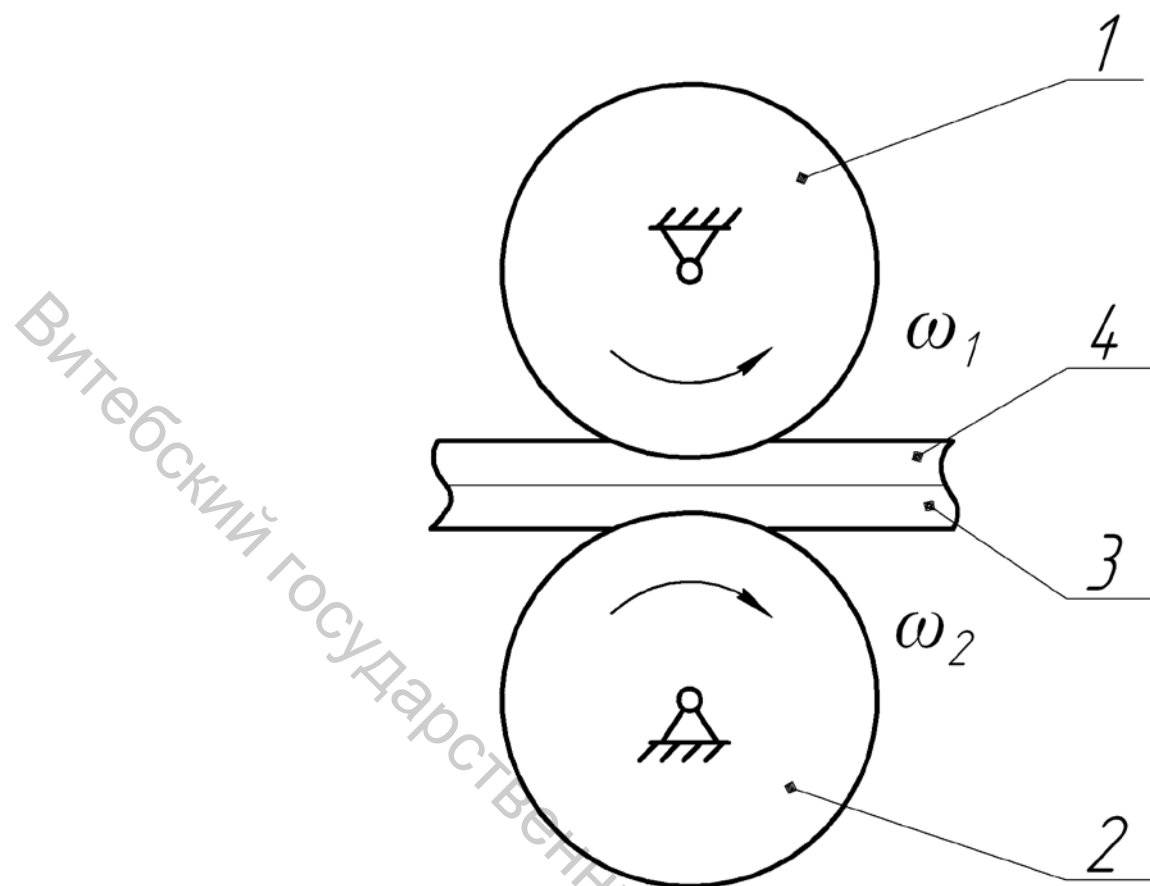


Рисунок 13.3

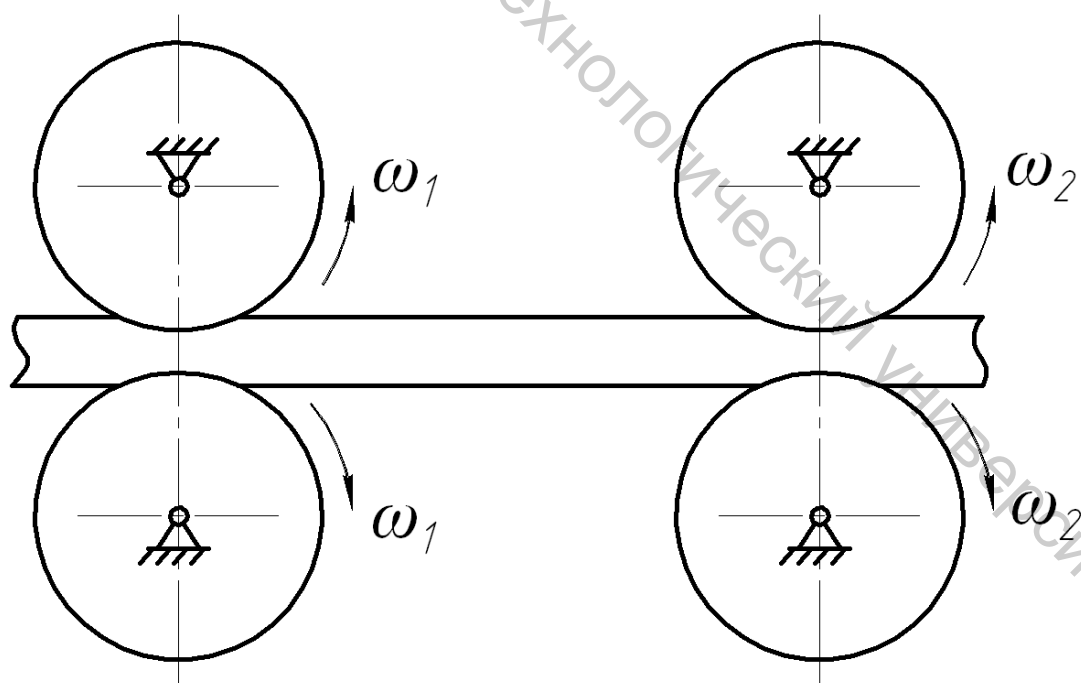


Рисунок 13.4

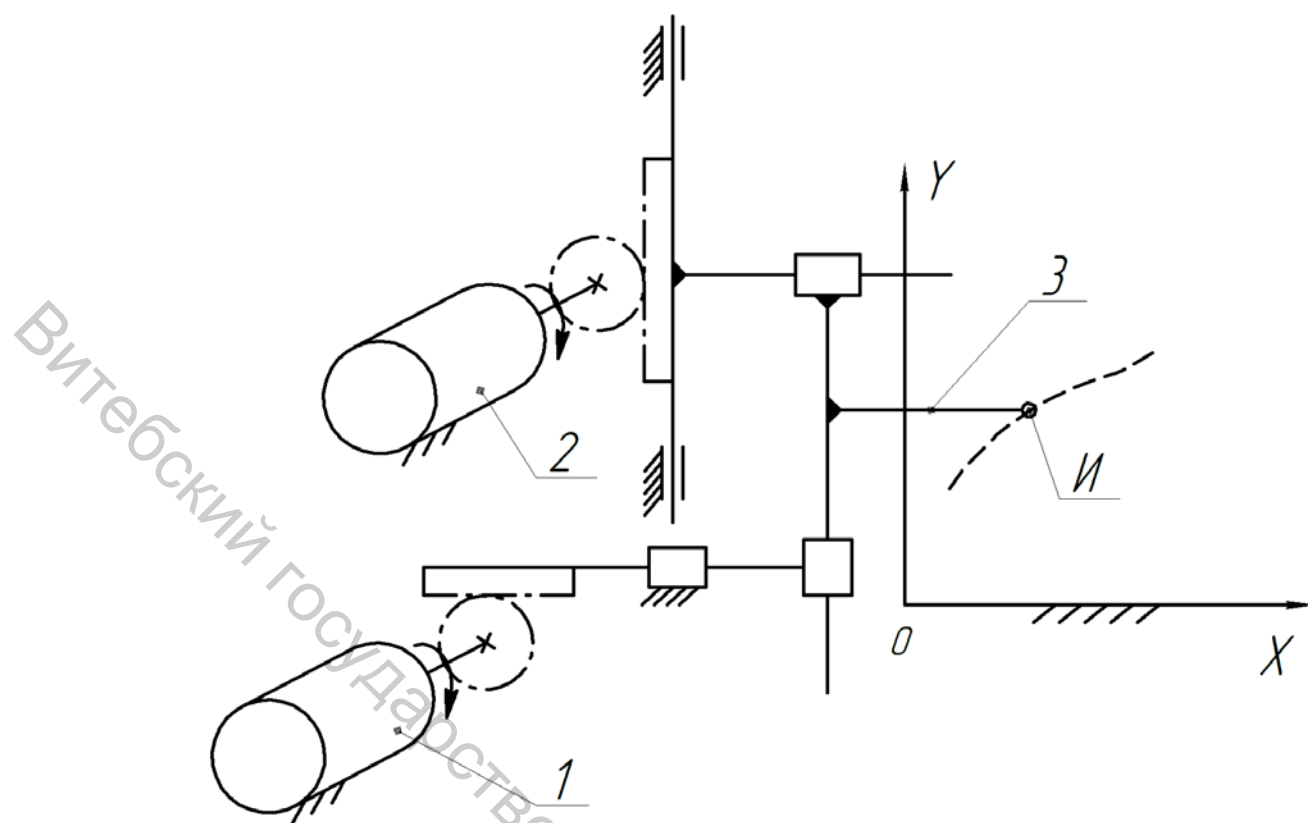


Рисунок 13.5

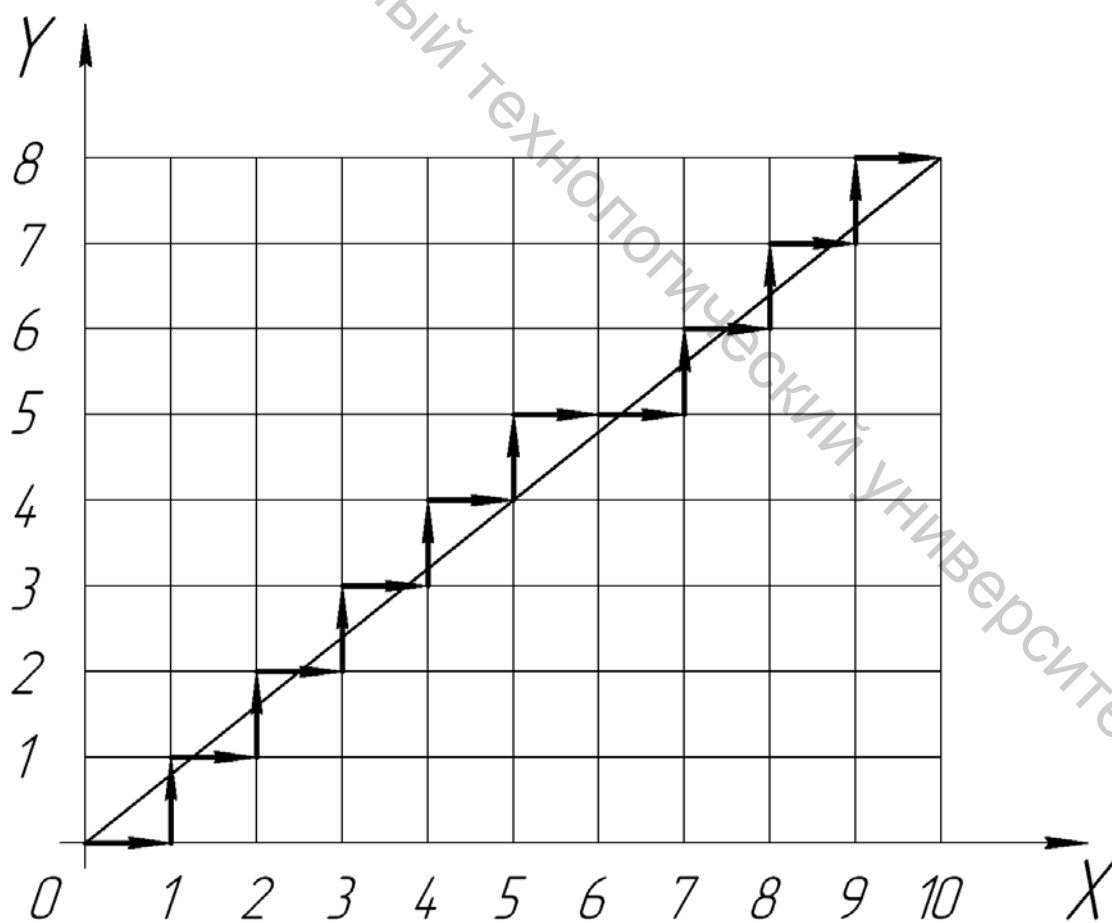


Рисунок 13.6

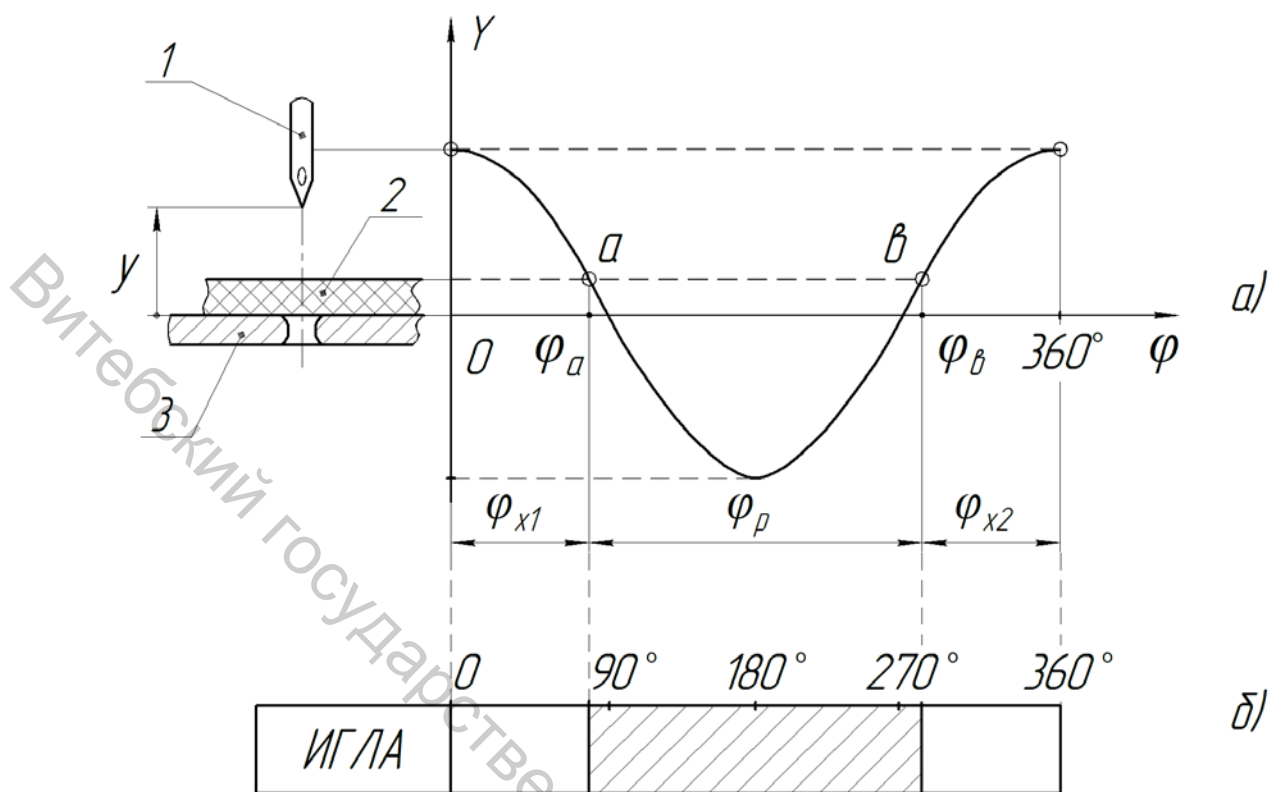


Рисунок 13.7

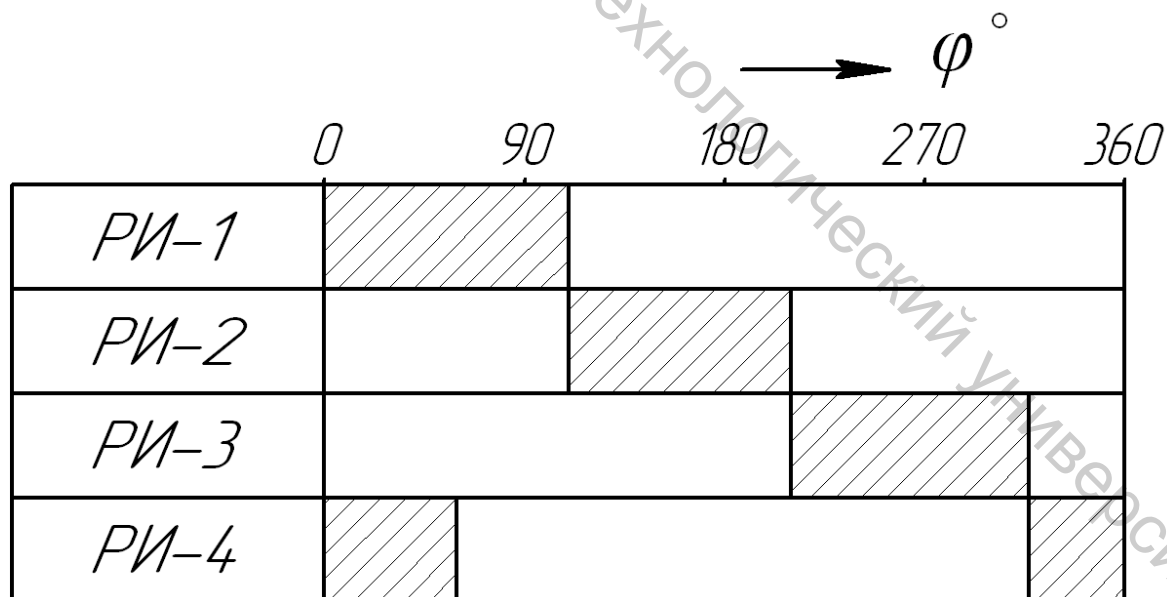


Рисунок 13.8

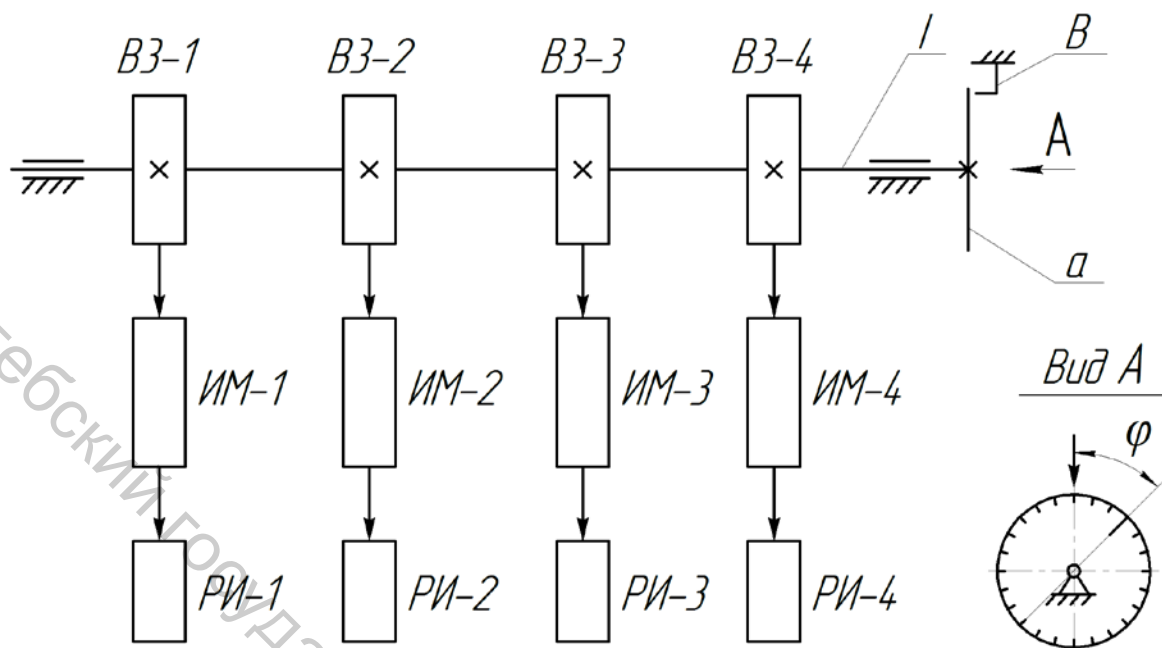


Рисунок 13.9

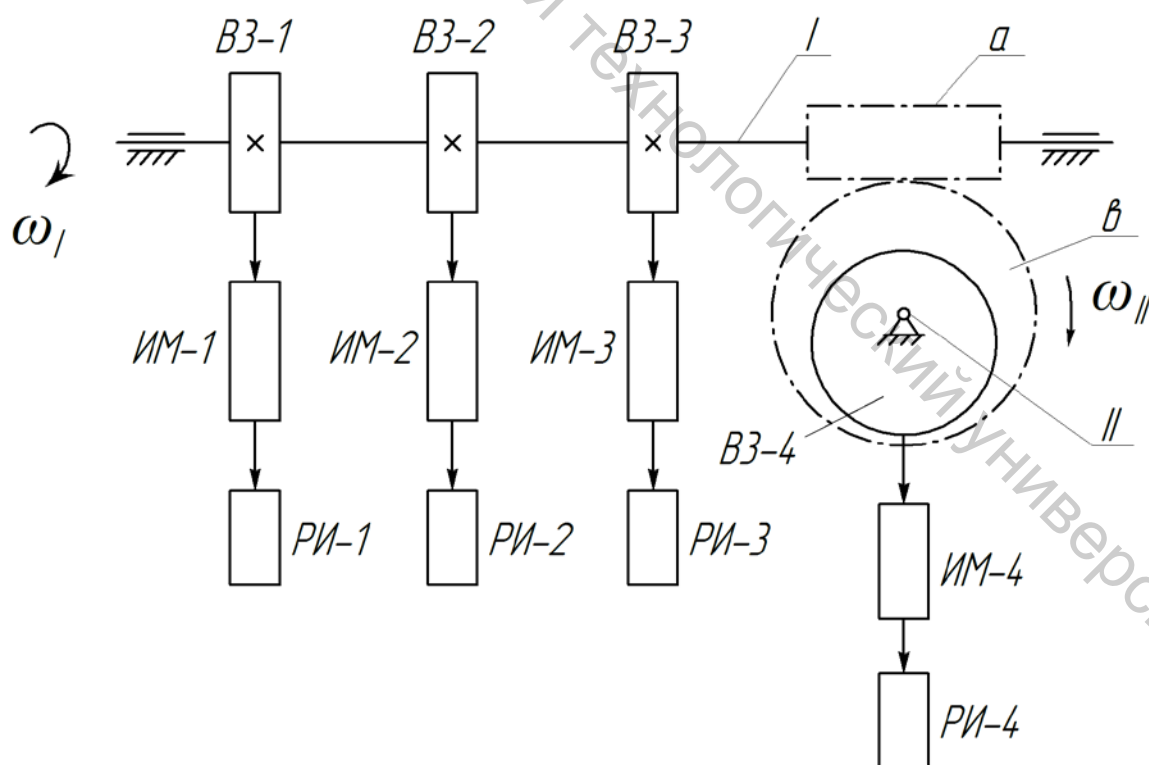


Рисунок 13.10

Например, требуется получить определенное соотношение k между угловыми скоростями ω_1 и ω_2 валков 1 и 2 (рис. 13.3), транспортирующих материалы 3 и 4.

При синхронной подаче требуется иметь $\hat{e} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1$. При ускоренной подаче материала 4 требуется иметь $k > 1$. На рисунке 13.4 показаны две пары транспортирующих валков, совершающих вращательные движения с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . Здесь при изменении $\hat{e} = \frac{\omega_1}{\omega_2} < 1$ можно регулировать вытяжку транспортируемого материала, например, волокна.

На рисунке 13.5 показана схема координатного механизма, предназначенного для перемещения точки И рабочего инструмента 3. Привод рабочего инструмента по направлениям осей X и Y осуществляется от шаговых электродвигателей 1 и 2 через зубчаточные механизмы. Роторы шаговых электродвигателей совершают вращательные движения с остановками с углами поворота ψ_{p1} , ψ_{p2} , при этом рабочий инструмент перемещается по осям X и Y на величины ΔX , ΔY . Система управления шаговыми электродвигателями должна обеспечить чередование перемещений ΔX , ΔY таким образом, чтобы обеспечить траекторию движения точки И рабочего инструмента по прямой. Последовательность перемещений иллюстрируется рисунком 13.6, где ломаной линией со стрелками показаны фактические перемещения точки И, а прямой – требуемая траектория. Из рисунка следует, что если точка ломаной линии находится на прямой или выше, следующее элементарное перемещение происходит по оси X. Указанный алгоритм реализуется микропроцессорной системой управления шаговыми электродвигателями.

13.2 Классификация систем управления

Рассмотрим классификацию систем управления машин-автоматов по пяти признакам:

- 1) по объекту управления в кинематической структуре машин;
- 2) по физическому принципу действия элементов системы управления;
- 3) по наличию связи управления с параметрами выполняемой технологической операции;
- 4) по временной связи с объектом управления;
- 5) по алгоритму управления.

По объекту управления в кинематической структуре машин выделяются следующие системы управления:

- системы управления электродвигателями;

- системы управления передаточными механизмами;
- системы управления исполнительными механизмами.

Функциональные возможности систем управления электродвигателями зависят от типа электродвигателей. Они весьма ограничены в случае управления нерегулируемыми асинхронными электродвигателями. Для этих двигателей возможны только пуск, торможение и реверсирование путем переключения обмоток статора.

В случае управления частотно-регулируемыми асинхронными электродвигателями дополнительно имеется возможность плавного регулирования частоты вращения ротора в диапазоне $0 \dots 10000$ об/мин. Аналогичные функции управления реализуются в случае использования электродвигателей постоянного тока. Однако существенным недостатком последних является невысокая долговечность из-за наличия скользящих контактов на валу ротора. Наиболее широкие функциональные возможности управления имеются при использовании шаговых электродвигателей. В этих электродвигателях ротор синхронно отрабатывает дискретные сигналы, поступающие на обмотки полюсов статора. Дискретные сигналы поступают с определенной частотой f [Гц]. При поступлении одного дискретного сигнала ротор шагового электродвигателя поворачивается на угол $\Delta\alpha = 1,8^\circ$. Таким образом, управляя частотой f дискретных сигналов и их количеством N можно управлять угловой скоростью $\omega = f \cdot \Delta\alpha$ и углом поворота $\Delta\varphi = N \cdot \Delta\alpha$ ротора и таким образом задавать закон движения ротора.

Управление передаточными механизмами достигается посредством включения в их схему электромагнитных муфт (см. подраздел 6.1 настоящего учебника). За счет этого возможно плавное регулирование скорости вращения. Весьма ограниченные возможности имеются в системах управления исполнительными механизмами машин. Можно, например, регулировать величину размаха ведомого звена исполнительного механизма, зону размаха.

По наличию связи управления с параметрами выполняемой технологической операцией различают:

- системы с жестким управлением (без обратной связи);
- информационные системы (с обратной связью).

В системах с жестким управлением отсутствует связь системы с параметрами технологической операции и контроль за ходом процесса осуществляется оператором.

С повышением степени автоматизации технологической операции оператор может полностью освободиться от контроля. В этом случае необходимо использовать информационные системы управления, реагирующие на изменение параметров технологической операции.

Например, в швейных полуавтоматах автоматически контролируется натяжение игольной нитки и наличие в шпульке челночной нитки. При обрыве игольной нитки или окончании шпульной

нити происходит останов полуавтомата и включается соответствующая сигнализация.

В ткацких станках осуществляется контроль натяжения основных нитей и происходит изменение подачи основных нитей с навоя по мере изменения радиуса навоя.

По временной связи управления с объектом управления различают системы:

- дискретного управления;
- непрерывного управления.

В системах дискретного управления связь между объектом и системой управления устанавливается только в отдельные моменты, например, при достижении рабочими инструментами крайних положений.

В системах непрерывного управления связь с объектом управления поддерживается постоянно. Например, в швейных полуавтоматах постоянно контролируется натяжение игольной нитки и наличие в шпуле челночной нитки.

По физическому принципу действия элементов системы управления различают системы управления:

- механические;
- пневматические;
- гидравлические;
- электрические;
- электронные.

Проследивая историю развития систем управления, можно отметить четкую тенденцию перехода от механических систем к электронным.

По алгоритму управления выделим следующие системы:

- с распределительными валами;
- числового программного управления (ЧПУ);
- путевого управления (СПУ);
- следящие.

В системах управления с распределительными валами ведущие звенья исполнительных механизмов закрепляются в определенных положениях на одном распределительном валу с целью обеспечения заданной последовательности срабатывания рабочих инструментов.

В системах числового программного управления в качестве объектов управления используются шаговые электродвигатели, задающие через исполнительные механизмы требуемые законы движения рабочих инструментов, а согласование этих законов осуществляется посредством управления шаговыми электродвигателями посредством микропроцессора. В следящих системах источником управляющих сигналов является задатчик, выполненный в виде копира (чертежа). Эти сигналы воспринимаются

датчиком и передаются на устройства (механизмы), воздействующие на рабочие инструменты машины-автомата.

Системы путевого управления являются дискретными. Управляющие сигналы коммутируются с помощью датчиков, срабатывающих, как правило, в крайних точках пути рабочих инструментов. В результате преобразования этих сигналов происходит остановка или изменение направления движения рабочих инструментов.

13.3 Системы управления с распределительными валами

Системы управления с распределительными валами обеспечивают последовательность срабатывания рабочих инструментов в соответствии с цикловой диаграммой (циклограммой).

Рассмотрим ряд понятий, определяющих циклограмму.

Рабочий ход рабочего инструмента – это угол поворота ведущего звена (распределительного вала), на протяжении которого рабочий инструмент взаимодействует с обрабатываемым материалом (совершает обработку, транспортирование и т. п.).

На рисунке 13.7 а показаны схема и график, с помощью которых определяется рабочий ход иглы швейной машины. На схеме обозначены: 1 – игла, 2 – материал, 3 – игольная пластина. Игла 1 совершает поступательное движение по вертикали. Положение острия иглы определяется координатой y , отсчитываемой от острия иглы, находящегося на поверхности игольной пластины 3. В правой части схемы проведен график y в функции угла поворота φ главного вала. Точка a на графике соответствует началу прокола иглой 1 материала 2, точка b – выходу иглы из материала. Ординаты точек a и b обозначим φ_a и φ_b . Тогда угол рабочего хода иглы φ_p определится из равенства $\varphi_p = \varphi_b - \varphi_a$.

Холостой ход рабочего инструмента – это угол поворота ведущего звена (распределительного вала), на протяжении которого рабочий инструмент не взаимодействует с обрабатываемым материалом. На рисунке 13.7 а величина φ_x определится из равенства $\varphi_x = 360^\circ - \varphi_p = \varphi_{x1} + \varphi_{x2}$.

Цикловая диаграмма рабочего инструмента есть чертеж, на котором в определенном масштабе и системе отсчета углов поворота φ ведущего звена (распределительного вала) показаны рабочий и холостой хода рабочего инструмента. Цикловые диаграммы могут быть прямоугольными и круговыми. На рисунке 13.7 б показана прямоугольная цикловая диаграмма иглы швейной машины. На этой диаграмме участок, соответствующий рабочему ходу заштрихован.

Цикловая диаграмма машины-автомата – совокупность цикловых диаграмм ее рабочих инструментов, построенных в одном масштабе и в одной системе отсчета углов φ .

На рисунке 13.8 показана цикловая диаграмма машины-автомата, содержащего 4 рабочих инструмента, обозначенных РИ-1, РИ-2, РИ-3 и РИ-4.

Рассмотрим систему управления с одним распределительным валом I (рис. 13.9). На распределительном валу закреплены ведущие звенья (кулачки, кривошипы, эксцентрики) ВЗ-1,...,ВЗ-4 исполнительных механизмов ИМ1,...ИМ-4, сообщающих рабочим инструментам РИ-1,..., РИ-4, например, колебательные движения. На валу I закреплен градуированный диск a , а на станине – указатель b с помощью которых ведущие звенья ВЗ-1,...,ВЗ-4 могут устанавливаться на валу I таким образом, чтобы выполнялась циклограмма (рис. 13.8). Подобные распределительные валы имеются в швейных и обувных машинах, ткацких станках и др.

Время кинематического цикла машины-автомата может быть определено по формуле $T_K = 2\pi/\omega_I$, где ω_I – угловая скорость распределительного вала.

В машине-автомате может быть два и более распределительных вала. На рисунке 13.10 показана схема системы управления с двумя распределительными валами I и II.

На валу I расположены ведущие звенья ВЗ-1, ВЗ-2, ВЗ-3, а на валу II – ведущее звено ВЗ-4. Движение от вала I к валу II передается посредством червячной передачи $a-b$, с передаточным числом N . Кинематический цикл рабочих инструментов РИ-1, РИ-2 и РИ-3 равен $T_{KI} = 2\pi/\omega_I$, а кинематический цикл РИ-4: $T_{KII} = 2\pi/\omega_{II}$ или с учетом $\omega_I/\omega_{II} = N$, получим: $T_{KII} = N \cdot T_{KI}$.

Кинематический цикл машины-автомата будет равен максимальному из T_{KI} , T_{KII} , то есть T_{KII} .

Системы управления с двумя и более распределительными валами используются в швейных полуавтоматах и ткацких станках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1975. – 640 с., илл.
2. Мальцев, В. Ф. Механические импульсные передачи / В. Ф. Мальцев. – Москва : Машиностроение, 1978. – 367 с., илл.
3. Сункуев, Б. С. Синтез механизмов : учебн. пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск, ВГТУ, 2001. – 84 с., илл.
4. Бруевич, Н. Г. Основы теории точности механизмов / Н. Г. Бруевич, Е. А. Правоторова, В. И. Сергеев. – Москва : Наука, 1988. – 238 с.
5. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – Москва : Наука, 1969. – 576 с.
6. Дмитриев, В. А. Детали машин / В. А. Дмитриев. – Ленинград : Судостроение, 1970. – 792 с.
7. Галахов, М. А. Расчет подшипниковых узлов / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров. – Москва : Машиностроение, 1988. – 272 с., илл.
8. Румянцев, А. В. Технология изготовления кулачков / А. В. Румянцев. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 232 с.
9. Основы теории, конструкция и расчет текстильных машин / К. Д. Буданов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1975. – 390 с.
10. Коновалов, Л. И. Элементы и системы автоматики : учебное пособие «Автоматизация и комплексная механизация хим.-технол. процессов» / Л. И. Коновалов, Д. П. Петелин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1985. – 216 с., илл.
11. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для студ. вузов / М. Н. Иванов ; под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд. перераб. – Москва : Высшая школа, 1985. – 216 с.
12. Москаленко, В. В. Электрический привод : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. В. Москаленко. – Москва : Издательский центр «Академия», 2007. – 368 с.
13. Демидович, Б. П. Основы вычислительной математики / Б. П. Демидович, И. А. Марон. – Москва : Наука, 1970. – 664 с.
14. Основы конструирования и расчета типовых машин и аппаратов легкой промышленности / Н. Н. Архипов [и др.]. – Москва : Машгиз, 1963. – 599 с.
15. Феодосьев, В. И. Соппротивление материалов : учебник для вузов / В. И. Феодосьев. – 9-е изд., перераб. – Москва : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.
16. Расчет и конструирование машин и аппаратов. Раздел «Расчет и конструирование станин машин» : методические указания к изучению курса для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» /

составители Б. С. Сункуев, А. А. Калинин. – Витебск : Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2012.

17. Астровский, А. И. Высшая математика : учебное пособие. В 3 ч. Ч. 1 / А. И. Астровский, М. П. Дымков. – Минск : БГЭУ, 2009. ч. 1 – 398 с.

18. Сункуев, Б. С. Расчет и конструирование исполнительных механизмов машин : учебное пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2003. – 115 с.

19. Расчет колебаний конструктивных элементов машин : методическая разработка по курсу «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности» для студентов специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» / сост. Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 1995. – 43 с.

20. Сункуев, Б. С. Проектирование систем управления машин-автоматов легкой промышленности : учебное пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2008. – 146 с.

Учебное издание

Сункуев Борис Семенович

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
МАШИН И АППАРАТОВ**

Учебник

Редактор Кириллов А.Г.
Технический редактор Данилова И.А.
Корректор Е.М.Богачева
Компьютерная верстка И.А. Данилова

Подписано в печать _____. Формат _____. Бумага офсетная № 1.
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. _____. Уч.-изд. л. _____. Тираж _____ экз.
Заказ №_____.

Учреждение образования «Витебский государственный
технологический университет» 210035, Витебск, Московский пр-т, 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Витебский государственный технологический университет».
Лицензия № 02330/0494384 от 16.03.2009.