

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«ВИТЕБСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Б.С.Сункуев

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН**

**Допущено Министерством образования Республики
Беларусь в качестве учебного пособия для студентов учреждений,
обеспечивающих получение высшего образования по
специальности «Машины и аппараты текстильной, легкой
промышленности и бытового обслуживания»**

Библиотека ВГТУ



**Витебск
2003**

УДК 67.68
ББК 37.2
С89

Рецензенты: доктор технических наук, профессор В.В.Сторожев,
специальное конструкторское бюро швейного оборудования
акционерного общества «Орша» кандидат технических наук
Л.К.Милосердный, Ю.М.Краснер

Сункуев Б.С.

С89 Расчет и конструирование исполнительных механизмов машин: Учебное
пособие/Б.С.Сункуев.-Витебск: УО «ВГТУ», 2003.- 115 с.

ISBN 985-6655-76-5

В учебном пособии изложены сведения по классификации, структуре, конструированию и расчетам основных исполнительных механизмов машин легкой и текстильной промышленности. Основное внимание уделено рычажным и кулачковым механизмам и механизмам свободного хода. Учебное пособие предназначено для студентов специальности Т.05.05.00 (1-36 08 01), изучающих дисциплину «Расчет и конструирование машин и аппаратов»

УДК 67.68
ББК 37.2
С89

ISBN 985-6655-76-5

© Сункуев Б.С., 2003

У-2497

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	4
1 Общие сведения об исполнительных механизмах машин	5
1.1 Классификация исполнительных механизмов	5
1.2 Критерии сравнения различных типов исполнительных механизмов	17
1.3 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможности воспроизведения заданных законов движения с требуемой точностью	17
1.4 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по возможности регулирования законов движения рабочих инструментов	23
1.5 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по скоростному режиму работы	26
1.6 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по стоимости изготовления	31
1.7 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по условиям эксплуатации	32
2 Расчет исполнительных механизмов на точность	35
2.1 Некоторые понятия теории точности механизмов	35
2.2 Зависимость ошибки положения от первичных ошибок	38
2.3 Аналитический расчет ошибок положения	39
2.4 Графический расчет ошибок положения	40
2.5 Расчет вероятностных ошибок положений	44
3 Конструирование и расчет рычажных механизмов	48
3.1 Материалы для изготовления звеньев	48
3.2 Рекомендации по термообработке, нормированию точности и шероховатости	49
3.3 Конструирование и расчет ведущих звеньев	49
3.4 Конструирование и расчет шатунов	55
3.5 Конструирование и расчет коромысел	59
3.6 Конструирование кинематических пар	64
3.7 Смазка кинематических пар	67
3.8 Расчеты кинематических пар	72
4 Конструирование и расчет кулачковых механизмов	74
4.1 Материалы для изготовления звеньев кулачковых механизмов	74
4.2 Нормы точности при изготовлении звеньев кулачковых механизмов	74
4.3 Конструирование кулачков	75
4.4 Конструирование коромысловых толкателей и роликов	83
4.5 Расчет кулачков на контактную прочность	83
5. Конструирование и расчеты механизмов свободного хода (МСХ)	90
5.1. Теория свободного движения роликовых МСХ	90
5.2. Теория заклинивания роликовых МСХ	93
5.3. Геометрический расчет роликов МСХ	94
5.4. Расчет роликовых МСХ на прочность.	95
5.5. Расчет и конструирование прижимных устройств	104
5.6. Рекомендации при проектировании МСХ	108
Литература	114

ВВЕДЕНИЕ

В учебнике по теории механизмов [1] дано обобщенное понятие о машине. 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.

С точки зрения выполняемых функций машины можно подразделить на следующие классы:

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

Машины легкой и текстильной промышленности относятся к технологическим машинам, предназначенным для обработки материалов, главным образом, посредством механических воздействий на них.

В связи с этим можно дать более узкое понятие применительно к технологическим машинам. Машина – есть устройство, предназначенное для преобразования подводимой энергии в заданные движения рабочих инструментов, необходимые для обработки материалов.

Функции преобразования энергии и движения в машине выполняют двигатель, передаточные механизмы, исполнительные механизмы и система управления.

Двигатель преобразует электрическую энергию во вращательное движение ротора. Передаточные механизмы преобразуют вращательное движение ротора во вращательное движение рабочих валов. Исполнительные механизмы преобразуют вращательное движение рабочих валов в заданные движения рабочих инструментов.

Система управления выполняет функции управления двигателем и согласование движений рабочих инструментов.

Исполнительные механизмы отличаются наибольшей спецификой для технологических машин различных отраслей промышленности. Поэтому они являются предметом изучения специальных дисциплин, к которым относится и дисциплина “Расчет и конструирование машин и аппаратов”.

В настоящем учебном пособии рассматриваются вопросы, связанные со структурой, расчетом и конструированием исполнительных механизмов машин легкой и текстильной промышленности.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ МАШИН

1.1 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 рис. 1.1, 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 рис. 1.2...1.4 приведены графики зависимости пути ведомого звена $\psi(s)$ исполнительного механизма от угла поворота ϕ ведущего звена для указанных видов движения.

Для колебательного движения (рис. 1.2) кривая зависимости $\psi = F(\phi)$ или $S = F(\phi)$ имеет циклический характер, повторяющийся через $\phi = 2\pi$.

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

При вращательном движении с остановками (рис. 1.3) кривая зависимости $\psi = F(\phi)$ имеет непрерывный характер. Выделим на этой кривой участок, соответствующий изменению ϕ на угол 2π , при этом угол поворота ведомого звена составит ψ_r . Горизонтальный участок кривой протяженности $\phi_{ост}$ соответствует остановке ведомого звена.

При непрерывном вращательном движении (рис. 1.4) график зависимости $\psi = F(\phi)$ 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 рис. 1.1. Она выполнена по конструктивно-кинематическим признакам.

На рис. 1.5 (а, б, в, г) приведены схемы простейших рычажных механизмов, широко применяемых в швейных машинах, ткацких станках, основовязальных машинах и др.

На рис. 1.6 (а, б, в) приведены схемы кулачковых механизмов, широко применяемых в машинах легкой и текстильной промышленности.

На рис. 1.7 приведена схема кулачко-рычажного механизма, образованного присоединением к ведомому коромыслу кулачкового механизма диады в виде шатуна и ползуна. Ведомым звеном кулачко-рычажного механизма является ползун.

На рис. 1.8 приведена схема зубчато-рычажного механизма, образованного зубчатым планетарным механизмом и присоединенной к шестерне-сателлиту 2 диады BCD. Особенностью этого механизма является то, что точка шестерни-сателлита 2 совершает движение по ветвям гипоциклоиды,

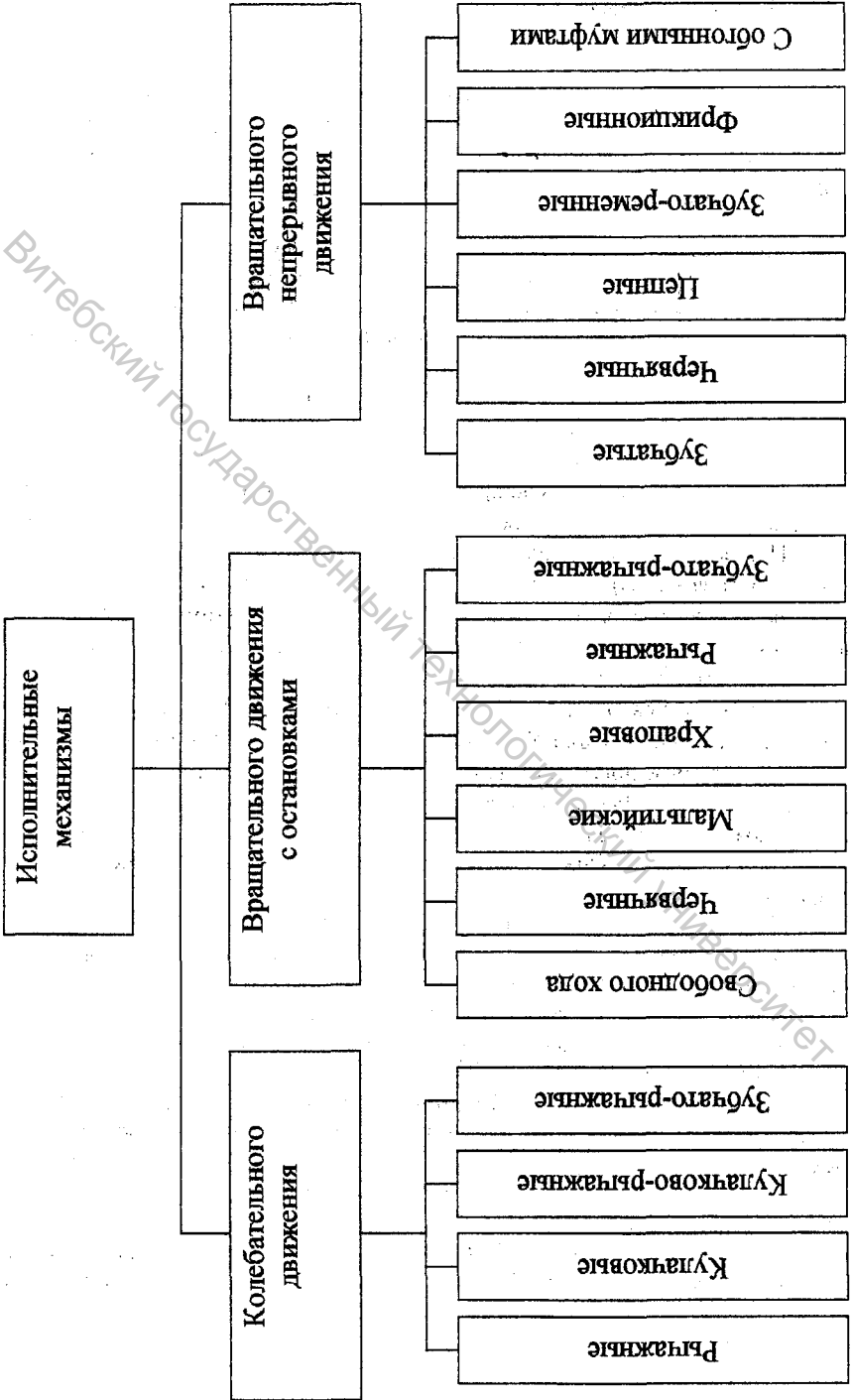


Рис. 1.1

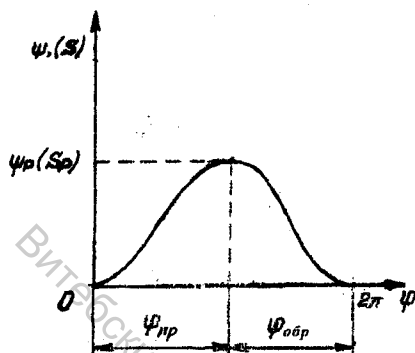


Рис. 1.2. График колебательного движения ведомого звена

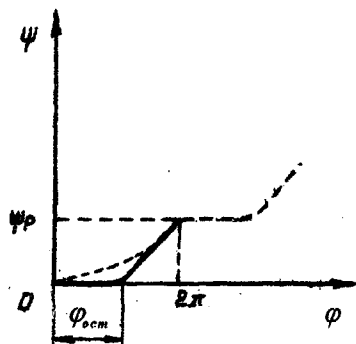


Рис. 1.3. График вращательного движения ведомого звена с остановкой

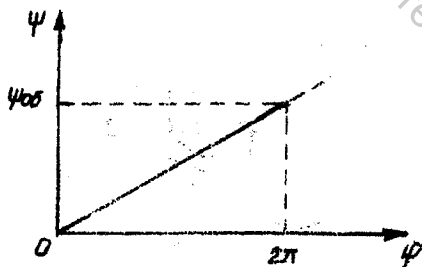


Рис. 1.4. График вращательного непрерывного движения ведомого звена

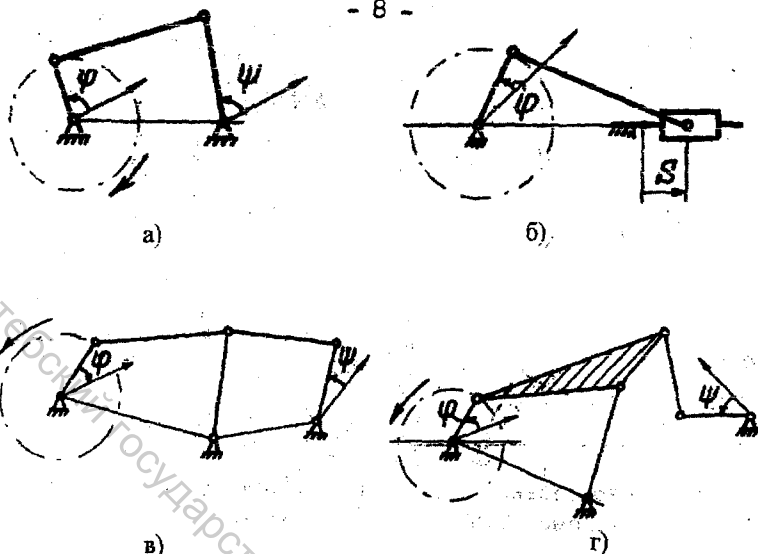


Рис. 1.5 Схемы простейших рычажных механизмов:

а) шарнирного четырехзвенника,

б) кривошипно-ползунного,

в), г) шарнирных шестизвенных.

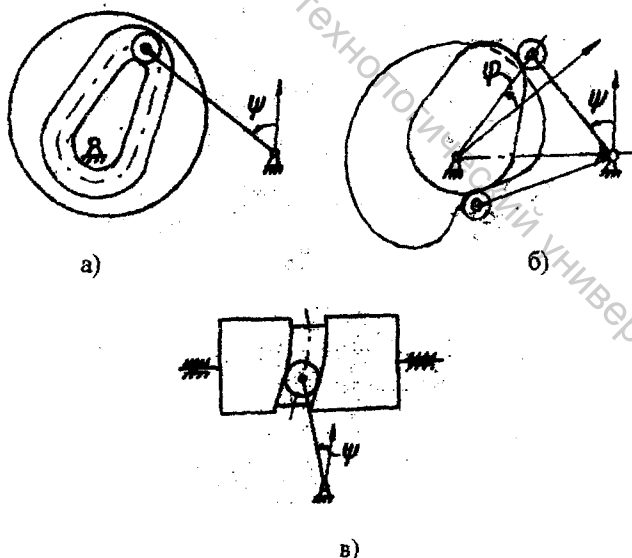


Рис. 1.6 Схемы кулачковых механизмов:

а) с пазовым кулачком,

б) с контркулачком,

в) с цилиндрическим кулачком.

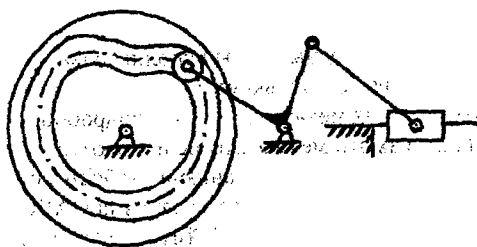


Рис. 1.7. Схема кулачкового-рычажного механизма.

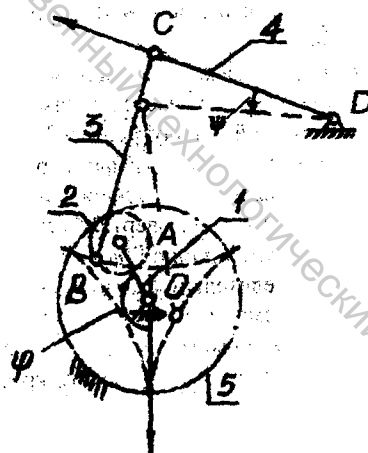


Рис. 1.8. Схема зубчато-рычажного механизма.

что обеспечивает остановку ведомого звена диады при повороте ведущего кривошипа на угол $\approx 120^\circ$.

На рис. 1.9-1.15 приведены схемы исполнительных механизмов вращательного движения с остановками.

Поясним работу этих механизмов более подробно, т.к. в общепринятых курсах эти механизмы не изучаются.

На рис. 1.9 приведена схема механизма свободного хода [2]. Механизм состоит из кривошипно-коромыслового механизма ОАВС и обгонной муфты. Обгонная муфта содержит наружную обойму 1, внутреннюю обойму 2, ролик 3, пружину 4.

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 (см. участок $\phi_{ост}$ на графике (рис. 1.3)).

Червячные механизмы вращательного движения с остановками отличаются от обычных лишь тем, что развертка осевой линии червяка (рис. 1.10) имеет горизонтальный участок длиной $(\phi_{ост} \cdot D/2)$, где $\phi_{ост}$ – угол поворота червяка при выстое в рад, D – делительный диаметр червяка.

На рис. 1.11 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 $2\pi - \phi_p$ следует остановка мальтийского креста до тех пор пока ролик 1 не войдет в зацепление с очередным пазом мальтийского креста. Углы $\phi_{ост}$ и ψ_p определяются из соотношений:

$$\psi_p = \frac{2\pi}{Z}, \quad (1.1)$$

$$\phi_{ост} = \pi + \psi_p = \pi \left(1 + \frac{2}{Z} \right), \quad (1.2)$$

где: Z – число пазов мальтийского креста.

Для механизма на рис. 1.11: $Z = 4$, $\psi_p = \pi/2$, $\phi_{ост} = 3\pi/2$.

На рис. 1.12 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

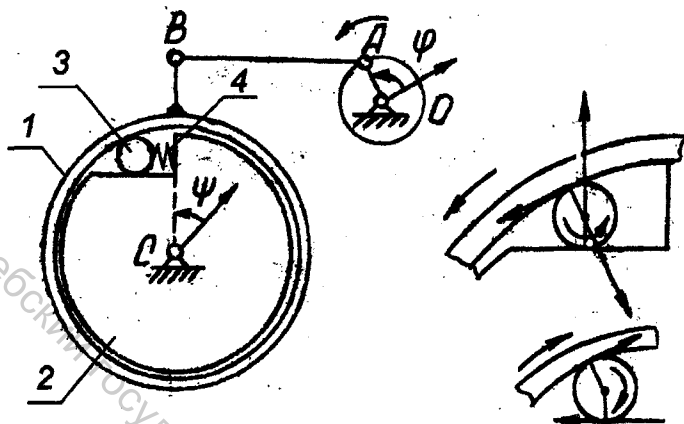


Рис. 1.9. Схема механизма свободного хода:
1 – наружная обойма, 2 – внутренняя обойма, 3 – ролик, 4 – пружина

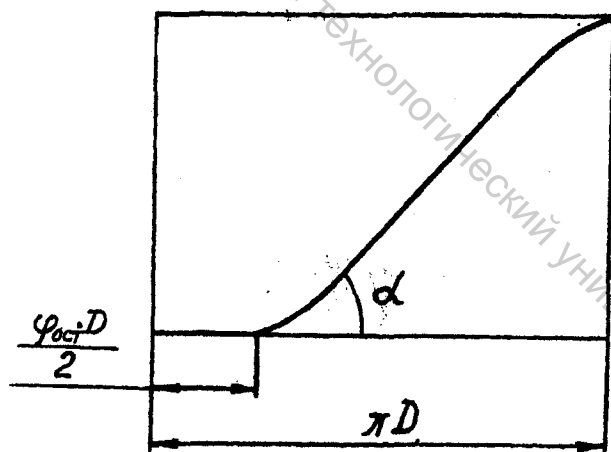


Рис. 1.10. Осевая линия червяка в червячной передаче с выстоем колеса,
 $\varphi_{ост}$ – угол выстоя в рад.

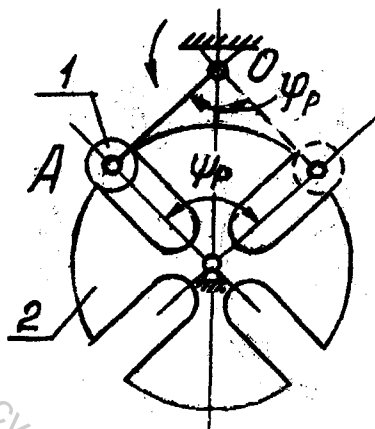


Рис. 1.11. Схема мальтийского механизма

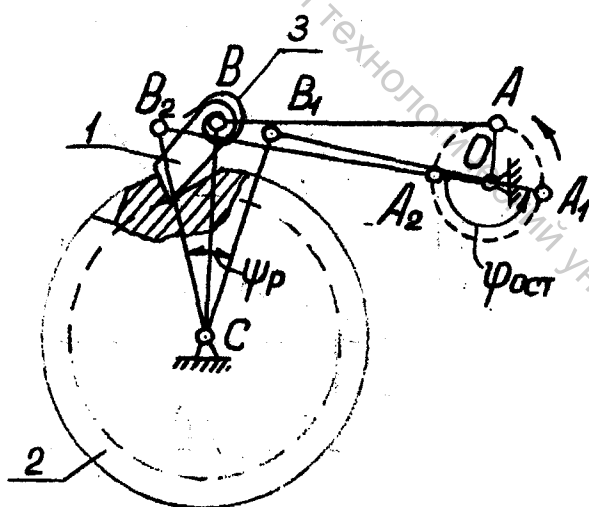


Рис. 1.12. Схема храпового механизма

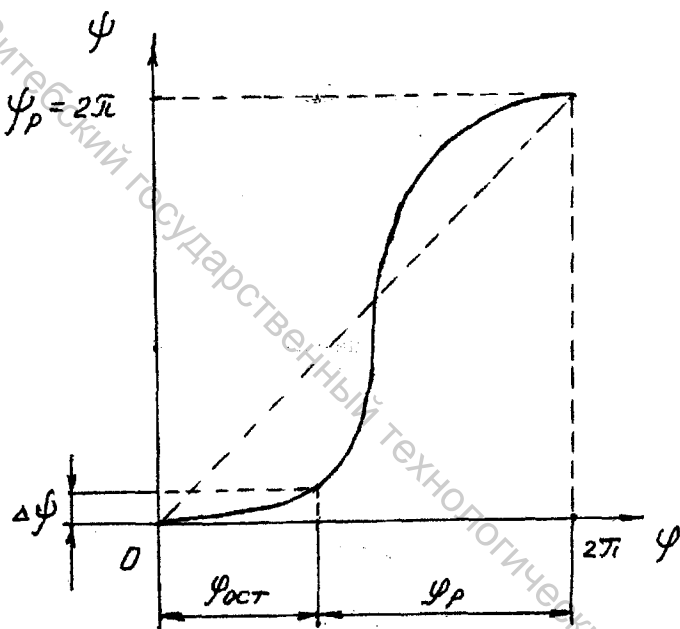


Рис. 1.13. График вращательного движения рабочего органа с приближенной остановкой

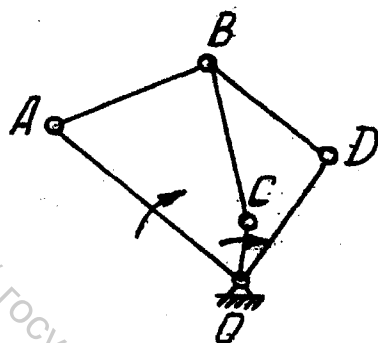


Рис. 1.14. Схема рычажного механизма с приближенной остановкой

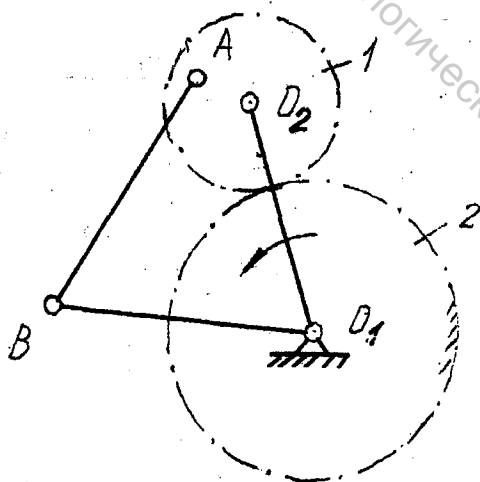


Рис. 1.15. Схема зубчато-рычажного механизма с приближенной остановкой

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 ОА₁ и ОА₂, а угол остановки $\varphi_{ост} = 2\pi - \varphi_p$.

На рис. 1.14...1.15 приведены схемы механизмов, у которых ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой ведомого звена. При повороте ведущего кривошипа на угол $\varphi_{ост}$ (рис. 1.13) ведомое звено совершает возвратно-колебательное движение с углом $\Delta\psi$. При достаточно малых величинах $\Delta\psi$ можно считать, что ведомое звено на участке $\varphi_{ост}$ совершает приближенную остановку.

На рис. 1.14 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 (см. рис. 1.13).

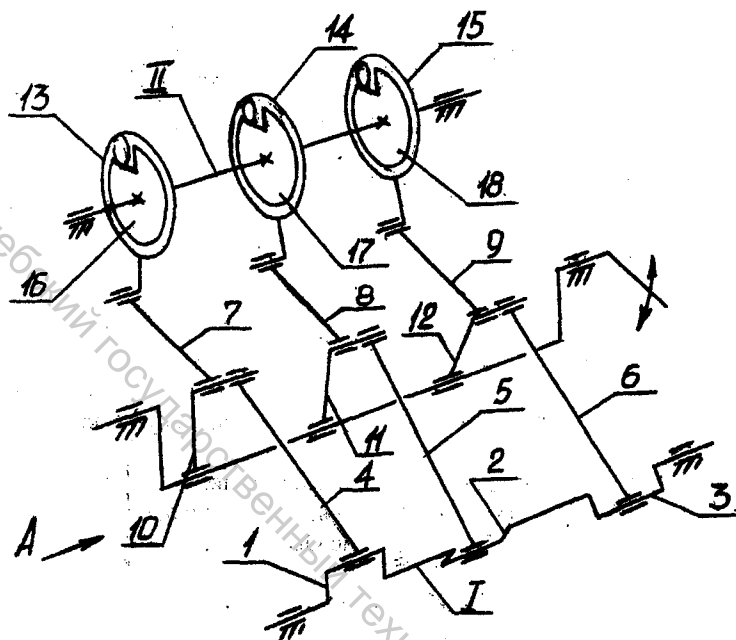
За счет сложения указанных движений ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой и $\psi_p = 2\pi$.

На рис. 1.15 приведена схема зубчато-рычажного механизма с приближенной остановкой. В этом механизме на оси О₂ кривошипа О₁О₂ вращается сателлит 1, который образует зубчатое зацепление с неподвижным солнечным колесом 2. Ведомое звено О₁В через шатун АВ связано с сателлитом 1 и получает вращательное движение от кривошипа О₁О₂ и возвратно-колебательное движение с углом малого размаха от сателлита 1. В результате сложения этих движений ведомое звено совершает вращательное движение с приближенной остановкой.

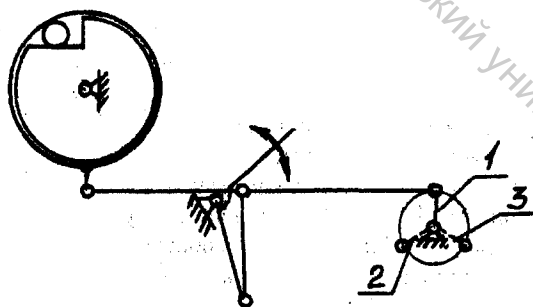
К механизмам вращательного непрерывного движения относятся зубчатые, червячные, цепные, зубчато-ременные и фрикционные передачи. Эти передачи достаточно подробно изучаются в общинженерных дисциплинах «Теория механизмов и машин», «Детали машин».

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

Схема механизма приведена на рис. 1.16. На валу I (рис. 1.16 а) закреплены кривошипы 1, 2 и 3, повернутые относительно друг друга на угол 120° (рис. 1.16б). Кривошипы сообщают через шатуны 4, 5, 6 и 7, 8, 9 и коромысла 10, 11, 12 колебательные движения наружным обоямам 13, 14 и 15



a)



6)

Рис. 1.16.

обгонных муфт. Внутренние обоймы 16, 17 и 18 обгонных муфт закреплены на ведомом валу II.

На рис. 1.17 а кривыми 16, 17 и 18 показаны графики угловых скоростей внутренних обойм 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} обоймы 16 больше угловых скоростей обойм 17 и 18, поэтому движение вала II сообщается от обоймы 16. Аналогично, на участках 2-м и 3-м движение ведомому валу II сообщается от обойм 17 и 18.

В результате график скорости ведомого вала имеет вид кривой, выделенный жирной линией на рис. 1.17 а. График пути ψ имеет вид кривой на рис. 1.17 б.

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

$$\omega_{cp} = \frac{\psi_{об}}{2\pi} \cdot \omega$$

где ω - угловая скорость ведущего вала I.

1.2 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.

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

1.3.1 Механизмы колебательного движения

В большинстве случаев требуется воспроизводить закон движения в виде циклической кривой (см. рис. 1.2) с заданными углом размаха ψ_r (S_r) и соотношением углов прямого $\varphi_{пр}$ и обратного $\varphi_{обр}$ ходов: $k = \varphi_{пр}/\varphi_{обр}$.

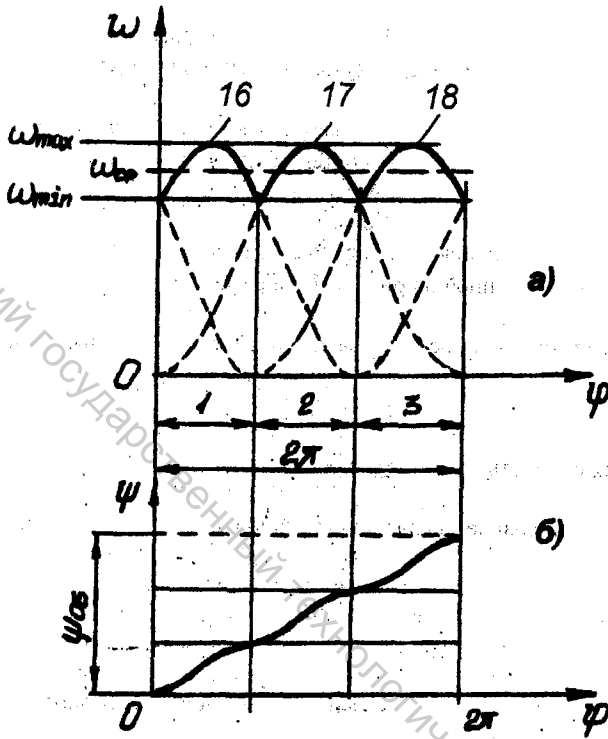


Рис. 1.17. Графики угловой скорости (а) и угла поворота (б) импульсивного вариатора скорости

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 (см. рис. 1.5 а, б) согласно [3] возможно получение $k = 0,7 \dots 1,45$, а в рычажном шестизвенном механизме (см. рис. 1.5 г) $k = 0,5 \dots 2$.

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

Довольно часто требуется получать колебательное движение рабочего инструмента с остановками (см. рис. 1.18). Колебательное движение рабочего инструмента с точными остановками в одном (см. рис. 1.18 а), двух (см. рис. 1.18 в) крайних положениях, в промежуточном положении (см. рис. 1.18 б) (см. графики в виде сплошных линий) возможно только в кулачковых и кулачково-рычажных механизмах. Точные остановки достигаются соответствующим профилированием кулачка.

В рычажных механизмах возможно движение с приближенными остановками. При этом действительное движение рабочего инструмента в периоды приближенных остановок ($\varphi_{ост}$ на рис. 1.18 а и 1.18 б, $\varphi_{ост1}$ и $\varphi_{ост2}$ на рис. 1.18 в) представляют собой колебания с углами малого размаха $\Delta\psi_p$, $\Delta\psi_{p1}$, $\Delta\psi_{p2}$ (см. пунктирные линии на рис. 1.18 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 (см. рис. 1.5 в и г), в промежуточном положении – в десятизвенном рычажном механизме (рис. 1.19), в двух крайних положениях – в восьмизвенном рычажном механизме (рис. 1.20).

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 рис. 1.8, точка В, принадлежащая колесу 2, может описать гипоциклоиду, если делительный диаметр d_2 колеса 2 равен $1/3$ делительного диаметра колеса 5.

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

1.3.2 Механизмы вращательного движения с остановками

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

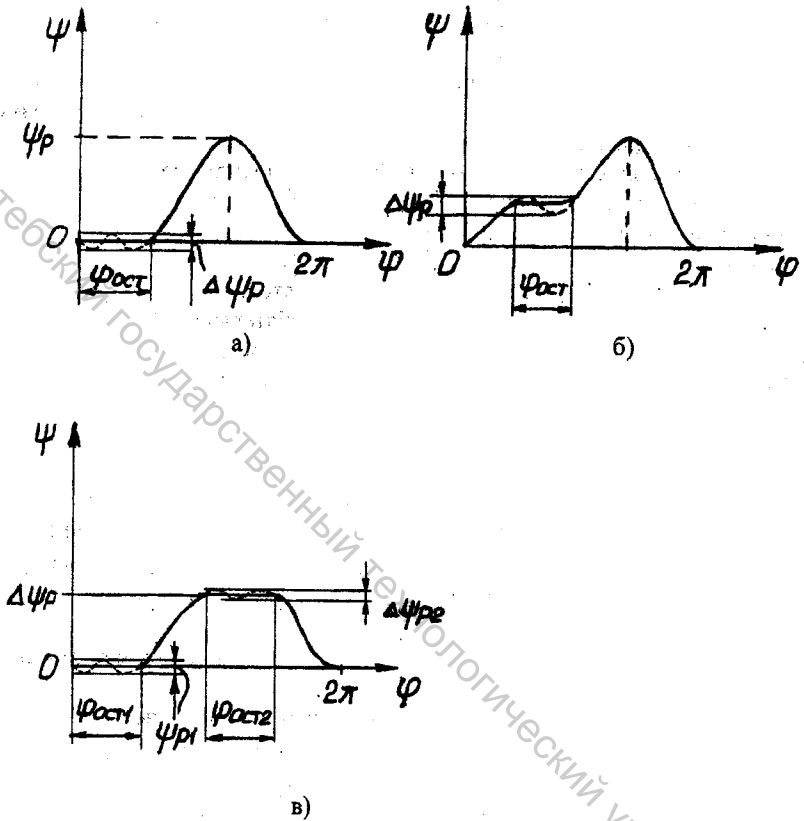


Рис. 1.18. Графики возвратно-колебательных движений рабочего органа с остановками:

- а) с остановкой в одном крайнем положении;
- б) с остановкой в промежуточном положении;
- в) с остановкой в двух крайних положениях.

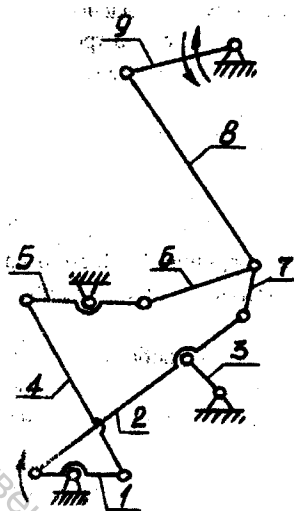


Рис. 1.19. Схема 10-звенного рычажного механизма с приближенной остановкой ведомого звена в промежуточном положении (механизм крючковых игл основывальной машины).

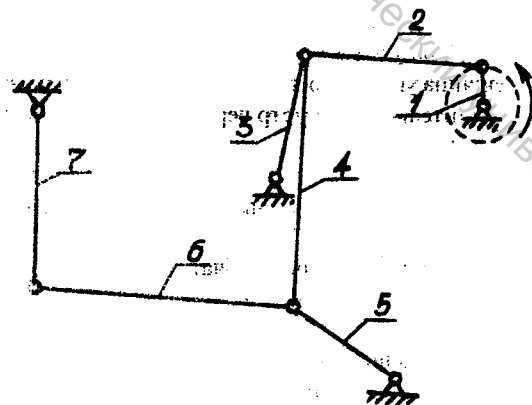


Рис. 1.20. Схема восьмизвенного рычажного механизма отклонения иглы швейной машины

В мальтийских механизмах согласно (1.2) длительность остановки $\varphi_{\text{ост}}$ зависит от числа Z пазов мальтийского креста. В таблице 1.2 показаны значения $\varphi_{\text{ост}}$ и ψ_p для заданных Z , определенные из формул (1.1) и (1.2).

Таблица 1.1.

Углы $\varphi_{\text{ост}}$ и ψ_p в мальтийском механизме			
Z	4	5	6
ψ_p , град	90	72	60
$\varphi_{\text{ост}}$, 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 $\varphi_{\text{ост}}$ – в пределах $240^\circ \dots 270^\circ$.

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

В храповых механизмах угол размаха определяется соотношением $\psi_p = 360^\circ / Z_{\text{хр}}$, где $Z_{\text{хр}}$ – число зубьев храпового колеса. Так при $Z_{\text{хр min}} = 15$ получим $\psi_{p \text{ max}} = 24^\circ$. 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 $\varphi_{\text{ост}}$ показан на рис. 1.3 пунктиром. Для предотвращения выбега ведомого звена применяют тормозные устройства.

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

1.3.3 Механизмы вращательного движения

Зубчатые, червячные, цепные, зубчато-ременные механизмы обеспечивают вращательное движение с постоянным передаточным отношением.

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, фрикционные механизмы могут применяться.

В механизмах с обгонными муфтами (см. рис. 1.16) угловая скорость ведомого звена и передаточное число «пульсирует» (см. рис. 1.17). Однако, среднее значение передаточного числа может сохраняться стабильным.

В таблице 1.2 приводятся рекомендуемые передаточные числа и для различных механизмов.

Таблица 1.2.

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 1.2 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.

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

1.4.1 Механизмы колебательного движения

В этих механизмах часто требуется регулировать величину размаха ψ_p (S_p) ведомого звена (см. рис. 1.2).

Регулирование размаха ψ_p возможно в рычажных и кулачково-рычажных механизмах. На рис. 1.21а и 1.21б показаны схемы регулируемых четырехзвенных механизмов, на рис. 1.21в, 1.21г – схемы регулируемых шестизвенных механизмов, на рис. 1.22а, 1.22б – схемы регулируемых кулачково-рычажных механизмов.

Особенностью механизмов, показанных на рис. 1.21в, 1.21г и 1.22б, является то, что они могут регулироваться на ходу, без остановки.

Могут предъявляться различные требования к характеру изменения законов движения при регулировании размаха. На рис. 1.23а в виде кривых 1, 2, 3 показаны графики законов движения при сохранении неизменным среднего положения ведомого звена, на рис. 1.23б – те же графики при сохранении неизменным крайнего положения ведомого звена. На рис. 1.23в 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 (см. рис. 1.6 и 1.8) не регулируются.

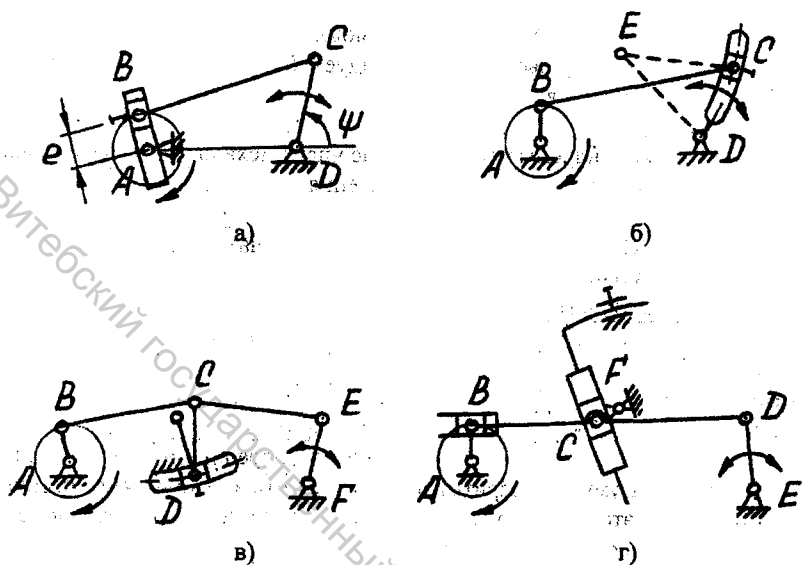


Рис. 1.21. Схемы регулируемых рычажных механизмов

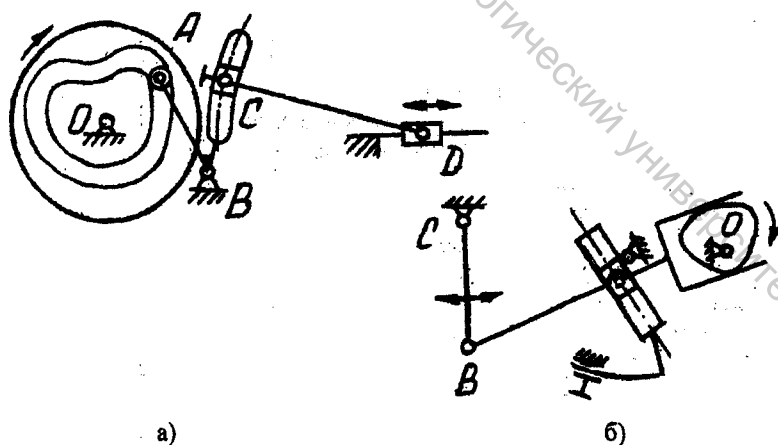


Рис.1.22. Схемы регулируемых кулачково-рычажных механизмов

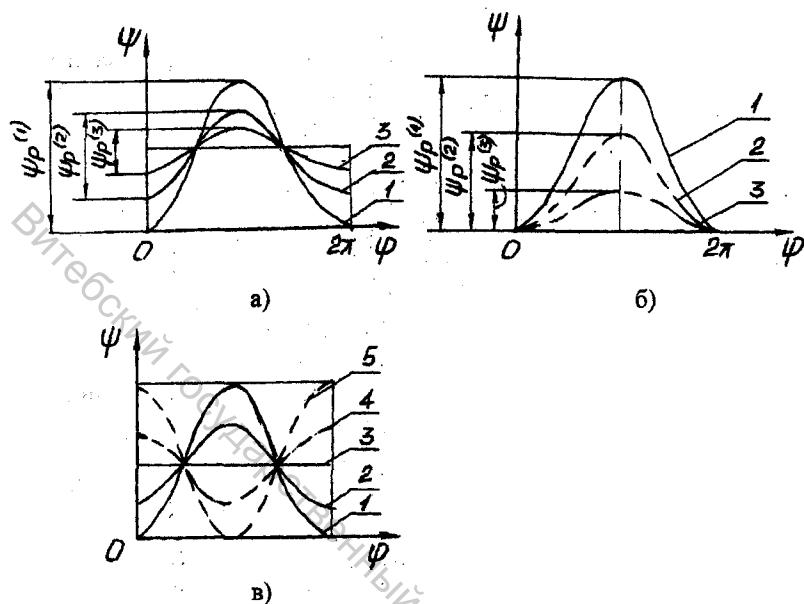


Рис. 1.23. Графики законов движения ведомого звена при различных регулировках

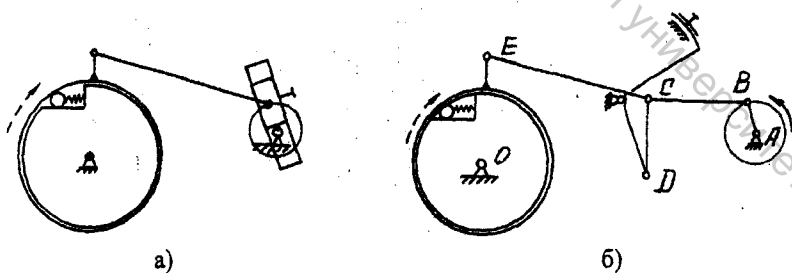


Рис. 1.24. Схемы регулируемых механизмов свободного хода

1.4.2 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 рис. 1.24а, 1.24б приведены схемы регулируемых механизмов свободного хода. Механизм, изображенный на рис. 1.24 б, может регулироваться на ходу. В результате регулировки изменяется угол поворота ψ_r ведомого звена. На рис. 1.25 в виде кривых 1,2,3 показаны графики законов вращательного движения с остановками при различных регулировках.

1.4.3 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 рис. 1.16а. 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.

1.5 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по скоростному режиму работы

1.5.1 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 1.3. Несущая способность этих соединений может быть оценена величиной контактных напряжений, определяемых по формуле Герца-Беляева:



Рис. 1.25. Графики регулируемого вращательного движения с остановками

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (1.3)$$

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

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

E_1, E_2 – модули упругости тел,

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны.

Во втором столбце таблицы 1.3 приведены формулы для определения величины $1/\rho_{np}$, входящей в формулу (1.3), где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны тел в точке контакта. Вращательную кинематическую пару можно представить в виде соединения варианта 1 таблицы 1.3 при $\rho_1 \rightarrow \rho_2$, при этом $\sqrt{1/\rho_{np}} \rightarrow 0$ и согласно (1.3) $\sigma_k \rightarrow 0$.

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

В механизме свободного хода (см. рис. 1.9) контакт ролика с наружной обоймой выполнен в виде соединения варианта 3 таблицы 1.3 при $\rho_2 \approx 10\rho_1$.

Таблица 1.3.

Виды соединений упругих тел в кинематических парах

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

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

Для кулачковых механизмов характерным является вариант 2 соединения таблицы 1.3. При этом при $\rho_1 = \rho_2$ получим $\sqrt{1/\rho_{\text{шр}}} = 1,41\sqrt{1/\rho_1}$, т.е. σ_k в 14,1 раза больше, чем во вращательной кинематической паре. В мальтийском механизме имеем соединение элементов по варианту 4 таблицы 1.3. При этом $\sqrt{1/\rho_{\text{шр}}} = \sqrt{1/\rho_1}$ 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, т.е. 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 (1.3) следует определять $q = \frac{Q}{b}$ с учетом характера изменения Q , что учитывается

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

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.

1.5.2 Механизмы колебательного движения

В рычажных механизмах имеется наиболее благоприятное сочетание всех факторов, влияющих на износ: наименьшие контактные напряжения, хорошо удерживается смазка, коэффициент динамичности K_d 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 1.4 приведены максимальные значения n , при которых работают исполнительные механизмы некоторых машин легкой и текстильной промышленности.

Таблица 1.4.

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

1.5.3 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 (см. рис. 1.9) нагрузка распределяется на $2N$ высшие кинематические пары. В каждой паре имеется контакт по вариантам 3 и 4 таблицы 1.3.

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 1.3, 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).

1.5.4 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.

1.6 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по стоимости изготовления

Стоимость изготовления складывается из стоимости материалов и стоимости обработки.

1.6.1 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.

1.6.2 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.

1.6.3 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.

1.7 Сравнительный анализ исполнительных механизмов по условиям эксплуатации

1.7.1 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.

1.7.2 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.

1.7.3 Механизмы вращательного движения с остановками

Наименьший уровень шума имеет место в рычажных механизмах по причинам, изложенным в п. 1.7.2.

В червячных механизмах на границах участка выстоя (см. рис. 1.3) может иметь место соударение зубьев червяка и червячного колеса за счет выбега ведомого звена. Однако, в целом уровень шума не велик. Невысокий уровень шума имеет место в механизмах свободного хода, так как зазор в соединениях ролик-цилиндр и плоскость-ролик постоянно выбирается пружиной и, кроме

У-2497

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 (см. рис. 1.3) 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.

1.7.4 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.

2 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.

2.1 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 рис. 2.1 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 рис. 2.2 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 рис. 2.1 пунктирными линиями. На рис. 2.2 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. Примером скалярной ошибки является отклонение от номинала расстояния между осями отверстий в шатуне (рис. 2.3) 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. 2.4).

Векторными величинами являются зазоры в шарнирных соединениях. На рис. 2.5 показано взаимное расположение элементов кинематической пары - шарнирного пальца диаметра d_1 и шарнирного отверстия диаметра d_2 .

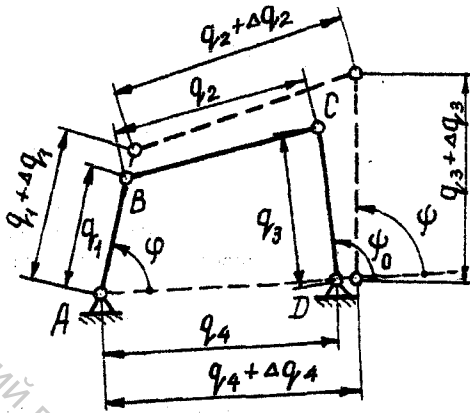


Рис. 2.1

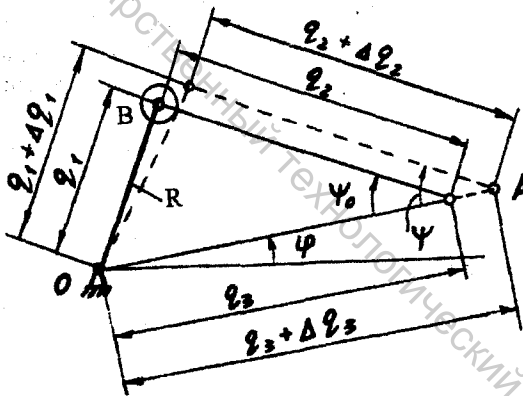


Рис. 2.2 Идеальный и реальный механизмы

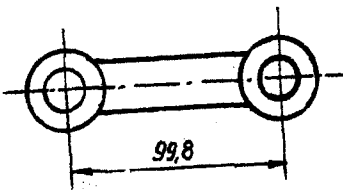


Рис. 2.3

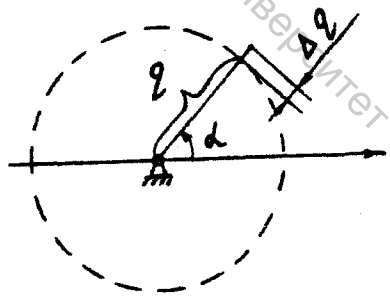


Рис. 2.4

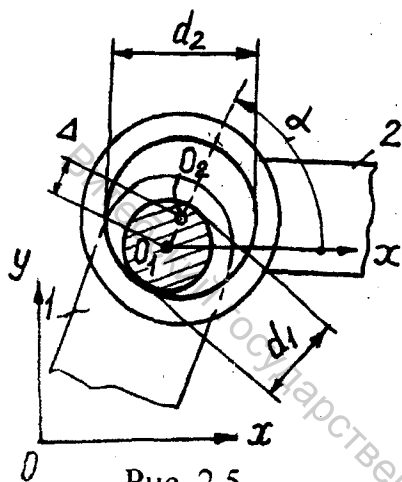


Рис. 2.5

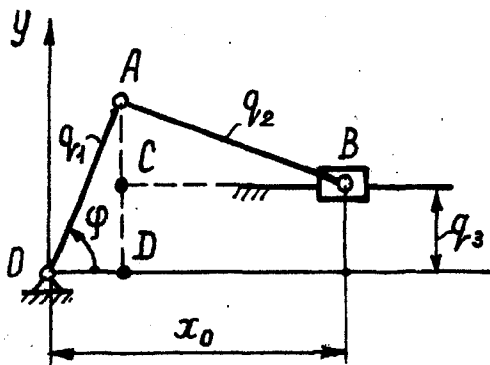


Рис. 2.6

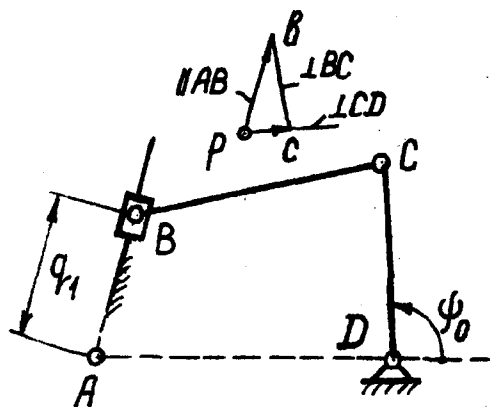


Рис. 2.7

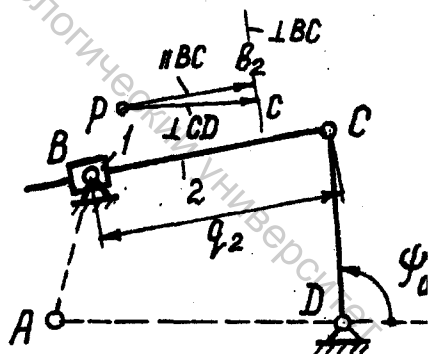


Рис. 2.8

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.

Ошибка положения ведомого звена механизма, это разность между координатами ведомого звена в реальном и идеальном механизмах. В шарнирном четырехзвеннике, показанном на рис. 2.1, координаты ведомого коромысла ДС в идеальном и реальном механизмах обозначены соответственно ψ_0 и ψ . Тогда ошибка положения $\Delta\psi$ определится из разности

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0 \quad (2.1)$$

Координаты ведомого коромысла в идеальном и реальном кулачковых механизмах на рис. 2.2 обозначены соответственно ψ_0 и ψ . Ошибка положения $\Delta\psi$ определится из (2.1). Принимается, что ведущее звено не имеет ошибки положения.

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

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

$$\Delta\psi_{12} = \psi_{12} - (\psi_{12})_0 = \Delta\psi_2 - \Delta\psi_1. \quad (2.2)$$

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

2.2 Зависимость ошибки положения от первичных ошибок

Для идеального механизма в некотором положении, определяемом координатой ϕ ведущего звена (рис. 2.1, 2.2), существует зависимость

$$\psi_0 = f(q_1, q_2, \dots, q_n). \quad (2.3)$$

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

$$\psi = f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n). \quad (2.4)$$

Функцию (2.4) можно разложить в ряд Тэйлора:

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

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, т.е. ограничиться при разложении в ряд Тэйлора двумя членами:

$$f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n) = f(q_1, q_2, \dots, q_n) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_i. \quad (2.5)$$

С учетом (2.3), (2.4) и (2.5) получим следующую формулу для ошибки положения:

$$\Delta \psi = \psi - \psi_0 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f(q_1, q_2, \dots, q_n)}{\partial q_i} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_i. \quad (2.6)$$

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 $\Delta \psi$:

$$\Delta \psi = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \Delta q_i. \quad (2.7)$$

Из (2.7) следует, что ошибка положения механизма равна сумме первичных ошибок, умноженных на коэффициенты значимости.

2.3 Аналитический расчет ошибок положения

Для определения ошибки положения необходимо вычислить коэффициенты значимости первичных ошибок, представляющие собой частные производные функции (2.3) при номинальных параметрах схемы $q_1, q_2, \dots, q_n$.

Для простейших механизмов возможно непосредственное дифференцирование функции (2.3).

Для коромысло-ползунного механизма (рис. 2.6) функция (2.3) имеет вид: $x_0 = OD + CB = OD + \sqrt{(AB)^2 - (AC)^2} = q_1 \cdot \cos \varphi + \sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}$. Определим частные производные этой функции по параметрам q_1, q_2, q_3 :

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

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: $\lambda_1 = 1; \lambda_2 = 1; \lambda_3 = 0,06$.

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

Для кулачкового механизма (см. рис. 2.2) функция (2.3) имеет вид:

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

Определим выражения частных производных этой функции по параметрам q_1, q_2, q_3 :

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

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} = \frac{\frac{q_2}{2q_3^2} - \frac{1}{2q_2} + \frac{q_1^2}{2q_2 \cdot q_3^2}}{\sqrt{1 - \frac{q_2^2 + q_3^2 - q_1^2}{2q_2 \cdot q_3}}}.$$

Суммарная ошибка положения определится из уравнения:

$$\Delta \psi = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_1} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_1 + \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_2} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_2 + \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} \right)_{(0)} \cdot \Delta q_3.$$

2.4 Графический метод расчета ошибок положения

Для большинства рычажных механизмов (включая шарнирный четырехзвенник) непосредственное дифференцирование функции (2.3) 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 (2.3) по параметру схемы q_i в виде: $\frac{\partial \psi_0}{\partial q_i}$, преобразуем это отношение, поделив числитель и знаменатель дроби на $\dot{t}$:

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_i} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_i}{\partial t}} = \frac{\omega_0}{V_i}.$$

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 (2.3) составлено для $\varphi = \text{const}$) 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. 2.1). Для этого механизма согласно (2.7) имеем:

$$\Delta\psi = \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \lambda_3 \cdot \Delta q_3 + \lambda_4 \cdot \Delta q_4. \quad (2.8)$$

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. 2.1) 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 рис.2.7.

2. Для преобразованного механизма в произвольном масштабе μ_v строим план скоростей (рис. 2.7).

3. Определим коэффициент значимости ошибки Δq_1 :

$$\lambda_1 = \frac{\omega_0}{V_1} = \frac{\omega_{CD}}{V_B} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_B} = \frac{pc \cdot \mu_v}{pb \cdot \mu_v \cdot q_3} = \frac{pc}{pb \cdot q_3},$$

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 рис. 2.8.

$$\lambda_2 = \frac{\omega_0}{V_2} = \frac{\omega_{CD}}{V_{B_2}} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_{B_2}} = \frac{pc}{pb_2 \cdot q_3}.$$

Схема преобразованного механизма для определения λ_3 приведена на рис. 2.9.

$$\lambda_3 = \frac{\omega_0}{V_3} = \frac{\omega_{CD}}{V_{C_3}} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_{C_3}} = \frac{pc_3}{C_2 C_3 \cdot q_3}.$$

Схема преобразованного механизма для определения λ_4 приведена на рис. 2.10.

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

Для определения знаков произведений $\lambda_1 \cdot \Delta q_1, \lambda_2 \cdot \Delta q_2, \lambda_3 \cdot \Delta q_3, \lambda_4 \cdot \Delta q_4$ нужно скорости точек В, В₂, С₂ относительно С₃ и D на соответствующих планах скоростей (см. рис. 2.7-2.10) направлять таким образом, чтобы параметры q_1, q_2, q_3, q_4 увеличивались при положительных значениях $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$ и наоборот. При этом знаки произведений

$\lambda_1 \cdot \Delta q_1, \lambda_2 \cdot \Delta q_2, \lambda_3 \cdot \Delta q_3, \lambda_4 \cdot \Delta q_4$ принимаются положительными, если направления соответствующих ω_{CD} противоположны ходу часовой стрелки.

При известных знаках произведений из формулы (2.8) определяется ошибка положения механизма.

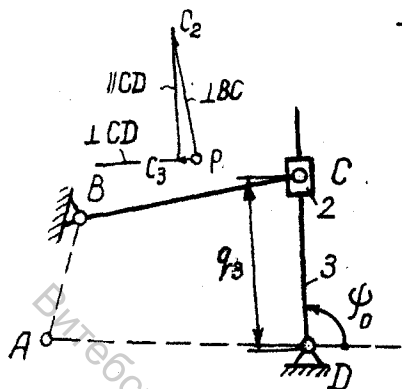


Рис.2.9

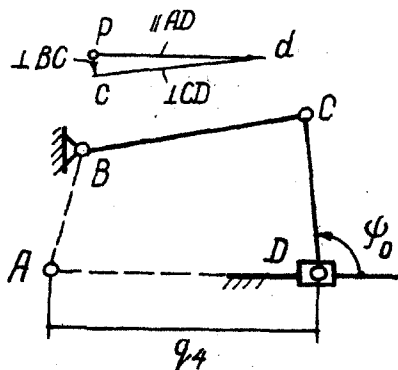


Рис.2.10

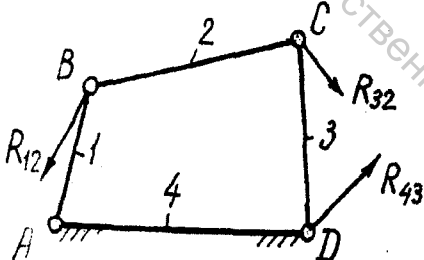


Рис.2.11

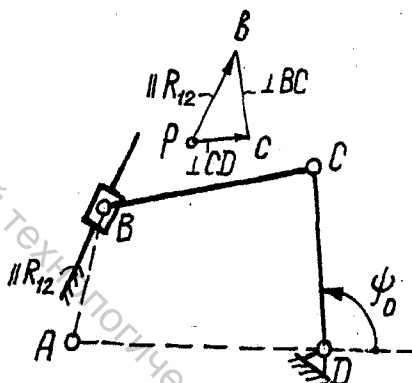


Рис.2.12

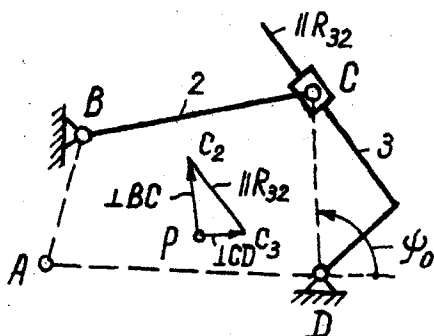


Рис.2.13

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 Тэйлора 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:

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0 = \sum_{j=A}^N \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} \right)_{(0)} \cdot \Delta_j = \sum_{j=A}^N \epsilon_j \cdot \Delta_j, \quad (2.9)$$

где $\epsilon_j = \left(\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} \right)_{(0)}$ - коэффициент значимости зазора Δ_j . Обозначим $\epsilon_j = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j}$ и

выполним преобразование дроби, умножив числитель и знаменатель на $\dot{\Delta}$:

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_j} = \frac{\partial \psi_0 / \dot{\Delta}}{\partial \Delta_j / \dot{\Delta}} = \frac{\omega_0}{V_j}, \quad (2.10)$$

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 (A,B,...,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. 2.11) от зазоров в шарнирах B, C и D. Пусть известны направления реакций R_{12} , R_{32} и R_{43} в этих шарнирах.

Ошибка положения согласно (2.9) определится из формулы:

$$\Delta\psi = \epsilon_B \cdot \Delta_B + \epsilon_C \cdot \Delta_C + \epsilon_D \cdot \Delta_D.$$

Для определения $\epsilon_B = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_B}$ построим схему преобразованного механизма. Для этого в схеме идеального механизма (рис. 2.11) закрепим неподвижно ведущее звено AB и введем дополнительную степень подвижности, при которой центр B шатуна имеет возможность перемещения в направлении выбора зазора в шарнире. Из рис. 2.5 следует, что центр B шатуна перемещается относительно центра В ведущего звена в направлении, противоположном направлению реакции R_{12} . Поэтому шарнир B шатуна BC идеального механизма устанавливаем на ползун, а неподвижную направляющую ползуна совмещаем с линией действия R_{12} . В результате получим преобразованный механизм, приведенный на рис. 2.12. При построении плана скоростей этого механизма скорость точки B направляем противоположно R_{12} . Согласно (2.10) коэффициент значимости ϵ_B определится из соотношений: $\epsilon_B = \frac{\omega_{CB}}{V_B} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_B} = \frac{pc}{pb \cdot q_3}$. Длины отрезков pc и pb берутся из плана скоростей (рис. 2.12).

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

На рис. 2.13, 2.14 приведены схемы и планы скоростей преобразованных механизмов, используемые для определения ϵ_C и ϵ_D . Из рис. 2.13 имеем:

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

$$\text{Из рис. 2.14 получим: } \epsilon_D = \frac{\omega_{CD}}{V_D} = \frac{V_{CD}}{q_3 \cdot V_D} = \frac{cd}{pd \cdot q_3}.$$

Знаки произведений $\epsilon_B \cdot \Delta_B, \epsilon_C \cdot \Delta_C, \epsilon_D \cdot \Delta_D$ определяются согласно направлению угловой скорости ω_{CD} в соответствующем преобразованном механизме. Если ω_{CD} направлено против хода часовой стрелки, то знак соответствующего произведения 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. 2.15).

Схема преобразованного механизма приведена на рис. 2.16а. План скоростей этого механизма показан на рис. 2.16 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.

2.5 Расчет вероятностных ошибок положений

При расчете ошибок положений механизмов в подразделах 2.3 и 2.4 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. 2.3) между осями и допуском $\pm 0,35$ мм измерены фактические

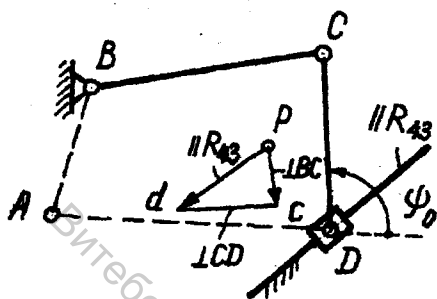


Рис. 2.14

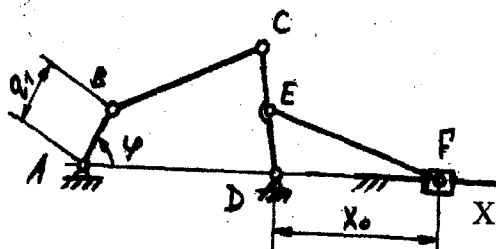
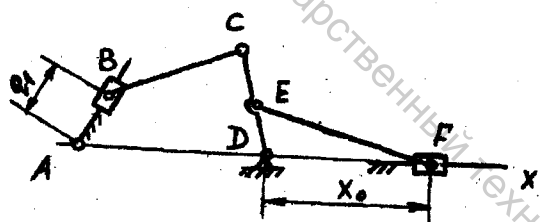
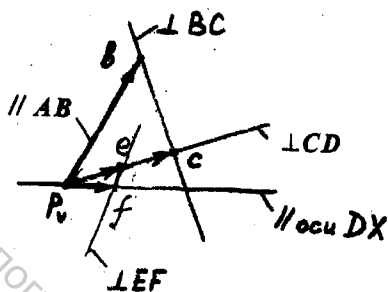


Рис. 2.15



а)



б)

Рис. 2.16

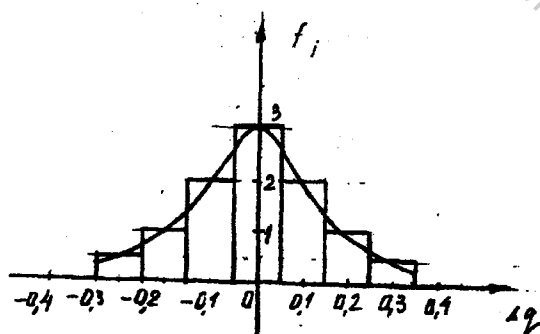


Рис. 2.17

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 2.1.

Таблица 2.1.

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 распределения $f_i = \frac{p_i}{0,1}$
1	-0,35 ... -0,25	-0,3	5	0,05	0,5
2	-0,25 ... -0,15	-0,2	10	0,1	1
3	-0,15 ... -0,05	-0,1	20	0,2	2
4	-0,05 ... 0,05	0	30	0,3	3
5	0,05 ... 0,15	0,1	20	0,2	2
6	0,15 ... 0,25	0,2	10	0,1	1
7	0,25 ... 0,35	0,3	5	0,05	0,5

Определим вероятности p_i попадания замеров в интервалы: $p_i = \frac{m_i}{N}$ и

значения функции плотности вероятности $f_i = \frac{p_i}{0,1}$, где 0,1 – длина интервала и занесем эти значения в 5-й и 6-й столбцы таблицы 2.1.

На рис. 2.17 построена гистограмма статистического ряда в виде прямоугольников высотой f_i и с основаниями, равными длинам разрядов.

Определим числовые характеристики статистического ряда.

Среднее арифметическое (математическое ожидание) случайной величины Δq :

$$M[\Delta q] = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta q_i \cdot p_i, \quad (2.11)$$

где n – число разрядов.

Дисперсия случайной величины Δq :

$$D[\Delta q] = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta q_i - M[\Delta q])^2 \cdot p_i. \quad (2.12)$$

Среднее квадратическое значение случайной величины Δq :

$$\sigma[\Delta q] = \sqrt{D[\Delta q]}. \quad (2.13)$$

Вид гистограммы на рис. 2.17 свидетельствует о том, что Δq распределена по закону нормального распределения, описываемого уравнением

$$f(\Delta q) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{\Delta q - m}{2\sigma^2}}. \quad (2.14)$$

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 (2.11), (2.12), (2.13):

$$M[\Delta q] = \frac{-0,3 \cdot 0,05 - 0,2 \cdot 0,1 - 0,1 \cdot 0,2 + 0 \cdot 0,3 + 0,1 \cdot 0,2 + 0,2 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,05}{7} = 0$$

$$D[\Delta q] = \frac{0,3^2 \cdot 0,05 + 0,2^2 \cdot 0,1 + 0,1^2 \cdot 0,2 + 0 \cdot 0,3 + 0,1^2 \cdot 0,2 + 0,2^2 \cdot 0,1 + 0,3^2 \cdot 0,05}{7} = 0,023 \text{ мм}^2$$

$$\sigma[\Delta q] = \sqrt{0,023 \text{ мм}^2} = 0,152 \text{ мм}$$

Тогда согласно (2.14) закон распределения Δq имеет вид

$$f(\Delta q) = \frac{1}{0,152 \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{\Delta q^2}{2(0,152)^2}} \quad (2.15)$$

По уравнению (2.15) может быть построена кривая распределения (см. рис. 2.17).

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 дисперсии $D[\Delta q_1], D[\Delta q_2], \dots, D[\Delta q_n]$.

Тогда, согласно (2.7) 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:

$$M[\Delta \psi] = \lambda_1 \cdot M[\Delta q_1] + \lambda_2 \cdot M[\Delta q_2] + \dots + \lambda_n \cdot M[\Delta q_n] \quad (2.16)$$

$$D[\Delta \psi] = \lambda_1^2 \cdot D[\Delta q_1] + \lambda_2^2 \cdot D[\Delta q_2] + \dots + \lambda_n^2 \cdot D[\Delta q_n] \quad (2.17)$$

$$\sigma[\Delta \psi] = \sqrt{D[\Delta \psi]} \quad (2.18)$$

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 (2.16), (2.17), (2.18).

3 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1 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 HRC₃.

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 HRC₃. 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, кривошпы. Алюминиевые сплавы Д16 имеют плотность ($2,7 \text{ г/см}^3$) 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.

Магниевые 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 3.1 приведены показатели прочности для указанных материалов.

Таблица 3.1.

Показатели прочности σ_B , σ_{-1} , σ_T в Н/мм² 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
A12	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

3.2. 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 $\Delta l = (0,05...0,2)$ мм.

Диаметры шарнирных отверстий выполняются по квалитетам H6...H8, диаметры шарнирных пальцев – по квалитетам h6...h7, ширина пазов поступательных пар – по квалитету H9.

Допуски на ... параллельность отверстий назначаются в пределах 0,05 мм на длине 100 мм, отклонение от цилиндричности отверстий – 0,008...0,01 мм, неперпендикулярность 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.

3.3. Конструирование и расчет ведущих звеньев

Ведущие звенья совершают вращательное движение. Они могут выполняться в виде коленчатых валов (ткацкие станки, шейные машины), шарнирных пальцев, выполненных заодно с валом (шейные машины), или закрепленных на дисках, противовесах, в виде эксцентриков (шейные, 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 рис. 3.1 показан эскиз конструкции коленчатого вала.

Эскиз конструкции шарнирного пальца, выполненного заодно с валом, показан на рис. 3.2. Изготовление такого вала также требует заготовки в виде поковки и целесообразно в условиях серийного производства.

На рис. 3.3 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 рис. 3.4 показана конструкция эксцентрика, закрепляемого на валу с помощью двух винтов.

На рис. 3.5 показано крепление эксцентрика 1 на валу 2 с помощью двух сухариков 3, 4, стягиваемых винтом 5.

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

Хвостовик винта 2 (см. рис. 3.3) следует проверить на срез. Условие прочности:

$$\frac{2kM_{yp}}{D} \leq [\tau_{cp}] \frac{\pi d^2}{4};$$

где: M_{yp} – максимальный уравновешивающий 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;

$[\tau_{cp}] = \frac{[\sigma_p]}{1,5}$, $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении, $[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{[n]}$;

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

d – диаметр отверстий в вале для хвостовика винта.

Винты крепления эксцентрика на валу (см. рис. 3.4) проверяются на смятие и срез резьбы. Сначала определим необходимое усилие Q затяжки винта (рис. 3.6):

$$Q = \frac{2k \cdot M_{yp}}{f \cdot D \cdot Z}, \quad (3.1)$$

где: M_{yp} – максимальный уравновешивающий 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:

$$Q \leq \left[\tau_{cp} \right] \frac{n_n \cdot \pi d_1 \cdot \xi \cdot S}{k_{нт}}, \quad (3.2)$$

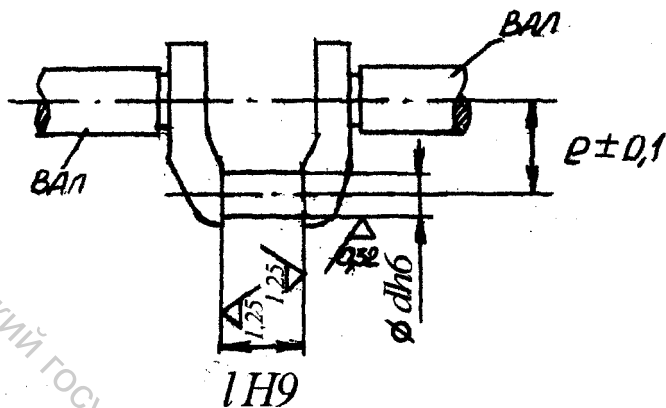


Рис. 3.1.

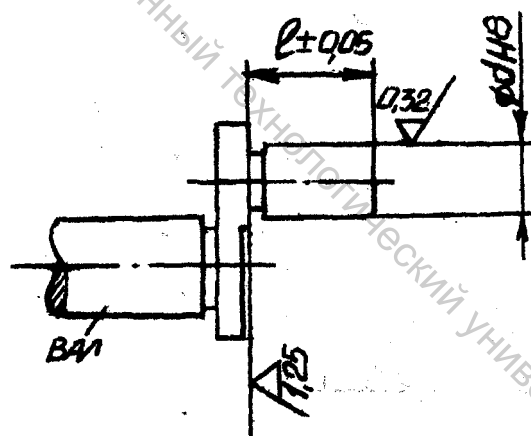


Рис. 3.2.

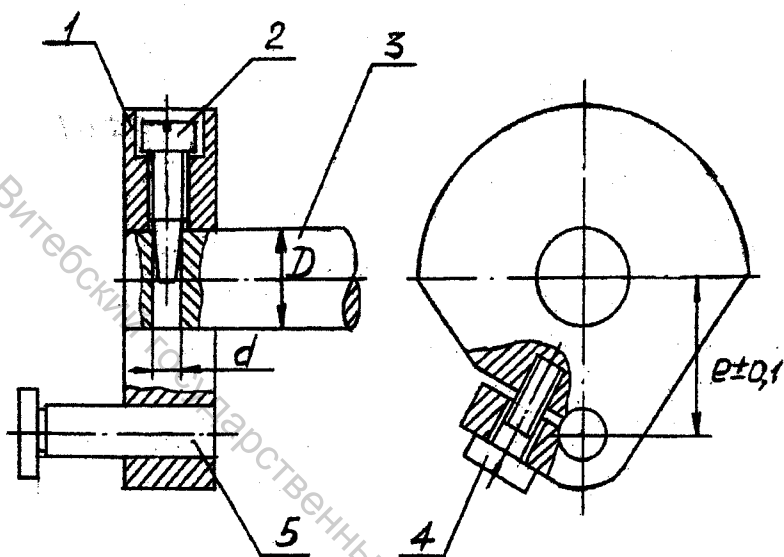


Рис. 3.3

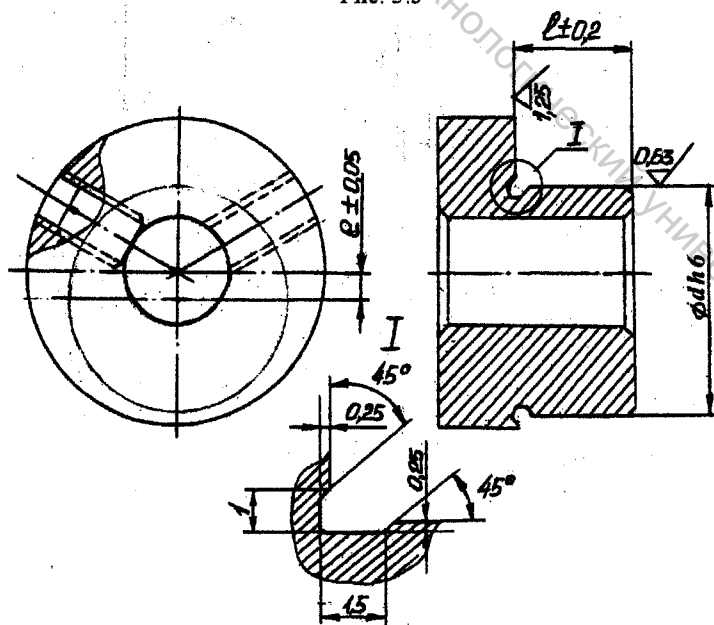


Рис. 3.4

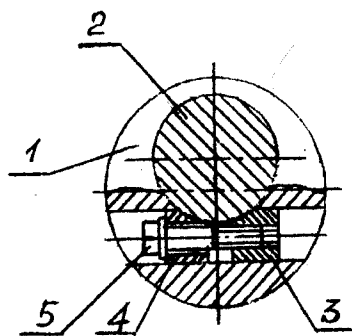


Рис. 3.5

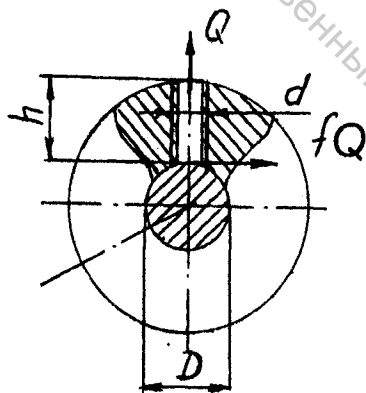


Рис. 3.6

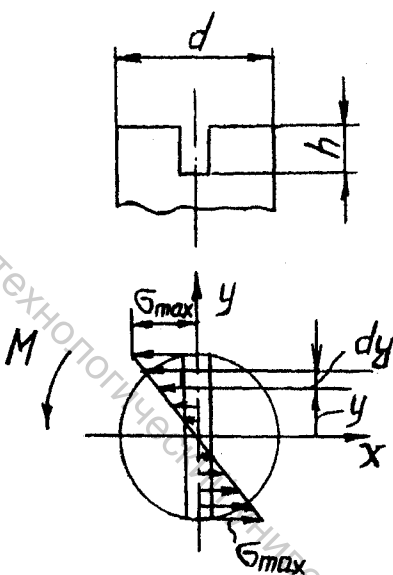


Рис.3.7

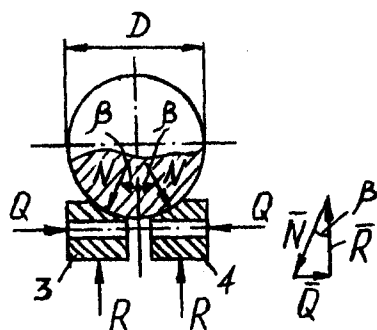


Рис. 3.8

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

n_B – число рабочих витков, $n_B = \frac{h}{s}$;

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 $\xi = 0,75$;

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

Условие прочности резьбы на смятие:

$$Q \leq [\sigma_{см}] \frac{n_B \cdot \pi d_2 \cdot \xi \cdot S}{k_{нт}}, \quad (3.3)$$

где: $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}] \approx [\sigma_p] \approx \frac{\sigma_r}{[n]}$, $[n] =$

1,2...1,3 для деталей из стального проката;

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

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

Довольно часто поверхность шлица в винте подвергается смятию отверткой при завинчивании винта. Поэтому шлиц винта следует проверить на смятие. На рис. 3.7 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.

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

$$dM = \frac{2\sigma_{max} \cdot h}{d} y^2 dy. \quad (3.4)$$

Интегрируя (3.4) по y получим

$$M = \frac{4\sigma_{max} \cdot h}{d} \int_0^{\frac{d}{2}} y^2 dy = \frac{4\sigma_{max} \cdot h d^2}{3 \cdot 8} = \frac{1}{6} \sigma_{max} \cdot h d^2, \quad (3.5)$$

где: M – момент, приложенный к винту при креплении,

$$M = \frac{Q d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\lambda + \operatorname{arctg} \left(f / \cos \frac{\alpha}{2} \right) \right),$$

из-за трения

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 (3.5):

$$\sigma_{\max} = \frac{6M}{hd^2} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Расчетная схема сил, действующих на поводки 3 и 4 крепления эксцентрика (см. рис. 3.5), приведена на рис. 3.8. Из равновесия сил, действующих на поводок 3, (схема сил, действующих на поводок 4 симметрична) получим:

$$Q = \frac{N}{\sin \beta}, \quad (3.6)$$

где: Q – усилие затяжки винта 5 (см. рис. 3.4);

N – сила давления вала на поводок,

$N = \frac{k \cdot M_{\text{ур}}}{f \cdot D}$, $M_{\text{ур}}$ – 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.

Подставляя значение N в (3.6), получим:

$$Q = \frac{k \cdot M_{\text{ур}}}{f \cdot D \sin \beta}. \quad (3.7)$$

Определив Q из (3.7) затем проверяют резьбу винта на смятие и срез по формулам (3.2), (3.3).

3.4 Конструирование и расчет шатунов

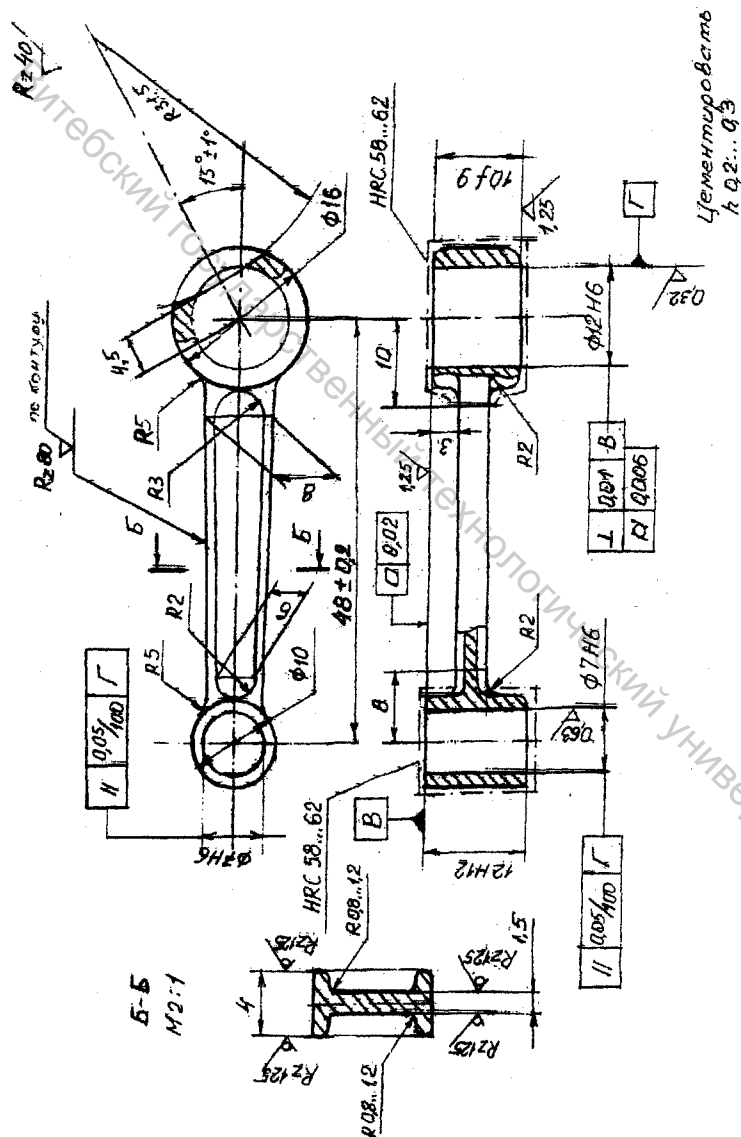
Шатуны могут выполняться в виде одной детали или сборными.

На рис. 3.9 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 (см. рис. 3.9) на прочность. Расположим шатун в некоторой подвижной системе координат p - t (рис. 3.10 а), ось t которой расположена по линии центров АВ шатуна с началом в точке А. Пусть в центре масс S приложена сила инерции шатуна P_n (α_n – угол между осью At и направлением P_n) и момент сил инерции M_n . Представим шатун в виде балки с шарнирными опорами в точках А и В.



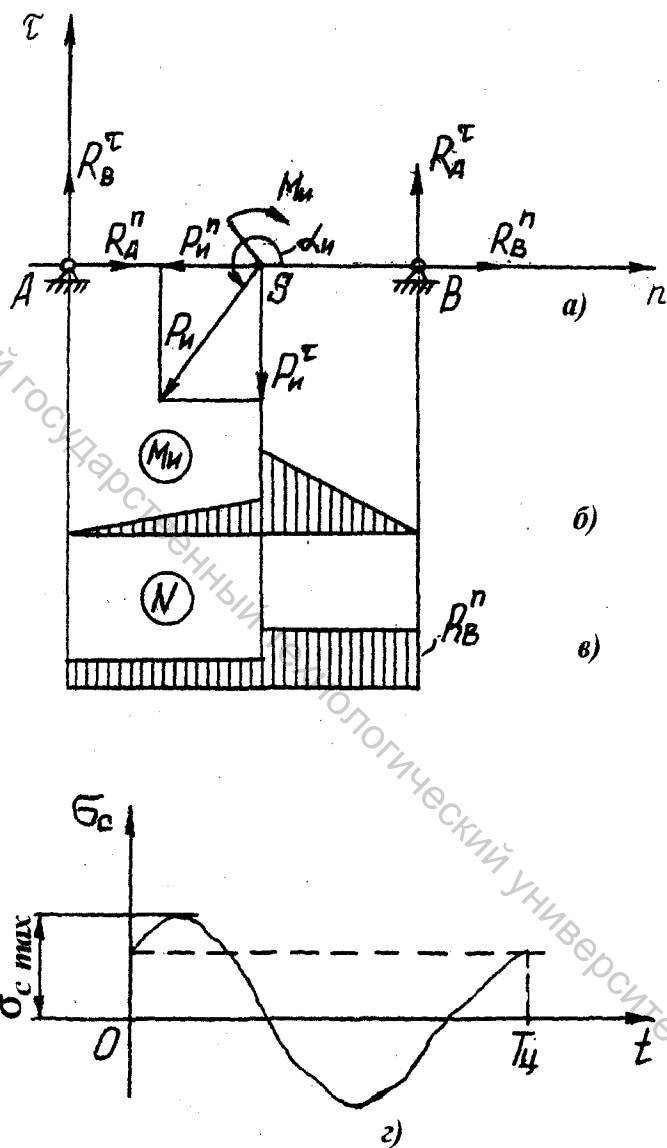


Рис. 3.10.

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

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

Из этих уравнений определим:

$$\begin{aligned} R_B^\tau &= \frac{P_n^\tau \cdot BS + M_n}{AB}, \\ R_A^\tau &= P_n^\tau - R_B^\tau. \end{aligned}$$

Эпюра изгибающих моментов показана на рис. 3.10 б. Максимальный изгибающий момент определится из равенства:

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

А максимальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{n \max} = \frac{M_{n \max}}{W_n}, \quad (3.8)$$

где W_n – момент сопротивления изгибу сечения шатуна (см. сечение Б-Б на рис. 3.9).

Проекция на ось Ap силы P_n равна: $P_n^n = P_n \cdot \cos \alpha_n$. 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

$$R_A^n + R_B^n = P_n^n. \quad (3.9)$$

Поэтому составим дополнительное уравнение перемещений, имея в виду, что длина стержня AB не меняется. На сколько удлинится правая часть SB , на столько 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:

$$R_A^n = R_B^n \frac{BS}{AS}. \quad (3.10)$$

Решая (3.9), (3.10) совместно, найдем:

$$\begin{aligned} R_B^n &= \frac{P_n^n}{1 + \frac{BS}{AS}} = \frac{P_n^n \cdot AS}{AB}, \\ R_A^n &= P_n^n \frac{BS}{AB}. \end{aligned}$$

На рис. 3.10 в приведена эпюра нормальных сил N . Максимальное напряжение растяжения определится из равенства:

$$\sigma_{p \max} = \frac{R_B^n}{F}. \quad (3.11)$$

Суммируя напряжения изгиба (см. формулу 3.8) и растяжения (3.11) определим суммарное напряжение в опасном сечении:

$$\sigma_c = \sigma_{\text{и\text{т}а\text{к}}} + \sigma_{\text{р\text{а}ст\text{а}ж\text{а}}} \quad (3.12)$$

Указанные вычисления σ_c необходимо выполнить для нескольких положений шатуна на протяжении кинематического цикла T_u работы исполнительного механизма и построить график изменения σ_c (рис. 3.10 г). Как показывают вычисления, σ_c изменяется по закону, близкому к симметричному знакопеременному с амплитудой $\sigma_{\text{стак}}$.

Тогда условие прочности шатуна запишется в виде уравнения:

$$\sigma_{\text{стак}} \leq [\sigma] = \sigma_{-1} \frac{\epsilon_s \cdot \epsilon_\beta}{k_\sigma [n]},$$

где: σ_{-1} - предел выносливости материала шатуна (см. таблицу 3.1);

ϵ_s - масштабный фактор, зависящий от размеров опасного сечения (для шатуна на рис. 3.9 - это высота ребра), ϵ_s - выбирается по диаграмме на рис. 3.11; 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 $\epsilon_\beta = 1,4$, при отсутствии термообработки $\epsilon_\beta = 1$;

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 рис. 3.12;

q - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; выбирается по диаграмме на рис. 3.13 в зависимости от соотношения $\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$ 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 рис. 3.14. Такая конструкция применяется в том случае, когда головка шатуна одевается на коленчатый вал (см. рис. 3.1), иногда - на эксцентрик (см. рис. 3.4).

3.5 Конструирование и расчет коромысел

Ведомые звенья исполнительных механизмов часто представляют собой коромысла, закрепляемые на валах. На рис. 3.15 приведена конструкция коромысла с клеммовым соединением, предназначенным для закрепления на валу, на рис. 3.16 - с креплением посредством сухариков 1 и 2, стягиваемых винтом 3.

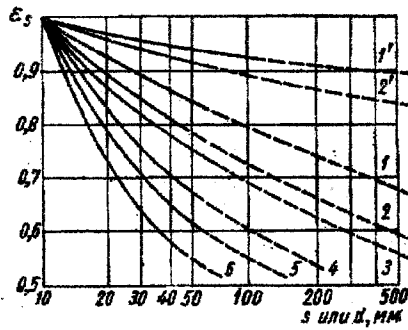


Рис. 3.11. Масштабный коэффициент ϵ_s .

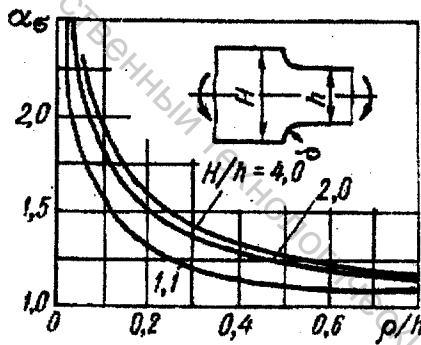


Рис. 3.12. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений α_σ .

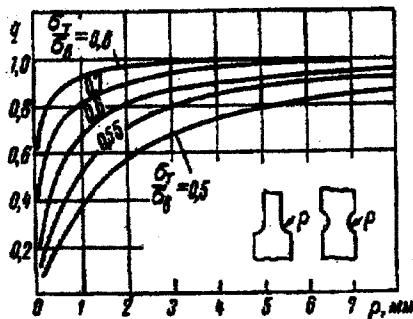


Рис. 3.13. График коэффициента чувствительности материала к концентрации напряжений q .

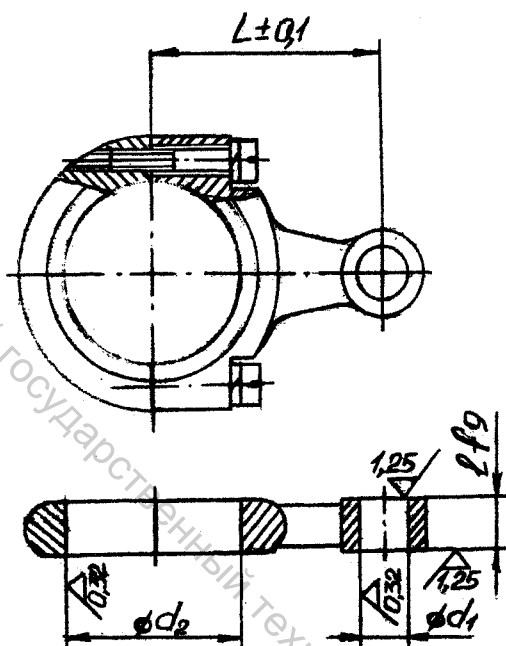


Рис. 3.14, Шагун сборный

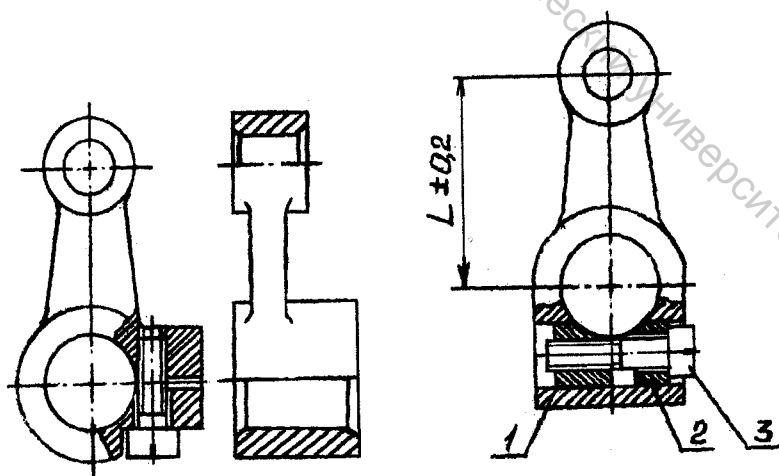


Рис. 3.15

Рис. 3.16

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 рис. 3.17 а приведена пространственная кинематическая схема рычажного исполнительного механизма, на рис. 3.17 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.

На плоской схеме механизма (см. рис. 3.17 б) обозначены силы, действующие на звено 3: R_{23} – сила реакции шатуна 2, $P_{и3}$ – сила инерции, приложенная в центре масс S_3 , $M_{и3}$ – момент сил инерции звена 3. Тогда

$$M_{кр} = M_{и3} - R_{23} \cdot h_{23} - P_{и3} \cdot h_{и3},$$

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

$h_{и3}$ – плечо силы инерции $P_{и3}$ относительно точки С.

На рис. 3.18 приведена расчетная схема клеммового соединения коромысла с валом. Момент трения в соединении определится из формулы:

$$M_{тр} = 2mfN \cdot \frac{D}{2} = mfND, \quad (3.13)$$

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

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:

$$M_{тр} = kM_{кр}, \quad (3.14)$$

где: k – коэффициент надежности соединения.

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

Подставив в (3.14) уравнение (3.13), определим:

$$N = \frac{kM_{кр}}{mfD}.$$

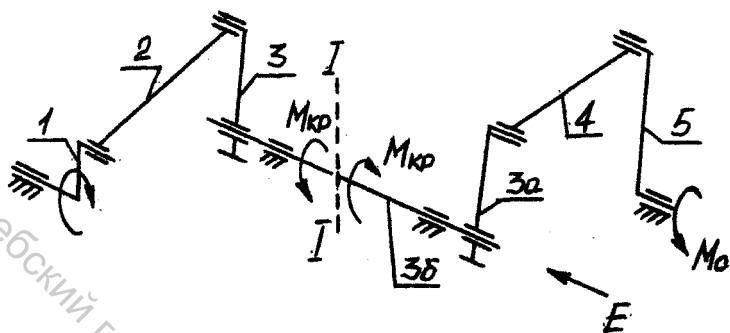
Усилие затяжки винтов Q определим из уравнения моментов сил, действующих на коромысло (см. рис. 3.18)

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

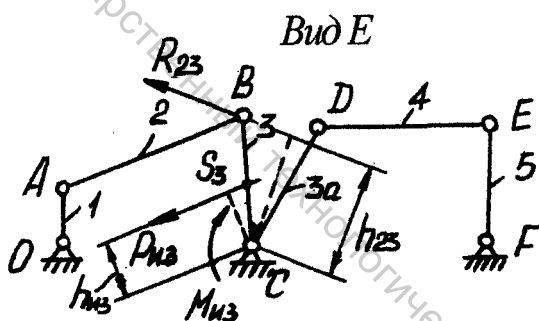
где Z – число винтов. Тогда

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

Затем винты проверяются на смятие и срез резьбы по формулам (3.3) и (3.2).



a)



б)

Рис. 3.17.

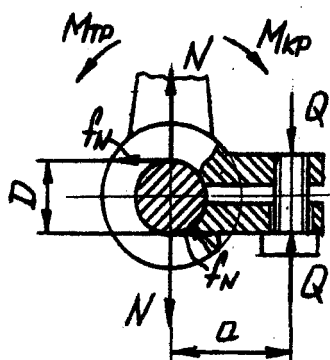


Рис. 3.18.

Расчет крепления коромысла с помощью сухариков (см. рис. 3.16) выполняется аналогично расчету крепления эксцентрика (см. рис. 3.8 и формулу (3.7)).

3.6 Конструирование кинематических пар

В рычажных исполнительных механизмах используются вращательные и поступательные кинематические пары.

На рис. 3.19 показана конструкция вращательной кинематической пары скольжения, образуемой звеньями 1 и 2. Шарнирный винт 3 фиксируется в звене 2 с помощью резьбы и контргайки 4. Поверхность трения скольжения образуется цилиндрическими поверхностями отверстия в звене 1 и шарнирного винта 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.

На рис. 3.20 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 качеству R7, а диаметра шарнирной оси – по качеству 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.

На рис. 3.21 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 палец 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.

На рис. 3.22 показана вращательная пара качения, образуемая шарнирным пальцем 2, закрепленным в кривошипе 1 и шатуном 4 посредством игольчатого подшипника 3.

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.

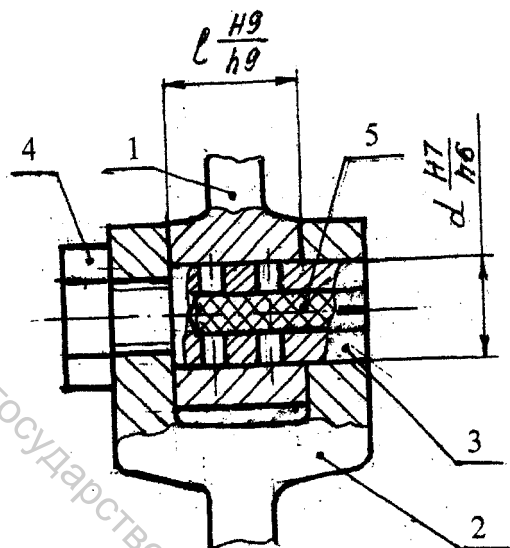


Рис. 3.19

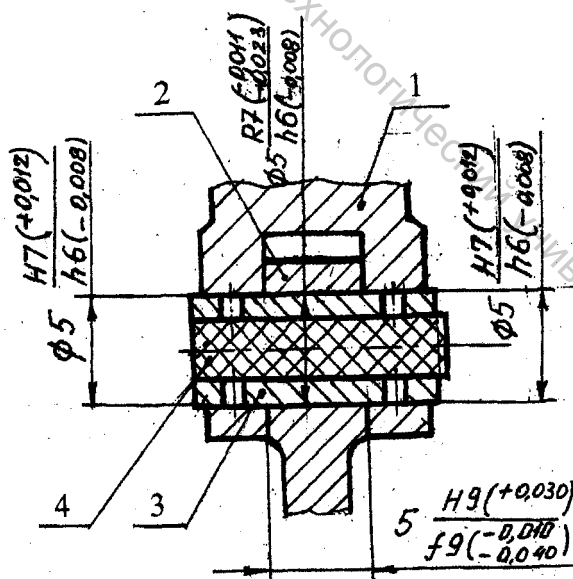


Рис. 3.20

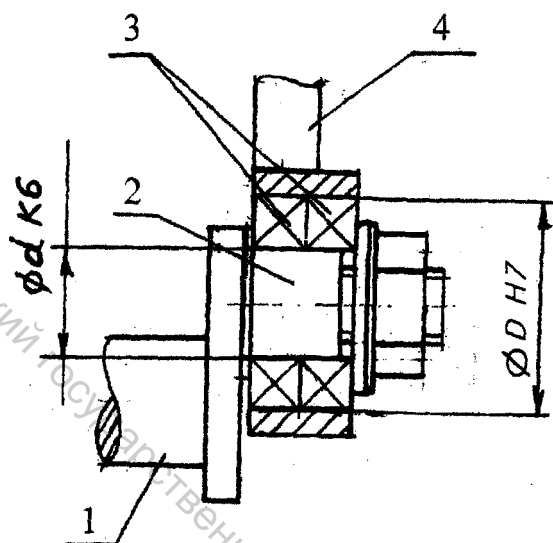


Рис. 3.21

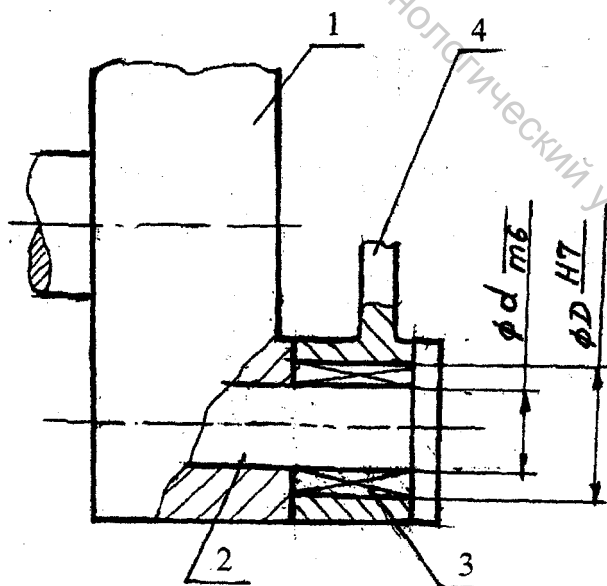


Рис. 3.22

На рис. 3.23 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. 3.23 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 (см. вид Б на рис. 3.23) и в зазор между поверхностями трения поступательной пары.

На рис. 3.24 показана конструкция поступательной пары, образованной неподвижной направляющей 1 и ползуном 2. Смазка поверхности трения осуществляется смоченной в масле войлочной подушкой 3, с которой контактирует ползун 2 в крайнем нижнем положении.

В некоторых исполнительных механизмах машин легкой промышленности, например, в координатных устройствах швейных полуавтоматов, приводимых в движение маломощными шаговыми электродвигателями, требуется уменьшить силы трения в поступательных парах. В этих механизмах применяются поступательные пары качения. Пример конструкции такой пары приведен на рис. 3.25. Пара образована направляющей 1 и кареткой 2. Каретка 2 несет на себе шестерню 3, кронштейн 4 и подшипники 5. В трех сечениях конструкции пары показаны шарикоподшипники 6, выполняющие роль элементов качения. Шарикоподшипники 6 закреплены на шарнирных винтах 7 (сечения А-А и Б-Б) и осях 9 (сечение В-В). Шарнирные винты 7 фиксируются гайками 8, а оси запрессованы в отверстия каретки.

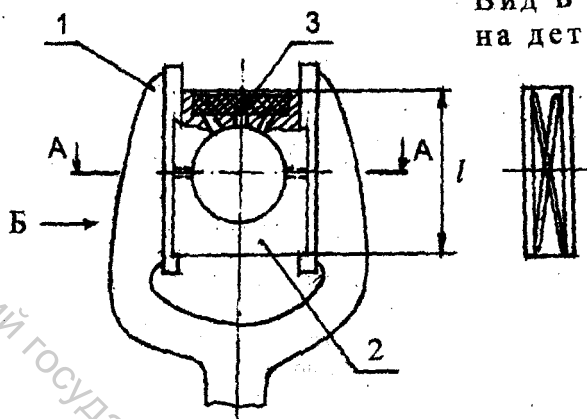
3.7 Смазка кинематических пар

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 (см. рис. 3.19,

Вид Б
на деталь 2



A-A

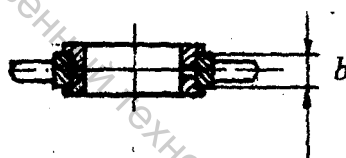


Рис. 3.23

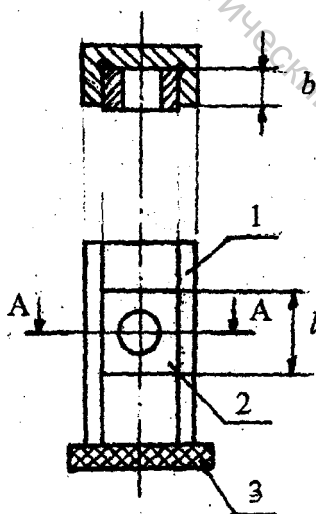


Рис. 3.24

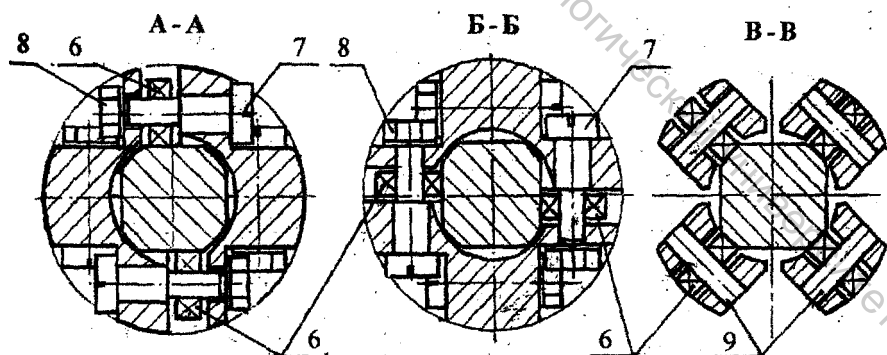
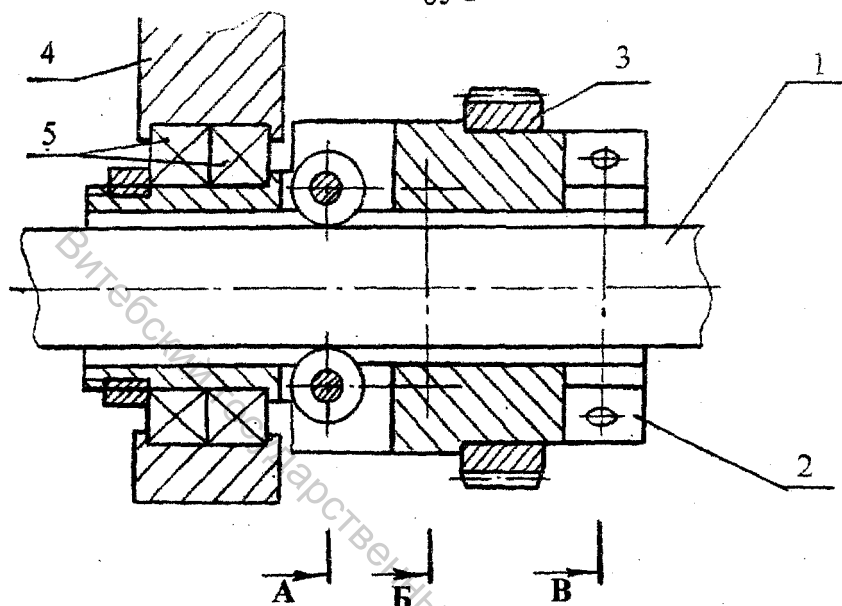


Рис. 3.25

3.20, 3.23). Довольно часто источником смазки является фетровая подушка (см. рис. 3.23) или фитиль (см. рис. 3.19, 3.20), 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 рис. 3.26 показана схема системы смазки кинематических пар основных механизмов швейной машины 31-го ряда АО «Орша». Масло промышленное 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 эксцентриков 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,

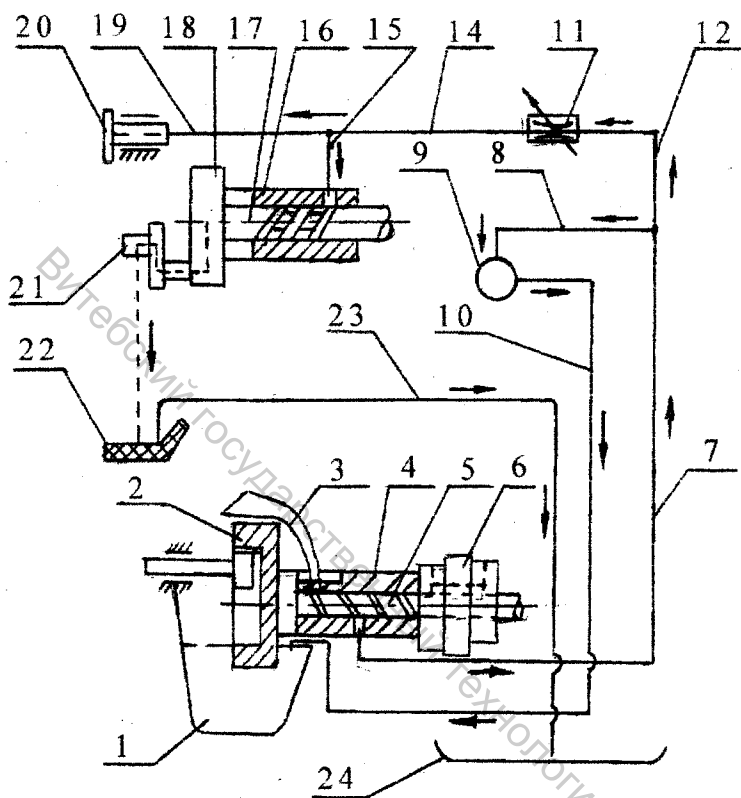


Рис. 3.26

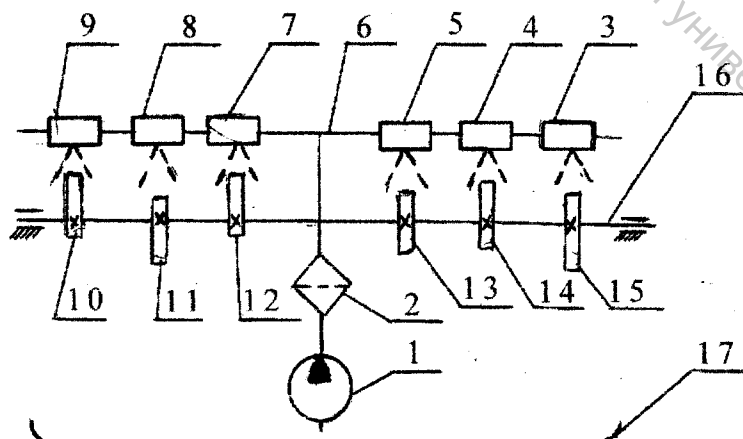


Рис. 3.27

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 рис. 3.27 приведена схема системы смазки кинематических пар эксцентриклов главного вала основовязальной машины ОВ-7.

Масло индустриальное 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.

3.8. Расчеты кинематических пар

Вращательные кинематические пары качения (см. рис. 3.21, 3.22) рассчитываются по методике, разработанной для соответствующих подшипников качения [6]. При этом радиальная нагрузка на подшипники определяется посредством силового анализа исполнительного механизма.

Вращательные кинематические пары скольжения (см. рис. 3.19, 3.20) 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

$$p_{\max} = \frac{R_{\max}}{l \cdot d} \leq [p],$$

где: $p_{\max}$ – максимальное удельное давление, Н/м^2 ;

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/м^2 ; эта величина устанавливается для исполнительных механизмов конкретного вида оборудования исходя из опыта эксплуатации; например, для механизмов швейных и трикотажных машин принимают $[p] = 10^6 \text{Н/м}^2$.

Расчет на долговечность

Условие долговечности имеет вид:

$$(pV)_{\text{cp}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i V_i \leq [pV], \quad (3.15)$$

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

p_i – удельное давление в кинематической паре для i -го положения механизма, H/m^2 ; $p_i = R_i / l d$;

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 $[pV] = 2 \cdot 10^6 H/m \cdot c$.

При расчете поступательных пар скольжения (см. рис. 3.23, 3.24) на удельное давление и долговечность используют аналогичные уравнения. Уравнение прочности по удельному давлению имеет вид:

$$p_{max} = \frac{R_{max}}{b \cdot l} \leq [p],$$

где b, l – размеры плоскости контакта элементов пары.

В уравнении долговечности (3.15) V_i – модуль относительной скорости скольжения элементов поступательной пары.

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

4 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1 Материалы для изготовления звеньев кулачковых механизмов

Высокоскоростные и тяжело нагруженные кулачки рекомендуются изготавливать из легированных сталей 15 X, 20 X с цементацией и закалкой до твердости HRC₃ 56...62 и из чугунов марок СЧ 28, СЧ 32, СЧ 35 с нормализацией до HRB 200...260. Средне нагруженные кулачки изготавливают из малоуглеродистых сталей сталь 20 с цементацией на глубину 0,2...0,3 мм и последующей закалкой до HRC₃ 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 HRC₃ 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 HRC₃ 56...62.

4.2 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 $\Delta R = \Delta S = \pm 0,1 \dots \pm 0,15$ мм. Аналогичное положение наблюдается и в текстильном машиностроении.

Разработка системы допусков на изготовление кулачков, основанной на изучении всех факторов, влияющих на точность, требует проведения большого объема научно-исследовательских и экспериментальных работ.

В работе [7] расчет суммарных погрешностей ΔR_{Σ} и ΔS_{Σ} при обработке рабочей поверхности кулачков произведен теоретико-вероятностным методом с учетом первичных погрешностей технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь. Распределение погрешностей изготовления кулачков подчиняется закону Гаусса, а поля допусков имеют симметричное расположение относительно средних значений.

Поэтому допуски принимаются равными соответствующим суммарным погрешностям:

$$\Delta R = \pm \Delta 3\sigma (\Delta R_{\Sigma}),$$

$$\Delta S = \pm \Delta 3\sigma (\Delta S_{\Sigma})$$

при доверительной вероятности $p = 0,9973$,

где: $\sigma (\Delta R_{\Sigma})$, $\sigma (\Delta S_{\Sigma})$ – средние квадратические отклонения суммарных погрешностей.

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. При этом допуски на радиусы-векторы и образующие кулачков составляют $\pm 0,05$ мм для швейных машин и полуавтоматов, $\pm 0,07 \dots 0,10$ 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.

4.3 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 рис. 4.1 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. 4.1 не показана).

На чертежах дисковых кулачков предусматривается контрольное отверстие ($\varnothing 8H9$ на рис. 4.1). 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 рис. 4.2 показан чертеж одного из дисковых кулачков зевобразовательного механизма ткацкого станка СТБ [8]. Этот кулачок скрепляется с другим кулачком (контркулачком) посредством отверстия $\varnothing 15H7$, обеспечивающим геометрическое замыкание коромыслового толкателя.

Радиусы-векторы теоретического профиля кулачка приведены в таблице 4.1.

На рис. 4.3 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 рис. 4.4 и 4.5 приведен чертеж цилиндрического кулачка. Кулачок изготавливается из чугуна СЧ 21 с нормализацией до HRB 220...260.

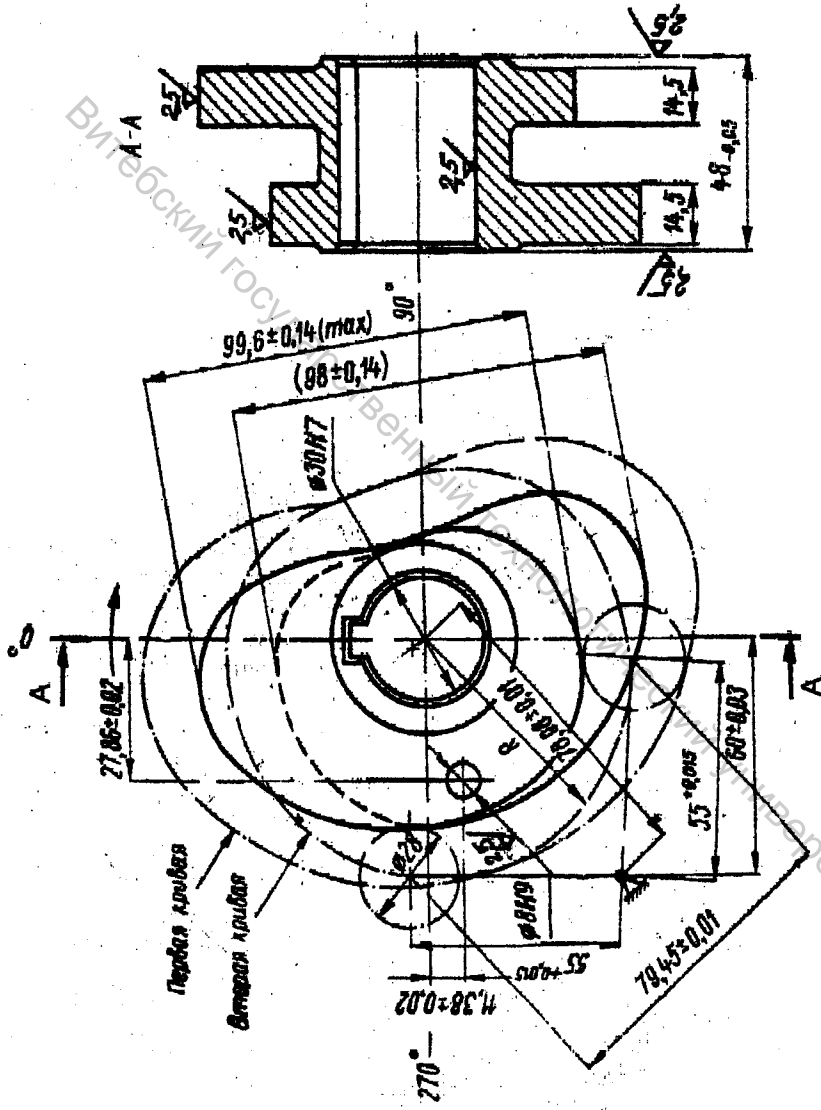


Рис. 4.1

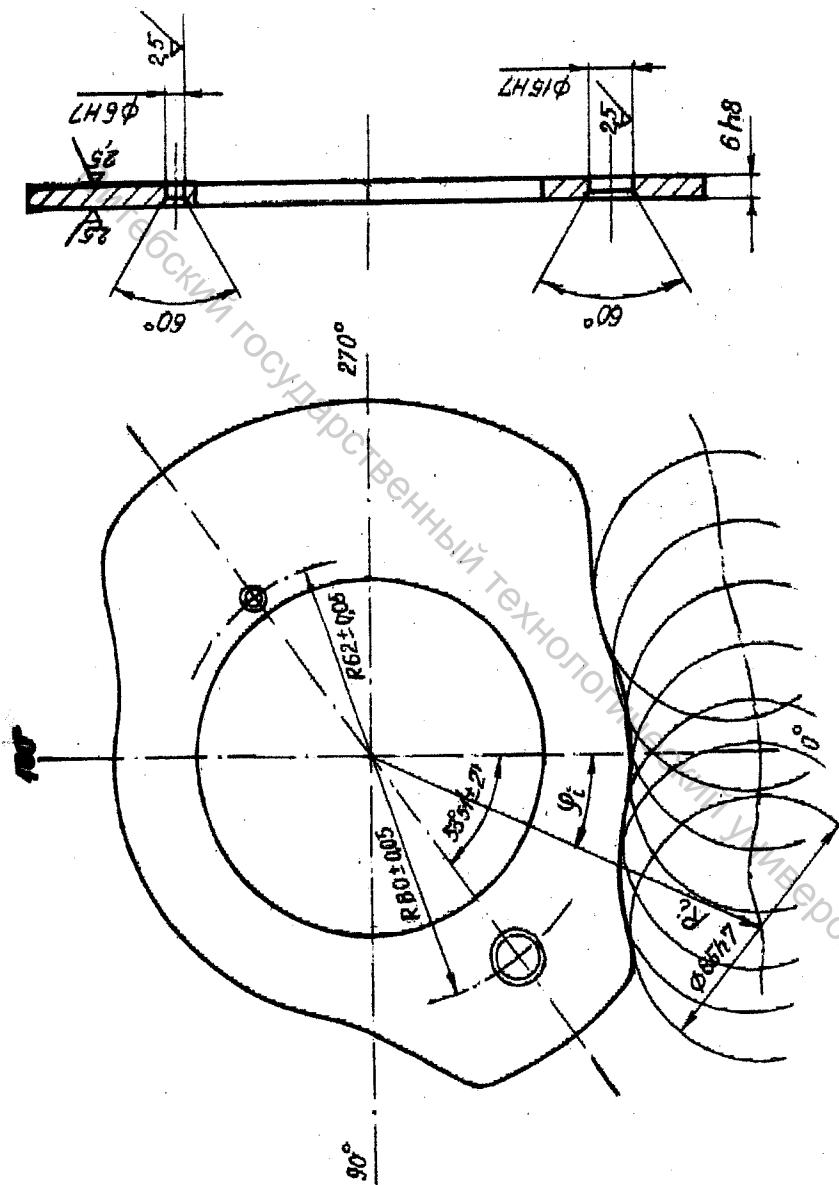


Рис. 4.2

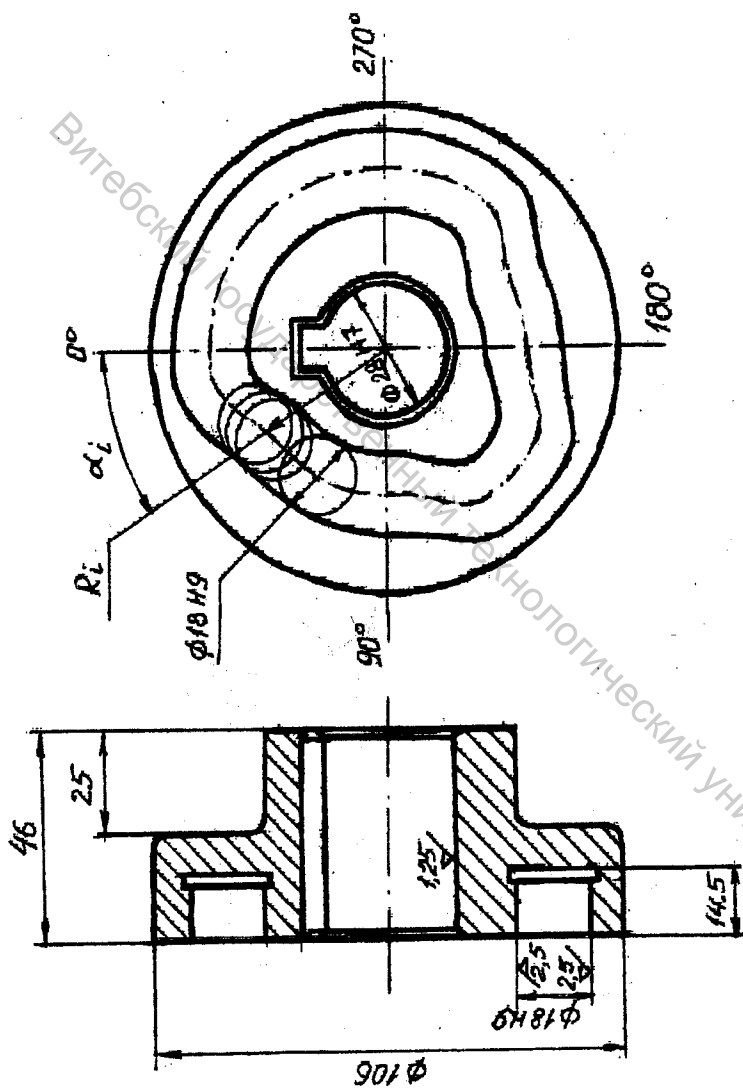


Рис. 4.3

Развёртка паза

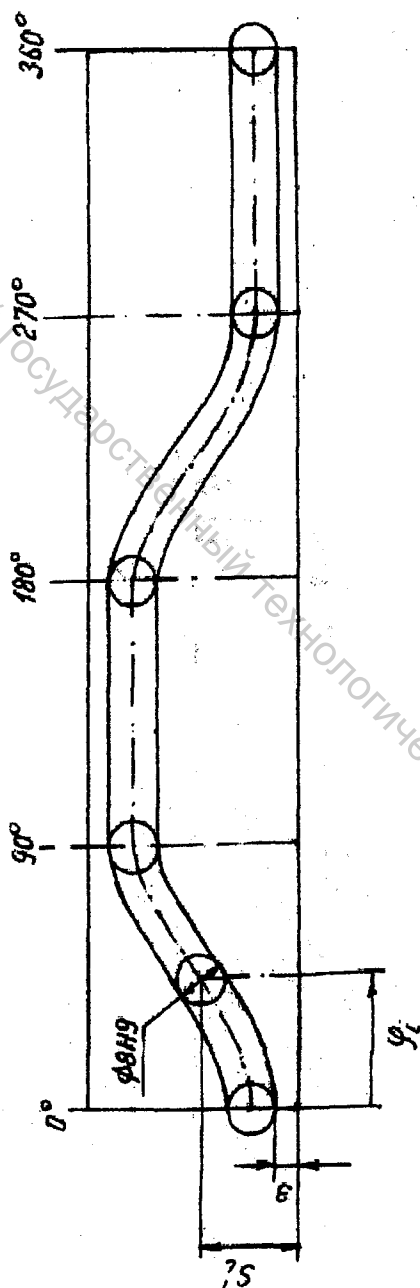


Рис. 4.5

Таблица 4.1.

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 4.1.

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

Продолжение таблицы 4.1.

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 (см. рис. 4.5) расстояниями S_i от торцевой поверхности кулачка через одинаковые интервалы угла φ_i поворота кулачка, равные 1° , в виде таблицы (на рис. 4.5 не показана).

4.4 Конструирование коромысловых толкателей и роликов

На рис. 4.6 показана конструкция коромыслового толкателя рычажно-кулачкового исполнительного механизма обувной машины 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 рис. 4.7 приведен чертеж конструкции сборного коромыслового толкателя, состоящего из двух коромысел 1 и 2. Коромысло 1 закрепляется на ведомом валу (на рис. 4.7 не показан) винтом 3 с помощью клеммового зажима. Жесткое соединение коромысел 1 и 2 осуществляется винтом 4 (см. сечение А-А на рис. 4.7). 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. 4.7).

На рис. 4.8 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 HRC₃ 56...62.

4.5 Расчет кулачков на контактную прочность

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

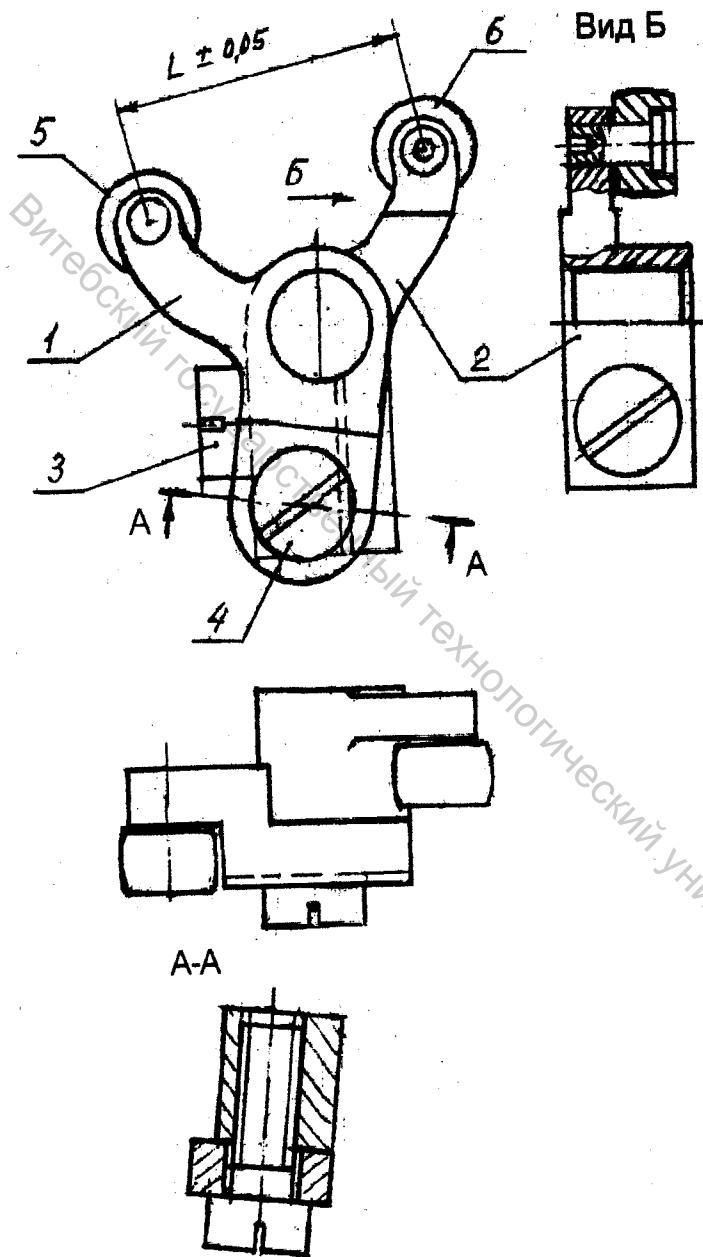


Рис. 4.7

С учетом формулы Герца-Беляева условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{QE_{np}}{b} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right)} \leq [\sigma_k], \quad (4.1)$$

где: Q – реакция кулачка на ролик, Н;

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

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

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;

$[\sigma_k]$ – допускаемое контактное напряжение материала кулачка; для стальных кулачков, подвергнутых цементации с последующей закалкой $[\sigma_k] = 22 \text{ HRC}_3 \text{ Н/мм}^2$, где HRC_3 – твердость по Роквеллу; для кулачков из серого чугуна $[\sigma_k] = 0,95\sigma_B$;

σ_B – предел прочности при растяжении, Н/мм²;

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

$[\sigma_k] = (20 \dots 25) \sigma_T \text{ Н/мм}^2$,

где σ_T – предел текучести, Н/мм².

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_n является законом синусоидального ускорения [3] и известны уравнения безразмерных характеристик:

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} (2\pi k - \sin 2\pi k), \quad (4.2)$$

$$\delta = 1 - \cos(2\pi k), \quad (4.3)$$

$$\xi = 2\pi \sin 2\pi k, \quad (4.4)$$

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

ψ – текущий угол поворота коромысла на интервале, рад;

k – безразмерный коэффициент времени, $k = t/t_n$, $t_n = \varphi_n/\omega_n$;

φ_n – угол поворота кулачка на интервале, рад;

ω_n – угловая скорость кулачка, рад/с;

δ – коэффициент скорости, $\delta = \omega/t_n/\psi_n$;

ω – текущее значение угловой скорости толкателя;

ξ – коэффициент ускорения,

$$\xi = \frac{\varepsilon}{\psi_n} \cdot t_n^2;$$

ϵ – текущее значение угловой скорости толкателя.

Графики $\zeta' = \zeta(k)$, $\delta = \delta(k)$ и $\xi = \xi(k)$ показаны на рис. 4.9.

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

Из графика $\xi = \xi(k)$ на рис. 4.9 следует, что $\xi = \xi_{\max}$ при $k = 0,25$. При этом из (4.2), (4.3), (4.4) следует: $\xi_{\max} = 2\pi$; $\delta = 1$; $\zeta = 0,09$. Затем определим максимальное угловое ускорение $\epsilon_{\max} = \frac{2\pi\psi_n\omega_k^2}{\varphi_n}$ и соответствующие значения

ω и ψ : $\omega = \frac{\psi_n\omega_k}{\varphi_n}$; $\psi = 0,09\psi_n$.

Рассмотрим уравнение моментов сил относительно точки А, действующих на толкатель (рис. 4.10):

$$M_{\text{и}} + P_{\text{ик}}^{\tau} \cdot (AS) + P_{\text{ир}}^{\tau} \cdot (AB) - Q(AB)\cos\vartheta = 0, \quad (4.5)$$

где: $M_{\text{и}}$ – момент сил инерции коромысла AB, $M_{\text{и}} = I_S \cdot \epsilon_{\max}$;

I_S – момент инерции коромысла относительно центра масс S;

$P_{\text{ик}}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции коромысла; $P_{\text{ик}}^{\tau} = m_k a_S^{\tau} = m_k \epsilon_{\max} \cdot (AS)$; m_k – масса коромысла, кг;

$P_{\text{ир}}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции ролика; $P_{\text{ир}}^{\tau} = m_p \epsilon_{\max} \cdot (AB)$; m_p – масса ролика, кг;

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

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\frac{l\psi_n}{\varphi_n} + 1 - l_0 \cos(0,25\psi_n + \psi_0)}{l_0 \sin(0,25\psi_n + \psi_0)},$$

где: $l = AB$ (см. рис. 4.10), $l_0 = OA$.

Из (4.5) определим Q:

$$Q = \frac{M_{\text{и}} + P_{\text{ик}}^{\tau} \cdot (AS) + P_{\text{ир}}^{\tau} \cdot (AB)}{(AB) \cdot \cos \vartheta}.$$

Определение радиуса кривизны теоретического профиля кулачка

Обозначим радиус-вектор теоретического профиля кулачка в исследуемом положении через R_i , а соответствующий угол – φ_i .

Проведем ось абсцисс прямоугольной системы координат xOy с началом в центре вращения кулачка O через начало отсчета φ_i (рис. 4.11). Тогда координаты точки B_i теоретического профиля определяются из соотношений:

$$x_i = R_i \cos \varphi_i,$$

$$y_i = R_i \sin \varphi_i.$$

Из таблицы значений R и φ на чертеже кулачка определим ближайшие к B_i точки B_{i-1} и B_{i+1} с радиусами соответственно R_{i-1} и R_{i+1} и углами φ_{i-1} и φ_{i+1} . Тогда координаты точек B_{i-1} и B_{i+1} равны:

$$x_{i-1} = R_{i-1} \cos \varphi_{i-1},$$

$$y_{i-1} = R_{i-1} \sin \varphi_{i-1},$$

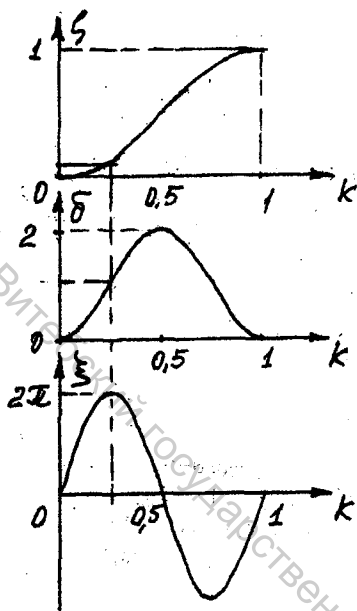


Рис. 4.9

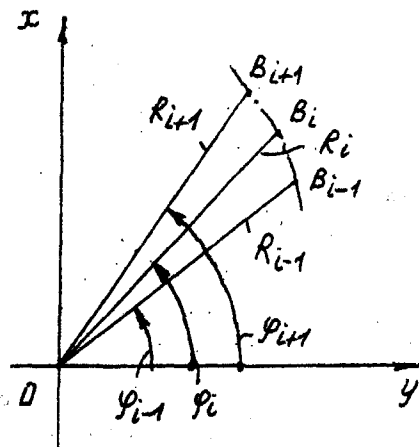


Рис. 4.11

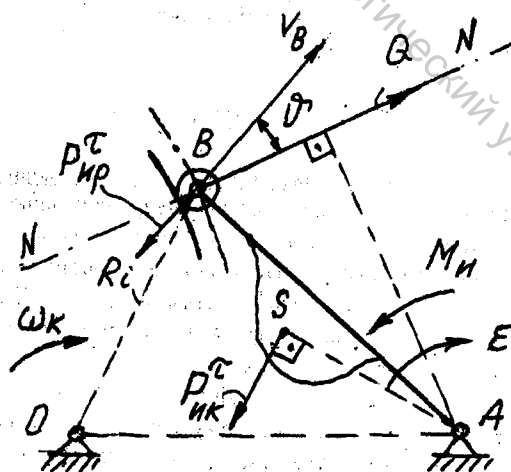


Рис. 4.10

$$y_{i+1} = R_{i+1} \sin \varphi_{i+1}.$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

На износостойкость кулачков оказывает 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 (см. рис. 4.1) 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 $E = 7 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$, т.е. в 22 раза меньше, чем у чугуна и в 33 раза меньше, чем у стали.

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТЫ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА (МСХ)

5.1 Теория свободного движения роликовых МСХ

В подавляющем большинстве МСХ применяются роликовые механизмы с цилиндрическими роликами, поэтому в дальнейшем приводятся теория и расчет только этих механизмов.

Функционирование роликовых МСХ можно представить так: включение - заклинивание механизма происходит при вращении звездочки 2 (рис. 5.1) относительно обоймы 1 по часовой стрелке, или, наоборот, обоймы относительно звездочки против часовой стрелки. При этом ролики заклиниваются между звездочкой и обоймой, соединяя в одно целое основные элементы МСХ.

При относительном движении обойм в противоположном направлении происходит выключение, расклинивание механизма; при этом возможно свободное движение обойм.

Полный цикл движения роликовых МСХ можно разбить на следующие основные периоды: свободного хода, заклинивания, расклинивания.

Под периодом свободного хода понимают время движения механизма, когда обоймы не заклинены и движутся одна относительно другой. При этом ролики под действием пружин хотя и соприкасаются с рабочими поверхностями обойм, но остаются незаклиненными между ними. Свободный ход механизма продолжается с момента окончания процесса расклинивания до момента начала заклинивания. Чаще всего в этот период механизмы свободного хода представляют систему с двумя или тремя степенями свободы.

Если обозначить ω_1 угловую скорость обоймы, а ω_2 - угловую скорость звездочки, то в течение всего периода свободного хода (рис. 5.1) должно выполняться условие $\omega_1 > \omega_2$.

Направление угловой скорости ω_1 при этом принимается за положительное. Законы движения роликов в течение свободного хода обуславливаются конструкцией механизма, законами движения обойм и целым рядом параметров механизма. Очень важным является нормальное протекание динамических процессов, обеспечивающих нормальное функционирование механизма, как в период свободного хода, так и в последующие периоды.

Действие динамических нагрузок на элементы МСХ вызывает колебательные процессы в период свободного движения и может привести к нарушению контакта ролика с рабочими поверхностями обойм. Указанное действие проявляется наиболее интенсивно в вариаторах, приводящихся непосредственно быстроходными электродвигателями, полный цикл которых осуществляется в течение сотых долей секунды.

Колебание роликов не только повышает потери в период свободного хода и интенсифицирует износ, но и нарушает нормальное протекание процесса заклинивания.

Если нарушение контакта ролика с обоймами не всегда пагубно сказывается в период свободного хода, особенно при отсутствии колебаний, то

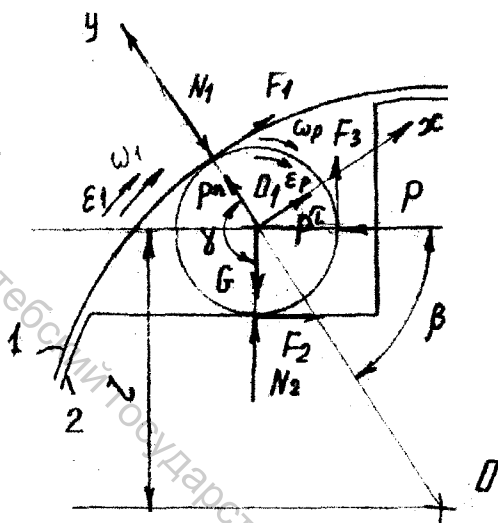


Рисунок 5.1

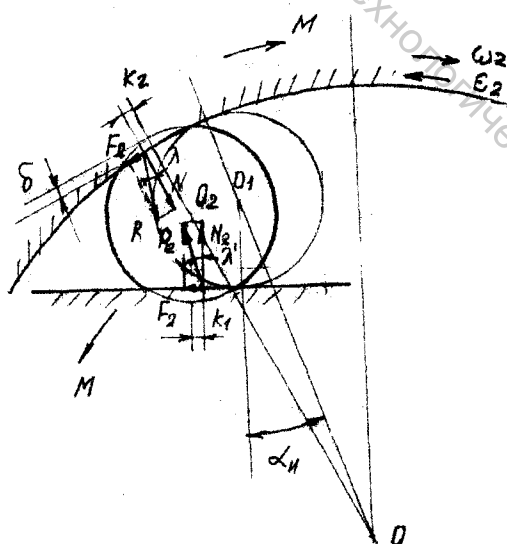


Рисунок 5.2

в момент начала заклинивания оно недопустимо. Условие контакта ролика с обоймами в конечной фазе периода свободного хода следует считать одним из главных условий правильного взаимодействия основных звеньев МСХ. Невыполнение указанного условия ведет к запаздыванию начала процесса заклинивания или даже к полному отсутствию его. При этом возможно возникновение больших динамических нагрузок вследствие несвоевременного заклинивания а, следовательно, интенсивный износ элементов механизма и нарушение всей работы машины в целом.

Период свободного хода у МСХ импульсных вариаторов увеличивается с увеличением амплитуды колебания ведомого звена преобразующего механизма. Во избежание интенсивного износа в этот период необходимо выбирать параметры МСХ так, чтобы ролики вращались в период свободного хода, в противном случае увеличатся потери и появится местный износ роликов в виде лысок.

Схема механизма с действующими на ролик силами для наиболее общего случая движения, когда обойма и звездочка вращаются с переменными угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , а ролики вращаются вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p , показана на рис. 5.1.

Введем следующие обозначения:

P, F_3, f_3 и p_3 - усилие прижимной пружины, сила трения, коэффициент трения и угол трения на поверхности контакта ролика и прижима; N_1, F_1, f_1, ρ_1 и k_1 - нормальная реакция, сила трения, коэффициент трения, угол трения и коэффициент трения качения на поверхности контакта ролика с обоймой; N_2, F_2, f_2 , и ρ_2 - нормальная реакция, сила трения, коэффициент трения и угол трения на поверхности контакта ролика и звездочки; G и m - вес и масса ролика; g - ускорение силы тяжести; l - расстояние между центрами ролика и обойм; β - угол между направлением усилия P и линией 00_1 , соединяющей центры механизма и ролика, угол установки прижима; γ - угол между линией действия силы тяжести и линией 00_1 ; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_p$ - угловые ускорения обоймы, звездочки и ролика; P_n и P_t - нормальная и тангенциальная силы инерции; J_p - момент инерции ролика относительно его оси.

Запишем уравнения динамического равновесия ролика, проектируя все силы на координатные оси X и Y (см. рис. 5.1):

$$\Sigma y = -N_1 + P_n + P \cos \beta + f_3 P \sin \beta + N_2 \cos \alpha - f_2 N_2 \sin \alpha - G \cos (180^\circ - \gamma) = 0;$$

$$\Sigma x = f_1 N_1 + P_t - P \sin \beta + f_3 P \cos \beta + N_2 \sin \alpha + f_2 N_2 \cos \alpha - G \sin (180^\circ - \gamma) = 0.$$

В результате совместного решения уравнений равновесия находим нормальные реакции N_1 и N_2 :

$$N_1 = \frac{-P[(1+f_2 f_3) \sin(\beta+\alpha) + (f_2 - f_3) \cos(\beta+\alpha)] + P_n (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) - P_t (\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) + G [\sin(\gamma+\alpha) + f_2 \cos(\gamma+\alpha)]}{(1-f_1 f_2) \sin \alpha + (f_1 + f_2) \cos \alpha}; \quad (5.1)$$

$$N_2 = \frac{P[(1-f_1 f_3) \sin \beta - (f_1 + f_3) \cos \beta] - f_1 P_n - P_t + G (\sin \gamma - f_1 \cos \gamma)}{(1-f_1 f_2) \sin \alpha + (f_1 + f_2) \cos \alpha}, \quad (5.2)$$

или

$$P \leq \frac{N_1}{rf_3}(rf_1 - k_1) - \frac{f_2 N_2}{f_3} - \frac{\varepsilon_P J_P}{rf_3} \quad (5.3)$$

Это справедливо при условии вращения ролика $rf_1 N_1 - k_1 N_1 \geq rf_2 N_2 + rf_3 P + \varepsilon_P J_P$.

Условия контакта ролика с обоймами запишутся в виде неравенств $N_1 \geq 0$ и $N_2 \geq 0$ или, принимая во внимание, что силы инерции

$$P_n = m l \omega_1^2, \quad (5.4)$$

$$P_i = m l \varepsilon_2, \quad (5.5)$$

На основании уравнений (5.1) и (5.2) получим

$$P_1 \geq \frac{m l [(\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) \varepsilon_2 - (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \omega_2^2] - G [\sin(\gamma + \alpha) + f_2 \cos(\gamma + \alpha)]}{(1 + f_2 f_3) \sin(\beta + \alpha) + (f_2 - f_3) \cos(\beta + \alpha)}, \quad (5.6)$$

$$P_2 \geq \frac{m l (\varepsilon_2 + f_1 \omega_2^2) - G (\sin \gamma - f_1 \cos \gamma)}{(1 - f_1 f_3) \sin \beta - (f_1 + f_3) \cos \beta}, \quad (5.7)$$

где P_1 — усилие прижимной пружины, гарантирующее контакт ролика с обоймой; P_2 — усилие пружины, гарантирующее контакт ролика со звездочкой.

5.2 Теория заклинивания роликовых МСХ

Под заклиниванием роликового МСХ понимают процесс защемления ролика между рабочими поверхностями обойм в момент такого относительного перемещения их, которое вызывает закатывание ролика в более узкую часть пространства между обоймами. Этот период сопровождается приложением нагрузки к элементам механизма и их деформацией: потерей энергии на трение качения ролика по рабочим поверхностям обойм, потерей энергии на разрыв масляной пленки, гистерезисом и накоплением потенциальной энергии деформации.

Процессу заклинивания предшествует момент, соответствующий концу свободного хода, когда угловые скорости обоймы ω_1 и звездочки ω_2 становятся равными, т. е. $\omega_1 = \omega_2$. Заклинивание начинается при $\omega_2 > \omega_1$ и заканчивается равновесным заклиненным состоянием.

Если под действием всех сил, приложенных к ролику, в начальный момент процесса заклинивания ролик перемещается в направлении заклинивания, то произойдет защемление-заклинивание ролика между обоймами. Из уравнения динамического равновесия ролика в начальной фазе его заклинивания получены условия самозаклинивания роликовых МСХ.

Механизмы с единичным расположением роликов. На рис. 5.2 показаны схемы усилий, действующих на ролик, и деформаций основных элементов в процессе заклинивания, что в равной мере соответствует и заклиненному состоянию механизма.

Если в начальный период заклинивания силы инерции, действующие на ролик, и сила прижимного устройства в значительной мере обуславливают

силы трения на поверхностях соприкосновения и, следовательно, должны быть учтены при определении условий самозаклинивания, то в последующий период, после того, как начнется деформация роликов и обойм, эти усилия весьма невелики по сравнению с усилиями, действующими со стороны обойм. Поэтому при исследовании периода заклинивания и заклиненного состояния ролика между обоймами действием этих усилий пренебрегаем.

Общие реакции R_1 и R_2 , действующие на ролик со стороны обойм, вследствие сопротивления при перекатывании ролика смещены от центра площадки смятия на величины k_1 и k_2 и направлены соответственно под углом λ и λ' к линиям действия нормальных усилий.

Условие непробуксовывания механизма в этот период:

$$N_1 \operatorname{tg} \lambda < N_1 \operatorname{tg} \rho_1$$

или

$$\lambda < \rho_1,$$

где ρ_1 - угол трения на поверхности контакта ролика с обоймой.

Предполагая, что нагрузка между роликами распределяется равномерно, запишем уравнение равновесия обоймы

$$-\frac{M}{z} + N_1 \operatorname{tg} \lambda (1 + r - \delta) - k_1 N_1 = 0;$$

$$N_1 = \frac{M}{z [\operatorname{tg} \lambda (1 + r - \delta) - k_1]},$$

где M - крутящий момент; z - число роликов; l - расстояние между центрами ролика и обоймы; δ - суммарная деформация обоймы в месте соприкосновения с роликом.

Величина $\operatorname{tg} \lambda \delta - k_1$ весьма незначительная, и ею можно пренебречь, тогда

$$N_1 = \frac{M}{z(1+r) \operatorname{tg} \lambda}. \quad (5.8)$$

Нормальное давление N_2 и угол λ определяются, если записать уравнения равновесия ролика

$$\frac{N_1}{\cos \lambda} = \frac{N_2}{\cos \lambda'}, \quad (5.9)$$

$$F_1 r - N_1 k_1 - N_2 k_2 - F_2 r = 0. \quad (5.10)$$

Из рис. 5.2 видно, что

$$\alpha_H = \lambda + \lambda'. \quad (5.11)$$

Используя формулы (5.9), (5.10), (5.11), найдем

$$N_2 = \frac{M \cos(\alpha_H - \lambda)}{z(1+r) \sin \lambda}. \quad (5.12)$$

5.3 Геометрический расчет роликов механизмов свободного хода (МСХ)

Известно большое число МСХ с различной геометрией основных звеньев, однако не все они нашли применение на практике. Наиболее простым и

дешевым в изготовлении является механизм, показанный на рис. 5.3.

Контактные поверхности внутренней обоймы, называемой звездочкой, в этом механизме выполнены в виде плоскости.

Диаметр d ролика и диаметр D отверстия наружной обоймы определяют в результате расчета на прочность (см. стр.), а угол заклинивания α принимают на основании опытных данных; расчету подлежит величина C , которая в соответствии с обозначениями на рис. 5.3 равна

$$C = (R - r) \cos \alpha - r, \quad (5.13)$$

или

$$C = r(K_1 - 1) \cos \alpha,$$

где $K_1 = R/r$.

Если принять $K_1 = 8$ и $\alpha = 7^\circ$, то $C = 5,94r$.

Для нормальной работы роликового МСХ первостепенную роль играет угол заклинивания α . Из (5.13) следует:

$$\cos \alpha = \frac{\frac{C}{r} + 1}{K_1 - 1} \quad (5.14)$$

Из этой формулы можно определить α при изменении параметров C/r и K_1 . Так, при $K_1 = 8$ и $\alpha = 7^\circ$ изменение всего лишь на 0,01 величины C/r вызывает изменение угла α на $1^\circ 30'$. Для получения необходимого угла заклинивания следует выполнять диаметр ролика с большой точностью. Ролики, выпускаемые подшипниковыми заводами, непригодны вследствие недостаточной точности.

5.4 Расчет роликовых МСХ на прочность

Основными критериями работоспособности роликового МСХ являются способность механизма заклиниваться без пробуксовки и контактная выносливость наиболее нагруженных элементов. МСХ с цилиндрическими роликами выходят из строя вследствие усталостного разрушения и износа рабочей поверхности звездочки. Циклическое движение, частое включение и выключение МСХ обуславливают изменение контактных напряжений в зонах контакта роликов с обоймами по пульсирующему циклу, что приводит к образованию трещин и к поверхностному выкрашиванию зон многократного нагружения. Кроме того, эти зоны подвержены износу вследствие перекатывания с проскальзыванием роликов в процессе заклинивания и расклинивания, а также скольжения роликов в период свободного хода.

Выкрашивание и износ можно ограничивать главным образом за счет соответствующей твердости материалов роликов, звездочки и обоймы путем термообработки, применения вставок из твердых сплавов, снижения шероховатости контактных поверхностей, повышения точности обработки роликов и сборки механизма.

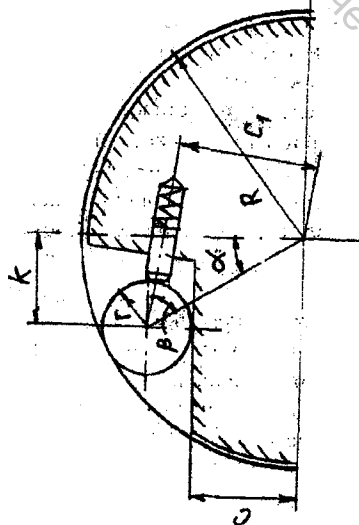


Рисунок 5.3

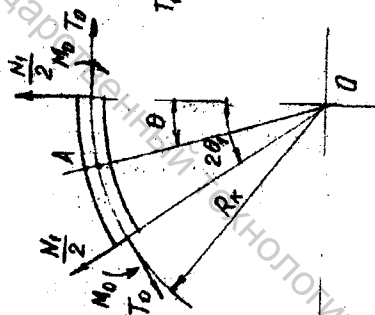


Рисунок 5.4

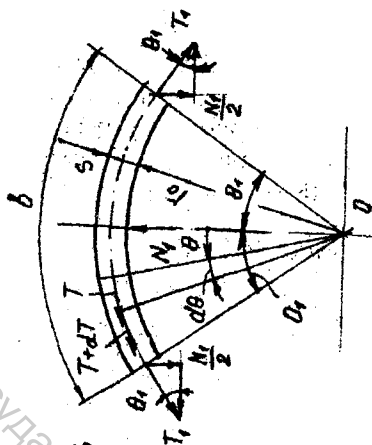


Рисунок 5.5

Выполнение первого условия сводится к определению прижимного усилия с учетом динамики движения основных звеньев механизма, а второго условия – в основном к определению угла первоначального заклинивания α .

Если вопрос определения прижимного усилия решается расчетом, то величины углов α выбирают на основании опытных данных конструирования и эксплуатации роликовых МСХ.

Угол α можно предварительно выбрать по таблице 5.1 с учетом конкретных условий работы механизма и точности его изготовления.

Таблица 5.1.

Данные для предварительного выбора угла α

Группа МСХ	Первоначальный угол заклинивания, градусы
Обычные механизмы	4
Со вставками из твердых сплавов	4-6

Окончательную величину α уточняют в результате динамического анализа процесса заклинивания, учитывая влияние погрешности изготовления и монтажа механизма, а также расчетом на жесткость [].

Наибольшие крутящие моменты МСХ передают в период включения (заклинивания), протекающий при неустановившемся движении обойм механизма и сопровождающийся приложением динамических усилий, нередко превышающих номинальные (средние) нагрузки.

Наибольший крутящий момент приблизительно определяют по формуле:

$$M_{\max} = M \cdot K_d$$

где: M – номинальный (средний) крутящий момент;

K_d – коэффициент динамичности.

Из-за погрешностей изготовления роликов и рабочих поверхностей обойм не все ролики будут одинаково передавать действующий крутящий момент, что учитывают при определении расчетной нагрузки, вводя поправочный коэффициент точности K_r , который представляет собой отношение величины нормального усилия на поверхности контакта ролика и звездочки, определяемой расчетом, к максимальному значению этого усилия, которое находят опытным путем. В зависимости от точности изготовления и монтажа для механизмов с прямолинейным профилем звездочек принимают $K_r = 0.65 \dots 0.90$.

Таким образом, расчетный момент

$$M_p = \frac{M_{\max}}{K_r} \quad (5.15)$$

Или приближенно

$$M_p = \frac{M \cdot K_d}{K_r} \quad (5.16)$$

Так как до настоящего времени не имеется данных о длительных пределах контактной выносливости при испытании МСХ по отношению к

которым должны устанавливаться допускаемые напряжения, то расчеты МСХ производят по пониженным значениям $[\tau]$, пользуясь зависимостью

$$[\tau_1] = \frac{[\tau]}{\sqrt[6]{N}},$$

где N – общее число расчетных включений.

Для механизмов допускаемые значения напряжения можно определить по таблице 5.2, составленной на основании исследований, приведенных в работе [9].

Таблица 5.2.

Допускаемые напряжения при расчете МСХ

Число роликов	Предельное число циклов нагружения	Допускаемые напряжения, Н/мм ²
3	26·10 ⁶ ... 32·10 ⁶	350
5	30·10 ⁶ ... 40·10 ⁶	
3	14·10 ⁶ ... 16·10 ⁶	500
5	16·10 ⁶ ... 20·10 ⁶	
3	8·10 ⁶ ... 10·10 ⁶	620
5	9·10 ⁶ ... 14·10 ⁶	

Для МСХ повышенной долговечности, имеющих звездочки с плоскими вставками из твердого сплава Т15К6 и угол заклинивания $\alpha = 4^\circ$, допускаемое напряжение $[\tau] = 750$ Н/мм², при $Z = 3$, $N_n = 14 \cdot 10^6 \dots 18 \cdot 10^6$, при $Z = 5$ величина $N_n = 19 \cdot 10^6 \dots 25 \cdot 10^6$.

Максимальное контактное напряжение сжатия на площадках контакта ролика и обойм

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{l_p \cdot \rho_n}}, \quad (5.17)$$

где: N – нормальное давление, Н;

E – приведенный модуль упругости материалов поверхностных слоев контактирующих элементов, Н/мм²;

l_p – длина ролика, мм;

ρ_n – приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей, мм.

Наибольшее контактное напряжение сдвига в поверхностных слоях обоих соприкасающихся тел $\tau_{\max} = 0,304 \sigma_c$. В период заклинивания и в период заклиненного состояния механизма на поверхностях соприкосновения ролика и обойм кроме нормальных сил действуют силы трения, которые изменяют напряженное состояние в зоне контакта и увеличивают максимальное контактное напряжение. Если принять наибольшее значение реализуемого коэффициента трения для заклиненного состояния равным 0,2, то максимальное контактное касательное напряжение при значении коэффициента Пуассона 0,3 будет составлять $0,34 \sigma_c$ [9].

Определим величину $\tau_{\max}$ с учетом (5.17):

$$\tau_{\max} = 0,142 \sqrt{\frac{N \cdot E}{l_p \cdot \rho_n}}, \quad (5.18)$$

Величины приведенных радиуса кривизны и модуля упругости в местах соприкосновения ролика со звездочкой и обоймой определяются из формул:

$$\rho_n = r - \text{для звездочки}$$

$$\rho_n = \frac{R \cdot r}{R - r} - \text{для обоймы}$$

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_p}{E_1 + E_p} - \text{для звездочки}$$

$$E = \frac{2E_2 \cdot E_p}{E_2 + E_p} - \text{для обоймы}$$

где: R – радиус поверхности обоймы;

r – радиус ролика;

E_1, E_2, E_p – модули упругости первого рода материалов поверхностных слоев соответственно звездочки, обоймы и ролика.

Величина N определяется, исходя из анализа заклиненного состояния МСХ, согласно (5.12), если принять $\lambda = \alpha/2, 1 + r = R$

$$N = \frac{M_p}{Z \cdot R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (5.19)$$

где: M_p – расчетный крутящий момент, определяемый из (5.16);

Z – число роликов;

R – радиус цилиндрической поверхности обоймы;

α – угол заклинивания.

С учетом (5.19) получим из (5.18) для максимальных касательных напряжений в месте контакта ролика и звездочки и в месте контакта ролика и обоймы:

$$\tau = 0,2 \sqrt{\frac{M_p \cdot E_1 \cdot E_p}{Z \cdot l_p \cdot r \cdot R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} (E_1 + E_p)}}, \quad (5.20)$$

$$\tau' = 0,2 \sqrt{\frac{M_p \cdot E_2 \cdot E_p (R - r)}{Z \cdot l_p \cdot r \cdot R^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} (E_2 + E_p)}}, \quad (5.21)$$

У большинства МСХ материалы обойм и роликов имеют одинаковые модули упругости. При $E_1 = E_2 = E_p = E$ из формул (5.20) (5.21) нетрудно показать, что $\tau > \tau'$.

Поэтому расчет в этом случае следует выполнять на основании формулы (5.20):

$$\tau = 0,142 \sqrt{\frac{M_p \cdot E}{Z \cdot I_p \cdot r \cdot R \cdot \operatorname{tg}^{\alpha} 2}} \quad (5.22)$$

Расчет ролика

Длину ролика обычно определяют в зависимости от его диаметра из отношения $K_2 = I_p/d$.

Чтобы ролики не перекашивались между рабочими поверхностями звездочки и обоймы, величина K_2 , как показали опыты, должна удовлетворять условию $K_2 \geq 1,25$. В существующих конструкциях $K_2 = 2 \dots 4$. С целью уменьшения радиального габаритного размера механизмов величину K_2 следует выбирать по возможности большей. Обозначим $K_1 = R/r$. Для проектировочных расчетов на основании формулы (5.22) диаметр ролика

$$d = 0,432 \sqrt[3]{\frac{E \cdot M_p}{Z \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot [\tau]^2 \cdot \operatorname{tg}^{\alpha} 2}} \quad (5.23)$$

где: $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение сдвига.

Зная величину d по выбранным K_1 и K_2 можно определить величины R и I_p . Ориентировочно у МСХ $K_1 = 5 \dots 8$; $Z = 5 \dots 20$. Для наиболее распространенных механизмов при $K_1 = 8$ и $K_2 = 2$, $\alpha = 7^\circ$, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\tau = 500 \text{ Н/мм}^2$, ($[\sigma_c] = 1500 \text{ Н/мм}^2$) из формулы (5.23) получим

$$d = 0,404 \sqrt[3]{\frac{M_p}{Z}}$$

Расчет обоймы

В сечении наружной обоймы, если ее рассматривать как цилиндрическое кольцо, возникают напряжения от действия изгибающих моментов, нормальных и перерезывающих сил. У большинства конструкций обойм имеются концентраторы напряжений, которые должны быть учтены при расчете на прочность. Эластичные обоймы МСХ выходят из строя в результате усталостного нагружения. Поэтому такие обоймы необходимо рассчитывать на выносливость.

Пренебрегая действием тангенциальных сил и предполагая, что давление на обойму со стороны распределяется как между отдельными роликами, так и по их длине, расчетную схему наружной обоймы можно представить в виде кольца, нагруженного радиальными, симметрично приложенными силами. В таком случае для определения напряженного состояния достаточно рассмотреть участок кольца, заключенный между этими силами (рис. 5.4). Выделенный элемент кольца будет находиться в равновесии под действием радиальных усилий N_1 , изгибающих моментов M_0 , нормальных T_0 и перерезывающих усилий Q_0 .

Из условий статики найдем

$$T_0 = \frac{N_1}{2} \operatorname{ctg} \Theta_1 = \frac{N_1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z}$$

В сечении ОА, ориентированном от правого конца элемента углом Θ :
изгибающий момент

$$\begin{aligned} M &= M_0 + T_0 R_k (1 - \cos \Theta) - \frac{N_1}{2} R_k \sin \Theta = \\ &= M_0 + \frac{N_1 R_k}{2} \left[\operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} (1 - \cos \Theta) - \sin \Theta \right]; \end{aligned} \quad (5.24)$$

нормальная сила

$$T = T_0 \cos \Theta + \frac{N_1}{2} \sin \Theta = \frac{N_1}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \cos \Theta + \sin \Theta \right); \quad (5.25)$$

перерезывающая сила

$$Q = T_0 \sin \Theta - \frac{N_1}{2} \cos \Theta = \frac{N_1}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \sin \Theta - \cos \Theta \right). \quad (5.26)$$

Зная, что угол поворота сечения правого элемента равен нулю, на основании теоремы Кастильяно и известной формулы по определению потенциальной энергии «и» кривого бруса запишем

$$\frac{\partial u}{\partial M} = \int_0^{2\Theta_1} \frac{M}{EFh} \frac{\partial M}{\partial M_0} d\Theta - \int_0^{2\Theta_1} \frac{T}{EF} \frac{\partial M}{\partial M_0} d\Theta = 0, \quad (5.27)$$

где E – модуль нормальной упругости материала кольца;

F – площадь поперечного сечения кольца;

h – расстояние нейтральной оси криволинейного элемента до центра тяжести сечения.

Так как на основании уравнения (5.24) $\frac{\partial M_0}{\partial M} = 1$, то после подстановки значений M и T из уравнений (5.24) и (5.25) в выражение (5.27) и интегрирования получим

$$M_0 = N_1 R_k \left[\frac{Z}{2\pi} \left(1 + \frac{h}{R_k} \right) - \frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \right]. \quad (5.28)$$

Подставляя M_0 из формулы (5.28) в уравнение (5.24) найдем выражение для изгибающего момента в любом сечении кольца:

$$M = N_1 R_k \left[\frac{Z}{2\pi} \left(1 + \frac{h}{R_k} \right) - \frac{1}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \cos \Theta + \sin \Theta \right) \right]. \quad (5.29)$$

Из анализа уравнения (5.29) следует, что наибольший изгибающий момент будет при $\Theta = 0$ (под силой), а наименьший при $\Theta = \Theta_1$ (посередине между силами).

Нормальные же усилия T на основании уравнения (5.25) будут наименьшими на концах элемента и максимальными в середине.

$$\text{Расстояние } h = \frac{C}{1+C} R_k.$$

Для прямоугольного сечения величина C будет найдена из быстротеходящегося ряда:

$$C = \frac{1}{3} \left(\frac{S}{2R_k} \right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{S}{2R_k} \right)^4 + \frac{1}{7} \left(\frac{S}{2R_k} \right)^6 + \dots,$$

где S - толщина кольца, R_k - радиус кривизны окружности, проходящей через центр тяжести сечений.

При определении расстояния h для практических расчетов с достаточной точностью можно ограничиться первым членом ряда.

Тогда

$$h = \frac{S^2}{12R_k^2 \left(1 + \frac{S^2}{12R_k^2} \right)}$$

Величиной $\frac{S^2}{12R_k^2}$ в скобках можно пренебречь, так как она значительно меньше единицы и тогда $h = \frac{S^2}{12R_k^2}$.

Если в уравнение (5.29) подставим полученное значение h , то максимальный изгибающий момент ($\Theta = 0$) можно выразить

$$M_{\max} = N_1 \cdot R_k \left[\frac{Z}{2\pi} \left(1 + \frac{S^2}{12R_k^2} \right) - \frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \right] \quad (5.30)$$

Полное нормальное напряжение в волокне кривого стержня, удаленном от нейтральной оси на величину y , определим по известной зависимости

$$\sigma = \frac{T}{F} + \frac{M_y}{M_F \cdot \rho} \quad (5.31)$$

где M_F - статический момент поперечного сечения относительно нейтральной оси,

ρ - радиус кривизны волокна.

Для обойм прямоугольного сечения (наиболее частый случай) максимальное нормальное напряжение будет иметь место на внутренней стороне в сечении под силой. При этом $\rho = \frac{D}{2}$, $y = \frac{S}{2} - h$, $M_F = Fh$, $F = S \cdot l_p$ и

$$R_k = \frac{D + S}{2}$$

Максимальное нормальное напряжение на основании уравнений (5.18), (5.19) будет

$$\sigma_{\max} = \frac{N_1 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z}}{2Sl_p} + \frac{M_{\max} (S - 2h)}{S \cdot l_p D \cdot h} \quad (5.32)$$

где D - диаметр отверстия обоймы.

Используя уравнения (5.30), (5.32) определим толщину обоймы:

$$S = \frac{3N_1 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z} \cdot D(K_s + 1)}{2(3[\sigma]_p \cdot D(K_s + 1) - N_1(a + 6b \cdot K_s + 3bK_s^2)(3K_s + 2))}, \quad (5.33)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение;

$$K_s = \frac{D}{2}; \quad a = \frac{2Z}{\pi} - \frac{3}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z}; \quad v = \frac{Z}{2\pi} - \frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z}.$$

Для вычисления деформации кольца в месте приложения усилия N_1

воспользуемся теоремой Кастильяно $\delta = \frac{\partial u}{\partial N_1}$ или после интегрирования и преобразований

$$\delta = \frac{N_1 \cdot R_k^2}{EFh} \left(\frac{\rho}{4q} - \frac{Z}{\pi} \right) + \frac{N_1 \cdot R_k}{EF} \left(\frac{3\rho}{4q} - \frac{2Z}{\pi} \left(1 + \frac{h}{R_k} \right) \right) + \frac{v N_1 \cdot R_k \rho}{4GFq}, \quad (5.34)$$

где G – модуль упругости сдвига материала кольца, $\rho = \frac{\pi}{Z} + \sin \frac{\pi}{Z}$;

$q = 1 - \cos \frac{\pi}{Z}$. Для прямоугольного сечения кольца $v = 1,5$.

У большинства конструкций МСХ наружные обоймы значительно отличаются от цилиндрического кольца (их выполняют в виде головки шатуна или коромысла, венца зубчатого колеса, запрессованного в корпус кольца со шпоночными канавками и т.д.). Поэтому ниже приводится приближенный расчет.

Если принять, что ролики равномерно расположены по окружности, то часть кольца, ограниченную центральным углом $\frac{2\pi}{Z}$, можно рассматривать как кривой брус (рис. 5.5), закрепленный жестко на обоих концах.

Максимальная растягивающая сила

$$T_1 = \frac{N_1}{2 \sin \Theta_1} = \frac{N_1}{2 \sin \left(\frac{180^\circ}{Z} \right)},$$

Максимальное растягивающее напряжение

$$\sigma_p = \frac{N_1}{2Sl_p \sin \left(\frac{180^\circ}{Z} \right)}.$$

Учитывая, что высота S кривого бруса относительно мала, получим

$$\text{напряжение изгиба } \sigma_n = \frac{N_1 b}{8W}, \quad \text{где } b = \frac{2\pi \left(R + \frac{S}{2} \right)}{Z} \quad \text{и } W = \frac{l_p S^2}{6}.$$

После подстановки

$$\sigma_n = \frac{1,5\pi N_1 \left(R + \frac{S}{2} \right)}{Z l_p S^2}.$$

Результирующее напряжение

$$\sigma_p = \frac{N_1}{2Sl_p} \left(\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} + \frac{1,5\pi(2R+S)}{ZS} \right),$$

откуда толщина стенки

$$S = \frac{N_1}{4l_p[\sigma]_н} \left(\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} + \frac{4,71}{Z} \right) + \sqrt{\frac{N_1^2}{16l_p^2[\sigma]_н^2} \left(\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} + \frac{4,71}{Z} \right)^2 + \frac{4,71R \cdot N_1}{l_p Z[\sigma]_н}},$$

где $[\sigma]_н$ - допускаемое напряжение на изгиб.

Для ориентировочных расчетов толщину обоймы находят в зависимости от диаметра d ролика.

Если наружную обойму запрессовывают в другую деталь, толщину стенки S определяют по эмпирической зависимости $S = (0,5 \dots 0,65)d$, а если обойму не монтируют в другую деталь, то $S = (0,8 \dots 1,2)d$. Для нормали машиностроения МН-3-61 с учетом на ослабление шпоночной канавки толщина обоймы $S = (1 \dots 1,6)d$.

5.5 Расчет и конструирование прижимных устройств

В большинстве случаев для нормальной работы МСХ в его конструкции предусматривается прижимное устройство, основное назначение которого состоит в том, чтобы обеспечить контакт заклинивающихся роликов с обеими обоймами. При этом достигается устранение «мертвого хода» в период заклинивания, т. е. обеспечивается постоянная готовность механизма к заклиниванию, и одновременное заклинивание всех роликов. Кроме того, прижимные устройства способствуют равномерному распределению нагрузки как между роликами, так и по длине каждого из них.

При расклинивании ролики под действием сил упругости с большим ускорением отбрасываются назад и с значительной силой ударяются об опорную поверхность прижимного устройства. Поэтому опорные поверхности прижимных устройств следует выполнять стальными с достаточной твердостью. Прижимные устройства, опорные поверхности которых изготовлены из металлов с малой твердостью (бронза, алюминиевые сплавы, незакаленная сталь), расклепываются и могут служить причиной неполадок механизма. Кроме того, следует помнить также, что мягкий прижим истирается, загрязняя металлическими частицами смазку, тем самым увеличивая износ рабочих поверхностей основных деталей. Попадая на рабочие поверхности, металлические включения резко повышают трение, что приводит к заеданию при расклинивании механизма.

У МСХ импульсных передач на пружины прижимов при каждом расклинивании действуют динамические нагрузки. В этом случае пружина

работает с переменным напряжением по пульсирующему циклу. Поэтому пружины следует рассчитывать на выносливость.

Основным критерием правильного функционирования прижимного устройства любого МСХ является способность обеспечить контакт тел заклинивания с обоймами в первоначальной стадии периода заклинивания. Из этого основного критерия вытекает необходимость посредством прижимного усилия локализовать колебания роликов у механизмов со свободным ходом при больших скоростях и предотвратить отрыв роликов от обоймы при расклинивании в случае весьма малого цикла движения механизма, когда контакт ролика с обоймами к началу заклинивания может запаздывать. К дополнительным условиям следует отнести вращение роликов у механизмов с цилиндрическими роликами.

Все прижимные устройства роликовых механизмов свободного хода можно разделить на индивидуальные для каждого ролика и групповые - сепараторные. Индивидуальные прижимные устройства нашли применение у механизмов с малыми и средними угловыми скоростями и с относительно небольшим числом роликов (примерно до 9). Последнее объясняется прежде всего тем, что при значительном числе роликов расстояние между последними настолько мало, что не представляется возможным конструктивно встроить прижимное устройство для каждого ролика в отдельности.

У механизмов с индивидуальными прижимами при больших скоростях свободного хода наблюдаются колебания роликов. Сепараторные прижимные устройства устраняют колебания роликов и допускают относительную скорость свободного хода примерно в 2 раза больше, чем механизмы с индивидуальными прижимами. При выборе вида прижимного устройства (индивидуальные или сепараторные) следует учитывать скоростные режимы свободного хода, систему и вид смазки, конструкцию МСХ, условия эксплуатации.

Для механизмов с небольшим числом циклов работы и непродолжительным периодом свободного хода прижимное устройство выполняют в виде спиральной (рис 5б, а и б) либо плоской (рис 5б, в, г, д) пружины. Попытки применения таких прижимных устройств для механизмов с большим числом циклов работы успеха не имели, так как через некоторое время пружина истиралась о ролик и прижимное действие ее прекращалось.

На рис 5б, е показана распространенная конструкция прижимного устройства с прижимом в виде цилиндрического штифта, применяющегося у механизмов с небольшим числом роликов (от 1 до 5). Во избежание перекоса сухаря в отверстии длину l_0 необходимо назначать не менее $1,5 d_c$ прижимного штифта. Величину d_c конструктивно принимают $d_c = 0,6 d$, а глубину отверстия в звездочке $l_0 = (3 - 4) d_c$. В качестве прижимных штифтов целесообразно использовать закаленные ролики подшипников.

В период расклинивания ролик воздействует на прижим и перемещает его в глубь отверстия, преодолевая при этом не только усилие пружины, но и противодействие масла, находящегося в отверстии под прижимом. С целью устранения этого противодействия отверстие в ряде конструкций выполняют сквозным. Однако следует отдать предпочтение конструкции с глухим

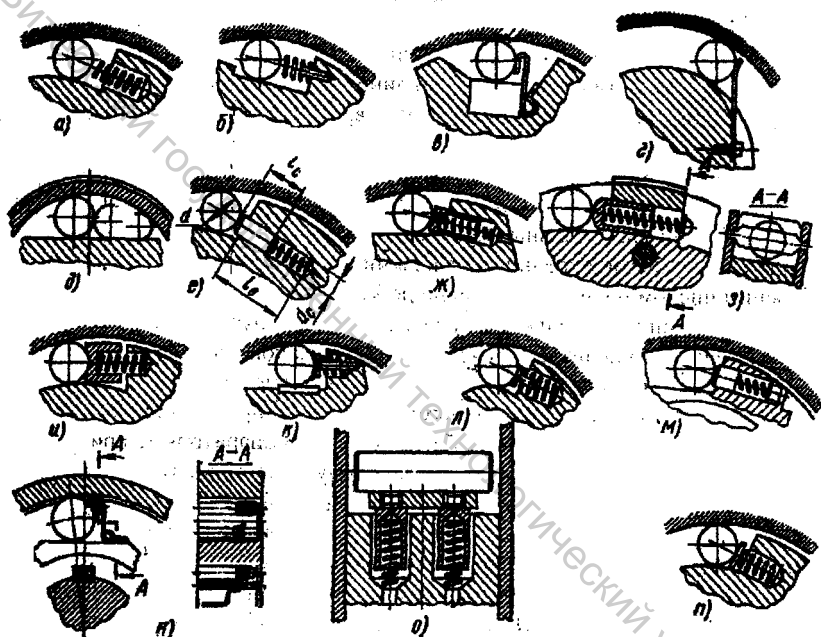


Рисунок 5.6

отверстием (рис.5б, е), так как некоторое противодействие масла желателно при восприятии прижимом мгновенной нагрузки со стороны ролика в период расклинивания и демпфирования колебаний пружины во время холостого хода. Само противодействие масла можно изменять в широком диапазоне путем изменения зазора между прижимом и отверстием. Такое конструктивное решение может оказаться неприемлемым при малой длине сопряжения штифта с направляющим отверстием, так как увеличенный зазор может вызвать нежелательный перекос штифта в отверстии. В таком случае более технологично с целью устранения противодействия масла на штифте выполнять продольную канавку.

У механизмов с числом роликов обычно больше четырех вследствие того, что размеры звездочки не позволяют установить прижим по рис.5б, е, применяют специальные прижимы в виде пустотелых плунжеров (рис.5б, ж и з), во внутрь которых устанавливаются прижимные пружины. Такое устройство имеет меньшие осевые размеры и наиболее часто применяется в современных конструкциях МСХ. Чтобы устранить противодействие масла движению прижима, в донышке его делают небольшое отверстие или сверлят сквозное отверстие (рис.5б, ж), что является, как указывалось, оправданным при небольшой длине сопряжения.

У МСХ (рис.5б, з) с целью упрощения технологии обработки отверстие звездочки под плунжер выполнено сквозным. Пружина опирается на штампованную плоскую перемычку, концы которой установлены в отверстиях щек, прикрепленных к звездочке.

Конструкции прижимных устройств (рис.5б, е, ж, з), как показала практика имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что сухари «заедают» в гнездах вследствие засорения продуктами окисления масла или в результате того, что их концы расклепывается от ударов роликов. В этом отношении нужно отдать предпочтение прижимам, изображенным на рис.5б, и, к, л, которые, как показали исследования, проведенные в [9], зарекомендовали себя с положительной стороны в конструкциях импульсных передач. С целью возможности регулирования усилия прижатия пружины и облегчения монтажа механизма в ряде конструкций (рис.5б, м) в отверстии под пружину нарезают резьбу и устанавливают регулировочный винт.

В некоторых конструкциях МСХ (рис.5б, н) вместо прижимных штифтов применены прижимные ролики.

При относительно большой длине ролика, когда длина его превышает 2,5 диаметра, во избежание перекоса ролика применяют прижимные устройства в виде двух пружин с штифтами или плунжерами подобно прижимным устройствам, показанным на рис.5б, е, ж, з, либо прижимной планки, жестко соединенной с плунжерами (рис.5б, о), или планки (рис.5б, н), на которую непосредственно опираются две прижимные пружины.

Плунжеры по отношению к ролику должны иметь центральное расположение (рис.5б, е, ж, з, л, м). В противном случае при вращении ролика в период свободного хода в результате трения будет наблюдаться вращение прижимов и пружин. При этом ролик и прижим образуют подобие лобовой

фрикционной передачи. Стремясь оставить открытым отверстие в плунжере для устранения противодействия масла, неоправданно располагают прижим эксцентрично. Особенно отрицательно сказывается нецентрального расположение прижимов, имеющих на конце шляпку (рис.5.6, л). У последних кроме интенсивного износа в период свободного хода имеют место усталостные разрушения в виде отламывания шляпок от стержня прижима вследствие нецентральных динамических ударных нагрузок при расклинивании.

Расчет прижимного усилия для механизмов с внутренней звездочкой, по которому определяются параметры прижимной пружины, производим из условия контакта ролика с обоями.

Пусть определены законы изменения угловой скорости $\omega_2 = \omega_2(\gamma)$ и углового ускорения $\varepsilon_2 = \varepsilon_2(\gamma)$ звездочки в зависимости от угла ее поворота в период свободного хода механизма. После этого на основании неравенств (5.6) и (5.7), записав их как равенства, найдем максимальные значения прижимного усилия P' , обеспечивающего контакт ролика с наружной обоймой, и максимальное значение прижимного усилия P'' гарантирующего контакт ролика и звездочки:

$$P' = \frac{m(R-r)\{(\cos\alpha - f_2 \sin\alpha)\varepsilon_2(\gamma') - (\sin\alpha + f_2 \cos\alpha)\omega_2(\gamma')^2\}}{(1+f_2f_3)\sin(\alpha+\beta) + (f_2-f_3)\cos(\alpha+\beta)} \cdot \frac{G[\sin(\alpha+\gamma') + f_2 \cos(\alpha+\gamma')]}{(1+f_1f_3)\sin(\alpha+\beta) + (f_2-f_3)\cos(\alpha+\beta)} \quad (5.35)$$

$$P'' = \frac{m(R-r)\{f_1[\omega_2(\gamma'')]^2 + \varepsilon_2(\gamma'')\} - G(\sin\gamma'' - f_1 \cos\gamma'')}{(1-f_1f_3)\sin\beta - (f_1-f_3)\cos\beta} \quad (5.36)$$

где β - угол установки прижима; m и G - масса и вес ролика; f_1, f_2 и f_3 - коэффициенты трения на поверхностях соприкосновения ролика с обоймой, звездочкой и прижимом; γ' и γ'' - углы поворота звездочки, соответствующие P' и P'' .

Наибольшее значение из двух величин, полученных по формулам (5.35) и (5.36), определит прижимное усилие P , гарантирующее, непрерывный контакт ролика в течение всего периода свободного хода.

5.6 Рекомендации при проектировании МСХ

Выбор конструкции МСХ необходимо увязать с выбором ведущего звена механизма: Как известно, ведущим звеном может быть как звездочка, так и обойма у механизмов с цилиндрическими роликами.

Однако у импульсных вариаторов при колеблющемся ведущем звене МСХ в качестве этого звена следует отдать предпочтение звездочке, так как при включении механизма тангенциальные силы инерции способствуют заклиниванию ролика, МСХ может нормально функционировать при меньших прижимных усилиях и, следовательно, с меньшими потерями в период свободного движения.

Простота конструкции роликовых МСХ не должна создавать впечатления, что допустимы пониженные требования к точности изготовления основных деталей, к точности монтажа самого механизма.

Контактную прочность МСХ можно увеличить при равномерном распределении нагрузки как между роликами, так и по длине каждого ролика. В числе факторов, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки на ролики, прежде всего следует назвать точность изготовления основных деталей и точность монтажа.

Во избежание чрезмерно высоких напряжений сжатия на концах роликов необходимо ограничить конусность роликов и обоймы, а также наклон рабочей поверхности звездочки.

Для механизмов с плоскими рабочими поверхностями звездочки диаметр роликов выполняется по скользящей посадке H6/h5. Овальность и конусность 0,004 для $d = 4-10$ мм и 0,006 для $d = 10-25$ мм.

Допуски на диаметр отверстия обоймы D принимают по системе отверстия H6. Отклонение контура поперечного сечения отверстия обоймы от окружности (овальность, огранка) вызывает неравномерное распределение нагрузки на ролики, а отклонения от прямолинейности и параллельности образующих цилиндра этого отверстия приводят к концентрации нагрузки по длине ролика.

Допуск на угол заклинивания при $\alpha = 7^\circ$ для механизмов с плоскими рабочими поверхностями на звездочке принимают равным $\delta_\alpha = 1^\circ$, а отклонения $B0_\alpha - 0$, $H0_\alpha - -1^\circ$. Такое расположение поля допуска объясняется тем, что большинство реальных механизмов выполнены с углом $\alpha < 7^\circ$ и, кроме того, как показал опыт эксплуатации МСХ, конструкции, имеющие угол $\alpha > 7^\circ$, менее долговечны, проскальзывают и включаются с запаздыванием. С целью получения необходимой равномерности нагрузки на ролики разница в углах заклинивания у различных роликов одного и того же механизма не должна превышать $\pm 10'$.

Зная допуски на угол заклинивания ($\delta_\alpha = 1^\circ$), а также на диаметр D отверстия обоймы δ_D , на диаметр d ролика δ_d , можно определить предельные размеры расстояния плоской поверхности звездочки до оси механизма:

$C_6 = 0,4975D - 0,9975d$; $C_7 = 0,4965(D + \delta_D) - 0,9965(d - \delta_d)$ и допуск на изготовление размера c : $\delta_c = 0,001(D - d) - 0,4965\delta_D - 0,9965\delta_d$.

Для механизмов с цилиндрическими рабочими поверхностями звездочки могут быть использованы стандартные ролики подшипников, которые изготавливаются с допуском $d_{-0,004}^{+0,016}$ для диаметров до 50 мм, предусмотренных стандартом.

Точность диаметра отверстия обоймы должна соответствовать квалитетам H8, H9.

У механизмов для передачи небольших крутящих моментов и с относительной скоростью свободного хода $v_{отн} < 6$ м/с контактные поверхности обоймы, звездочки и роликов должны иметь шероховатость не ниже 8-го класса

($R_a < 8$ мкм), у механизмов же силовых приводов и механизмов с $v_{отн} > 6$ м/с с целью повышения выносливости и износостойкости рабочих поверхностей шероховатость при обработке уменьшают до 10-го класса ($R_a = 0,2$ мкм).

Диаметры беговых дорожек наружной и внутренней обойм механизмов с эксцентриковыми роликами выполняют в системе отверстий по квалитетам Н6, h5. Точность изготовления контактных поверхностей роликов в пределах допуска по квалитету h5. Для механизмов с радиальным расстоянием между обоймами $H = 8,4$ мм и диаметрами отверстия наружной обоймы $D = 44,5-136$ мм допуск на изготовление рабочих поверхностей обойм составляет $\pm 0,006$ мм, допустимая конусность 0,0002 на 1 мм ширины поверхности.

При обработке рабочих поверхностей необходимо принимать меры для уменьшения отклонения от геометрической формы, которые приводят к уменьшению длины контакта роликов с обоймами и к неустойчивости роликов под нагрузкой. Шероховатость рабочей поверхности наружной обоймы должна отвечать 8-9-му классам, а шероховатость рабочей поверхности внутренней обоймы и роликов 9-10-му классам.

При изготовлении и монтаже роликовых МСХ особое внимание должно быть обращено на центрирование звездочки и обоймы у механизмов с цилиндрическими роликами. Концентричность обойм зависит от зазора в подшипнике и радиального биения, эксцентричного расположения сопряженных (присоединительных) поверхностей обойм относительно их рабочих поверхностей, несоосности сопряженных поверхностей вала относительно опор, эксцентриситета валов в случае расположения обоймы на концах этих валов.

При эксцентричном расположении звездочки относительно обоймы с эксцентриситетом ролики заклиниваются под различными углами α , что может привести к значительной перегрузке одних роликов, в то время как другие могут совсем не передавать момента. Кроме того, некоторые из них при холостом ходе могут оказаться в своем гнезде без зазора. Если ролик займет положение, при котором угол заклинивания будет близким к нулю, то ролик не сможет расклиниться.

Выбор материалов и термообработки нагруженных МСХ необходимо производить с учетом обеспечения высокой твердости и износостойкости и ударной прочности их рабочих поверхностей, а также получения достаточно прочной сердцевины и возможно большей упругости. Цементованные рабочие поверхности или полученные поверхностной закалкой предпочтительнее, чем сплошные закаленные, так как последние имеют меньшую прочность при действии пульсирующих пиковых и особенно ударных нагрузок. К материалам и термообработке контактных пар МСХ предъявляются во многом аналогичные требования как для роликовых подшипников качения и зубчатых передач.

Для уменьшения габаритных размеров МСХ, особенно в силовых передачах, стремятся применить возможно большее число роликов и получить более совершенный контакт их с обоймами. Равномерное распределение давления по длине роликов достигается при изготовлении слегка выпуклых

роликов, подобно роликам в подшипниках качения, или роликов с небольшой конусностью на концах. Большое влияние на распределение давления по длине ролика оказывает прижимное устройство.

Индивидуальные прижимные устройства обеспечивают лучший контакт ролика при малой его длине, сепараторные, наоборот, при большой длине.

Цилиндрические ролики в большинстве конструкций МСХ имеют форму роликов подшипников качения.

Длина цилиндрических роликов

$$l_p = (1 - 4) d;$$

где d - диаметр роликов.

В механизмах, передающих большие крутящие моменты, устанавливают несколько рядов роликов. Этот конструктивный прием особенно оправдывает себя, когда по тем или иным причинам радиальные габаритные размеры механизма ограничены.

Обоймы МСХ выполняют в виде отдельных кольцеобразных деталей, а для механизмов небольших размеров отдают предпочтение конструкциям, выполненным за одно целое с валом. Обоймы обычно делают стальными из цементуемой стали марки 20Х с глубиной цементации в готовом изделии 0,8-1,8 мм.

Для обеспечения надежной опоры закаленному слою твердость сердцевины обойм должна быть порядка HRC 35-45.

Реже для изготовления обойм используют сталь марок 40Х (HRC 48), 12ХЗ (HRC 59), У10 (HRC 60-64), ШХ15 (HRC 59-63), 12ХНЗА (HRC 59-62), 20ХГНР (HRC 60-63).

Чаще звездочки изготовляют из стали марки 20Х с глубиной цементации обработанной рабочей поверхности, мм:

при $D = 32-40$ $b = 1,0-1,2$;

» $D = 40-75$ $b = 1,2-1,5$;

» $D = 75-125$ $b = 1,5-1,8$;

» $D = 125$ и выше $b = 1,8-2,0$.

Под слоем цементации твердость сердцевины должна быть HRC 35-45. Глубина цементации звездочки должна быть несколько больше, чем обоймы. Кроме стали марки 20Х для изготовления звездочек применяют сталь марок 12ХНЗА (HRC 60-62), 20ХГНР (HRC 59-63); ШХ15 (для малых размеров HRC 59-63); 40Х (HRC 48—53); У10 (HRC 61).

У механизмов больших размеров ($D > 150$ мм) с целью экономии высококачественной стали звездочку делают составной. Корпус звездочки изготовляют из конструкционной стали либо из чугуна, рабочие поверхности выполняют на вставках, заделанных в корпус. Вставки прямоугольной формы закрепляются от осевого сдвига винтом или припаиваются. При несимметричном расположении прямоугольных пластинок они могут быть использованы четырехкратно (за счет поворота). Чтобы закаленные пластинки не растрескивались при монтаже и эксплуатации, толщина их должна быть $> 0,5d$.

Для повышения износостойкости роликовых МСХ в качестве вставок применяют пластинки из твердых сплавов. Опыты показали, что механизмы, плоские рабочие поверхности звездочек которых имеют вставки из твердого сплава марки Т15К6, долговечнее в 1,5-2 раза по сравнению с механизмами, звездочки которых выполнены из стали марки 20Х с цементацией на глубину 2 мм и твердостью HRC 59-60. Путем замены износившихся роликов новыми долговечность таких механизмов по сравнению с механизмами Нормали машиностроения можно повысить в 5 раз.

Пример конструкции МСХ приведен на рис 57.

Витебский государственный технологический университет

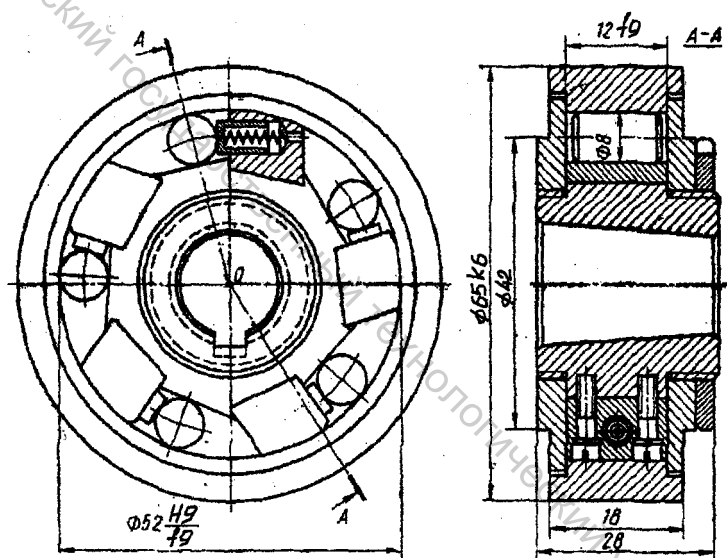


Рисунок 5.7

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с., илл.
2. Мальцев В.Ф. Механические импульсные передачи. – М.: Машиностроение, 1978, 367 с., илл.
3. Сункуев Б.С. Синтез механизмов. Учебн. Пособие. Витебск, ВГТУ, 2001. 84 с., илл.
4. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. – М.: Гостехиздат, 1946.
5. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
6. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.: ил.
7. Румянцев А.В. Технология изготовления кулачков. – Л.: Машиностроение, 1969. – 232 с.
8. Буданов К.Д., Мартиросов А.А., Попов Э.А., Туваева А.А. Основы теории, конструкция и расчет текстильных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 390 с.

Библиотека ВГТУ



Учебное издание

Сункуев Борис Семенович

Расчет и конструирование исполнительных механизмов машин

Учебное пособие

Редактор О.С. Мурков

Технический редактор В.Ф. Смирнова

Подписано в печать 24.07., 2003г. Формат 60х84/16. Бумага офсетная. Печать ризографическая. Гарнитура ТАЙМС. Усл.печ.л. 7,3. Уч.-изд.л. 6,7. Тираж 113 экз. Заказ 323

Издатель и полиграфическое исполнение: Витебский государственный технологический университет. Лицензия ЛП № 89 от 18.12.2001г.
Лицензия ЛВ № 129 от 19.01.2001г.

210035, Витебск, Московский проспект, 72