

3. Для каких звеньев и как определяют значение и направление корнолисова ускорения?
4. Сформулируйте задачи силового расчета механизмов.
5. Каков физический смысл силы полезного сопротивления?
6. Из каких этапов состоит силовой расчет?
7. С какой целью определяют уравновешивающую силу или уравновешивающий момент?
8. В чем состоит смысл применения теоремы Н. Е. Жуковского о жестком рычаге в силовом расчете?
9. Как действуют силы взаимодействия в кинематических парах?
10. Сформулируйте общую методичку силового расчета.

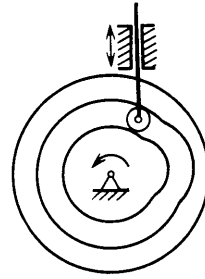


Рис. 21.1. Пазовый кулачок

Глава 21

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 21.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Классификация механизмов. Кулачковые механизмы классифицируют по различным признакам. По характеру движения механизмы подразделяют на пространственные и плоские. В зависимости от вида движения кулачка механизмы подразделяют на поступательные, вращательные и качающиеся. По взаимному расположению кулачка и толкателя механизмы называют центральными и дезаксиальными (нецентральными). По типу замыкания высшей кинематической пары их подразделяют на пары с кинематическим и силовым замыканием.

Кинематическое замыкание в кулачковом механизме получают, например, за счет избыточной связи в виде дополнительного ограничения на относительное движение звена (рис. 21.1).

Высшая пара в кулачковом механизме может быть заменена звеном, входящим в две кинематические пары пятого класса.

Анализ кулачковых механизмов. Основной задачей анализа движения звеньев кулачковых механизмов является определение перемещений S , скоростей v , ускорений a точек ведомого звена по заданному очертанию профиля кулачка и функции движения ведущего звена.

Для проведения анализа должны быть заданы: кинематическая схема механизма, профиль кулачка и закон движения ведомого звена (толкателя).

Анализ механизмов выполняют аналитическим или графическим методом. Аналитический метод исследования точен и при сложных профилях кулачков выполняется на ЭВМ.

Графический метод анализа прост и нагляден, но его точность при этом мала.

При центральном (или дезаксиальном) механизме, как правило, строятся теоретический профиль кулачка, т. е. действительный кулачковый механизм приводят к механизму с острым толкателем.

На рис. 21.2, *a* приведены механизмы с роликовым, острым и плоским толкателями, а на рис. 21.2, *б* показаны типичные кинематические диаграммы. Для кулачковых механизмов с роликовым и плоским толкателями показаны построения теоретических профилей (ТП). На кинематических диаграммах даны фазовые углы, типичные для большинства кулачковых механизмов: φ_n — удаление толкателя от центра или фаза подъема; $\varphi_{в.в}$ — дальнейшее стояние или верхний выстой; $\varphi_{н.в}$ — сближение или фаза опускания; $\varphi_{н.в}$ — ближнее стояние или нижний выстой.

На рис. 21.3 приведены планы скорости и ускорений для кулачкового механизма.

План скоростей строятся по ранее изложенным принципам графического кинематического исследования механизмов.

Вектор скорости точки A_2 , принадлежащей звену 2 — толкателю, определяется из векторного уравнения

$$\vec{v}_{A_2} = \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_2A_1},$$

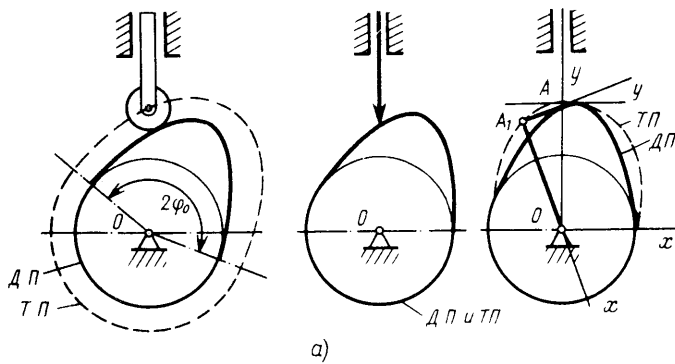


Рис. 21.2. Кулачковые механизмы и законы движения:

a — теоретические профили кулачков с розиковым и плоским толкателями; *б* — законы движения ведущего звена

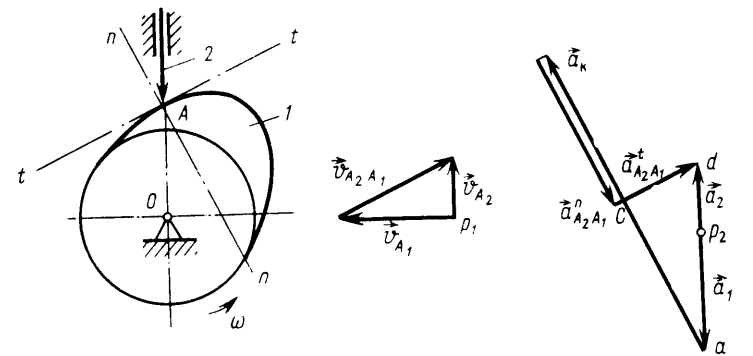
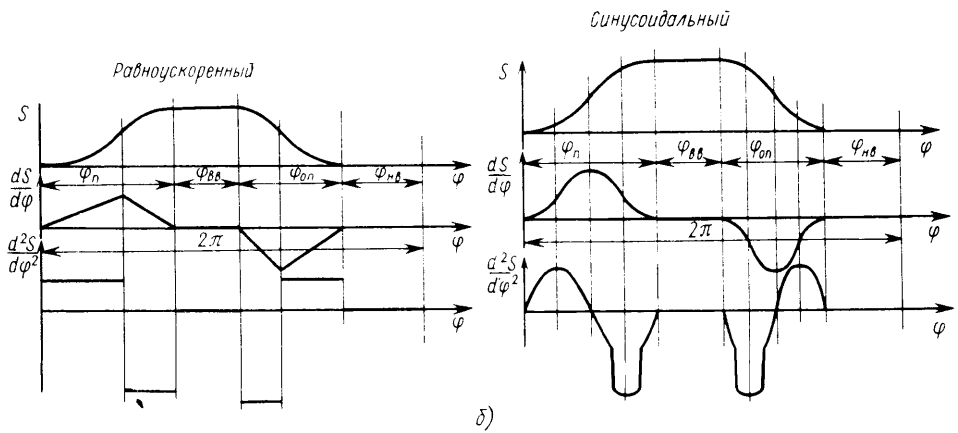


Рис. 21.3. Планы скоростей и ускорений для кулачкового механизма

где $\vec{v}_{A_1} = \omega_1 OA$ — вектор скорости точки A_1 , принадлежащей звену 1 кулачку, перпендикулярен радиусу-вектору OA ; $\vec{v}_{A_2A_1}$ — вектор относительной скорости, параллелен касательной, проведенной к профилю кулачка в точке касания его с толкателем; ω — угловая скорость кулачка.

Из полюса плана скоростей проводим в масштабе μ_v вектор скорости \vec{v}_{A_1} . Из конца этого вектора проводим линию дей-

ствия относительной скорости, а из полюса плана — линию действия абсолютной скорости толкателя, параллельную направлению движения толкателя. Пересечение этих линий действия и определит искомую скорость \vec{v}_{A_2} .

План ускорений строится по тем же принципам, что и план скоростей. Точка A принадлежит как звену 1 (A_1), так и звену 2 (A_2).

Ускорение точки A , принадлежащей

звену 1, определяется по уравнению

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2A_1}^n + \vec{a}_{A_2A_1}^t + \vec{a}_{A_2A_1}^k.$$

Ускорения, входящие в уравнение, вычисляются по формулам:

$$a_{A_1} = \omega^2 OA;$$

$$a_{A_2A_1}^n = \frac{v_{A_2A_1}^2}{\rho}; \quad a_{A_2A_1}^k = 2v_{A_2A_1}\omega,$$

где ρ — радиус кривизны кулачка в точке A .

Соответствующие отрезки плана ускорений будут

$$p_2a = \frac{a_{A_1}}{\mu_A}; \quad ab = \frac{a_k}{\mu_A}; \quad bc = \frac{a_{A_2A_1}^n}{\mu_A}.$$

Направление поворотного (корнолисова) ускорения $\vec{a}_{A_2A_1}^k$ находим поворотом вектора $\vec{v}_{A_2A_1}$ на 90° в сторону вращения.

На плане ускорений от полюса p_2 откладываем вектор $p_2\vec{a}$.

Далее из точки a проводим отрезок ab , соответствующий вектору поворотного ускорения $\vec{a}_{A_2A_1}^t$, а из точки b проводим отрезок bc , соответствующий ускорению $\vec{a}_{A_2A_1}^n$.

Последний отрезок совпадает с направлением поворотного ускорения и направлен от точки b к точке c . Из точки c проводим линию в направлении вектора $\vec{a}_{A_2A_1}^t$ до ее пересечения с линией в направлении абсолютного ускорения \vec{a}_{A_2} точки A , принадлежащей толкателю. Отрезок $p_2d \cdot \mu_A = a_{A_2}$.

§ 21.2. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Задача синтеза состоит в воспроизведении заданного закона движения, ведомого звена, т. е. построении профиля кулачка по заданным законам движения кулачка и толкателя и некоторым конструктивным параметрам.

Синтез включает несколько этапов:

1) выбор типа механизма, т. е. правильной кинематической схемы, обеспечивающей требуемый закон движения;

2) выбор и обоснование закона движения толкателя;

3) определение основных размеров звеньев, т. е. конструктивных форм механизма, обеспечивающих его прочность, долговечность и высокий КПД.

4) разработка технологических и технико-экономических показателей проектируемого механизма, определяемых его эксплуатацией, ремонтом, и т. д.

Условиями, обеспечивающими требуемое движение, являются: правильная структура механизма; подбор оптимальных конструктивных размеров звеньев, обеспечивающих воспроизведение требуемого движения; кинематическая точность осуществляемого движения и учет динамики системы.

В задание на проектирование входят: схема кулачкового механизма; размеры и конструктивные формы звеньев, удовлетворяющие требованиям оптимальности форм, прочности, износостойчивости и надежности при максимально возможном КПД; максимальный ход ведомого звена S_{\max} ; закон движения кулачка и закон движения ведомого звена.

Закон движения ведомого звена должен удовлетворять кинематическому и динамическому условиям.

Кинематическое условие работоспособности кулачковых механизмов состоит в том, что передача движения между двумя звеньями, входящими в высшую кинематическую пару, возможна только тогда, когда составляющие скоростей точек касания этих звеньев по общей нормали одинаковы по величине. Одной из важнейших задач динамики кулачковых механизмов является анализ сил и условий нормального взаимодействия звеньев. При этом существенное значение имеют *угол давления* и КПД механизма. Угол давления выражает динамическое условие.

На рис. 21.4 показан центральный кулачковый механизм и векторы скоростей и сил в точке контакта кулачка с толкателем. Через ρ обозначен радиус-вектор, определяющий точки касания кулачка с толкателем; r_H — радиус основной шайбы кулачка; $S(\varphi)$ — перемещение толкателя, соответствующее повороту кулачка на угол φ .

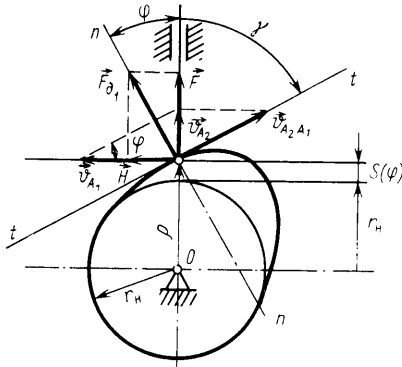


Рис. 21.4. Расчетная схема кулачкового механизма

Движущая сила \vec{F}_d , действующая со стороны кулачка на толкатель, всегда совпадает с нормалью nn к профилю кулачка в точке A (трением пренебрегаем). Силу \vec{F}_d можно разложить на две составляющие — \vec{F} и \vec{H} . Сила \vec{F} известна, она характеризует сопротивление движению ведомого звена (сила тяжести, трение в направляющих, сила инерции, давление в пружине). Сила \vec{H} является горизонтальной составляющей. Она нагружает направляющие ведомого звена, вызывая в них трение, и изгибает ведомое звено.

Векторы силы \vec{F}_d и скорости толкателя \vec{v}_{A_2} образуют угол γ , который принято

называть *углом давления*:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_{A_2}}{\omega [r_H S'(\varphi)]}$$

Угол $\gamma = 90^\circ$ γ называют *углом передачи движения*.

С увеличением угла давления увеличиваются силы \vec{F}_d и \vec{H} . При малом угле γ уменьшается износ, но при этом слишком мала скорость \vec{v}_{A_2} .

При заданной силе \vec{F} движущая сила \vec{F}_d и составляющая \vec{H} определяются углом давления.

Профиль кулачка целесообразно проектировать так, чтобы угол давления во всех точках профиля кулачка был оптимальным и приближался к наименьшему значению. Окончательное суждение о допустимости тех или иных значений γ можно составить только на основе тщательного анализа в каждом отдельном случае.

Для большинства конструкций кулачковых механизмов наибольший угол давления γ обычно не превышает 30° (в случае кулачково-коромысловых механизмов $\gamma \leq 45^\circ$).

Допускаемый угол давления назначают для получения минимальных габаритов механизма и высокого КПД. В первом случае угол давления увеличивают, а во втором — уменьшают. Обычно кинематический и силовой расчет проводится для каждого положения механизма, по которым определяются угол γ и КПД механизма.

Законы движения ведомых звеньев. Движение ведомого звена кулачкового механизма может быть задано в виде зависимостей $S = f(t)$, $v = f(t)$ или $a = f(t)$, которые удовлетворяют кинематическим и динамическим условиям и обеспечивают технологический режим агрегатов машины.

На рис. 21.5 приведены кинематические диаграммы трех законов движения ведомого звена при одинаковых максимальном подъеме толкателя S_{\max} и частоте вращения n .

Закон постоянства скорости подъема (кривые 1; $v = \text{const}$) приводит в начале подъема и опускания к тому, что ускоре-

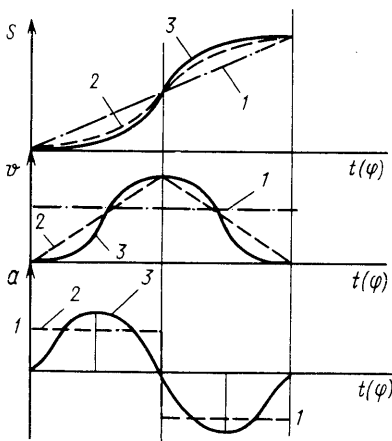


Рис. 21.5. К анализу законов движения ведомого звена

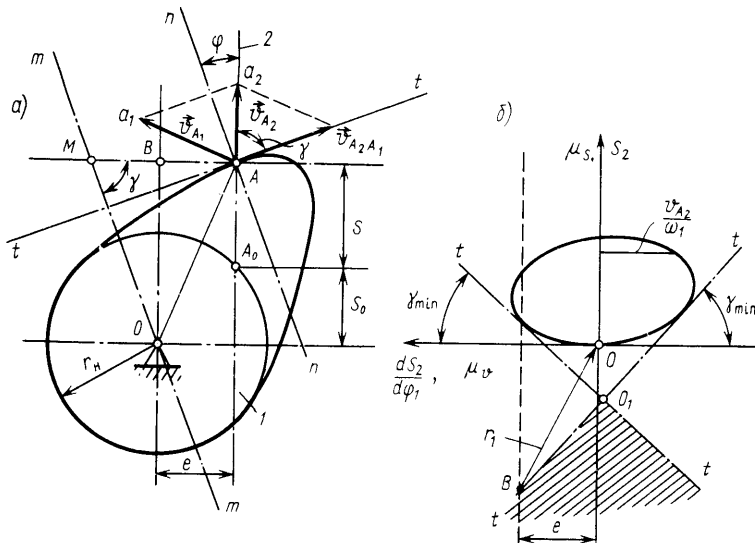


Рис. 21.6. Схемы к определению начального радиуса кулачка

ние $a \rightarrow \infty$, что может быть осуществимо только при малых частотах вращения и упругих звеньях. В общем же случае этот закон неприемлем. Закон постоянства ускорений (кривые 2; $a = \text{const}$) создает равнопеременное движение с меньшими динамическими нагрузками, чем при законе $v = \text{const}$.

Изменение ускорения по закону $a = c_1 \sin \varphi$ (кривые 3) представляется более совершенным, но приводит к медленному подъему толкателя.

§ 21.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ МЕХАНИЗМА

К конструкции кулачкового механизма предъявляют ряд требований. Механизм должен иметь минимальные габариты, ограниченные динамические нагрузки, максимальный КПД, а входящие в него детали должны обладать достаточной прочностью и износостойкостью. Важна также бесшумная работа кулачкового механизма.

Расчетом определяют радиус начальной окружности кулачка. Методика расчета этого параметра зависит от типа механизма. Рассмотрим расчет радиуса на примере дезаксиального кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

На рис. 21.6, а приведены схема механизма и план скоростей. Дополнительные построения состоят в том, что через точку А проводим касательную и нормаль к профилю кулачка, а также горизонталь и вертикаль. Через точку О проводим линию mm , параллельную нормали nn , и на ее пересечении с горизонталью получаем точку М. Треугольники OAM и Aa_1a_2 подобны, а $\angle AMO = \gamma$.

Так как отношение

$$\frac{AM}{OA} = \frac{v_{A_2}}{v_{A_1}},$$

то отрезки

$$\begin{aligned} AM &= OA \frac{v_{A_2}}{v_{A_1}} = OA \frac{v_{A_2}}{OA \omega_1} = \\ &= \frac{v_{A_2}}{\omega_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}; \end{aligned}$$

$$BM = AM - AB = \frac{v_{A_2}}{\omega_1} - e = \frac{dS_2}{d\varphi_1} - e;$$

$$OB = S_0 + S;$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{OB}{MB} = \frac{S_0 + S}{\frac{v_{A_2}}{\omega_1} - e} = \frac{S_0 + S}{\frac{dS_2}{d\varphi_1} - e}.$$

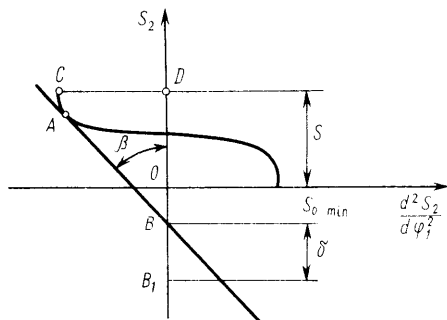


Рис. 21.7. Схема к определению начального радиуса кулачка механизма с плоским толкателем

Из этой формулы следует, что угол передачи γ , а следовательно, и угол давления ν зависят от габаритов кулачка. При уменьшении радиуса r_H , а следовательно, и величины S_0 угол γ (при заданной величине эксцентриситета e) уменьшается.

Для работы механизма должно быть соблюдено условие

$$\operatorname{tg} \gamma \geq \operatorname{tg} \gamma_{\min},$$

т. е.

$$S + S_0 \geq \left(\frac{v_{A_2}}{\omega_1} - e \right) \operatorname{tg} \gamma_{\min},$$

или

$$S_0 \geq \left(\frac{v_{A_2}}{\omega_1} - e \right) \operatorname{tg} \gamma_{\min} -$$

$$- S = \left(\frac{dS_2}{d\varphi_1} - e \right) \operatorname{tg} \gamma_{\min} -$$

$$- S = S(\varphi).$$

Это условие должно выполняться при всех положениях механизма, т. е. при любых значениях φ .

Из рис. 21.6, а следует, что

$$r_{H\min} = \sqrt{S_{0\min}^2 + e^2}.$$

Графоаналитический метод определения радиуса r_H связан с построением зависимости $S_2 = f(\varphi_2)$. Для этого строим один под другим два графика. Один представляет собой закон изменения перемещения толкателя S_2 по углу поворота

кулачка φ_1 , другой — закон изменения скорости толкателя $dS_2/d\varphi_1$ по углу φ_1 . По этим двум диаграммам известным графическим приемом строим кривую (рис. 21.6, б), представляющую собой изменение перемещения толкателя (S_2) в зависимости от его скорости ($dS_2/d\varphi_1$).

К построенному графику проводим предельные касательные tt под углом γ_{\min} к оси $\frac{dS_2}{d\varphi_1}$. Эти касательные продолжаем до их взаимного пересечения в точке O_1 .

При заданном эксцентриситете e радиус $r_{H\min} = r_1$. Действительный начальный радиус должен быть больше минимального. Он определяется из конструктивных и прочностных условий. Заштрихованная область, определяемая пересечением предельных касательных tt , является областью центров вращения кулачков.

Радиус начальной окружности кулачка при плоском толкателе определяется из уравнения

$$r = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} + (S_0)_{\min} + S > 0,$$

откуда

$$S + (S_0)_{\min} > - \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$$

или

$$1 > - \frac{d^2 S_2 / d\varphi_1^2}{S + (S_0)_{\min}};$$

$$\operatorname{tg} 45^\circ > - \frac{d^2 S_2 / d\varphi_1^2}{S + (S_0)_{\min}}.$$

Для определения радиуса r_H строим график зависимости $S_2 = f\left(\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}\right)$

(рис. 21.7). В отрицательной области корней к кривой проводим предельную касательную AB . Она пересечет ось ординат в точке B . Отрезок $OB = S_{0\min}$. Центр вращения кулачка должен лежать ниже точки B , т. е. $\beta > 45^\circ$. Положение точки B определяет также и окончательную

величину радиуса r_H . При построении кривой $S_2 = f\left(\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}\right)$ величины S_2 и $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$ необходимо откладывать, пользуясь одним масштабным коэффициентом.

В случае кулачкового механизма с роликовым толкателем радиус ролика следует выбирать из допускаемых контактных напряжений двух сопрягающихся поверхностей. Следовательно, радиус ролика r зависит от радиуса кривизны профиля ρ_n кулачка. При этом должно соблюдаться условие

$$r < \rho_{\min},$$

где ρ_{\min} — минимальный радиус кривизны центрального профиля на выпуклом участке.

При значениях радиуса r , близких к ρ_{\min} , получаются малые радиусы кривизны ρ_n и большие контактные напряжения на поверхности кулачка. Минимум контактных напряжений при $\rho_{\min} = \text{const}$ будет при радиусе ролика $r = 0,5 \rho_{\min}$.

§ 21.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

В местах соприкосновения рабочих поверхностей кулачков и толкателей и других деталей кулачковых механизмов, когда размеры площадок касания малы (концы штанг и коромысел, концы стержней клапанов и толкателей и др.), возникают контактные напряжения. Если значение контактных напряжений больше допускаемого, то на поверхности деталей появляются вмятины, трещины и мелкие раковины. Контактные напряжения определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho}} \leq [\sigma_H],$$

где F_n — наибольшая нормальная сила, действующая на рассчитываемую поверхность; b — рабочая ширина в плоскости контакта; E — приведенный модуль упругости,

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_p},$$

где E_k — модуль упругости материала кулачка; E_p — модуль упругости материала ролика или сферы толкателя; ρ — приведенный радиус кривизны,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_k} \pm \frac{1}{r_p},$$

где ρ_k — радиус кривизны кулачка; r_p — радиус ролика толкателя.

Знак плюс ставится при выпуклых поверхностях касания, а знак минус, когда одна поверхность выпуклая, а вторая вогнутая. При соприкосновении цилиндрической поверхности и плоскости

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho_k}} \leq [\sigma_H].$$

Для чугуна $[\sigma_H] = 410 \dots 750$ МПа, а для стали $[\sigma_H] = 600 \dots 1800$ МПа.

Существует связь между размерами высшей пары, экспериментально найденным коэффициентом износостойкости C и допустимым значением нормальной силы F_N :

$$F_n = C \frac{b}{l/p}.$$

Значения C обеспечивают работоспособность профиля в течение $10^6 \dots 10^9$ циклов:

$$C \approx 5,73 \left(\frac{[\sigma_H]^2}{E} \right).$$

Износ по общей нормали

$$\Delta \approx 22f^2 \frac{[\sigma_H] n_{цп}}{CE^2},$$

где f — коэффициент трения; $n_{цп}$ — число циклов.

Если кулачок расположен на двухопорном валу, то определяют стрелу прогиба вала под кулачком, нагруженным силой F , по формуле

$$y = Fa^2 b^2 / (3EJl),$$

где a, b — расстояния от точки приложения силы до опор данного участка вала; l — длина расчетного участка вала; E — модуль упругости первого рода; $J = \pi d_n^4 / 64$ — осевой момент инерции расчетного сечения вала; d_n — диаметр вала.

Жесткость вала считается достаточной, если стрела прогиба y расчетного

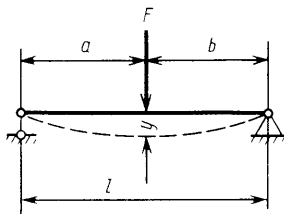


Рис. 21.8. Схема к определению прогиба вала кулачка

участка вала под действием силы F (рис. 21.8) не превышает значений $y = 0,02 \dots 0,05$ мм.

Боковую поверхность толкателя проверяют на удельную нагрузку от боковых сил, а если в системе кулачкового механизма имеются различного рода штанги, то их проверяют на устойчивость от продольного изгиба. Запас устойчивости по формуле Эйлера должен находиться в пределах $n = 2 \dots 5$.

Кулачки изготавливают из сталей 50 и 40Х с закалкой ТВЧ рабочих поверхностей до твердости 52...58 HRC.; малоуглеродистых сталей 15Х, 20Х и 20ХГ с цементацией на глубину 0,5...1,5 мм и термической обработкой рабочих поверхностей до твердости 56...62 HRC.. При больших нагрузках кулачки изготавливают из сталей 40Х и ШХ15 с термообработкой до твердости 51...63 HRC.. Хорошую износостойкость обеспечивает применение хромалюминиевых сталей 40ХЮ, 382МЮА. Термообработка этих сталей (закалка, отпуск, нитрирование) придает им высокую твердость (63...70 HRC.). В отдельных случаях применяются твердые бронзы и высококачественные латуни.

Наконечники толкателей изготавливаются из тех же сталей, но только твердость их рекомендуется уменьшить на 10 единиц. В отдельных случаях допускается применять для наконечников толкателей текстолит или капрон.

Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам и как классифицируют кулачковые механизмы?
2. В чем состоит задачи анализа и синтеза механизмов?
3. Каким образом определяются основные размеры кулачков?
4. По каким критериям оценивают работоспособность кулачковых механизмов?

Глава 22

ВАЛЫ, ОСИ И МУФТЫ

§ 22.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Назначение и классификация. Для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении) в конструкциях используют детали в форме тел вращения, называемые в а л а м и (рис. 22.1, а — е).

В зависимости от вида испытываемой деформации условно различают:

простые валы (валы) — работают в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия), их применяют в передачах: зубчатых, ременных и др.;

торсионные валы (торсионы) — работают лишь в условиях кручения, т. е. передают только вращающий момент, соединяя обычно два вала на индивидуальных опорах;

оси — поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

В зависимости от распределения нагрузок вдоль оси вала и условий сборки *прямые валы* выполняют гладкими (рис. 22.1, а) или ступенчатыми (рис. 22.1, б, в), близкими по форме к балкам равного сопротивления изгибу. Гладкие валы более технологичны.

В специальных машинах (поршневых двигателях и компрессорах) используют *коленчатые валы*, имеющие «ломаную» ось (рис. 22.1, е).

Для передачи вращающего момента (вращения) между агрегатами со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют специальные *гибкие валы*, имеющие криволинейную геометрическую ось при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

В зависимости от расположения, быстроходности и назначения валы называют входными, промежуточными, выходными, тихо- или быстроходными, распределительными и т. п.

Особенности конструкции. Конструктивная форма вала (оси) зависит от па-