



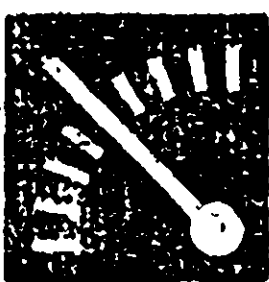
БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ



Е.А. ЛАРИКОВ

**РАСЧЕТ  
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
КУЛАЧКОВЫХ  
МЕХАНИЗМОВ  
ПРИБОРОВ**

Е. А. ЛАРИКОВ



БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ



# РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
Москва—1968

**Расчет и проектирование кулачковых механизмов приборов.** Лариков Е. А. М., изд-во «Машиностроение».

В работе кратко изложена теория и методика проектировочных расчетов кулачковых механизмов приборов.

По сравнению с существующими предлагаемая методика более точна и универсальна. Она позволяет выполнять расчеты и проектирование, результаты которых могут удовлетворить любой наперед заданной точности. В то же время расчетная методика довольно проста и общедоступна. Она не отягощена обычными в таких случаях громоздкими преобразованиями и трудноиспользуемыми формулами.

При помощи предлагаемой методики могут быть рассчитаны плоские и пространственные функциональные кулачковые пары, операционные кулачковые механизмы, работающие безударно при больших скоростях.

Книга рассчитана на инженеров, конструкторов, занимающихся разработкой новых приборов, измерительных устройств и механизмов автоматики. Она также может быть полезной студентам вузов приборостроительных и машиностроительных специальностей.

Табл. 6 Илл. 32. Библ. 8 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф.

**С. О. Доброгурский**

Среди очень небольшого числа основных типов простейших механизмов только кулачковый механизм является достаточно универсальным, позволяющим связывать выходную величину со входной почти любой используемой в технике непрерывной зависимостью. Именно поэтому кулачковые механизмы широко используются как в различных машинах, так и в приборах, при решении различных задач нелинейных статических преобразований.

Расчету и проектированию кулачковых механизмов постоянно уделяется определенное внимание как в СССР, так и в зарубежных странах. К настоящему времени по этому вопросу накоплено много журнальных статей и отдельных монографий. Кроме того, кулачковым механизмам всегда отводится место в соответствующих учебниках и учебных пособиях.

Однако методика проектировочных расчетов кулачковых механизмов, несмотря на обилие теоретических исследований, продолжает оставаться недостаточно развитой и относительно сложной. Она нуждается в существенном усовершенствовании.

Рассмотрение обширной «кулачковой» литературы показывает, что, за небольшим исключением, почти вся она посвящена кулачковым механизмам машин. Работ, освещающих расчеты и проектирование кулачковых механизмов приборов, мало, а имеющиеся — недостаточно полны.

Особенностью расчета кулачковых механизмов приборов является то, что, во-первых, к ним часто предъявляются повышенные и необычные для машиностроения требования в отношении точности и определенности

хода толкателей; во-вторых, в приборах обычно необходимо преобразование входной величины по нелинейным законам; в-третьих, такие преобразования должны быть реализованы с помощью механизмов, имеющих минимальные размеры. Это заставляет отказаться от распространенных в машиностроении графических приемов профилирования и ставит задачу разработки методики, основанной на достаточно точных и в то же время простых аналитических расчетных соотношениях.

Формирование изложенных в книге представлений происходило на базе личного опыта автора, работавшего длительное время расчетчиком и конструктором в различных исследовательских и конструкторских бюро. Описываемая ниже расчетная методика была проверена при решении большого числа практических задач.

---



## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ЗАДАЧИ

### 1. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Под термином «кулачковые механизмы» в общем машиностроении и в приборостроении принято понимать такие передаточные устройства, которые чаще всего состоят из фигурного диска, или кулачка 1 (рис. 1), вращающегося вокруг некоторой оси  $O$  и перемещающего

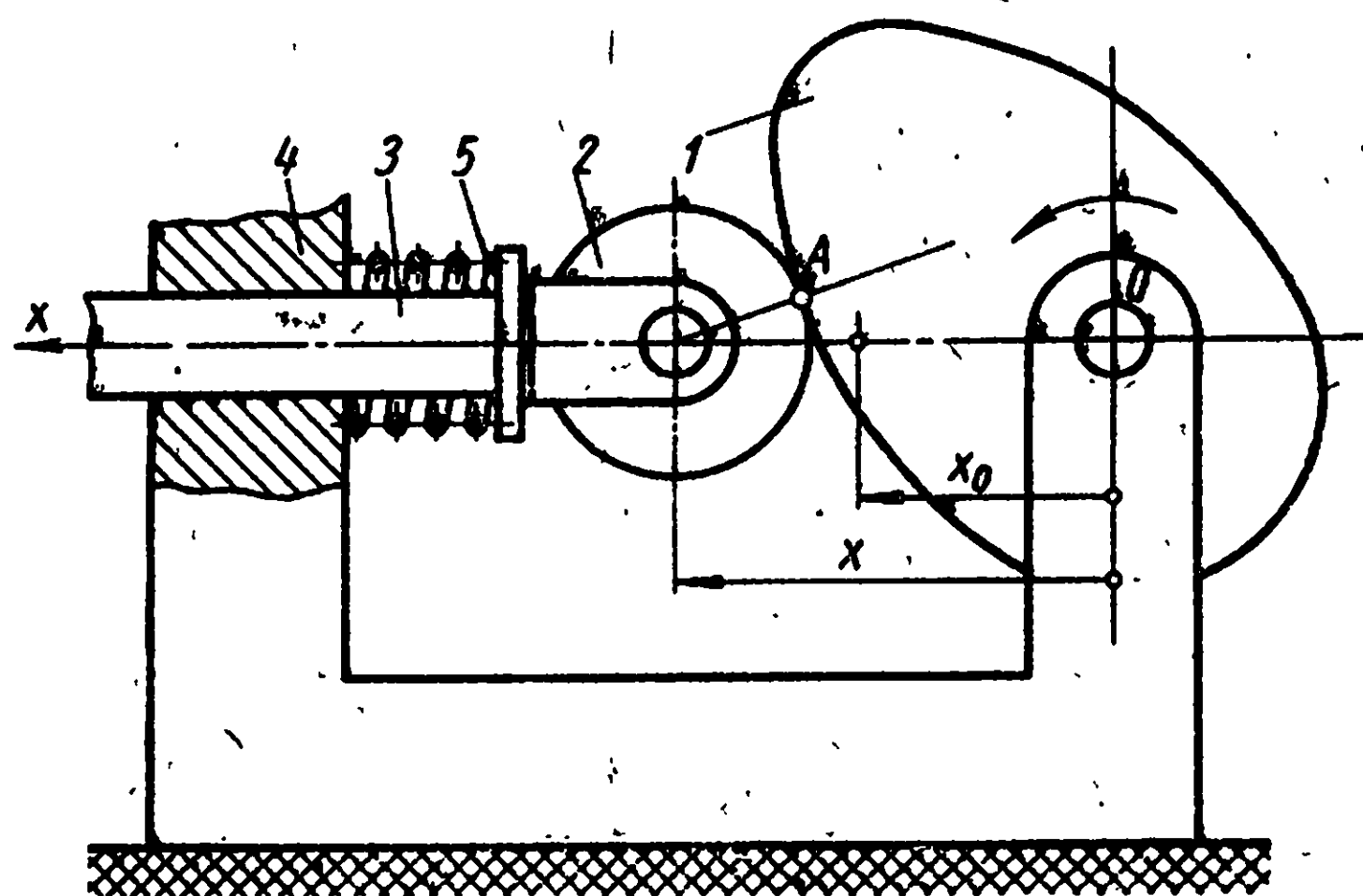


Рис. 1. Кулачковый механизм:

1 — кулачок; 2 — наконечник; 3 — толкатель; 4 — кронштейн; 5 — пружина возврата толкателя

при этом толкатель 3 вдоль его оси  $Ox$ . Кулачок действует на толкатель через его наконечник 2, который называется либо башмаком, либо наконечником. Толкатель и кулачок монтируются или в специальном кронштейне 4 или же просто в корпусе основного устройства, что определяется конструктивным решением поставленной задачи. Иногда эту объединяющую часть 4 называют соединительным звеном.

На рис. 1 схематически представлена конструкция наиболее распространенного вида кулачковых механизмов. Вообще же они очень разнообразны, что обусловлено широким использованием их в различных механических устройствах машин и приборов.

Кулачок, как правило, является ведущим элементом, активной частью. Толкатель, или, как его иногда называют, щуп, — ведомое звено. Он либо как-то связан с

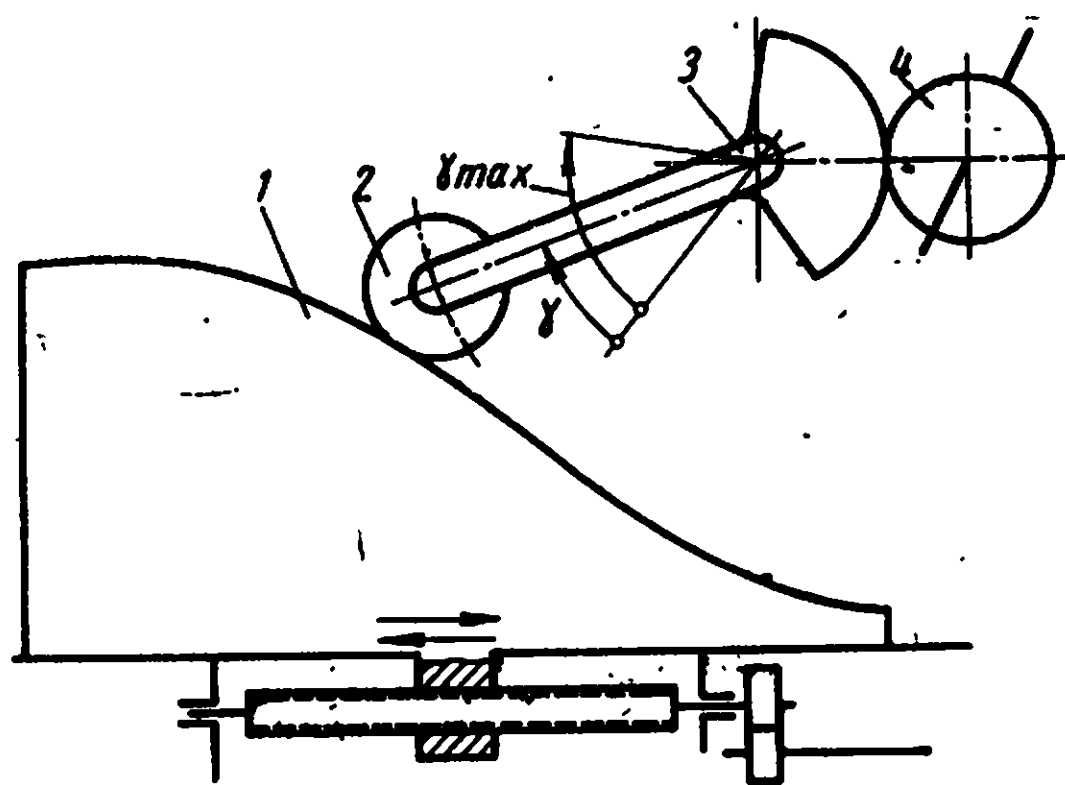


Рис. 2. Кулачковый механизм:  
1 — кулачок; 2 — наконечник; 3 — коромысло; 4 — колесо привода; 5 — пружина.

исполнительным органом, либо сам является таковым. В прямом направлении толкатель движется под действием кулачка, а в обратном направлении — или за счет силы сжатия возвратной пружины 5, или же за счет противодействующих усилий тех органов, которыми он управляет.

Задачи, которые решаются с помощью кулачковых пар, очень разнообразны и

в основном определяются той областью техники, где они применяются. В общем машиностроении в машинах-двигателях и в машинах-орудиях толкатель кулачка чаще всего осуществляет какую-то периодически повторяющуюся операцию: открывания, поднимания, замыкания, нажима или расцепления; в станках толкатель задает какому-нибудь устройству или инструменту перемещение с заданной скоростью на относительно небольшом пути, осуществляет последовательность некоторых действий или включений и т. д.

В приборостроении нередко задачи, сходные с только что упомянутыми, но, помимо того, часто оказывается необходимо по наперед заданному закону преобразовывать вращательные движения кулачков в поступательные перемещения толкателей. Возможны случаи, когда толкатель вращается вокруг некоторого центра (в этом случае его называют коромыслом), а ведущий кулачок совершает возвратно-поступательные прямолинейные перемещения (рис. 2).

Вращательное или поступательное перемещение кулачка обычно имитирует изменение некоторого аргу-

мента, а ход толкателя (или щупа) — некоторую требуемую закономерность как функцию этого аргумента.

Кулачковые механизмы применяют для получения относительно небольших перемещений ведомого звена.

Основным преимуществом кулачкового механизма является возможность осуществления движений и перемещений ведомого звена по закону относительно большой сложности при значительной простоте самого механизма и высокой точности его работы. Для других устройств это было бы труднодостижимо. Именно поэтому кулачковые пары находят широкое и разностороннее применение. Кроме того, они надежны в работе, занимают мало места в конструкциях и особенно незаменимы там, где от механических устройств требуется строго определенный автоматизм действия.

К недостаткам кулачковых пар следует отнести сложность расчета профиля поверхности ведущего звена — кулачка и трудность его изготовления. Закономерность изменения профиля рабочей поверхности часто оказывается довольно сложной и требует высокой точности ее воспроизведения. Эту поверхность изготовляют или вручную, если число изделий невелико, или на копировально-фрезерных станках (а также при помощи специальных приспособлений), когда количество однотипных кулачков значительно. Однако трудности изготовления с избытком окупаются вышеуказанными преимуществами.

Кулачковые механизмы, применяемые в различных устройствах приборов и машин, могут быть классифицированы следующим образом.

**Первый тип — функциональные кулачковые пары.** Они разделяются на плоские и пространственные.

**Плоские функциональные пары.** При их помощи воспроизводятся заданные закономерности перемещений толкателя или поворота коромысла. Эти закономерности могут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \psi_x(\varphi) \text{ — для толкателя,} \\ \gamma_1 &= \psi_\gamma(h) \text{ — для коромысла,} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $x_1$  — прямолинейное перемещение толкателя при повороте кулачка на угол  $\varphi$ ;



$\gamma_1$  — угловой поворот коромысла при поступательном перемещении кулачка на ход  $h$ ;  
 $\psi_x, \psi_\gamma$  — некоторые заданные непрерывные закономерности.

Это наиболее распространенный вид кулачковых пар, отвечающий требованиям подавляющего большинства функциональных задач, решаемых с помощью механических устройств при конструировании приборов и машин.

**Пространственные или коноидные функциональные пары** предназначены для осуществления движения щупа или поворота коромысла по законам вида

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= \xi_x(\varphi, h) \text{ — для толкателя,} \\ \gamma_2 &= \xi_\gamma(\varphi, h) \text{ — для коромысла,} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $x_2$  и  $\gamma_2$  — соответственно прямолинейное и угловое перемещения, определяемые функцией  $\xi$  двух независимых переменных  $\varphi$  и  $h$  (рис. 3);

$\varphi$  — угол поворота коноида вокруг его оси;  
 $h$  — перемещение коноида вдоль своей оси.

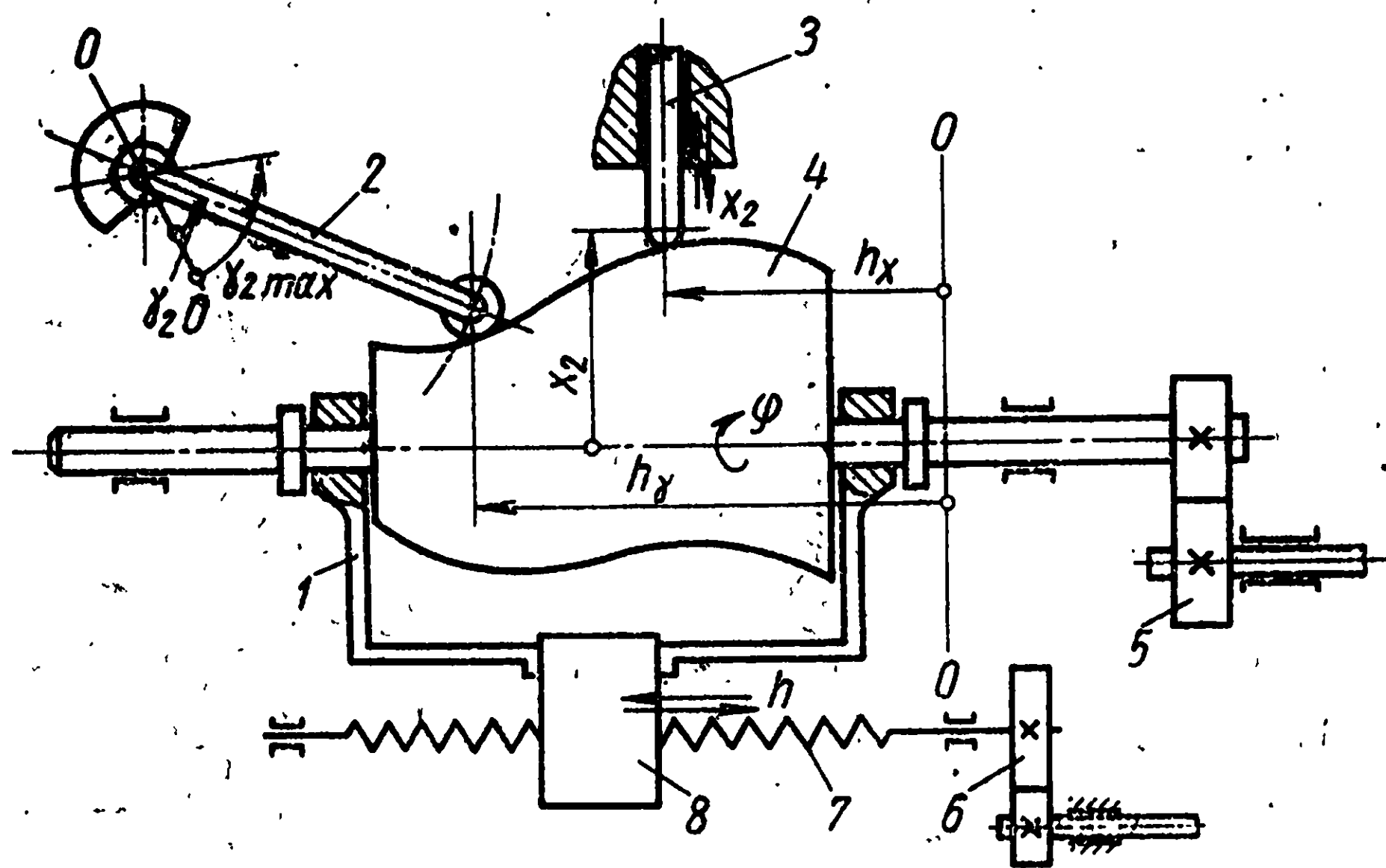


Рис. 3. Коноидный механизм:

1 — каретка; 2 — коромысло; 3 — щуп; 4 — коноид; 5 — привод по  $\varphi$ ; 6 — привод по  $h$ ; 7 — винт; 8 — гайка

Такой кулачок, представляющий собой сложную объемную фигуру, называется коноидом.

В настоящее время наибольшее применение коноидные пары нашли в счетно-решающих устройствах.

В общем машиностроении применение их пока ограничено.

Плоские и пространственные пары первого типа используются для преобразования или для воспроизведения заданных функциональных зависимостей (1) и (2). При этом обычно осуществляются сравнительно медленные перемещения толкателей при небольших силовых сопротивлениях с их стороны. Следовательно, вопрос о влиянии на расчет сил, скоростей и ускорений здесь имеет второстепенное значение. По этой же причине ограниченное внимание уделяется величине момента, который необходимо приложить к кулачку, чтобы механизм работал нормально. Скорости для таких конструкций обычно задаются исходя из требований к проектируемым устройствам, а силы и моменты подсчитываются по уже известным параметрам спроектированных пар.

Основное внимание здесь должно быть уделено профилированию кулачков для получения заданной закономерности хода шупа и обеспечению необходимой точности и надежности работы пары.

Функциональные кулачковые механизмы — это главным образом механизмы приборов, воспроизводящих нелинейные зависимости.

**Второй тип — операционные кулачковые пары.** Это плоские и пространственные кулачковые пары, предназначенные для выполнения некоторых механических операций в результате циклических ходов толкателей на заданном пути от  $x_0$  до  $x_{\max}$  (для коромысла от  $\gamma_0$  до  $\gamma_{\max}$ ) за заданное время одного цикла и с преодолением известных сил сопротивления ведомого звена. При этом обычно никаких особых требований в отношении закономерности хода шупов не предъявляется.

Операционные кулачковые механизмы широко используются как в машиностроении, так и в приборостроении. Они разнообразны по конструктивным формам и размерам. В приборах такие кулачковые пары могут иметь форму обычных эксцентриков небольших размеров. В машинах-орудиях кулачки этой группы имеют большие размеры и вес и способны развивать относительно большие силы и мощности на толкателе.

Как плоские, так и пространственные операционные кулачковые пары выполняют одну и ту же функцио-

нальную операцию воспроизведения хода толкателя или поворота коромысла; все отличие пространственной пары (рис. 4) от плоской заключается в конструктивном оформлении.

Операционные кулачковые механизмы могут быть подразделены на два вида: медленно работающие, или

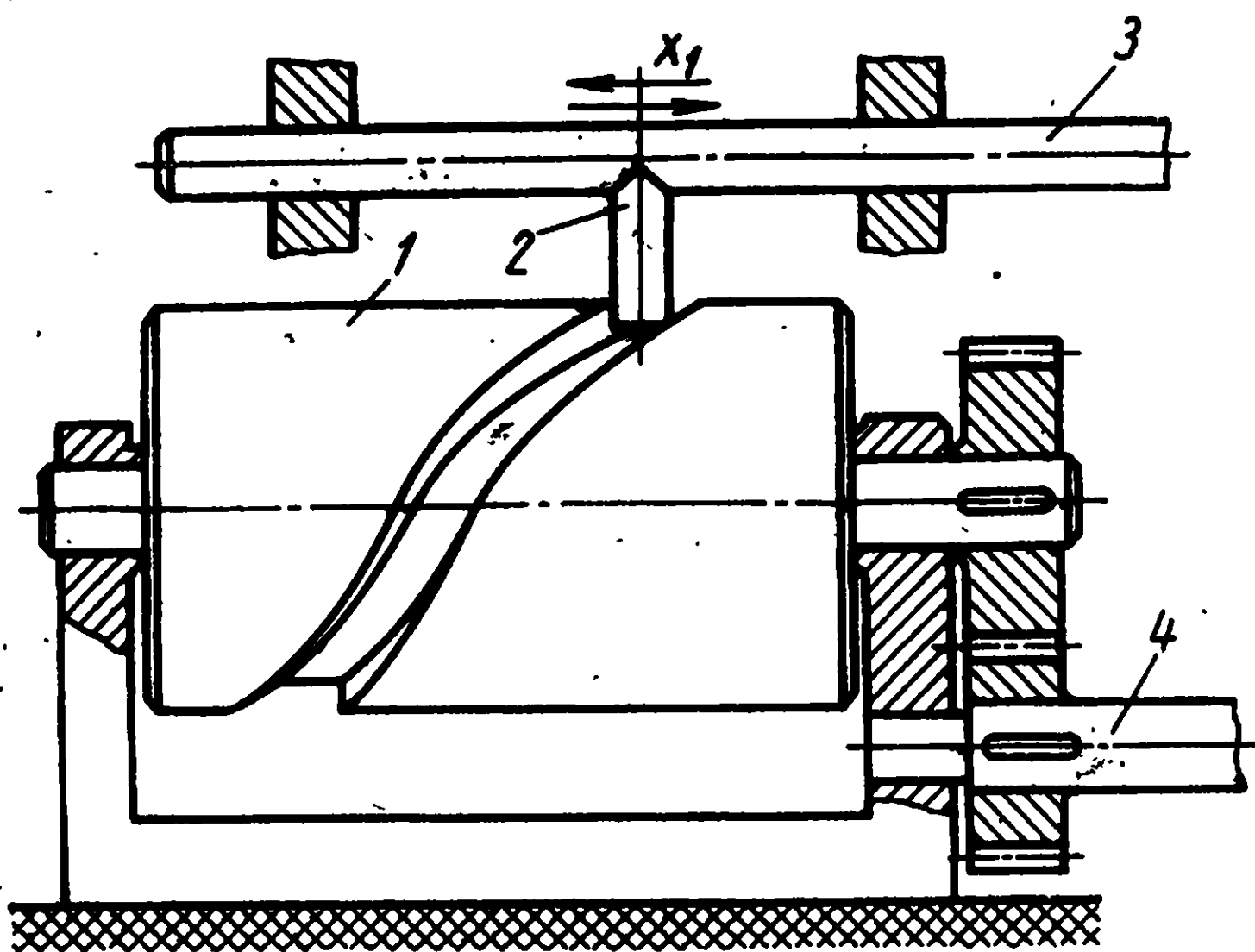


Рис. 4. Операционный кулачковый механизм:

1 — кулачок; 2 — наконечник; 3 — толкатель;  
4 — привод кулачка

статические; работающие с большими скоростями, или динамические.

Так как для операционных пар никаких функциональных требований в отношении закономерностей хода толкателей не ставится, то профилирование рабочих поверхностей можно подчинить различным условиям, которые определяются в зависимости от скорости и ускорений толкателей за один цикл или же в зависимости от других специфических особенностей поставленной задачи.

Например, для медленно работающих пар профилирование плоских кулачков может быть выполнено так, чтобы для осуществления хода  $x_{\max} - x_0 = \Delta x_{\max}$  и преодоления заданных сил сопротивления толкателей момент на ведущем звене — кулачке — был постоянным и минимальным. Такое профилирование обеспечивает более экономное расходование энергии механизмом и более спокойную работу последнего.

Для динамических пар основной задачей является достижение плавности и безударности работы механиз-

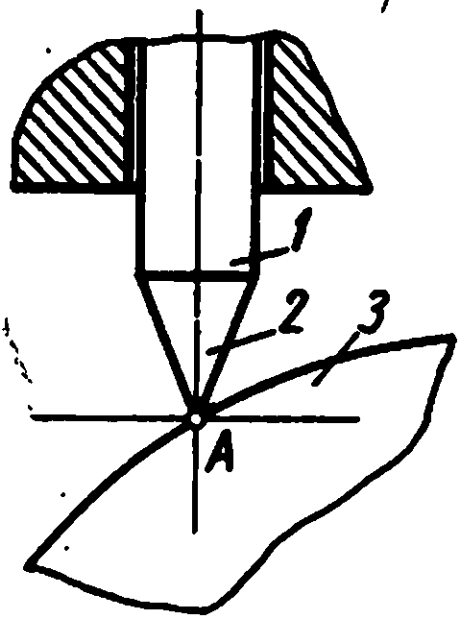
мов. Следовательно, геометрия профиля кулачка такой пары должна обеспечить постепенное нарастание и снижение скоростей и ускорений хода толкателя, что требует высокой точности расчетов и изготовления этих механизмов.

## 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ НАКОНЕЧНИКОВ ТОЛКАТЕЛЕЙ

Форма профиля кулачка определяется не только заданной закономерностью хода толкателей, но и выбранной формой его наконечника (башмака).

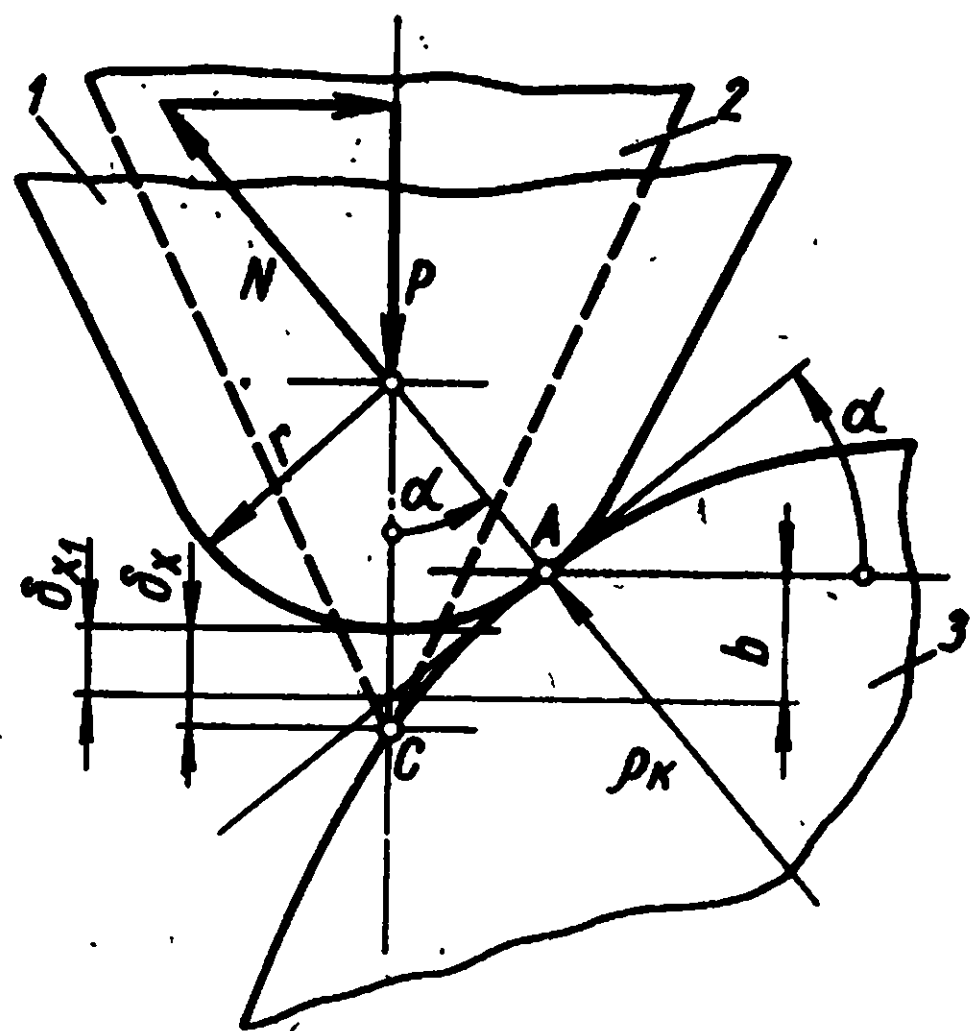
Выбор формы наконечника всегда предшествует расчету профиля кулачка и ставится в зависимость от величины тех сил, которых можно ожидать в точке соприкосновения кулачка с наконечником (рис. 5, точка А). Ясно, что эту форму следует выбирать простейшей, легкой в изготовлении и не осложняющей расчета.

В практике приборостроения можно ограничиться применением следующих четырех форм наконечника.



**Рис. 5. Тол-  
катель с ост-  
рым наконеч-  
ником:**

1 — толкатель,  
2 — наконечник;  
3 — кулачок



**Рис. 6. Соприкосновение остроконечного щупа с кулачком:**

1—реальный остроконечный щуп;  
2 — идеальный остроконечный  
щуп; 3 — кулачок

**«Остроконечная» форма.** В реальных условиях остроконечного щупа быть не может, так как из-за износа он немедленно затупился бы; кроме того, он недопустим, так как поверхность профиля кулачка могла бы получить повреждения. Поэтому форма конца остроконечного щупа должна представлять собой сферу малого радиуса. Если можно пренебречь влиянием этой сферы на

точность работы кулачковой пары, то можно выполнять соответствующие расчеты по профилированию, считая щуп остроконечным.

Для оценки максимального допустимого радиуса  $r$  сферы остроконечного щупа рассмотрим рис. 6, на котором в большом масштабе изображено место соприкосновения щупа с поверхностью кулачка. Из рисунка видно, что неточность в ходе щупа определяется отрезком  $\delta x$ , но так как участок  $AC$  мал, а  $\rho_k$  кулачка всегда значительно больше, чем  $r$  сферы наконечника, за фактическую неточность можно принять отрезок  $\delta x_1$ , для которого имеем

$$\delta x_1 = b - r(1 - \cos \alpha),$$

где

$$b = r \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha.$$

Если требуется, чтобы фактическая ошибка от неостроты щупа  $\delta x_1$  всегда была меньше допустимой неточности  $[\delta x]_{щ}$ , то можно определить максимально допустимое значение для  $r$  как

$$\delta x_1 \leq [\delta x]_{щ},$$

или

$$r [\operatorname{tg} \alpha \sin \alpha - 1 + \cos \alpha]_{\alpha=\alpha_{\max}} \leq [\delta x]_{щ},$$

откуда

$$r \leq \frac{[\delta x]_{щ} \cos \alpha_{\max}}{1 - \cos \alpha_{\max}}. \quad (3)$$

В этих формулах угол  $\alpha_{\max}$  должен быть взят максимальным для полученного или проектируемого профиля кулачка и обычно принимается равным 30—35°. При этом

$$r \leq (4,5 \div 5) [\delta x]_{щ}. \quad (4)$$

Отсюда видно, что радиус сферы наконечника остроконечного щупа всегда будет небольшим, так как он определяется допускаемой ошибкой от неостроты щупа  $[\delta x]_{щ}$ , составляющей лишь часть общей допускаемой ошибки в ходе щупа кулачкового механизма.

Полученное по формуле (3) или (4) значение  $r$  затем должно быть проверено по удельному контактному давлению в точке  $A$ , которое не должно превышать до-



пускаемого для выбранных материалов щупа и кулачка значения. При этом следует воспользоваться формулой Герца, принимая наконечник толкателя за сферу радиуса  $r$ , а поверхность кулачка за плоскость, так как  $\rho_k$  на два или более порядков превышать  $r$ :

$$q = 0,617 \sqrt[3]{\frac{N}{r^2 \left( \frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_n} \right)^2}} \leq [q], \quad (5)$$

где  $N$  — определяется из соотношения (рис. 6),

$$N = \frac{P_{\max}}{\cos \alpha_{\max}};$$

$E_k, E_n$  — модули упругости материалов кулачка и наконечника;

$q$  — удельное контактное давление в точке  $A$ ;

$[q]$  — допускаемое удельное контактное давление.

Таким образом, остроконечный щуп может применяться при выполнении следующих условий:

радиус  $r$  сферы конца щупа должен быть выбран в соответствии с формулой (3) или (4);

удельное контактное давление  $q$  в точке  $A$  должно удовлетворять требованиям формулы (5);

материалы конца щупа и кулачка должны быть достаточно твердыми, стойкими к износу и коррозии.

Остроконечный щуп широко применяется во всех механизмах, где малы силы давления  $N$ . Это в первую очередь относится к измерительным приборам, инструментам и к различным мерительным приспособлениям.

**Шаровой или сферический наконечник.** Наконечник считается шаровым, если его радиус  $r$ , определяемый на основе формулы (5), оказывается больше чем тот, который допускается формулой (3). В этом случае наконечник перестает быть острым, а формула (5) принимает вид

$$r \geq 0,485 \sqrt[3]{\frac{N}{\left( \frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_n} \right)^2 [q]^3}}. \quad (6)$$

Выражение (6) определяет минимальное значение для  $r$  из условий контактной прочности, в то время как формула (3) дает наибольшее значение этой величины, которое все еще обеспечивает достаточную остроту

щупа при сохранении точности. Ясно, что прочностное условие (5) или (6) должно рассматриваться как основное по сравнению с условием (3).

Шаровой наконечник является наиболее универсальным (рис. 7). Он одинаково пригоден для работы как с плоским кулачком, так и в паре с коноидом. Нагрузка  $N$  при этом может быть достаточно большой.

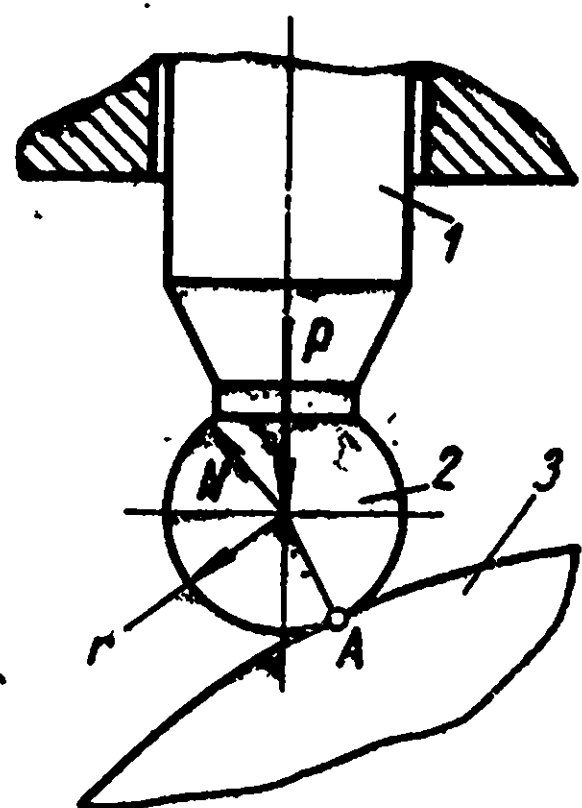


Рис. 7. Сферический наконечник:

1 — щуп; 2 — наконечник; 3 — кулачок

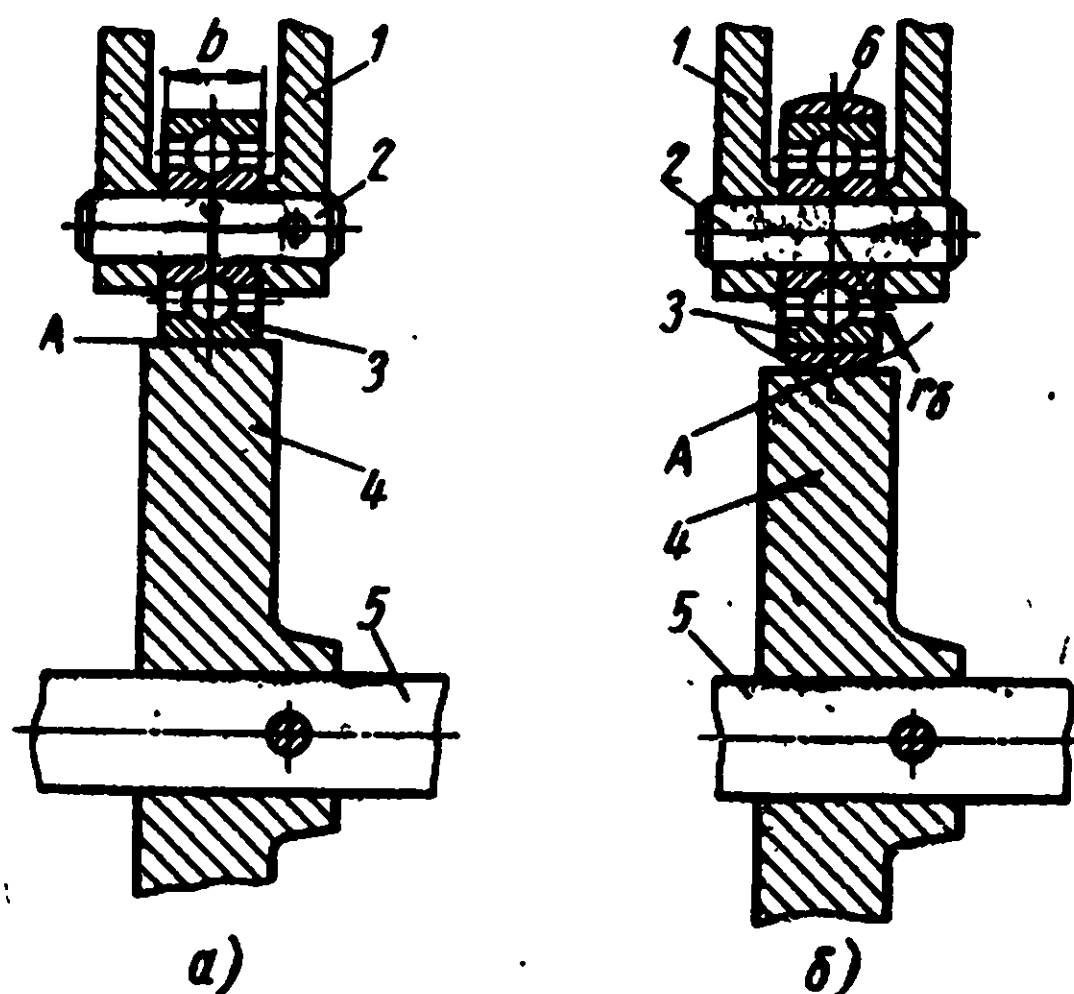


Рис. 8. Роликовый наконечник:

1 — щуп; 2 — ось ролика; 3 — шарикоподшипниковый наконечник; 4 — кулачок; 5 — ось кулачка; 6 — ободок с бочкообразным профилем

К недостаткам сферического наконечника (как и острого) следует отнести наличие относительно больших сил сухого трения в точке  $A$  при скольжении поверхности наконечника по поверхности кулачка. Помимо того, если форма профиля кулачка вогнутая, то  $r$  должно быть меньше наименьшего из радиусов кривизны этих участков кулачка.

**Роликовый наконечник.** Схема конструкции роликового наконечника приведена на рис. 8. Ролик может быть цилиндрическим (рис. 8, а) и бочкообразным, когда поверхность его ободка очерчена некоторым радиусом  $r_б$  (рис. 8, б).

Роликовый наконечник наиболее приемлем для работы с плоским кулачком. В паре с коноидом он применяется только при правильном выборе радиуса кривизны ободка и при отсутствии недопустимых люфтов в конструкции и посадке на ось ролика.

Если позволяют размеры конструкции, то ролик закрепляется на своей оси при помощи шарикоподшипни-

ка. В этом случае трение скольжения в местах соприкосновения *A* будет заменено трением качения шарикоподшипника.

Цилиндрический роликовый наконечник (рис. 8, *a*) соприкасается с кулачком по линии *A*. Это значительно увеличивает нагрузочную способность толкателя по сравнению с тем случаем, когда наконечник сферический. Для обеспечения соприкосновения по всей линии в кон-

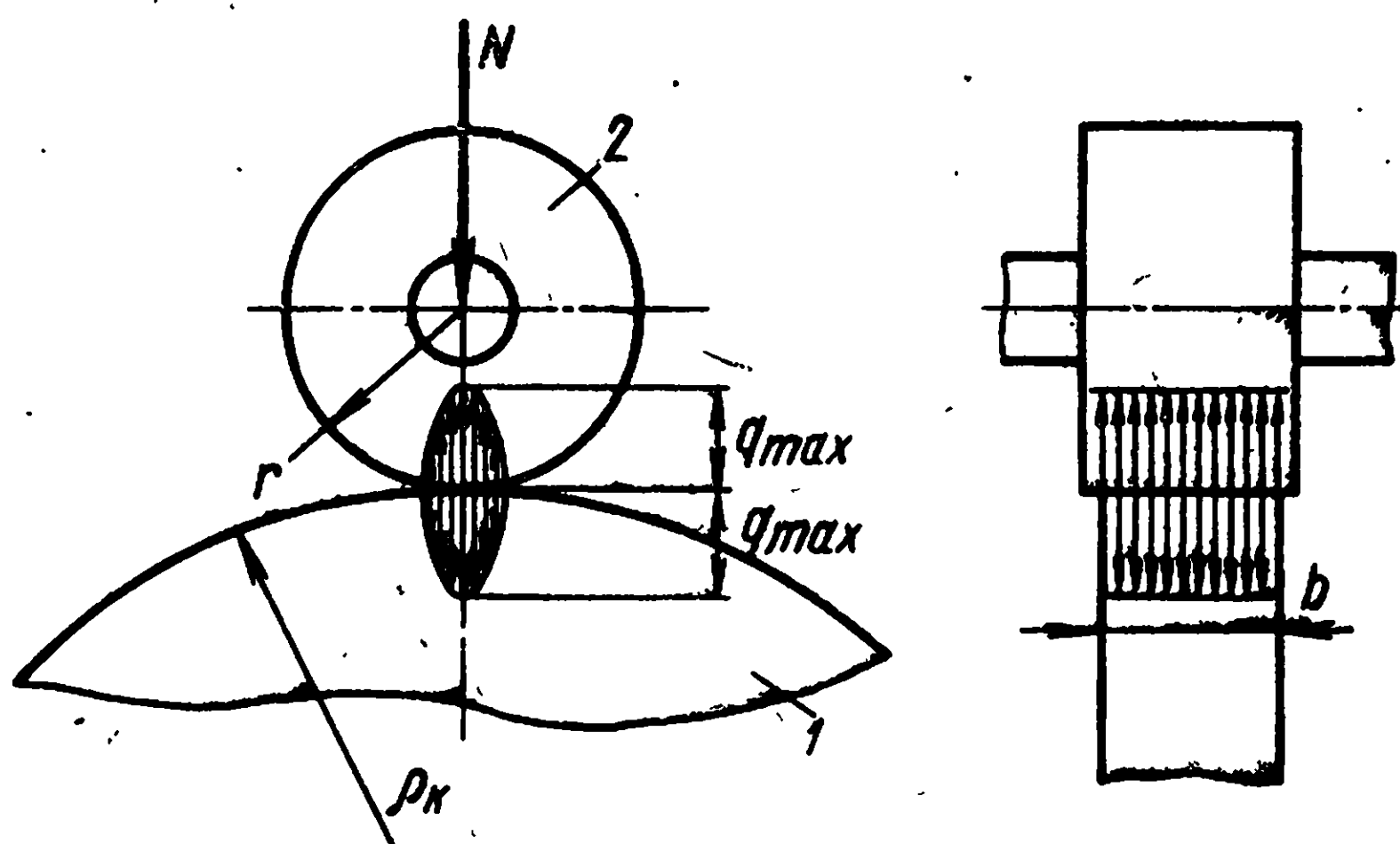


Рис. 9. Контактирование цилиндрического наконечника с кулачком:

1 — кулачок; 2 — наконечник

струкции наконечника должна быть предусмотрена самоустановка ролика относительно кулачка, что чаще всего осуществляется за счет люфтов в самом шарикоподшипнике и за счет точности сборки. При выполнении условий самоустановки ролик работает на всей длине *b* линии соприкосновения.

При соприкосании цилиндрических поверхностей ролика и кулачка под действием силы прижатия *N* (рис. 9) вдоль линии соприкосновения как результат упругих деформаций возникает узкая полоска контактирования. Наибольшие контактные давления будут иметь место на середине этой полоски и могут быть подсчитаны по формуле Герца:

$$q_{\max} = 0,59 \sqrt{\frac{N}{b} \cdot \frac{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho_{\kappa}}\right)}{\left(\frac{1}{E_{\kappa}} + \frac{1}{E_{\pi}}\right)}} \text{ кГ/см}^2, \quad (7)$$

где  $b$  — длина линии соприкосновения кулачка и ролика;

$\rho_k$  и  $r$  — радиусы кривизны соприкасающихся тел; для вогнутых участков кулачка  $\rho_k$  надо считать отрицательным.

Подкоренной множитель в формуле (7)

$$\left( \frac{1}{r} + \frac{1}{\rho_k} \right) = \frac{1}{r_{np}}$$

представляет собой приведенную кривизну поверхностей ролика и кулачка в месте их соприкосновения. Так как  $\rho_k$  всегда значительно больше  $r$ , приближенно можно

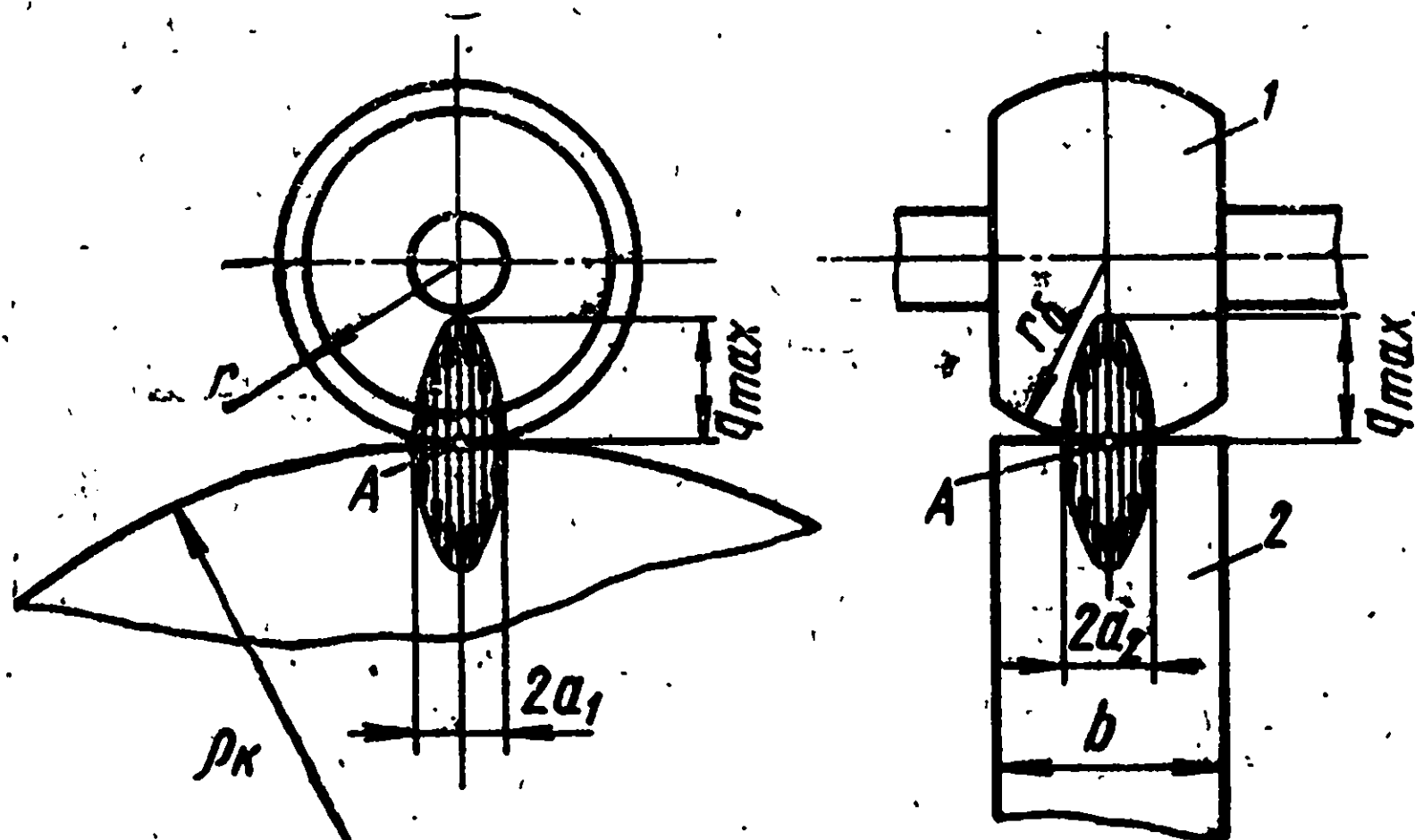


Рис. 10. Контактное бочкообразного наконечника с кулачком:

1 — роликовый наконечник; 2 — кулачок

считать  $r$  и  $r_{np}$  равными. С учетом этого, задавшись значением  $[q]$ , на основе формулы Герца получим

$$rb \approx r_{np}b \geq \frac{0,348N}{\left( \frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_n} \right) [q]^2} \quad (8)$$

Это соотношение может быть использовано для расчета и последующего подбора конструктивно приемлемых размеров ширины кулачка  $b$  и радиуса ролика наконечника  $r$ .

Если профиль ролика бочкообразный (рис. 8, б и 10), то из-за упругих деформаций пятно соприкосновения

имеет форму эллипса с полуосями  $a_1$  и  $a_2$ , определяемыми по формулам

$$a_1 = \nu_1 \sqrt[3]{\frac{2,73N}{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_k}\right) E}},$$

$$a_2 = \nu_2 \sqrt[3]{\frac{2,73N}{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_k}\right) E}},$$

где

$$E = \frac{2E_k E_n}{E_k + E_n},$$

а коэффициенты  $\nu_1$  и  $\nu_2$  зависят от кривизны контактирующих тел и могут быть выбраны по табл. 1 (коэффициент Пуассона принят равным 0,3).

Таблица 1

$\frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}$			$\frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}$		
$\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}$	$\nu_2$	$\nu_1$	$\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}$		$\nu_2$
0,985	6,612	0,319	0,500	1,486	0,717
0,940	3,778	0,408	0,423	1,378	0,759
0,866	2,731	0,493	0,342	1,284	0,802
0,819	2,397	0,530	0,259	1,202	0,846
0,766	2,136	0,567	0,174	1,128	0,893
0,707	1,926	0,604	0,087	1,061	0,944
0,643	1,754	0,641	0,000	1,000	1,000
0,574	1,611	0,678			

Наибольшее контактное давление  $q_{\max}$  возникает в центре  $A$  пятна соприкосновения и находится по формуле

$$q_{\max} = \frac{3}{2\pi} \cdot \frac{N}{a_1 a_2}. \quad (9)$$



Если потребовать, чтобы было  $q_{\max} \leq [q]$ , то с учетом выражений для  $a_1$  и  $a_2$  на основе формулы (9) получим

$$\frac{\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_k}}{\nu_1 \nu_2 \sqrt{\nu_1 \nu_2}} \leq 8,25 \frac{[q]}{E} \sqrt{\frac{[q]}{N}}. \quad (10)$$

Величину

$$\frac{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_k}\right)}{\nu_1 \nu_2 \sqrt{\nu_1 \nu_2}}$$

можно рассматривать как показатель кривизны поверхностей ролика и кулачка в центре их контактирования  $A$ .

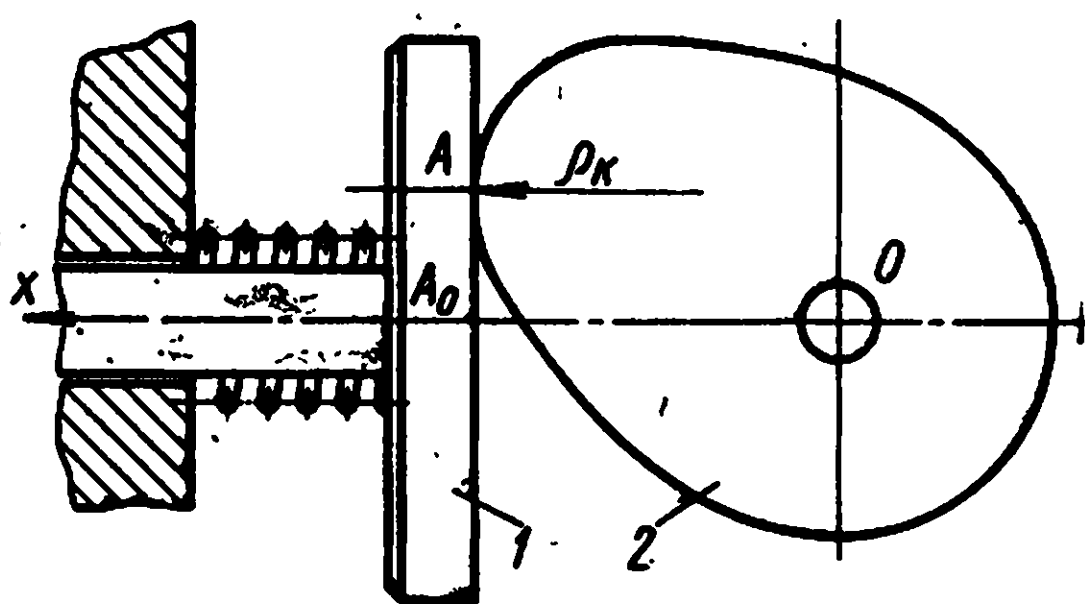


Рис. 11. Плоский наконечник:  
1 — наконечник; 2 — кулачок

Ее числовое значение в основном определяется наименьшим из радиусов, т. е. радиусом ролика  $r$ , и произведением  $\nu_1 \nu_2$ . Из табл. 1 видно, что произведение  $\nu_1 \nu_2$  изменяется в диапазоне от 1 до 2 и поэтому для предварительных расчетов может быть взято равным 1,5.

С учетом всего этого по формуле (10) можно подобрать радиус ролика  $r$  и радиус его бочки  $r_0$ .

Размер  $b$  — ширина кулачка и ролика — выбирается из конструктивных соображений, но таким, чтобы он превышал  $2a_2$ , т. е.

$$b > 2\nu_2 \sqrt[3]{\frac{2,73N}{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_k}\right) E}}. \quad (11)$$

**Плоский наконечник.** Такой наконечник (рис. 11) прост в изготовлении и стоек против износа; в этом его достоинства. К недостаткам следует отнести то, что он может работать только с выпуклыми профилями плоских кулачков, а в точке  $A$  возникает значительное сопротивление трения скольжения. Кроме того, если расстояние  $A_0A$  оказывается значительным, а точность хода толкателя должна быть высокой, то должна очень строго

выдерживаться перпендикулярность плоскости  $A_0A$  к оси толкателя.

Проверка на контактную прочность места соприкосновения (точка  $A$ ) выполняется по формуле (7), в которой  $r_{np}$  следует заменить минимальным значением радиуса кривизны кулачка  $\rho_{kmin}$ .

### 3. РАБОЧИЕ И ХОЛОСТЫЕ ХОДЫ ТОЛКАТЕЛЕЙ, РАБОЧИЕ И НЕРАБОЧИЕ ПРОФИЛИ ПОВЕРХНОСТЕЙ КУЛАЧКОВ

Следует различать рабочие и холостые ходы, или перемещения толкателей и соответствующие им рабочие и нерабочие части профилей поверхностей кулачков.

Под рабочим ходом толкателя понимают перемещение его в направляющих под действием кулачка, когда осуществляется заданная закономерность (1) или (2). В течение рабочего хода сам толкатель или связанные с ним органы выполняют необходимую рабочую операцию.

После завершения полного рабочего хода обычно происходит отход толкателя к исходному положению. За время отхода толкатель и связанные с ним органы, как правило, не выполняют полезных операций, а лишь готовятся к последующему рабочему ходу, поэтому отход толкателя рассматривается как холостой ход.

При холостом ходе толкатель неотрывно следует за кулачком, понуждаемый к этому не кулачком, а либо специальной возвратной пружиной, либо связанными с кулачком исполнительными органами приводного механизма.

Та часть профиля кулачка, под действием которой происходит рабочий ход толкателя, называется рабочим профилем, а та часть, на которой выполняется холостой ход, — нерабочим профилем (рис. 12). Время холостого хода, обычно стремятся сделать как можно меньше. Поэтому нерабочие участки профиля на кулачке делаются небольшими и, следовательно, с круто падающим профилем.

Обычно сумма углов, опирающихся на рабочую и холостую части профиля, на плоском кулачке равна  $2\pi$

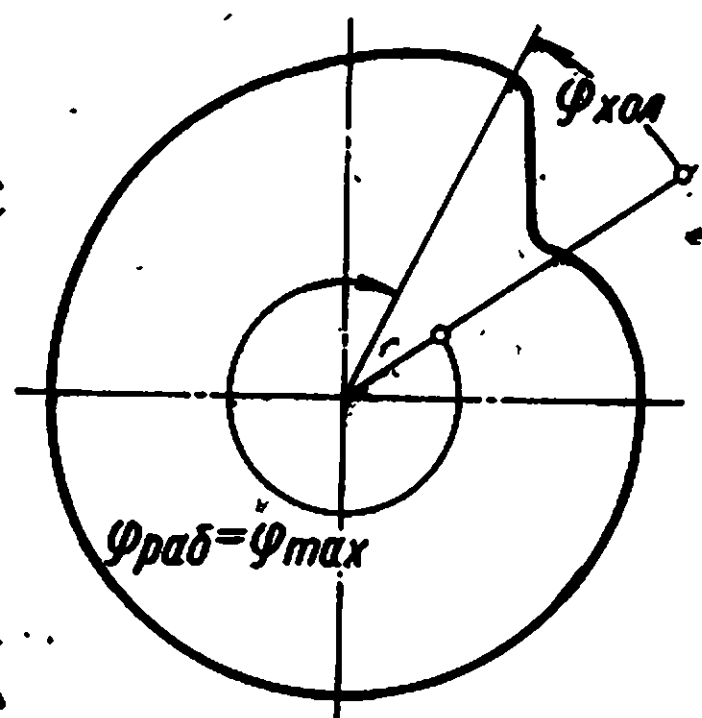


Рис. 12. Рабочие и холостые участки кулачка

(см. рис. 12), т. е.  $\varphi_{раб} + \varphi_{хол} = 2\pi$ , но возможно такое выполнение механизма, когда эта сумма может заметно превышать  $2\pi$  (см. рис. 13, а и б). Значительные величины  $\varphi_{раб}$ , намного превышающие  $2\pi$ , можно получить, если построить многовитковый кулачок. Много-

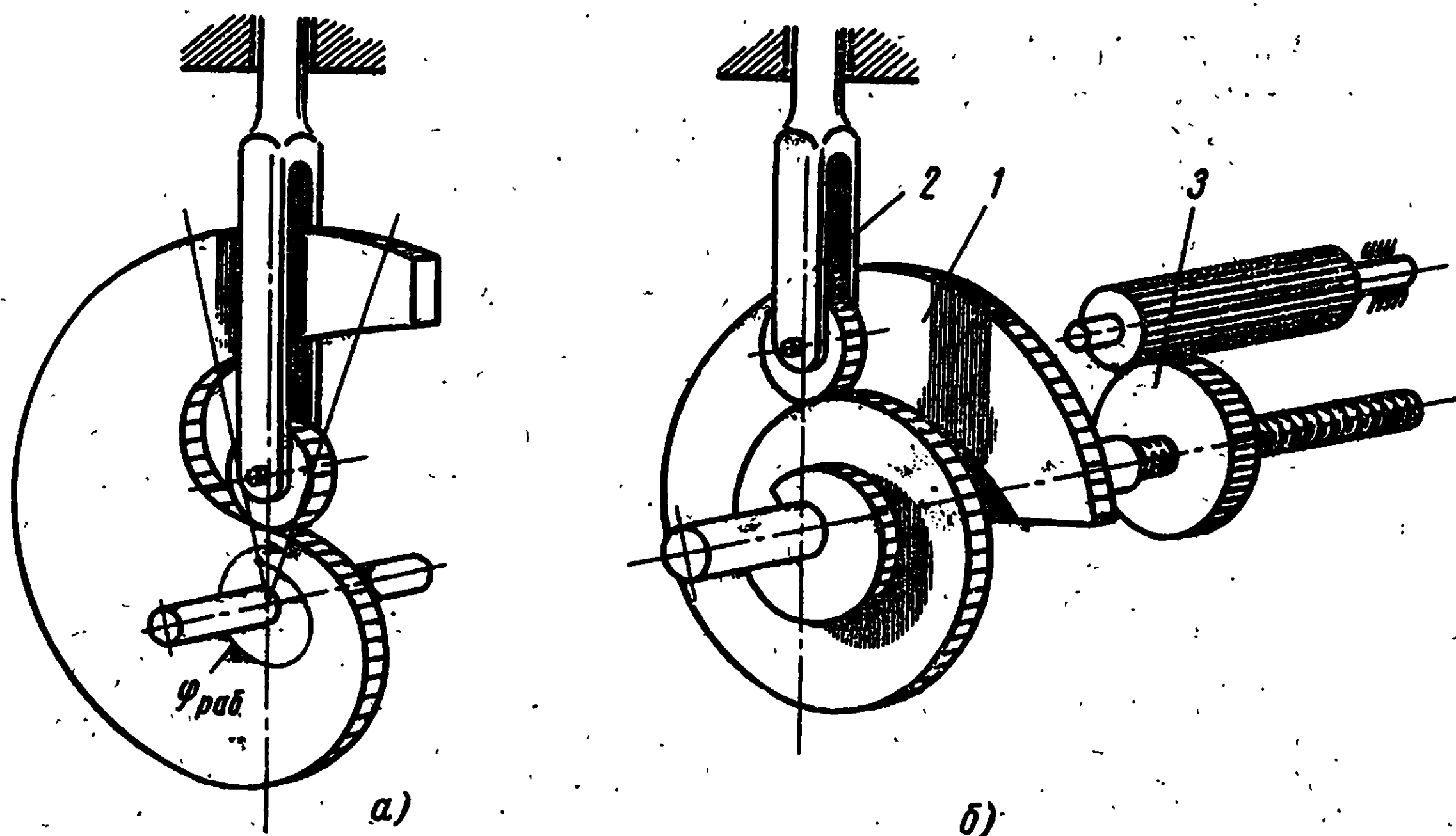


Рис. 13. Многовитковый кулачок:

а — без сдвига вдоль оси вращения; б — со сдвигом; 1 — кулачок; 2 — толкатель; 3 — механизм привода и перемещения

витковый кулачковый механизм требует перемещения тела кулачка вдоль его оси вращения, которое должно происходить по мере роста  $\varphi$  в соответствии с шагом спирали витков.

При использовании кулачковых механизмов в приборах во многих случаях нерабочие участки на профиле могут полностью отсутствовать, так как и обратные ходы толкателей оказываются рабочими. Это чаще всего имеет место в измерительных и управляющих устройствах, в устройствах преобразований и т. д.

В машинах относительно малого быстродействия чаще всего требуется, чтобы на сравнительно длительном рабочем ходе скорость толкателя была постоянна при плавном нарастании и убывании ее в начале и в конце хода. Такая работа толкателя обеспечивает, например, наиболее гладкие поверхности при точении, сверлении и фрезеровании деталей, постоянную нагрузку на двигатели станков, т. е. наилучшую работу последних. Во мно-

гих других машинах, таких, как текстильные, швейные и некоторые другие, постоянная подача при помощи толкателей также является основным требованием к качеству работы кулачкового механизма.

При больших быстродействиях ход толкателя должен совершаться так, чтобы нарастание скоростей и ускорений толкателя было плавным до какого-то максимума с последующим плавным убыванием до нуля. Это обеспечивает безударную работу ведомых звеньев.

В приборостроении часто приходится решать задачи, сходные с задачами машиностроения, но, иногда на рабочем ходе требуется осуществление вполне определенной закономерности вида выражений (1) или (2), а не постоянство скорости хода толкателя.

#### **4. ЗАДАЧА РАСЧЕТА ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Пусть требуется реализовать с помощью кулачкового механизма некоторую непрерывную и плавно изменяющуюся зависимость, которая в достаточно общем виде может быть записана следующим образом:

$$\lambda = \psi_{\lambda}(z). \quad (12)$$

Для прямолинейного (аналогично и углового) хода щупа эта зависимость при введении для величин  $\lambda$  и  $z$  некоторых масштабов  $m_x$  и  $m_z$  записывается в форме выражения (1).

На практике исходная закономерность (12) может быть задана различным образом, а иногда ее приходится назначать самому проектанту, исходя из конкретных условий работы механизма.

В двигателях и металлорежущих станках эта закономерность чаще всего выступает непосредственно, т. е. необходимо просто осуществить рабочий ход толкателя (щупа) по этой закономерности. Иногда исходную зависимость назначают исходя из опыта; в таком случае эти зависимости просты и чаще всего носят линейный характер.

В приборостроении более характерными являются случаи, когда исходная зависимость задается выражением (12); при этом чаще всего задание дается не аналитически, а в таблично-числовом виде. В дальнейшем

будет показано, что для излагаемого ниже метода расчета таблично-числовая форма не только не усложняет его, а, как подтверждает опыт, наоборот, упрощает. Поэтому иногда бывает выгоднее относительно сложную формульную зависимость  $\lambda$  от  $z$  предварительно перевести в таблично-числовую.

Рассчитать профиль кулачка — это значит указать на конечном этапе такую числовую связь между радиусом  $\rho$  его профиля и углом  $\varphi$  поворота, при которой ход толкателя воспроизведет заданную закономерность.

Необходимо отметить, что теоретически не все задачи, записанные при помощи формулы (12), могут быть реализованы в кулачковом механизме. Это связано со многими конструктивными ограничениями и в первую очередь с необходимостью иметь непрерывную поверхность профиля, ограничение радиусов прочностными и другими условиями, конструктивной приемлемостью получаемых размеров и т. д.

## 5. УГОЛ ПОДЪЕМА ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

Важную роль играет известное выражение для угла  $\alpha$  подъема профиля кулачка. Поэтому рассмотрим геометрическую схему взаимодействия кулачка с остроконечным толкателем (рис. 14).

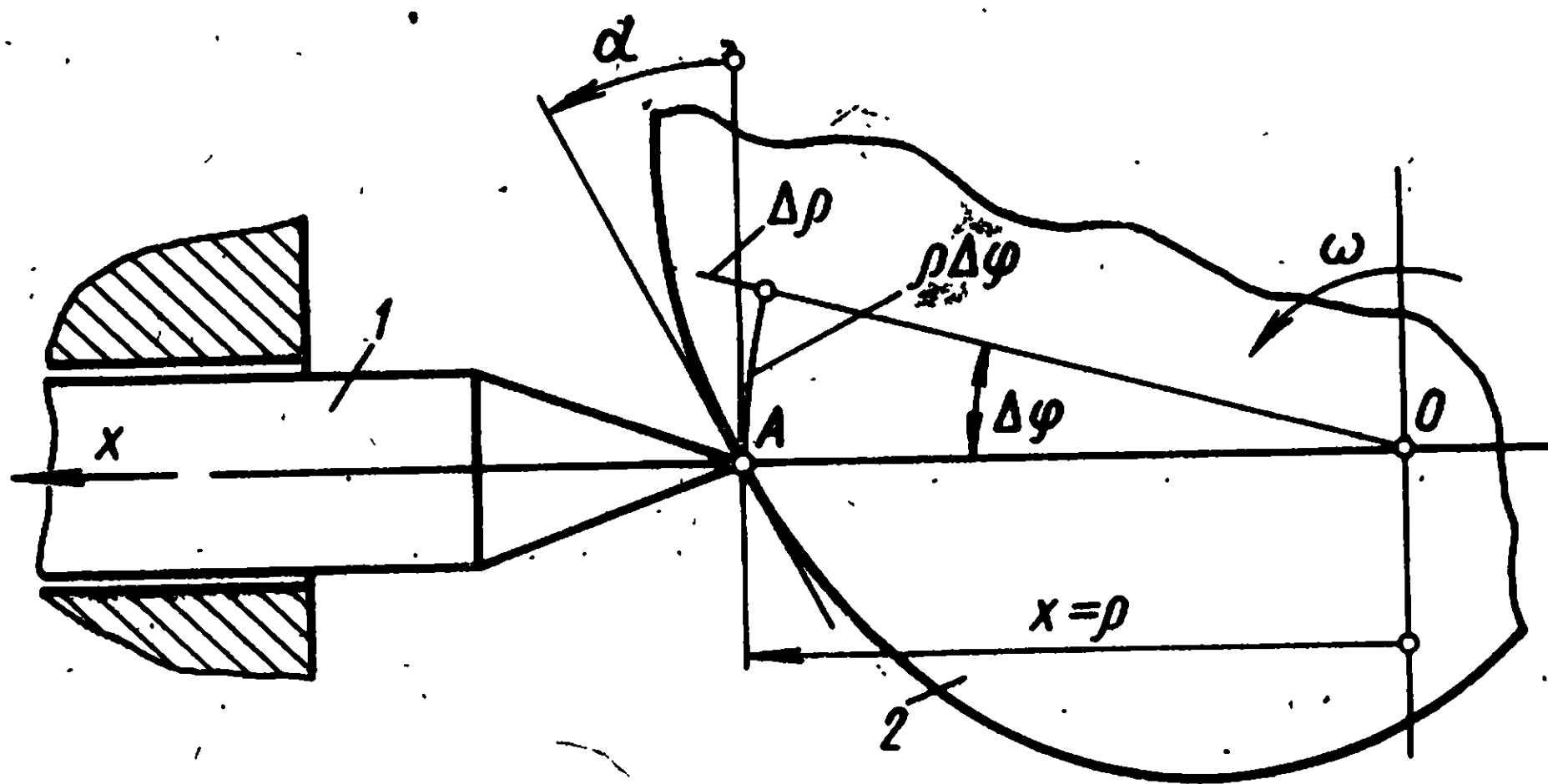


Рис. 14. Угол подъема профиля кулачка  $\alpha$ :  
1 — толкатель; 2 — кулачок

Из схемы видно, что  $\alpha$  — угол подъема остроконечного щупа по профилю — характеризует интенсивность роста радиуса профиля  $\rho$  в точке A и одновременно интенсивность хода щупа, т. е. его скорость, вдоль оси Oх.



Как видно из схемы,

$$\operatorname{tg} \alpha = \lim_{\Delta \varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta \rho}{\rho \Delta \varphi},$$

откуда следует, что

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\varphi}. \quad (13)$$

Для реальных кулачковых механизмов величина  $\alpha$  должна быть органичена некоторым допускаемым значением. Если фактическое значение  $\alpha$  становится больше допускаемого, механизм начинает работать с перегрузками, что при недостаточно жестких конструкциях ведет к заметной деформации его элементов. Это резко снижает точность работы щупа и, кроме того, может привести к заклиниванию толкателя в его направляющих.

Теоретические исследования и опыт показывают, что наилучшую работу механизма (без перегрузок, заклинивания и при сохранении заданной точности) можно обеспечить в том случае, когда углы подъема остроконечного или сферического щупа по профилю не превышают  $35\text{--}40^\circ$ . Оптимальным же значением угла  $\alpha$  следует считать  $30\text{--}32^\circ$ .

Некоторое увеличение допустимого значения  $\alpha$  возможно при использовании роликовых наконечников, при снижении за счет конструктивных мероприятий трения в ведомых звеньях механизма, повышении жесткости конструкции, а также при условии высококачественного изготовления элементов.

На нерабочие поверхности профиля для обратного холостого хода это требование не распространяется. При холостом ходе толкатель следует за поверхностью кулачка под воздействием пружин или же связанных с ним исполнительных приводных механизмов. Условия работы толкателя здесь иные: толкатель как бы падает вдоль профиля, поэтому углы падения могут намного превосходить допускаемые значения. Это падение может быть подчинено требованиям кратковременности холостого хода, плавности и безударности работы всего устройства.

---

## КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТРОКОНЕЧНЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

### 1. РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА, РАБОТАЮЩЕГО В ПАРЕ С ОСТРОКОНЕЧНЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

Наиболее простым является расчет и профилирование кулачка, работающего в паре с остроконечным толкателем, который движется прямолинейно вдоль оси  $Ox$  (рис. 15), проходящей через центр вращения кулачка

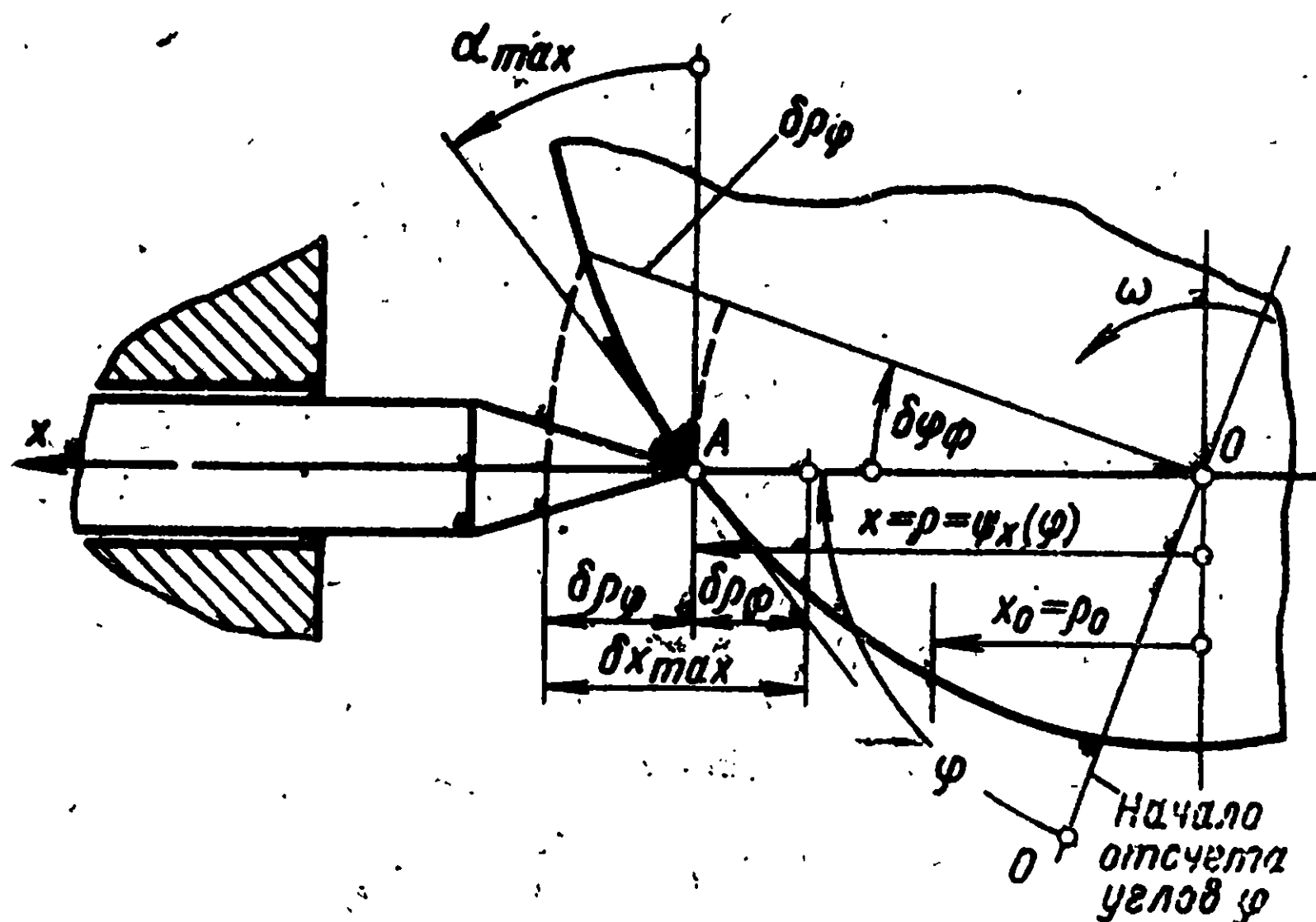


Рис. 15. Механизм с остроконечным толкателем

О. Для этого случая радиус-вектор профиля  $\rho$  равен величине  $x$  — расстоянию от центра  $O$  до острия (точка  $A$ ), т. е.

$$\rho = x. \quad (14)$$

Учитывая зависимость (1), получим искомый радиус:

$$\rho = \psi_x(\varphi),$$

что сразу определяет требуемый профиль.

Однако на этом этапе еще остаются нерешенными следующие вопросы:

1) об определении масштабов  $m_x$  и  $m_\varphi$  перевода начальной закономерности (12) в форму (1) по переменным  $\lambda$  и  $z$ ;

2) об удержании фактического значения угла  $\alpha$  в допустимых пределах по всему рабочему профилю;

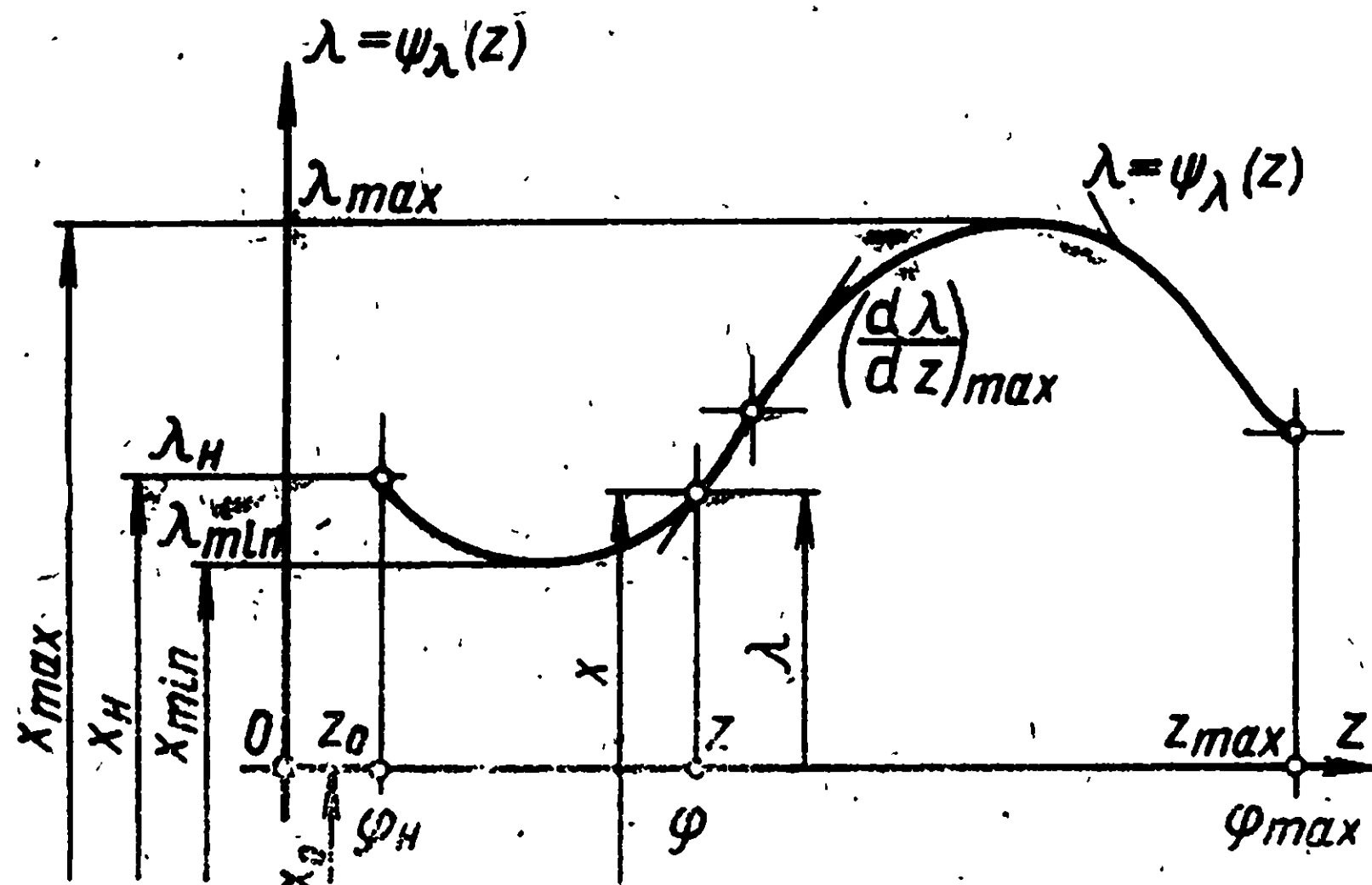


Рис. 16. Функциональная кривая, воспроизводимая механизмом

3) о возможных и приемлемых размерах проектируемого кулачка, т. е. о начальном значении  $\rho_0 = x_0$  (см. рис. 15), с которого начинает воспроизводиться рабочая поверхность кулачка.

**Масштабы  $m_x$ ,  $m_\varphi$  и определение функции  $\psi_x(\varphi)$ .** Достаточно общим для кулачковых механизмов представлением функции  $\lambda$  по выражению (12) может быть то, которое показано на рис. 16.

Если  $m_x$  — масштаб для воспроизведения  $\lambda$  через  $x$  и  $m_\varphi$  — масштаб для перевода  $z$  в  $\varphi$ , то связь между этими парами величин будет следующей:

$$\varphi - \varphi_n = m_\varphi (z - z_0); \quad (15)$$

$$x - x_n = m_x (\lambda - \lambda_n), \quad (16)$$

где  $z_0$  — начальное значение аргумента; ему обычно соответствует  $\varphi_n$ .

$$\lambda_n = \psi_\lambda(z_0),$$

что следует из выражения (12).

Если из соотношений (15) и (16) определить текущие значения  $z$  и  $\lambda$ , а затем подставить их в исходное выражение (12), то получим

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{x - x_n}{m_x} + \lambda_n = \psi_\lambda \left( \frac{\varphi - \varphi_n}{m_\varphi} + z_0 \right) = \\ &= \psi_\lambda \left( \frac{\varphi}{m_\varphi} - z_n + z_0 \right).\end{aligned}$$

Так как  $z_n = z_0$ , то

$$x = m_x \psi_\lambda \left( \frac{\varphi}{m_\varphi} \right) + x_n - m_x \lambda_n$$

или

$$x = x_n + m_x \left[ \psi_\lambda \left( \frac{\varphi}{m_\varphi} \right) - \psi_\lambda \left( \frac{\varphi_n}{m_\varphi} \right) \right]. \quad (17)$$

Сравнивая это выражение с выражением (1), найдем

$$\psi_x(\varphi) = x_n + m_x \left[ \psi_\lambda \left( \frac{\varphi}{m_\varphi} \right) - \psi_\lambda \left( \frac{\varphi_n}{m_\varphi} \right) \right]. \quad (18)$$

В двух последних формулах начало счета для  $x$  совмещено с осью вращения кулачка.

Таким образом, зная масштабы  $m_\varphi$ ,  $m_x$  и  $x_n$ , нетрудно преобразовать исходное соотношение (12) в требуемое выражение (1) или (17).

**Масштабы  $m_x$ ,  $m_\varphi$  и обеспечение точности воспроизведения функций  $\lambda$ .** Из задания всегда известно, какая неточность  $[\delta\lambda]$  допустима при воспроизведении зависимой, переменной  $\lambda$ , определяемой уравнением (12). Также, зная технологические возможности производства, проектанту нетрудно назначить допускаемую неточность  $[\delta\rho]$  изготовления профиля кулачка по его радиусу  $\rho$  и допускаемую производственную неточность  $[\delta\varphi]$  в установке углов  $\varphi$  поворота кулачка. Поэтому величины допускаемых неточностей  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$  следует считать известными; они могут быть использованы в расчетах (что касается допустимой эксцентричности посадки кулачка на ось, то ее отдельно можно не рассматривать, так как она легко учитывается при задании величины  $[\delta\rho]$ ).

Из рис. 15, можно видеть, что наибольшая возможная фактическая неточность в ходе щупа  $\delta x_{\max}$  складывается из фактической производственной неточности  $\delta\rho_\varphi$  в радиусе  $\rho$  профиля и из возможного приращения  $\delta\rho_\varphi$

от фактической неточности  $\delta\varphi_\phi$  в установке угла  $\phi$  на участке наиболее интенсивного абсолютного роста радиуса профиля, т. е.

$$\delta x_{\max} = \delta\rho_\phi + (\delta\rho_\phi)_{\max},$$

где второй член можно выразить так:

$$(\delta\rho_\phi)_{\max} = \delta\varphi_\phi (\rho \operatorname{tg} \alpha)_{\max}.$$

На основании формулы (13) величину  $(\rho \operatorname{tg} \alpha)_{\max}$ , здесь следует заменить на  $\left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)_{\max}$ , после чего получим

$$\delta x_{\max} = \delta\rho_\phi + \delta\varphi_\phi \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)_{\max};$$

по согласно соотношениям (14)—(16)

$$\left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)_{\max} = \left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{\max} = \left(\frac{m_x}{m_\phi}\right) \left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}.$$

Ясно также, что для достижения заданной точности хода толкателя проектируемой пары надо, чтобы максимально возможная фактическая неточность была меньше допускаемой, т. е. необходимо выполнение условия  $\delta x_{\max} \leq m_x [\delta\lambda]$ . Заменяя в этом неравенстве  $\delta x_{\max}$  его фактическим предельным значением, когда  $\delta\rho_\phi$  и  $\delta\varphi_\phi$  достигают своих допускаемых значений  $[\delta\rho]$  и  $[\delta\varphi]$ , получим

$$m_x [\delta\lambda] \geq [\delta\rho] + [\delta\varphi] \frac{m_x}{m_\phi} \left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}. \quad (19)$$

Такова связь между искомыми масштабами, допускаемыми значениями  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$  и наибольшей производной  $\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}$  воспроизводимой функции. Она указывает, что стоящая справа сумма возможных предельных ошибок производства должна быть не больше увеличенной в  $m_x$  раз допускаемой ошибки в воспроизводимой функции. По этой причине все члены соотношения (19) должны рассматриваться как абсолютные величины, следовательно, и  $\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}$  должно использоваться без учета знака.



Так как выражение (19) получено из условия ограничения неточности по  $\lambda$ , то оно может быть использовано для нахождения масштаба  $m_x$ , поэтому

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{1 - \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}}{m_\varphi}}. \quad (20)$$

Отсюда видно, что искомое  $m_x$  является функцией трех отношений:  $\frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]}$ ,  $\frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]}$  и  $\frac{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}}{m_\varphi}$  из которых два первых продиктованы возможностями производства и потому по отношению к проводимому расчету являются случайными величинами. В результате этого полученное по формуле (20) числовое значение для  $m_x$  может оказаться не только неприемлемым, но даже и нереализуемым в конструкции. В этом случае требуется произвести некоторый подбор величин  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$ . Примем пока, что

$$\frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}}{m_\varphi} = \zeta;$$

тогда выражение (20) можно переписать так:

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{1 - \zeta}. \quad (21)$$

Второй множитель в формуле (21) является разрывной функцией в точке  $\zeta=1$  и представляется соответствующей кривой (см. рис. 17).

При  $\zeta=0$

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]},$$

но при таком выборе масштаба  $m_x$  совершенно не учитывается возможная ошибка работы механизма от неточности установки кулачка по углу  $\varphi$ , что недопустимо.

При  $\zeta=1$   $m_x=\infty$ ; это означает, что допускаемая ошибка будет полностью поглощена вторым слагаемым в формуле (19): неточности в радиусе  $\rho$  не будут компенсированы.

За границей разрыва величина  $\frac{1}{1-\zeta}$  приобретает отрицательное значение, что в соответствии с формулой (21) дало бы отрицательное значение для масштаба  $m_x$ . Однако такой результат неприемлем, так как в этом случае второе слагаемое формулы (19) превышало бы величину  $m_x[\delta\lambda]$ , т. е. допускаемую неточность, что противоречит существу соотношения (19). Таким образом, значения величины  $\zeta$  должны быть заключены между 0 и 1, т. е. должна рассматриваться только первая положительная ветвь кривой (рис. 17).

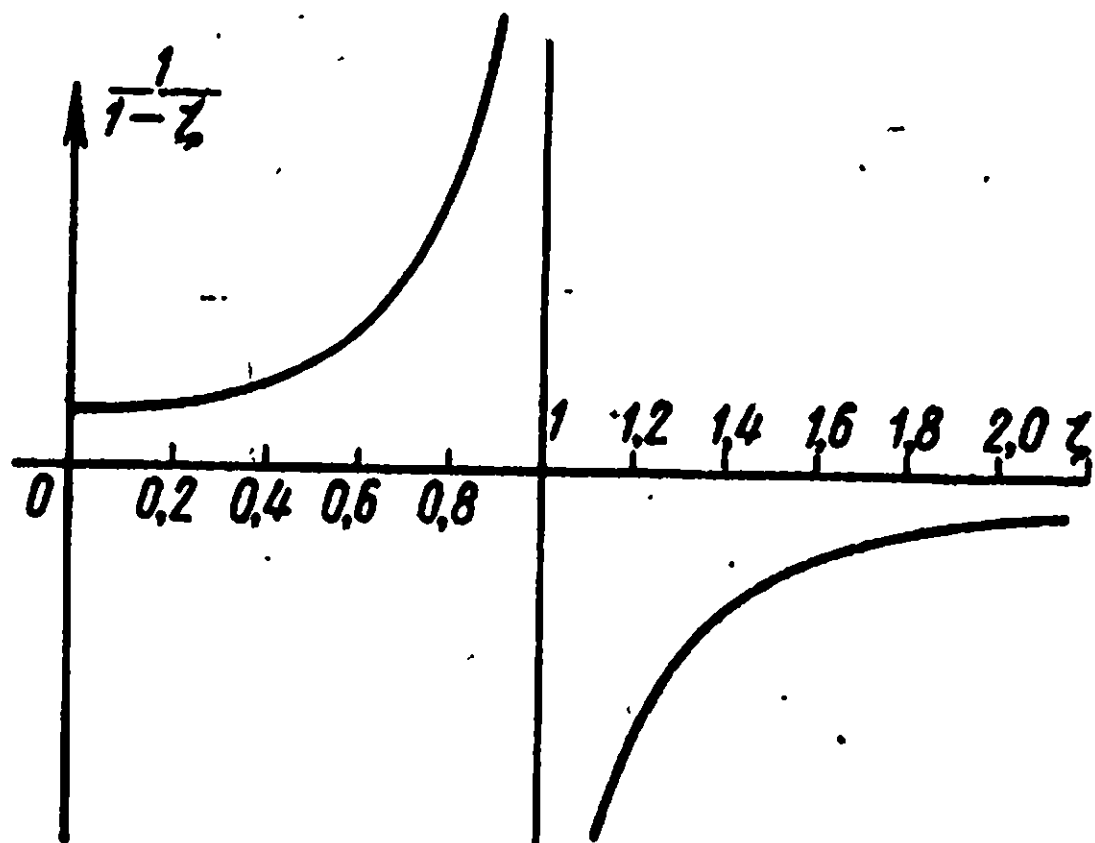


Рис. 17. Кривая множителя  
 $\frac{1}{1-\zeta}$

Из формул (19) и (21) видно, что  $\zeta$  определяет долю допускаемой производственной неточности  $[\delta\phi]$  в  $[\delta\lambda]$ . Так как ошибки в угле  $\phi$  и в радиусе  $\rho$  равновероятны, то желательно, чтобы величина  $\zeta$  была равна либо 0,5, либо такому значению, которое лучше всего отвечало бы технологическим возможностям. По-видимому, приемлемым для  $\zeta$  следует считать интервал 0,25—0,75. Если  $\zeta$  должно выбираться именно так, то формула (21) оказывается рабочей для подсчета искомых масштабов  $m_x$  и для контроля выбора допустимых значений  $[\delta\lambda]$  и  $[\delta\rho]$ .

Но, как указывалось, такое определение масштаба  $m_x$  оказывается полностью подчиненным технологическим требованиям, которые по отношению к искомым параметрам конструкции проектируемого кулачка случайны. Следовательно, случайной будет и вычисленная по формуле (21) величина масштаба  $m_x$ . Она может оказаться и неприемлемой. Об этом лучше всего судить по получающемуся максимальному приращению (см. рис. 16)

$$\Delta x_{\max} = x_{\max} - x_{\min},$$

которое может быть вычислено по формуле (16). Приемлемые значения  $m_x$  можно получить за счет целесообразного подбора величин  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$  и  $\zeta$ .

После подсчета  $m_x$  и выбора  $\zeta$  следует определить второй масштаб  $m_\varphi$  по выражению для  $\zeta$ , т. е.

$$m_\varphi = \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}}{\zeta}; \quad (22)$$

затем, найдя интервал

$$\varphi_{\max} - \varphi_n = m_\varphi (z_{\max} - z_0), \quad (23)$$

с помощью формулы

$$n = \frac{\varphi_{\max} - \varphi_n}{2\pi}, \quad (24)$$

(где  $n$  — число рабочих витков кулачка) можно решить, должен ли быть кулачок одновитковым ( $n=1$ ) или многовитковым.

**Ограничение угла подъема  $\alpha$  и определение начального радиуса  $\rho_0$  тела кулачка.** Вторым важным условием, которое должно быть выполнено при расчете, является ограничение угла подъема  $\alpha$  вдоль проектируемого профиля кулачка. Это означает, что всюду вдоль профиля рабочего участка фактические значения угла  $\alpha$  не должны превышать допускаемое, т. е.  $\alpha \leq [\alpha]$ .

Воспользовавшись формулой (13), последнее неравенство следует переписать так:

$$\left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\varphi}\right)_{\max} \leq \operatorname{tg} [\alpha].$$

Для пары с остроконечным щупом радиус-вектор  $\rho$  кулачка на основе формул (14) и (16) может быть выражен следующим образом:

$$\rho = \rho_n + m_x [\psi_\lambda(z) - \psi_\lambda(z_0)];$$

здесь  $\rho_n = x_n$  — начальное значение радиуса, соответствующее  $z = z_0$  (см. рис. 16).

Из рис. 16 видно, что

$$x_n - m_x \psi_\lambda(z_0) = x_0,$$

а так как по соотношению (14)  $x_0 = \rho_0$ , то предыдущую формулу можно переписать так:

$$\rho = \rho_0 + m_x \psi_\lambda(z). \quad (25)$$

После этого неравенство для ограничения углов подъема  $\alpha$  можно выразить в следующем виде:

$$\left[ \frac{1}{\rho_0 + m_x \psi_\lambda(z)} \cdot \frac{m_x}{m_\varphi} \cdot \frac{d\lambda}{dz} \right]_{\max} \leq \operatorname{tg} [\alpha].$$

Настоящее соотношение должно быть выполнено для каждой точки вдоль проектируемого профиля. Для этого существует две возможности.

Во-первых, можно подобрать такое  $\rho_0$ , при котором для заданной функции  $\psi_\lambda(z)$  и подсчитанных по формулам (21) и (22) коэффициентам  $m_x$  и  $m_\varphi$  максимальное числовое значение квадратной скобки не будет превышать  $\operatorname{tg} [\alpha]$ . Для удобства подбора величины  $\rho_0$  рассматриваемое ограничение можно переписать так:

$$\left[ \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{\rho_0}{m_x} + \psi_\lambda(z)} \right]_{\max} \leq m_\varphi \operatorname{tg} [\alpha]. \quad (26)$$

В дальнейшем для краткости левую часть этого неравенства будем обозначать через  $[\rho_0 = A]$ .

Метод подбора  $\rho_0$  по ограничению (26) состоит в том, что следует задаться некоторым числовым значением для  $\rho_0$ , затем подсчитать величины  $[\rho_0 = A]$  для всех опорных  $z$ , отыскать среди них наибольшее и сравнить по условию (21) с  $m_\varphi \operatorname{tg} [\alpha]$ . Если условие (26) выполняется, то искомое  $\rho_0$  обнаружено, если же нет, то надо увеличивать  $\rho_0$  и повторять процедуру подсчетов до получения требуемого. Приводимый ниже пример показывает, что эта процедура краткая (требуемый результат был получен уже при втором просчете).

Существует другая возможность ограничения фактических углов подъема  $\alpha$  допускаемым значением  $[\alpha]$ . Из конструктивных соображений задаются приемлемой величиной для  $\rho_0$  и затем, идя вдоль воспроизводимой функции  $\psi_\lambda(z)$ , отыскивается максимум квадратной скобки  $[\rho_0 = A]$ .

После этого определяется масштаб  $m_\varphi$  по формуле

$$m_\varphi \geq \frac{1}{\operatorname{tg} [\alpha]} \left[ \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{\rho_0}{m_x} + \psi_\lambda(z)} \right]_{\max}. \quad (27)$$

Если найденное таким образом значение  $m_\phi$  окажется меньше того, что дает формула (22), то за  $m_\phi$  надо принять данные формулы (22). Если же формула (27) дает  $m_\phi$  больше того, что получаем по выражению (22), то тогда следует принять результат формулы (27), а для сохранения доли  $\zeta$  следует на основе выражения (22) определить отношение допускаемых неточностей

$$\frac{[\delta\phi]}{[\delta\lambda]} = \frac{m_\phi \zeta}{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}} \quad (28)$$

и использовать его для назначения  $[\delta\phi]$  производству. Удовлетворение требования (22) возможно также за счет изменения в ранее указанном интервале доли  $\zeta$ .

Из сказанного видно, что второй метод ограничивает  $\alpha$  не за счет  $\rho_0$ , а за счет рабочей величины  $\phi$ . Поэтому второй метод может оказаться более приемлемым, когда необходимо иметь ограниченные значения для  $\rho_0$  и можно допустить применение многовиткового кулачка.

**Порядок расчета.** Предыдущее рассмотрение позволяет указать следующий порядок расчета кулачкового механизма, работающего в паре с остроконечным толкателем.

1. На основе опыта и знаний возможностей производства назначают допускаемые неточности изготовления и работы проектируемого механизма:  $[\delta\lambda]$  — для воспроизводимой функции,  $[\delta\rho]$  и  $[\delta\phi]$  — для изготовления и сборки,  $[\alpha]$  — для ограничения угла подъема профиля кулачка.

2. По заданной для воспроизведения функции (12) производят расчет производных  $\frac{d\lambda}{dz}$  для всех опорных точек аргумента  $z$  на всем рабочем интервале преобразований, получают соответствующую таблицу и по ней отыскивают  $\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}$ .

3. Задаются долевым значением  $\zeta$  и по формулам (21) и (22) подсчитывают числовые значения масштабов  $m_x$  и  $m_\phi$ .

4. По формулам (16), (23) и (24) определяют интервалы изменений  $x$  и  $\phi$  и потребное число витков кулачка  $n$ . По полученным таким образом результатам может быть произведена корректировка исходных  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\phi]$ ,

$[\alpha]$  и  $\zeta$  и повторный пересчет для получения приемлемых результатов.

5. В соответствии с указанной методикой по формуле (26) подбирают необходимый начальный радиус  $\rho_0$  кулачка либо исходя из конструктивных соображений задаются подходящим  $\rho_0$ ; затем по формуле (27) определяют масштаб  $m_\varphi$  и, сравнивая его с полученным ранее по формуле (22), решают вопрос о выборе числового значения для  $m_\varphi$  и о назначении нового  $[\delta\varphi]$  в соответствии с формулой (28).

6. По формулам (15) и (25) подсчитывают ряд числовых значений для  $\varphi$  и  $\rho$ . Полученная таким образом таблица и будет представлять искомый профиль кулачка.

В дальнейшем будет видно, что настоящий порядок расчета в основном сохраняется и для всех других видов плоских кулачковых механизмов, имеющих толкатели со сферическими, роликовыми или плоскими наконечниками.

**О профилировании на рост и убыль радиусов.** Определенный по формулам (26) и (27) начальный радиус  $\rho_0$  не связан с какой-либо конкретной точкой на рабочей поверхности профиля кулачка. Он лишь указывает тот уровень, относительно которого толкатель отсчитывает поспроизводимую функцию. Однако в литературе под начальным радиусом понимают радиус-вектор точки поверхности, отвечающей значению  $z_{нач}$  или  $\varphi_0$ .

Обозначим начальный радиус через  $\rho_{нач}$ ; тогда согласно выражению (25) для него будем иметь

$$\rho_{нач} = \rho_0 + m_x \psi_{\lambda_i}(z_{нач}).$$

Отсюда определим  $\rho_0$  и подставим его в формулу (25); найдем, что

$$\rho = \rho_{нач} + m_x \Delta\psi_\lambda(z), \quad (29)$$

где

$$\Delta\psi_\lambda(z) = \psi_\lambda(z) - \psi_\lambda(z_{нач}).$$

Из выражения (29) видно, что в данном случае, для монотонно возрастающей функции  $\psi_\lambda(z)$  профилирование кулачка ведется начиная от  $\rho_{нач}$  в сторону увеличения радиусов  $\rho$  или, как говорят, на подъем, т. е. дается положительное приращение  $\Delta\psi_\lambda(z)$  функции  $\psi_\lambda(z)$ .



Однако известно, что в тех случаях, когда производные  $\frac{d\lambda}{dz}$  имеют наибольшие числовые значения в районе  $z_{нач}$ , профилирование выгоднее вести на убыль радиусов  $\rho$ , т. е. так, чтобы радиус убывал от  $\rho_{нач}$  по мере роста функции  $\psi_\lambda(z)$ . При этом величина  $m_x \Delta\psi_\lambda(z)$  в формуле (29) должна быть отрицательной. Поэтому эту формулу надо переписать:

$$\rho = \rho_{нач} - m_x \Delta\psi_\lambda(z). \quad (30)$$

С учетом формулы (30) выражения (26) и (27) несколько видоизменятся, что позволит определить  $\rho_{нач}$  по следующим формулам:

$$\left( \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{\rho_{нач}}{m_x} - \Delta\psi_\lambda(z)} \right)_{\max} \leq m_\varphi \operatorname{tg} [\alpha];$$

$$m_\varphi = \frac{1}{\operatorname{tg} [\alpha]} \left( \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{\rho_{нач}}{m_x} - \Delta\psi_\lambda(z)} \right)_{\max}.$$

По настоящим формулам может быть определен  $\rho_{нач}$  при условии, что профиль рабочей поверхности кулачка будет описываться убывающими радиусами.

## 2. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

Все изложенное в предыдущем параграфе показывает, что расчет и конструирование даже простейшего кулачкового механизма тесно связаны. По существу расчет и конструирование представляют собой единый и неразрывный процесс, конечной целью которого является создание приемлемой конструкции.

Разумеется, наиболее желателен тот случай, когда сначала выполняется весь расчет, а затем производится конструирование. Однако на практике такие случаи редки. Причины этого следующие.

*Первая причина.* Целью каждого технического расчета является получение основных размеров и параметров проектируемого устройства, на базе которых потом ведется конструирование. Сам расчет, хотя и опирается на

известные геометрические, кинематические, прочностные, силовые и динамические соотношения, но все же пока не имеет столь же развитых, освещенных теорией и записанных в виде формул соотношений, характеризующих конструкцию (ее приемлемость, технологичность ее деталей и сборок, удобства эксплуатации, надежность и долговечность, экономичность и т. д.).

Если можно было бы в виде формул выразить все требования, которым должно удовлетворять проектируемое устройство, то даже для простых механизмов получили бы достаточно сложную систему зависимостей и соотношений, само решение которых по нахождению основных размеров и параметров было бы не просто и, вероятнее всего, неоднозначно. Правда, эти расчеты могли бы быть выполнены с помощью вычислительных устройств, что сильно облегчило бы и улучшило процесс конструирования. Однако сейчас построить такую систему зависимостей пока не удастся, а существующие системы не полны и потому дают далеко не точные ответы. Больше того, сейчас еще не ясно, какая полнота расчетных ответов достаточна для указания конструкции.

В настоящее время эти трудности преодолеваются в основном за счет искусства и интуиции конструктора, за счет конкретных знаний, накопленных ранее, за счет ориентации на известные и проверенные на практике решения, на существующие нормы и рекомендации, т. е. в конечном итоге за счет опыта.

*Вторая причина.* Получаемые на основе современной теории расчетные формулы и соотношения, как правило (а возможно, и как закон), не являются равенствами. Обычно это ограниченные сверху или снизу, а иногда и конечными интервалами неравенства, что существенно для технических расчетов. Примером таких расчетных неравенств являются все соотношения теории прочности. В них определенные механические свойства, присущие применяемым материалам, ограничивают сверху возможные напряжения. То же самое наблюдается при расчетах мощностей, скоростей, ускорений, токов и т. д.

Наличие неравенств вместо привычных равенств непривычно и пока затрудняет расчеты. Но именно неравенства делают выбор размеров и параметров более свободным, более соответствуют работе конструктора по подбору приемлемых расчетных результатов.

В нашем случае примерами таких неравенств являются расчетные формулы (21) для масштаба  $m_x$  и (26) для начального радиуса кулачка  $\rho_0$ . Эти формулы не утверждают, что  $m_x$  и  $\rho_0$  должны быть взяты для конструкции именно такими, какими они получаются из расчета при использовании знака равенства. Они говорят только то, что  $m_x$  и  $\rho_0$  не должны быть меньше расчетных, чтобы не нарушать требований точности, выраженных через граничные условия, реализацией которых являются величины  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$ , и требования ограничения сверху угла  $\alpha$  подъема профиля кулачка. Найдя граничные значения для  $m_x$  и  $\rho_0$  по формулам (21) и (26), конструктор затем имеет возможность взять их заметно бóльшими, с учетом уже других ограничений, в данном случае ограничений по получающимся размерам.

*Третья причина* состоит в том, что в расчетах часто используют случайно указанные или желаемые величины допустимых неточностей, углов подъема, напряжения для выбранных материалов, желаемые размеры и т. д.

Естественно, что случайность выбора исходных величин дает и в расчетах случайные ответы, которые могут оказаться неприемлемыми. Ведь параметры разрабатываемой конструкции должны удовлетворять требованию возможности их воплощения в реальной конструкции, а также целому ряду других требований, которые никакими формулами пока не могут быть выражены, но тем не менее их нельзя не принять во внимание. Производящему расчет необходимо учитывать это и при расчете корректировать исходные данные, перемещая в формулах задаваемые случайные ограничения таким образом, чтобы получить для проектируемой конструкции приемлемый ответ. В нашем случае это проявляется при использовании формулами (21) и (26) для подсчета масштаба  $m_x$  и радиуса  $\rho_0$ . Эти три причины заставляют непрерывно корректировать и исправлять расчет на основе приемлемости или неприемлемости получающихся по формулам ответов. Вместе с тем необходимо корректировать и назначаемые исходные данные, направляя общее решение, а также и задание на него в реальное русло.

Основному расчету предшествует иногда разработка конструкции некоторого отправного узла, начальные данные которого должны быть положены в основу расчета.

---

## КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ДРУГИМИ НАКОНЕЧНИКАМИ

### 1. РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА ДЛЯ ТОЛКАТЕЛЯ СО СФЕРИЧЕСКИМ ИЛИ РОЛИКОВЫМ НАКОНЕЧНИКОМ

Для простоты выкладок предполагаем, что толкатель движется вдоль оси, проходящей через центр вращения кулачка  $O$  (рис. 18). Смещения линии движения толкателя относительно оси  $Ox$  вверх или вниз обычно избегают. Если все же по конструктивным соображениям это необходимо, то в принципе расчет от этого не меняется: он делается только более громоздким.

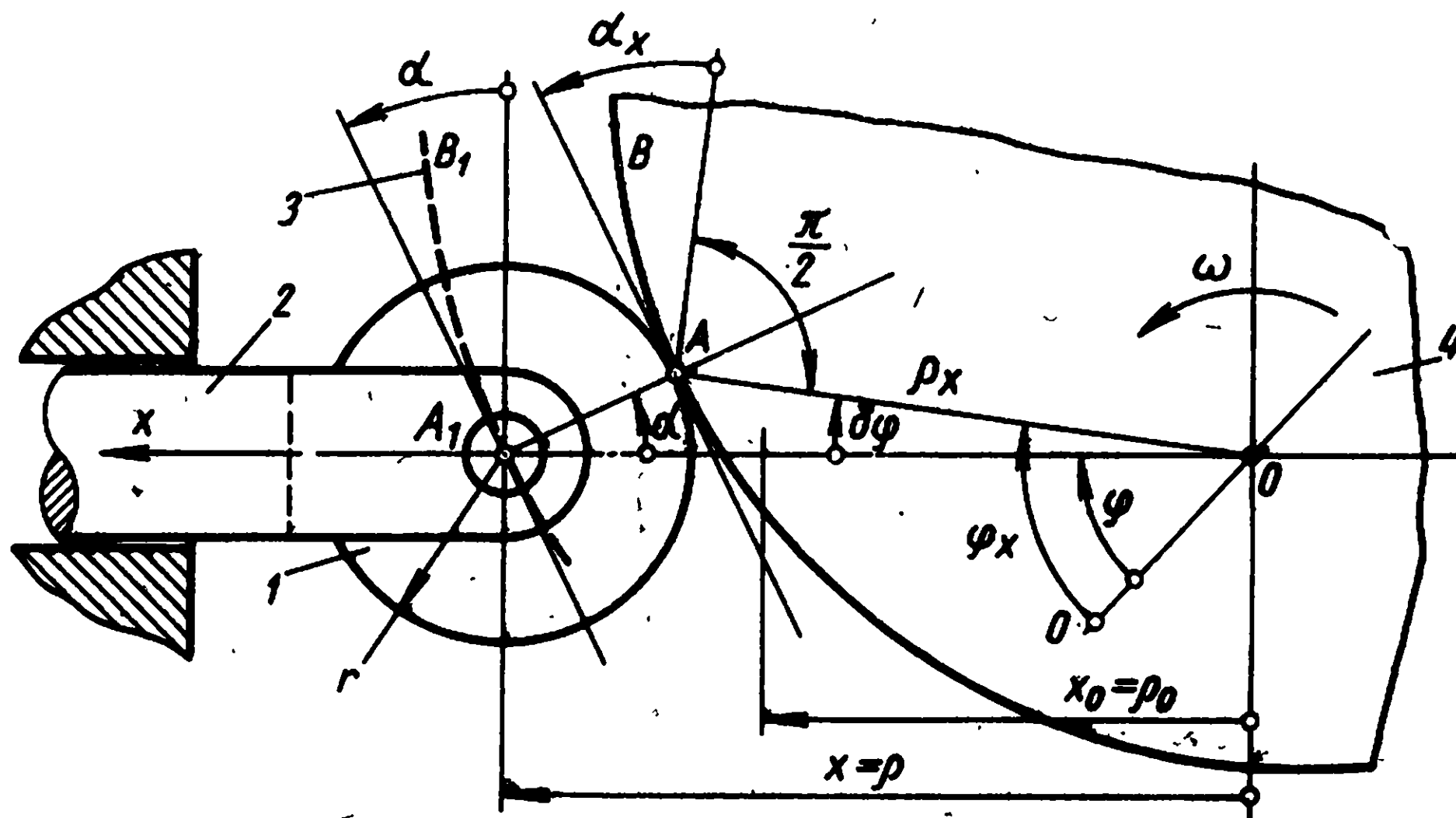


Рис. 18. Механизм со сферическим или роликовым наконечником толкателя:

1 — наконечник; 2 — толкатель; 3 — эквидистанта к искомому профилю; 4 — кулачок

Из рис. 18 видно, что интенсивность хода толкателя теперь определяется не углом  $\alpha_x$  подъема профиля в точке соприкосновения  $A$ , а углом  $\alpha$ , составленным перпендикуляром к оси  $Ox$  и касательной к кривой, эквиди-

стантной к искомому профилю кулачка и проходящей через центр  $A_1$  наконечника. Следовательно, роль остроконечного щупа здесь будет играть центр наконечника  $A_1$ , поэтому и расчет в этом случае должен быть построен на использовании расстояний  $\rho = x$ , а не  $\rho_x$  — радиусов искомого профиля.

Обычно размеры наконечника толкателя (радиус  $r$  сферы или ролика) в несколько раз меньше размеров кулачка, поэтому величины  $\rho$  и  $\rho_x$  одного и того же порядка и, следовательно, неточности изготовления по  $\rho_x$  и по установке  $\varphi_x$  без заметной ошибки можно отнести к радиусам  $\rho$  и углам  $\varphi$ . Это позволяет без всяких изменений распространить метод и порядок вышеизложенного расчета кулачка с остроконечным профилем на определение координат  $\rho$  и  $\varphi$  эквидистанты  $A_1B_1$  искомого профиля  $AB$  с координатами  $\rho_x$ ,  $\varphi_x$ . Разумеется, ограничения по углу подъема здесь должны быть наложены на  $\alpha$ , а не на  $\alpha_x$ , в результате чего по формуле (26) будет найдено начальное значение для радиусов-центров, т. е.  $x_0 = \rho_0$ .

Сам профиль кулачка (при грубых расчетах) может быть получен построением огибающей  $AB$  к окружностям с радиусом  $r$ , центры которых находятся на эквидистанте  $A_1B_1$ .

Ясно также, что можно не искать огибающую  $AB$  истинного профиля, а ограничиться найденными координатами  $\rho$ ,  $\varphi$  эквидистанты  $A_1B_1$ , если инструмент изготовления и контроля поверхности кулачка сделать того же радиуса  $r$ , что и наконечник толкателя. В последнем случае искомый профиль  $AB$  с координатами  $\rho_x$ ,  $\varphi_x$  получится сам по себе при установке инструмента по координатам эквидистанты  $\rho$ ,  $\varphi$ . На практике иногда так и поступают. Однако такой метод часто оказывается недостаточно точным, а указанные ограничения для формы режущего и мерительного инструмента неприемлемыми. Это означает, что надо рассчитать и непосредственно указать координаты  $\varphi_x$  и  $\rho_x$  искомого профиля  $AB$ .

Как было указано выше, расчет в этом случае на начальной стадии полностью повторяет пункты 1—5 порядка расчета (см. стр. 32) для остроконечного толкателя. В результате по формулам (21) и (22) будут получены масштабы преобразований  $m_x$  и  $m_\varphi$ , по формуле (26) из условия ограничения угла  $\alpha$  будет найдено  $\rho_0$  и, наконец,



по формулам (15) и (25) будет рассчитана таблица значений для  $\varphi$  и  $\rho$  эквидистанты  $A_1B_1$ . Затем по полученной таблице вычисляют соответствующие производные  $\frac{d\rho}{d\varphi}$  и на основе формулы (13) определяют табличный ряд значений угла  $\alpha$ .

Для нахождения координат  $\varphi_x, \rho_x$  искомого профиля  $AB$  обратимся к геометрии рис. 18. Для треугольника  $OA_1A$  можно записать:

$$r \cos \alpha + \rho_x \cos \delta\varphi = x,$$

$$\rho_x \sin \delta\varphi = r \sin \alpha,$$

и это дает

$$\operatorname{tg} \delta\varphi = \frac{r \sin \alpha}{x - r \cos \alpha}; \quad (31)$$

$$\rho_x = \frac{x - r \cos \alpha}{\cos \delta\varphi}; \quad (32)$$

$$\varphi_x = \varphi + \delta\varphi. \quad (33)$$

Формулы (32) и (33) дают числовую табличную зависимость для профиля кулачка:

$$\rho_x = \rho(\varphi_x).$$

## 2. РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА ДЛЯ ЩУПА С ПЛОСКИМ НАКОНЕЧНИКОМ

Иногда для простоты или по другим причинам кулачковая пара имеет щуп с плоским наконечником (см. рис. 11). Предполагаем, что и в этом случае требуется найти такой профиль кулачка, чтобы движение толкателя воспроизводило некоторую зависимость (12), которая при помощи масштабов  $m_x$  и  $m_\varphi$  по формулам (15), (16) и (18) переводится в пригодное для расчетов соотношение (1). Предполагаем также, что кулачок окажется выпуклым и пригодным для работы с плоским наконечником у толкателя.

**Расчет координат профиля.** Оставляя пока в стороне вопросы выбора масштабов и ограничения угла подъема, найдем формулы определения координат  $\varphi_x$  и  $\rho_x$  профиля.



Из рассмотрения рис. 19 получим следующие соотношения:

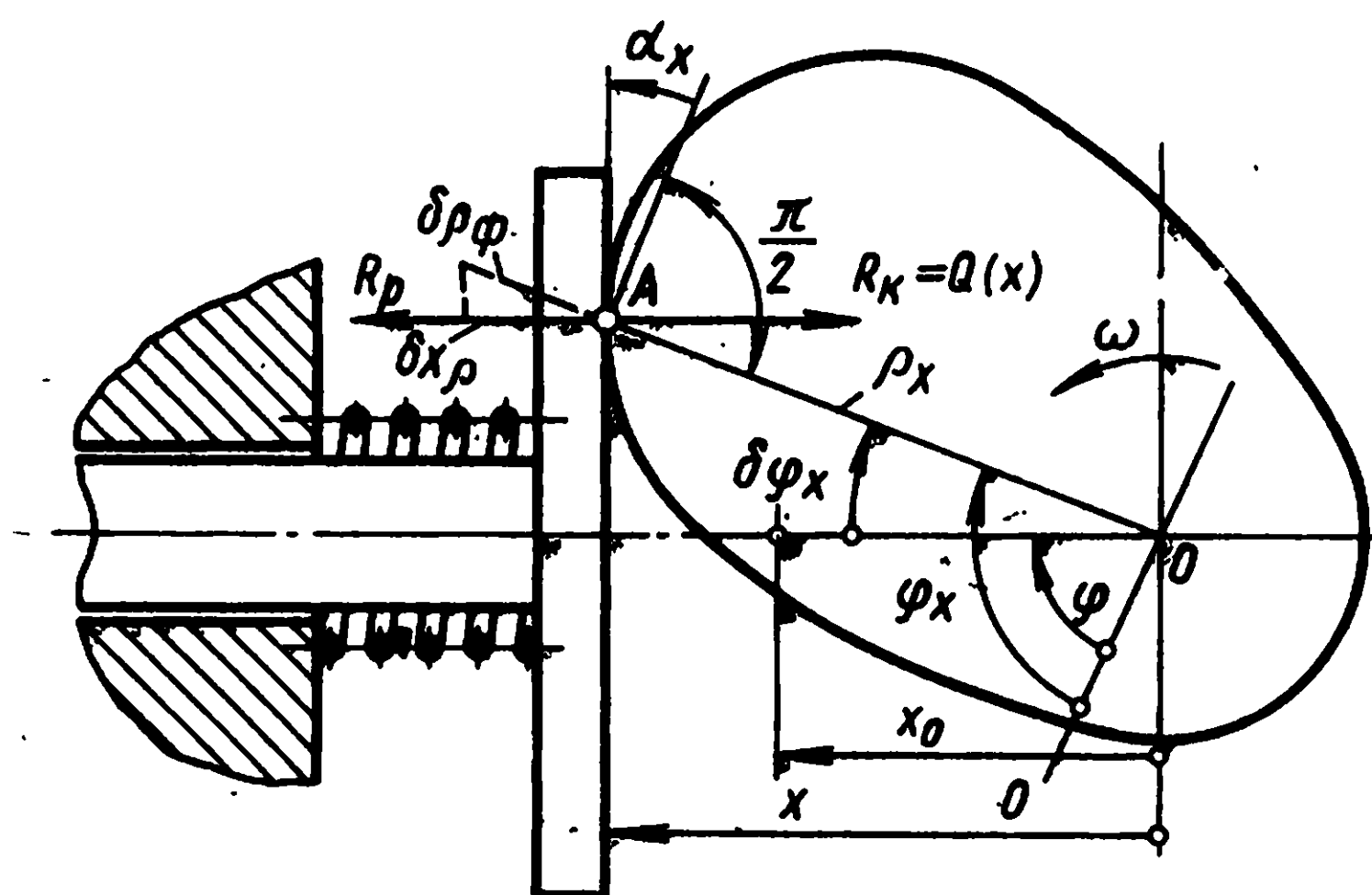
$$x = \rho_x \cos \delta\varphi_x; \quad (34)$$

$$\varphi_x = \varphi + \delta\varphi_x. \quad (35)$$

Дифференцируя выражение (34) по  $\varphi$ , найдем

$$-\frac{dx}{d\varphi} = \frac{d\rho_x}{d\varphi_x} \cos \delta\varphi_x \frac{d\varphi_x}{d\varphi} - \rho_x \sin \delta\varphi_x \frac{d(\delta\varphi_x)}{d\varphi};$$

здесь  $\rho_x$  вначале дифференцируем по  $\varphi_x$ , так как  $\rho_x$  непосредственно зависит от  $\varphi_x$  а не от  $\varphi$ .



**Рис. 19. Механизм с плоским наконечником**

Далее, из выражения (35) получим

$$\frac{d\varphi_x}{d\varphi} = 1 + \frac{d(\delta\varphi_x)}{d\varphi};$$

подставляем это в выражение для  $\frac{dx}{d\varphi}$ , а затем, группируя члены по множителю  $\frac{d(\delta\varphi_x)}{d\varphi}$ , найдем

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{d\rho_x}{d\varphi_x} \cos \delta\varphi_x + \left( -\frac{d\rho_x}{d\varphi_x} \cos \delta\varphi_x - \rho_x \sin \delta\varphi_x \right) \frac{d(\delta\varphi_x)}{d\varphi}.$$

Второй член последнего выражения для плоского толкателя всегда равен нулю, так как всегда равно нулю значение разности в скобке. Последнее следует из схемы механизма с плоским наконечником щупа (см. рис. 19), для которого  $\alpha_x = \delta\varphi_x$ , а также из того, что для всякого

искомого профиля кулачка действительна формула (13), т. е.

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \delta \varphi_x = \frac{1}{\rho_x} \cdot \frac{d\rho_x}{d\varphi_x},$$

и отсюда

$$\rho_x \sin \delta \varphi_x = \frac{d\rho_x}{d\varphi_x} \cos \delta \varphi_x. \quad (36)$$

Воспользовавшись соотношением (36) еще раз, получаем для производной простое выражение:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \rho_x \sin \delta \varphi_x. \quad (37)$$

Поделив теперь равенство (36) на равенство (34), найдем

$$\operatorname{tg} \delta \varphi_x = \frac{1}{x} \cdot \frac{dx}{d\varphi}. \quad (38)$$

Так как  $x$  и  $\frac{dx}{d\varphi}$  — величины известные, то найденные формулы (34), (38) и (35) являются теми расчетными соотношениями, при помощи которых могут быть определены  $\varphi_x$ ,  $\rho_x$  — координаты профиля кулачка, работающего в паре с толкателем, имеющим плоский накопчик. Таким образом, профилирование здесь нужно производить в такой последовательности: из соотношения (38) находим  $\delta \varphi_x$ , затем из выражения (34) определяем

$$\rho_x = \frac{x}{\cos \delta \varphi_x},$$

а из выражения (35)  $\varphi_x$ .

Найденные значения  $\rho_x$  и  $\varphi_x$  дадут таблицу для профилирования.

**О масштабах  $m_x$  и  $m_\varphi$ .** Нетрудно видеть, что и здесь для нахождения масштаба  $m_x$  снова надо написать выражение максимальной возможной неточности  $\delta x$  в ходе щупа. Предельная величина этой неточности будет выражаться через две возможные и независимые между собой допускаемые в производстве погрешности изготовления  $[\delta \rho]$  и  $[\delta \varphi]$ .

Так как  $\delta x$  — величина малая, а порождающих ее причин две, то числовое значение  $\delta x$  может быть записано так:

$$\delta x = \delta x_p + \delta x_\varphi,$$

здесь  $\delta x_p$  — ошибка в ходе щупа по  $x$ , порожденная фактической неточностью  $\delta r_\phi$  изготовления радиуса кулачка,

$\delta x_\varphi$  — ошибка в ходе щупа по  $x$ , порожденная фактической неточностью  $\delta \varphi_\phi$  отсчета в угле  $\varphi$  или  $\varphi_x$ .

Из рассмотрения схемы на рис. 19 можно сразу записать:

$$\delta x_p = \delta r_\phi \cos \delta \varphi_x,$$

а для нахождения  $\delta x_\varphi$  воспользуемся структурой выражения (37) и по аналогии с ним запишем:

$$\delta x_\varphi = r_x \sin \delta \varphi_x \delta \varphi_\phi.$$

Использував теперь само выражение (37), получим

$$\delta x_\varphi = \frac{dx}{d\varphi} \delta \varphi_\phi,$$

следовательно,

$$\delta x = \delta r_\phi \cos \delta \varphi_x + \frac{dx}{d\varphi} \delta \varphi_\phi.$$

Из этого выражения видно, что своего максимума  $\delta x$  может достигнуть где-то на рабочем интервале от  $\delta \varphi_{x \min}$  до  $\delta \varphi_{x \max}$ . Место максимума и сам максимум будут зависеть как от  $\delta \varphi_x$ , так и от  $\frac{dx}{d\varphi}$ . Если бы можно было указать этот максимум, то тогда выражение для  $\delta x$  должно было бы служить точному определению масштаба  $m_x$ . Но все дело в том, что нельзя найти  $\delta \varphi_x$ , соответствующее максимуму  $\delta x$ , прежде чем не будет спроектирован сам кулачок. Однако последнее несущественно.

В самом деле, если ожидаемые значения  $\delta \varphi_x$  невелики и, следовательно,  $\cos \delta \varphi_x \approx 1$ , то наибольшая неточность  $\delta x$  в основном будет определяться наибольшей на рабочем интервале производной  $\frac{dx}{d\varphi}$ . Тогда [по аналогии с методом получения формулы (20)] после перехода

к максимальным допускаемым значениям  $[\delta\lambda]$ ,  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$  выражение для  $\delta x$  переписывается так:

$$m_x [\delta\lambda] \geq [\delta\rho] \cos \delta\varphi_x + \frac{m_x}{m_\varphi} \left( \frac{d\lambda}{dz} \right)_{\max} [\delta\varphi],$$

а отсюда находим выражение для  $m_x$ :

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\cos \delta\varphi_x}{1 - \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left( \frac{d\lambda}{dz} \right)_{\max}}{m_\varphi}}. \quad (39)$$

Полученная таким образом формула (39) отличается от формулы (20) только множителем  $\cos \delta\varphi_x$ , который неизвестен. Для подсчетов  $m_x$  величину  $\cos \delta\varphi_x$  можно принять за единицу. Это несколько увеличит нижнюю границу масштаба  $m_x$  и, следовательно, повысит гарантию точности воспроизведения заданной функции  $\lambda = \psi_\lambda(z)$ , что, очевидно, всегда приемлемо. Таким образом, в рассматриваемом случае формулу (39) вполне можно заменить на формулу (20), а от нее перейти к ранее найденным формулам (21) и (22) для остроконечного щупа.

**Об определении начальной ординаты  $x_0$  щупа.** Для определения исходного положения координаты щупа  $x_0$  необходимо обратиться к соотношению (38) и, используя его, потребовать, чтобы угол  $\delta\varphi_x$  на всем рабочем интервале был меньше какого-нибудь допускаемого значения  $[\delta\varphi_x]$ . Выполнение этого требования и проведение вывода, аналогичного тому, какой был применен при получении формулы (26) для  $\rho_0$ , даст требуемое выражение для подбора  $x_0$ , а именно:

$$\left[ \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{x_0}{m_x} + \psi_\lambda(z)} \right]_{\max} \leq m_\varphi \operatorname{tg} [\delta\varphi_x]. \quad (40)$$

Здесь однако необходимо отметить, что хотя полученная формула (40) сходна с формулой (26), но выбор угла  $[\delta\varphi_x] = \alpha_{x \max}$  не должен производиться аналогично выбору угла  $[\alpha]$ . Последнее следует из того, что в данном случае щуп имеет плоский наконечник, а потому усилие со стороны кулачка в точке  $A$  (см. рис. 19) будет

приложено параллельно оси  $Ox$ , а не наклонно к ней под углом  $\alpha_x$  или  $\alpha$ , как это имеет место в случае, когда наконечник острый, сферический или цилиндрический. Поэтому здесь величина  $\delta\varphi_{x \max} = \alpha_{x \max}$  может быть допущена большей, чем это было указано ранее. От величины  $\delta\varphi_{x \max} = [\delta\varphi_x]$  будет зависеть выбор длины направляющей толкателя.

Повышение предела для  $\alpha_x$  должно рассматриваться как одно из преимуществ кулачковой пары с плоским наконечником. Для того же, чтобы не произошло заклинивания толкателя в его направляющей втулке, длина этой втулки должна быть выбрана по известным правилам проектирования направляющих, которые даны во многих руководствах.

Общий порядок расчета пары и профилирования кулачка остается тем же, что был указан ранее для пары с остроконечным толкателем.

### 3. СИЛЫ И МОМЕНТЫ ПЛОСКОЙ КУЛАЧКОВОЙ ПАРЫ

Рассмотрим схему конструкции кулачковой пары с наконечником в виде сферы или в виде ролика радиуса  $r$  (см. рис. 20).

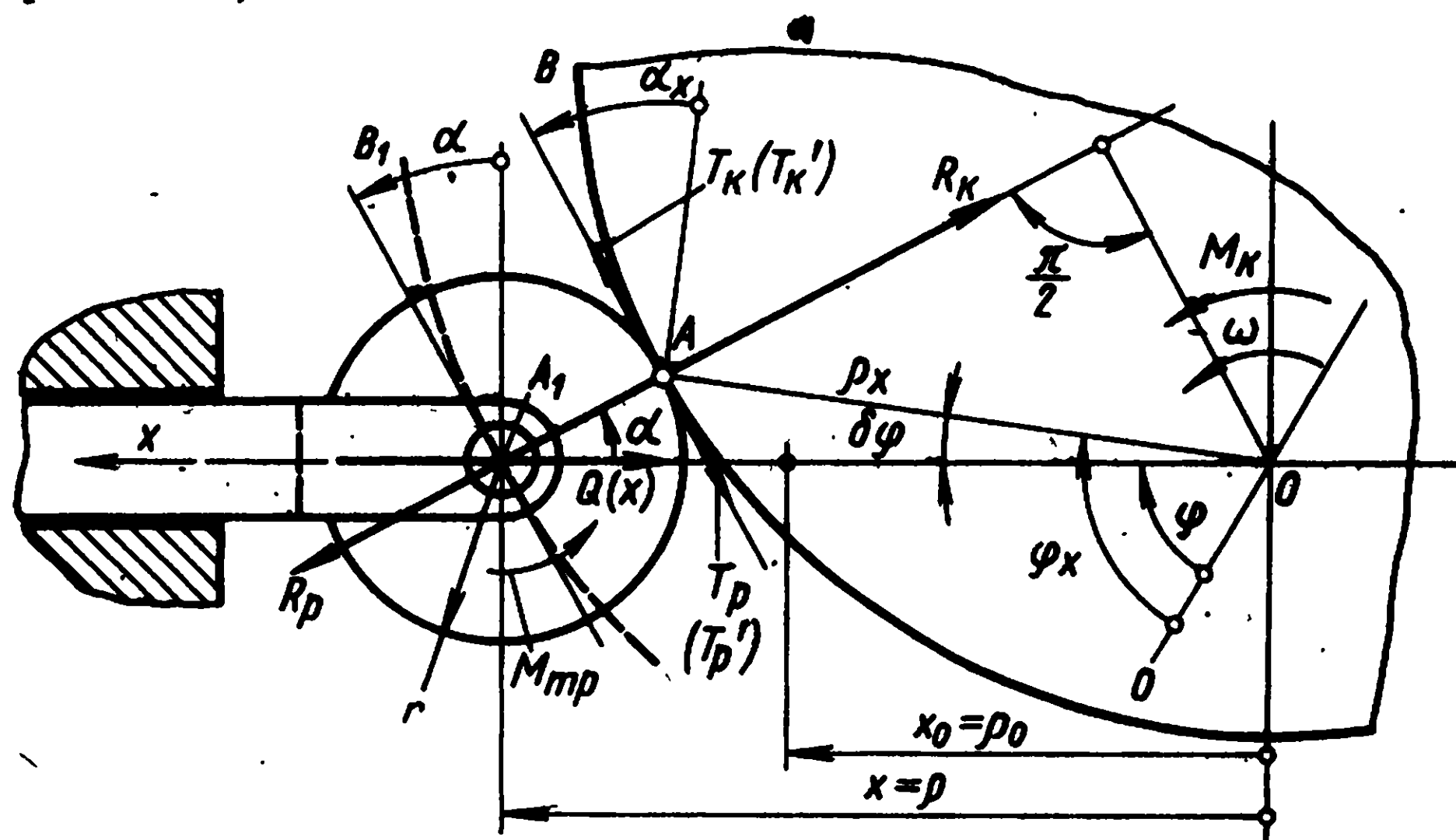


Рис. 20. Схема к определению сил и моментов

Здесь  $Q(x)$  — противодействующая кулачку сила. Она представляет собой сопротивление щупа и всех связанных с ним ведомых механических звеньев. На практике эта сила чаще всего является некоторой функцией от  $x$ . К началу расчета кулачковой пары сила  $Q(x)$  либо

уже известна, либо может быть определена проектантом из анализа схемы принятой конструкции.

В машинах-автоматах и в машинах-орудиях силы  $Q(x)$  могут быть значительными. Они полностью определяются теми технологическими процессами, с которыми связан рабочий цикл кулачковой пары. Величины этих сил существенным образом влияют на конструктивные формы и размеры элементов кулачковой пары.

В приборах усилия  $Q(x)$  обычно невелики и в основном определяются сопротивлениями возвратных пружин и сопротивлениями трения в приводимых звеньях. Поэтому при проектировании кулачковых механизмов приборов основное внимание уделяется обеспечению заданной кинематики работы толкателя и получению необходимой точности его движений. По отношению к силам в этих случаях производят поверочные прочностные расчеты и расчеты на жесткость запроектированных конструкций.

**Силы.** По схеме на рис. 20 для всякого  $x$  сила  $Q(x)$  уравнивается активной силой  $R_p$ , приложенной к ролику в точке  $A$  и действующей со стороны кулачка. При этом предполагаем, что движения толкателя медленны, и потому всеми инерционными сопротивлениями приводных элементов можно пренебречь. Если же ускорения толкателя существенны, то сопротивление  $Q(x)$  должно включать в себя приведенные к толкателю силы инерции ведомых звеньев.

Для сил  $Q(x)$  и  $R_p$  имеем

$$R_p = - \frac{Q(x)}{\cos \alpha}.$$

Сам кулачок в той же точке  $A$  испытывает пассивную силу сопротивления  $R_k$ , которая равна и противоположна активной силе  $R_p$ , т. е.

$$R_k = - R_p = \frac{Q(x)}{\cos \alpha}.$$

От сил  $R_k$  и  $R_p$  в точке соприкосновения  $A$  возникают тангенциальные силы трения  $T_k$  и  $T_p$ , приложенные к кулачку и к ролику соответственно. Числовые значения  $T_k$  и  $T_p$  определяются по-разному, в зависимости от того, как конструктивно выполнен наконечник толкателя. Если последний представляет собой сферу, жестко



скрепленную с толкателем, то по известным законам будем иметь

$$\left. \begin{aligned} T_k &= fR_k, \\ T_p &= fR_p, \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения в точке  $A$ .

Если же наконечник выполнен в виде ролика, который может свободно вращаться вокруг своей оси, то относительно этой оси возникнет момент сопротивления трения  $M_{тр}$ , который будет зависеть как от вида конструкции посадки ролика на ось (опора трения скольжения или качения), так и от силы  $R_p$ . В каждом конкретном случае связь между  $M_{тр}$  и  $R_p$  устанавливается довольно просто и может быть выражена при помощи некоторого конструктивного коэффициента. Обозначив этот коэффициент через  $\mu$ , запишем:

$$M_{тр} = \mu R_p.$$

Отсюда видно, что конструктивный коэффициент  $\mu$  момента трения должен иметь размерность длины. При конструировании стремятся к тому, чтобы  $\mu$  был минимален.

После этого силы сопротивления трения в точке  $A$  выразятся так:

$$\left. \begin{aligned} T'_k &= -\frac{M_{тр}}{r} = -\frac{\mu}{r} R_k, \\ T'_p &= \frac{M_{тр}}{r} = \frac{\mu}{r} R_p. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

**Моменты.** При проектировании кулачковых механизмов представляет интерес величина противодействующего вращению кулачка момента  $M(x)$ , или, другими словами, равный и противоположный ему момент, который должен быть развит кулачком, чтобы заставить толкатель перемещаться в своих направляющих и совершать возложенную на него работу.

Из рис. 20 следует

$$M(x) = R_k \rho \sin \alpha + T'_k (\rho \cos \alpha - r).$$

После замены  $R_k$  и  $T'_k$  их значениями получим

$$M(x) = \frac{Q(x)}{\cos \alpha} \left[ \rho \sin \alpha + \frac{\mu}{r} (\rho \cos \alpha - r) \right].$$

Если теперь воспользоваться формулой (13) и заметить  $\rho$  на  $x$ , то найдем

$$M(x) = Q(x) \left[ \frac{dx}{d\varphi} + \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right) \right]. \quad (43)$$

Все входящие в уравнение (43) величины будут определены по ходу расчета профиля кулачка, поэтому всюду на рабочем интервале могут быть найдены и значения момента  $M(x)$ .

В том случае, когда конструкция наконечника построена на использовании опор качения, силы трения будут малы и соответственно будет мал коэффициент  $\mu$ . На основе этого для приближенных подсчетов может быть отброшен второй член квадратной скобки формулы (43), после чего получим

$$M(x) \approx Q(x) \frac{dx}{d\varphi}. \quad (44)$$

Настоящее выражение для  $M(x)$  не учитывает потерь на трение в точке  $A$ , но оно удобно для предварительной оценки числового значения момента сопротивления кулачку, когда сам он еще не спроектирован.

Очевидно, что для надежной работы кулачкового механизма, активный движущий момент на его оси  $M_k$  должен всегда превосходить момент сопротивления  $M(x)$ , т. е.

$$M_k \geq Q(x) \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)_{\max}, \quad (45)$$

что должно быть использовано для определения  $M_k$ .

Для быстродействующих кулачковых механизмов и там, где важно, чтобы фактические ускорения перемещений толкателей точно отвечали требуемым ускорениям, заметную величину приобретает инерционное сопротивление ведомых толкателем механизмов. В этих условиях сила сопротивления  $Q(x)$  должна включать в себя как силы статического  $Q(x)_{ст}$ , так и силы инерционного сопротивления  $Q(x)_{ин}$ , т. е.

$$Q(x) = Q(x)_{ст} + Q(x)_{ин}. \quad (46)$$

**Момент пары с плоским наконечником.** Для кулачковой пары, имеющей толкатель с плоским наконечником, на основе рассмотрения схемы сил на рис. 19 можно записать:  $R_k = Q(x)$ , а для момента сопротивления

$$M(x) = Q(x) \rho_x \sin \delta \varphi_x + f Q(x) x.$$

Заменив здесь множитель  $\rho_x \sin \delta\varphi_x$  по формуле (37), найдем

$$M(x) = Q(x) \left[ \frac{dx}{d\varphi} + fx \right], \quad (47)$$

что по структуре очень сходно с формулой (43).

#### 4. ПРИМЕР И ТЕХНИКА РАСЧЕТА

**Условия расчета.** Пусть задана некоторая функция  $\lambda = \psi_\lambda'(z)$ ,

аргумент которой  $z$  изменяется от 0 до 56 единиц, а зависимость  $\psi_\lambda(z)$  представлена числовой таблицей (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

$z$	$\psi_\lambda(z)$	$z$	$\psi_\lambda(z)$	$z$	$\psi_\lambda(z)$	$z$	$\psi_\lambda(z)$	$z$	$\psi_\lambda(z)$
0	0,795	12	0,285	24	0,725	36	1,855	48	1,710
1	0,720	13	0,290	25	0,805	37	1,905	49	1,645
2	0,645	14	0,300	26	0,890	38	1,945	50	1,590
3	0,585	15	0,315	27	0,980	39	1,975	51	1,530
4	0,520	16	0,340	28	1,080	40	1,995	52	1,485
5	0,470	17	0,370	29	1,178	41	2,000	53	1,440
6	0,415	18	0,405	30	1,285	42	1,995	54	1,410
7	0,380	19	0,445	31	1,410	43	1,970	55	1,390
8	0,345	20	0,485	32	1,525	44	1,930	56	1,375
9	0,320	21	0,530	33	1,632	45	1,885	—	—
10	0,300	22	0,590	34	1,725	46	1,830	—	—
11	0,290	23	0,660	35	1,795	47	1,770	—	—

В процессе проектирования было решено, что механизм должен быть выполнен по схеме, показанной на рис. 21. Для этой схемы принято, что ось толкателя пересекает ось вращения кулачка; момент сопротивления  $M_0$  приводного устройства постоянен и равен 240 Гсм; радиус колеса рейки  $r_{M_0} = 12$  мм; положение оси рейки относительно оси толкателя определяется величиной  $a = 10$  мм. Указаны длины опор-направляющих толкателя (около 12 мм).

Необходимо рассчитать кулачковую пару, определить межосевые расстояния  $l$  и  $l_1$ , найти силу  $F_n$ , действующую со стороны пружины возврата толкателя.

На основе пробных просчетов выбраны следующие допускаемые неточности и некоторые исходные параметры: допускаемая неточность в воспроизведении функции  $\psi_\lambda(z)$   $[\delta\lambda]$  равна 0,003 единицы  $\lambda$ ; допускаемая неточность изготовления радиуса кулачка  $[\delta\rho]$  не должна превышать 0,03 мм; допускаемая неточность установки угла  $\varphi$  поворота кулачка  $[\delta\varphi]$  равна  $4,5'$  (0,001306 рад);

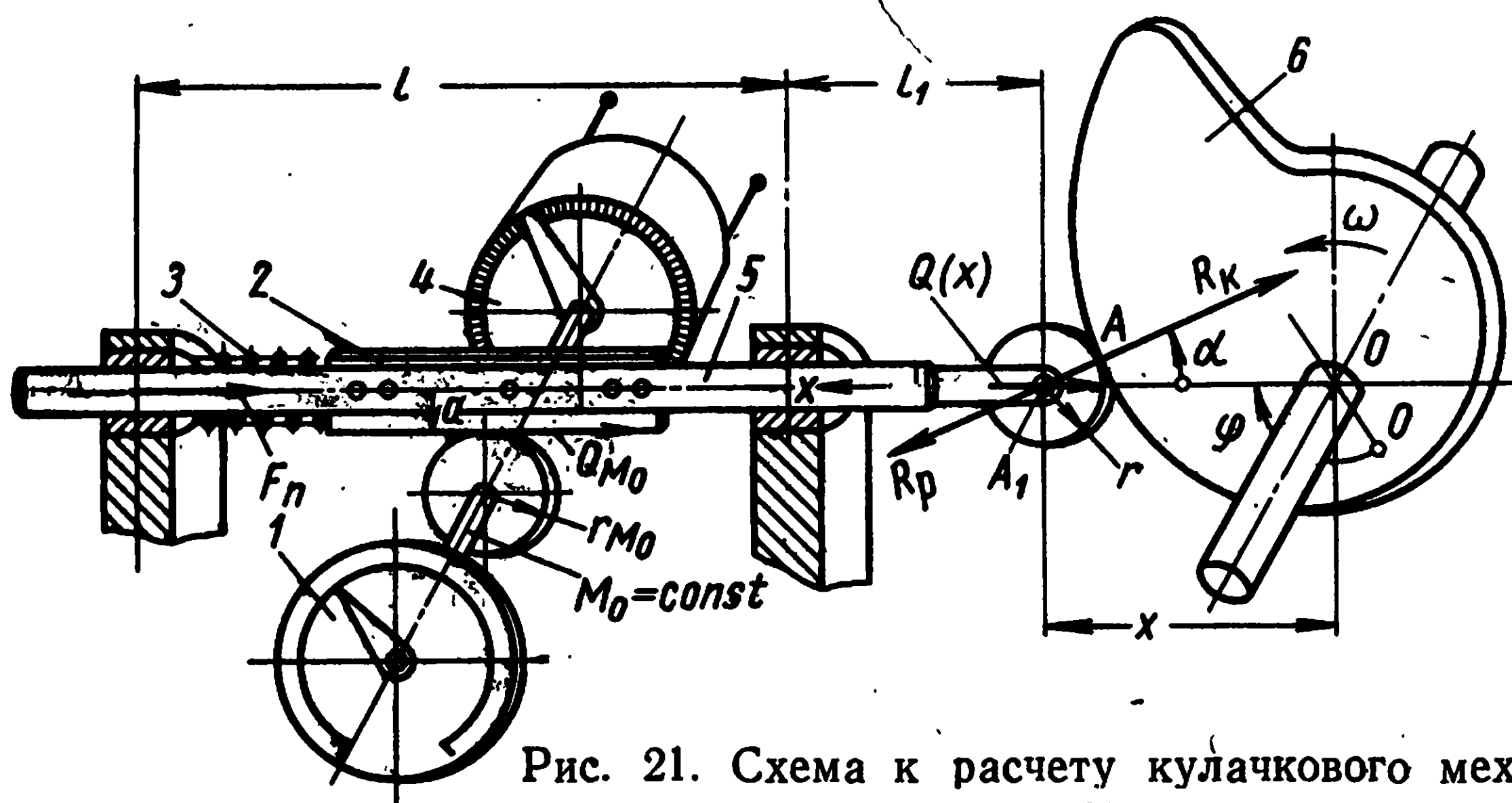


Рис. 21. Схема к расчету кулачкового механизма:

1 - указатель; 2 - зубчатая рейка; 3 - пружина возврата; 4 - потенциометр; 5 - толкатель; 6 - кулачок

допускаемый угол подъема профиля кулачка  $[\alpha]=30^\circ$ ; долевое распределение ошибок  $\zeta=0,5$ .

**Обработка числовых данных табл. 2.** Для выполнения расчета, помимо самой функции  $\psi_\lambda(z)$ , указанной при помощи табл. 2, необходимо знать ее производную  $\frac{d\lambda}{dz}$  для всех опорных точек по независимой переменной  $z$ . При этом зависимости  $\psi_\lambda(z)$  и  $\frac{d\lambda}{dz} = \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$  должны быть плавными и непрерывными. Неплавное, скачкообразное изменение  $\psi_\lambda(z)$  или  $\frac{d\lambda}{dz}$  даст неплавное изменение радиуса  $\rho$  в зависимости от угла  $\varphi$ , что обусловит неровность поверхности кулачка и явится причиной недопустимой неточности в работе механизма. Поэтому прежде чем приступить к расчету кулачкового механизма, следует, во-первых, найти производную  $\frac{d\lambda}{dz}$ , во-вторых, добиться, чтобы используемые в дальнейшем функ-

ции  $\psi_\lambda(z)$  и  $\frac{d\lambda}{dz}$  были достаточно плавны и непрерывны. Степень плавности этих функций можно оценить на основе величины  $[\delta\lambda]$ . Очевидно, неплавность как  $\psi_\lambda(z)$ , так и  $\frac{d\lambda}{dz}$  должна быть в несколько раз меньше  $[\delta\lambda]$ . В нашем случае  $[\delta\lambda]$  равна 0,003 единиц  $\lambda$ , поэтому можно принять, что неплавность исходных величин не должна быть больше  $\delta\lambda = 0,001$ . Отсюда следует, что допускаемые отклонения зависимостей  $\psi_\lambda(z)$  и  $\frac{d\lambda}{dz}$  от теоретически возможных не должны быть больше 0,001.

На практике табличная зависимость  $\lambda = \psi_\lambda(z)$  часто получается на основе эксперимента, потому из-за небольших неточностей сама эта функция, и ее производная оказываются недостаточно плавными.

Для получения требуемой плавности функций  $\psi_\lambda(z)$  и  $\frac{d\lambda}{dz}$  может быть предложен следующий простой метод, который вместе с тем оказывается пригодным для выполнения всех последующих расчетов по профилированию кулачка.

В выбранном масштабе на листе миллиметровой бумаги строится кривая 1 для  $\psi_\lambda(z)$  (рис. 22), и здесь же против каждой опорной точки оси  $z$  записываются числовые значения  $\psi_\lambda(z)$ , взятые из табл. 2, которые образуют столбец 1. Кривая 1 позволяет только грубо контролировать плавность изменения функции  $\psi_\lambda(z)$ .

По записанным числовым значениям функции  $\psi_\lambda(z)$  определяются разности приращений

$$\Delta\lambda_i = \psi_\lambda(z_{i+1}) - \psi_\lambda(z_i).$$

Эти разности следует считать отнесенными к середине интервалов  $(z_{i+1} - z_i)$ , поэтому их запись делают на линиях середины соответствующих интервалов. Таким образом, рядом со столбцом 1 исходных данных появится числовой столбец 2 первых разностей.

Полученные разности  $\Delta\lambda_i$  (в масштабе 1 мм соответствует единице допускаемой неплавности  $\delta\lambda$ ) наносятся в виде точек на линиях середин интервалов  $(z_{i+1} - z_i)$ . Все точки следует соединить между собой, в результате чего будет построена ломаная разностей 2.







Она хорошо определяет неплавность исходной зависимости  $\psi_\lambda(z)$  и характер теоретической плавной кривой разностей. Последнюю следует вести карандашом (от руки) так, чтобы суммы площадей между ломаной и проводимой от руки плавной кривой были примерно одинаковы по обе стороны.

Так как такое построение плавной кривой разностей в некоторой мере случайно и легко может оказаться неудовлетворительным, то кривую следует исправить, вычисляя при помощи разностей, снятых с плавной кривой, исходные опорные значения для  $\psi_\lambda(z)$ . Этот процесс сходен с интегрированием. Для рассматриваемого примера последнее выполняется так: берется первое, наиболее вероятное, значение для  $\psi_\lambda(z=0)$ , равное 0,795, и к нему прибавляется снятое с плавной кривой разностей значение  $\Delta\lambda_0$ , равное  $-0,077$ ; в результате получаем

$$\psi_\lambda(z=1) = \psi_\lambda(z=0) + \Delta\lambda_0 = 0,795 - 0,077 = 0,718.$$

Величины  $\Delta\lambda_0 = -0,077$  и  $\psi_\lambda(z=1) = 0,718$  записываются на своих опорных линиях: по  $z=0,5$  для  $\Delta\lambda_0$  и по  $z=1$  для  $\psi_\lambda(z=1)$ . Эта процедура выполняется для всех числовых данных. При этом необходимо следить, чтобы полученные таким образом числовые значения для  $\psi_\lambda(z)$  находились между исходными числовыми значениями табл. 2. Последнее обеспечивает правильность проведения обеих кривых  $\psi_\lambda(z)$  и  $\Delta\lambda_i$ . Такое построение иногда называют сглаживанием кривых, а полученные кривые для  $\psi_\lambda(z)$  и  $\Delta\lambda$  — сглаженными кривыми. На рис. 22 этим кривым соответствуют столбцы 3 и 4 числовых сглаженных данных. Сглаживание позволяет одновременно получить достаточно гладкие и наиболее близкие к теоретическим данные для кривых  $\Delta\lambda$  и  $\psi_\lambda(z)$ .

Записанные в столбце 3 сглаженные разности отнесены к серединам интервалов между опорными расчетными точками по оси  $z$ . Для последующих расчетов сглаженные разности надо брать для самих опорных точек. Эти разности снимаются с гладкой кривой для  $\Delta\lambda_i$  и записываются на опорных линиях по  $z$  в новый столбец 5. При определении производной для каждой опорной точки по  $z_i$  следует все записанные в столбце 5 разности  $\Delta\lambda_i$  поделить на значение принятого интервала, т. е.

$$\frac{d\lambda_i}{dz} = \frac{\Delta\lambda_i}{z_{i+1} - z_i}.$$

Для рассматриваемого примера  $z_{i+1} - z_i = 1$ , поэтому разности  $\Delta\lambda_i$  совпадают с производными, а максимальная производная  $\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max} = 0,115 \frac{\text{ед.}\lambda}{\text{ед.}z}$ . В дальнейшем для расчетов используются сглаженные данные столбцов 4 и 5.

Приведенный метод обработки данных показывает, что он не требует построения исходной кривой  $\psi_\lambda(z)$ ; достаточно лишь записать ее числовой столбец 1. Обработка выполняется довольно быстро. Сравнительно большой опыт использования предлагаемого метода при расчете кулачковых механизмов и функциональных проволочных потенциометров подтвердил его высокую точность. Например, при проектировании потенциометров на 25 000 ом после выполнения обычного по тщательности расчета накопленная ошибка не превышала 3—8 ом, что соответствует относительной точности 0,01—0,03%.

**Расчет основных параметров.** По формуле (21) для масштаба  $m_x$  имеем

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{(1-\zeta)} = \frac{0,03 \text{ мм}}{0,003 \text{ ед. } \lambda} \cdot \frac{1}{(1-0,5)} = 20 \text{ мм/ед. } \lambda.$$

Воспользовавшись значениями  $\lambda_{\max}$  и  $\lambda_{\min}$  столбца 4, получим

$$\Delta x_{\max} = m_x (\lambda_{\max} - \lambda_{\min}) = 20 \text{ мм/ед. } \lambda (2,000 - 0,280) \text{ ед. } \lambda = 34,4 \text{ мм.}$$

Такое  $\Delta x_{\max}$  приемлемо.

Затем, взяв по столбцу 5 значение  $\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max} = 0,115 \text{ ед.}\lambda/\text{ед.}z$  и воспользовавшись формулой (22), найдем

$$m_\varphi = \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{d\lambda}{dz}\right)_{\max}}{\zeta} = \frac{0,001306 \text{ рад}}{0,003 \text{ ед. } \lambda} \times \times \frac{0,115 \text{ ед. } \lambda/\text{ед. } z}{0,5} = 0,100 \text{ рад/ед. } z.$$

Максимальный интервал для угла поворота кулачка определяется по формуле (23):

$$\varphi_{\max} - \varphi_n = m_\varphi (z_{\max} - z_0) = 0,1 \text{ рад/ед. } z \cdot 56 \text{ ед. } z = = 5,6 \text{ рад} = 321^\circ.$$

Принимаем, что кулачок одновитковый, следовательно,  $m_\varphi = 0,100 \text{ рад/ед.}z$ .

**Определение  $\rho_0$ .** Для нахождения радиуса кулачка предварительно предположим, что  $\rho = 10 \text{ мм}$ . Определим ряд числовых значений  $[\rho_0 = 10]$  (см. формулу (27) и табл. 3) и построим соответствующую кривую (кривая 3 на рис. 22).

Таблица 3

$z$	$[\rho_0 = 10]$	$z$	$[\rho_0 = 10]$	$z$	$[\rho_0 = 10]$	$z$	$[\rho_0 = 10]$
0	—0,062	15	0,025	28	0,064	40,5	0,000
5	—0,053	20	0,052	31	0,057	48	—0,028
9	—0,028	23	0,059	34	0,038	56	—0,004
12	0,000	25	0,063	38	0,013	—	—

Для того чтобы  $\alpha \leq [\alpha] = 30^\circ$ , необходимо, чтобы все числовые значения  $[\rho_0 = 10]$  при двусторонней работе кулачка были не больше  $m_\varphi \operatorname{tg} 30^\circ = 0,100 \cdot 0,577 = 0,0577$ . Из табл. 3 видно, что это не выполняется при  $z = 0$ ; 23; 25; 28; т. е. при этих значениях  $z$  величина  $\alpha > [\alpha]$ , что недопустимо.

По кривой 3 на рис. 22 видно, что максимального значения угла подъема  $\alpha$  следует ожидать при  $z = 0$  и  $z = 27$ .

Увеличим  $\rho_0$  с 10 до 14 мм; тогда для  $z = 0$   $[\rho_0 = 14] = -0,0535$ , а для  $z = 27$   $[\rho_0 = 14] = 0,0568$ . Последнее означает, что только при  $z = 0$  и  $z = 27$  угол  $\alpha$  будет близок к  $[\alpha] = 30^\circ$ , во всех остальных случаях он будет меньше. Следовательно, можно принять  $\rho_0 = 14 \text{ мм}$ .

Рассчитаем таблицу величин  $[\rho_0 = 14]$  для тех же значений  $z$  (см. табл. 4). Этой таблице соответствует

Таблица 4

$z$	$[\rho_0 = 14]$	$z$	$[\rho_0 = 14]$	$z$	$[\rho_0 = 14]$	$z$	$[\rho_0 = 14]$
0	—0,0535	15	0,0198	27	0,0568	38	0,0125
5	—0,0429	20	0,0406	28	0,0543	40,5	0,0000
9	—0,0226	23	0,0502	31	0,0545	48	—0,0262
12	0,0000	25	0,0545	34	0,0350	56	—0,0040

кривая 4 на рис. 22, которая мало отличается от кривой 3 и имеет почти тот же максимум для угла подъема  $\alpha$ .

Согласно формуле (25) найдем  $\rho_{\max}$ :

$$\rho_{\max} = \rho_0 + m_x \psi_{\lambda} (z)_{\max} = 14 + 20 \cdot 2 = 54 \text{ мм};$$

это определяет максимальные габаритные размеры кулачка.

**Определение межосевых расстояний.** Расстояние  $l$  между направляющими можно приближенно определить по формуле

$$l \approx 2\Delta x_{\max} + \Delta l_p + \Delta l_{\text{пр. сж}} + \Delta l_{\text{оп}},$$

где

$$\Delta x_{\max} = m_x (\lambda_{\max} - \lambda_{\min}) = 34,4 \text{ мм};$$

$\Delta l_p$  — конструктивное превышение длины зубчатой рейки над  $\Delta x_{\max}$ ; считаем, что оно равно 10 мм (см. рис. 21);

$l_{\text{пр. сж}}$  — рабочая деформация пружины возврата; она должна быть равной  $\Delta x_{\max} = 34,4 \text{ мм}$ ;

$\Delta l_{\text{оп}}$  — длина двух половин опор; считаем, что  $\Delta l_{\text{оп}} = 12 \text{ мм}$ ;

при этом

$$l = 2 \cdot 34,4 + 10 + 34,4 + 12 = 125,2 \text{ мм};$$

принимаем  $l = 125 \text{ мм}$ .

Для расстояния  $l_1$  (см. рис. 21) можно записать

$$l_1 = \Delta x_{\max} + r + \frac{1}{2} \Delta l_{\text{оп}} + \Delta l_1,$$

где  $r$  — искомый радиус наконечника толкателя;

$\Delta l_1$  — запас, необходимый для осуществления конструкции.

Суммой  $r + \Delta l_1$  обычно задаются, руководствуясь конструктивными соображениями; например, примем, что  $r + \Delta l_1 = 15 \text{ мм}$ ; тогда

$$l_1 = 34,4 + 6 + 15 = 55,4 \text{ мм};$$

принимаем  $l_1 = 55 \text{ мм}$ .

После определения  $l$  и  $l_1$  можно подсчитать действующие в механизме силы.

**Определение силы пружины возврата.** Пружина возврата обеспечивает такой обратный ход толкателя, при

котором его наконечник безотрывно следует за кулачком. Функциональные пары, как правило, работают медленно, имеют малые ускорения хода толкателя, поэтому нет смысла учитывать несущественно влияющие на работу механизма инерционные сопротивления толкателя и всех движущихся вместе с ним деталей. Примем это и будем рассматривать статическую схему равновесия активных и пассивных сил.

Сила пружины  $F$  линейно зависит от хода толкателя:

$$\Delta x = m_x (\lambda - \lambda_{\min}).$$

Минимальное значение эта сила будет иметь при  $\lambda = \lambda_{\min}$  или при  $\Delta x = 0$ ; при этом ее величина должна быть достаточной, чтобы надежно преодолевать сопротивление ведомых устройств, развивающих заданный момент противодействия  $M_0$ , сопротивления трения скольжения в направляющих опорах и с какой-то силой  $R'_p$  прижимать в точке контактирования  $A_1$  наконечник к кулачку. Определим минимальное значение силы  $F_{\min}$ , которая в этом случае активна.

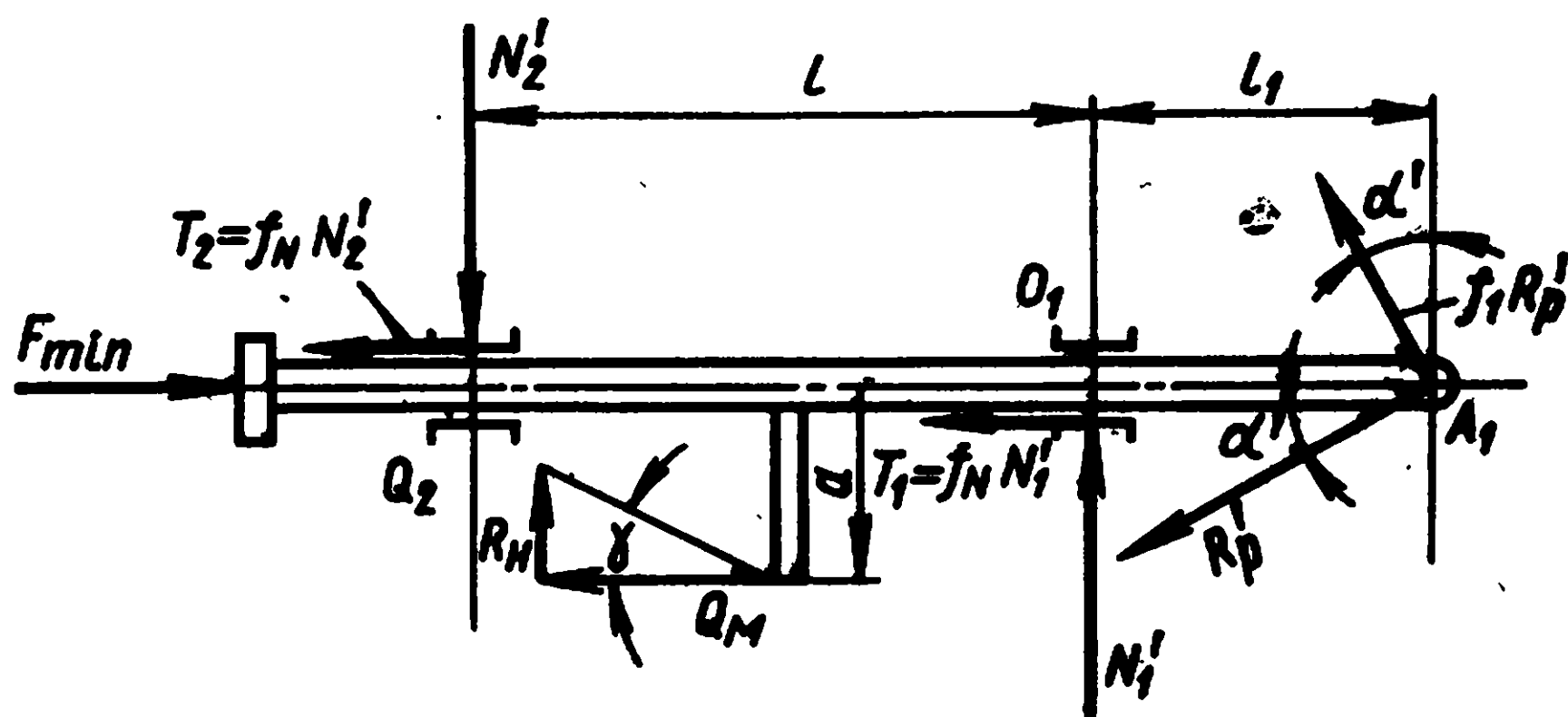


Рис. 23. Схема нагружения толкателя при минимальной силе сопротивления

Расчетной является схема на рис. 23. На рисунке приняты следующие обозначения

$Q_M = \frac{M_0}{r_M}$  — сила противодействия от момента  $M_0$ ;

$\gamma$  — угол зацепления рейки с колесом;

$f_1 R'_p$  — сила трения в точке  $A_1$ ;

$\alpha'$  — угол подъема, соответствующий  $\lambda_{\min}$ ;

$N'_1$  и  $N'_2$  — реакции в опорах;

$T_1 = f_N N'_1$   $T_2 = f_N N'_2$  — силы трения в опорах.

Неизвестными являются  $N'_1$ ,  $N'_2$ ,  $F_{\min}$  и  $R'_p$ . Для их определения запишем условия равновесия сил.

Рассмотрение моментов относительно точки  $O_1$  даст

$$R'_p l_1 \sin \alpha' + \sqrt{Q_M^2 + R_M^2} a \cos \gamma = N'_2 l + f_1 R'_p l_1 \cos \alpha';$$

$$\sqrt{Q_M^2 + R_M^2} = \sqrt{Q_M^2 + Q_M^2 \operatorname{tg}^2 \gamma} = Q_M \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma},$$

поэтому

$$\sqrt{Q_M^2 + R_M^2} \cdot a \cos \gamma = Q_M a;$$

отсюда найдем

$$N'_2 = \frac{R'_p l_1}{l} (\sin \alpha' - f_1 \cos \alpha') + \frac{a}{l} Q_M. \quad (48)$$

При рассмотрении суммы проекций сил на горизонтальную ось необходимо учитывать, что сила  $F_{\min}$  активная, и для надежности работы она должна с некоторым запасом  $k_F$  превышать сумму силы  $Q_M$  и всех сил сопротивления трения. Помимо того, сила  $F_{\min}$  должна вызвать конечную реакцию  $R'_p$  в точке  $A$  (см. рис. 21) со стороны кулачка. Все это учитывается с помощью следующего равенства:

$$F_{\min} = k_F (T'_1 + T'_2 + Q_M + f_1 R'_p \sin \alpha') + R'_p \cos \alpha'.$$

Составляющая  $R'_p \cos \alpha'$  есть избыток силы  $F_{\min}$  над суммой сил при коэффициенте  $k_F$ . Это имеет место за счет того, что  $k_F > 1$ , поэтому

$$R'_p \cos \alpha' = (k_F - 1) (T'_1 + T'_2 + Q_M + f_1 R'_p \sin \alpha');$$

отсюда получаем выражение

$$R'_p = \frac{(k_F - 1) [f_N (N'_1 + N'_2) + Q_M]}{\cos \alpha' - (k_F - 1) f_1 \sin \alpha'}. \quad (49)$$

После этого, используя формулу (49), найдем выражение для подсчета:

$$F_{\min} = (2k_F - 1) \left( 1 + \frac{(k_F - 1) f_1 \operatorname{tg} \alpha'}{1 - (k_F - 1) f_1 \operatorname{tg} \alpha'} \right) \times \\ \times [f_N (N'_1 + N'_2) + Q_M]. \quad (50)$$



Рассмотрение суммы проекций сил на вертикальную ось (рис. 23) даст

$$N_1' + f_1 R_p' \cos \alpha' + Q_M \operatorname{tg} \gamma = N_2' + R_p' \sin \alpha'.$$

Используя выражение (48) для  $N_2'$ , получим

$$N_1' + N_2' = R_p' \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) (\sin \alpha' - f_1 \cos \alpha') + \left( \frac{2a}{l} - \operatorname{tg} \gamma \right) Q_M. \quad (51)$$

Затем, подставляя в выражение (51) значение  $R_p'$  из формулы (49), найдем

$$\begin{aligned} N_1' + N_2' = & (k_F - 1) \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) (\operatorname{tg} \alpha' - f_1) + \left( \frac{2a}{l} - \operatorname{tg} \gamma \right) \times \\ & \times [1 - (k_F - 1) f_1 \operatorname{tg} \alpha'] \\ = & \frac{(k_F - 1) \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) (\operatorname{tg} \alpha' - f_1) + \left( \frac{2a}{l} - \operatorname{tg} \gamma \right) \times [1 - (k_F - 1) f_1 \operatorname{tg} \alpha']}{1 - (k_F - 1) \left[ f_1 \operatorname{tg} \alpha' + f_N \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) (\operatorname{tg} \alpha' - f_1) \right]} Q_M. \quad (52) \end{aligned}$$

При расчете суммы  $N_1' + N_2'$  по формуле (52) может получиться отрицательное значение, что связано с изменением на противоположное направление действия силы  $N_1' + N_2'$ . Однако, так как в данном случае  $F_{\min}$  — активная сила, а силы сопротивления трений пассивны, то в формулу (50) сумма  $N_1' + N_2'$  должна подставляться как сумма абсолютных значений.

Теперь, пользуясь формулами (51) и (52), можно подсчитать минимальную силу пружины  $F_{\min}$ .

Если задаться жесткостью пружины сжатия  $k_{np}$  и учесть, что максимальная деформация ее равна

$$\Delta x_{\max} = m_x (\lambda_{\max} - \lambda_{\min}),$$

то максимальное значение силы пружины

$$F_{\max} = F_{\min} + k_{np} \Delta x_{\max};$$

после этого можно рассчитать пружину.

**Определение максимума силы  $R_{p \max}$ .** Максимальную силу взаимодействия  $R_{p \max}$  в точке  $A_1$  следует искать при условии, что эта сила является активной. Схема сил для этого случая представлена на рис. 24.

Сила  $R_p$  должна быть такой, чтобы для каждого положения щупа уравновешивать противодействие силы трения  $f_1 R_p$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ , силу  $Q_M$  и силу сопротивления пружины  $F$ . При этом необходимо учесть, что в процессе движения толкателя будут меняться расстояние  $l_1 - \Delta x$ ,

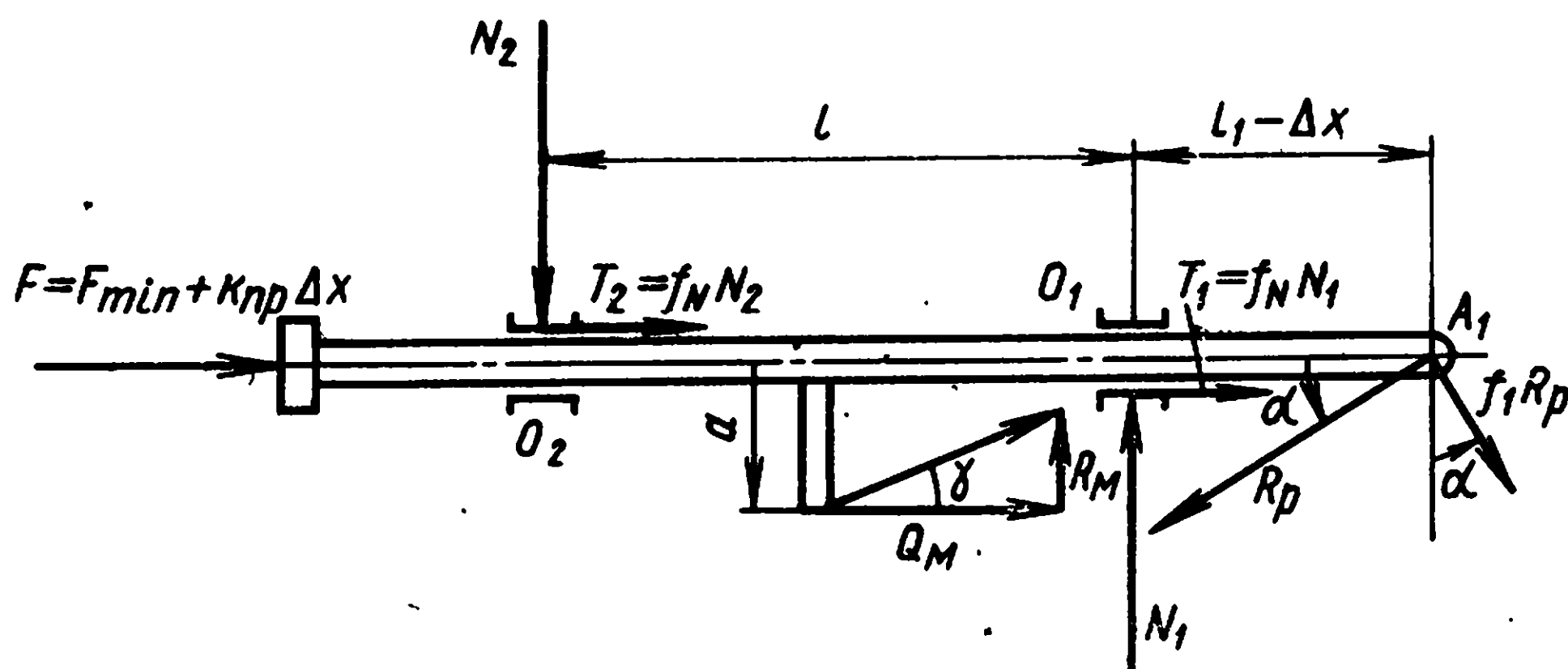


Рис. 24. Схема нагружения толкателя при максимальной силе сопротивления

угол  $\alpha$  и сила  $F$ . Для какого-то значения  $l_1 - \Delta x_i$  сила  $R_p$  окажется максимальной. Это ее значение и должно быть принято для расчета радиуса  $r$  наконечника толкателя.

Чтобы найти  $R_{p \max}$ , необходимо получить формулу для определения  $R_p$ , а затем рядом просчетов по этой формуле определить ее максимум в интервале аргумента от  $z_0$  до  $z_{\max}$ . При этом, как и в предыдущем случае, неизвестные  $N_1$ ,  $N_2$  и  $R_p$  могут быть определены из трех уравнений статики. Исключив составляющие  $N_1$  и  $N_2$ , получим выражение для  $R_p$ .

Спроектировав все силы на ось  $O_1O_2$  толкателя, будем иметь

$$R_p \cos \alpha = f_1 R_p \sin \alpha + Q_M + f_N (N_1 + N_2) + F_{\min} + k_{np} \Delta x. \quad (53)$$

Проекция сил на вертикальную ось даст выражение

$$N_2 + R_p \sin \alpha + f_1 R_p \cos \alpha = Q_M \operatorname{tg} \gamma + N_1. \quad (54)$$

Сумма моментов сил относительно точки  $O_1$  имеет вид

$$N_2 = \frac{l_1 - \Delta x}{l} (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) R_p - \frac{a}{l} Q_M. \quad (55)$$

Решив уравнения (53)—(55) относительно искомой  $R_p$ , найдем

$$R_p = \frac{\left[ 1 - f_N \left( \frac{2a}{l} + \operatorname{tg} \gamma \right) \right] Q_M + F_{\min} + k_{np} \Delta x}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha - f_N (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) \left( \frac{2(l_1 - \Delta x)}{l} + 1 \right)}. \quad (56)$$

Чтобы не было заклинивания оси толкателя в направляющих, знаменатель выражения (56) должен быть больше нуля. Для этого необходимо выполнить условие

$$\cos \alpha \geq k_3 \left[ f_1 \sin \alpha + f_N (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) \left( \frac{2(l_1 - \Delta x)}{l} + 1 \right) \right],$$

где  $k_3$  — коэффициент предохранения против заклинивания.

Предполагается, что  $k_3 > 1$ . Отсюда получаем ограничение для величины  $\alpha$  по заклиниванию в направляющих толкателя, т. е. необходимо, чтобы  $[\alpha_3] \leq [\alpha]$ . Угол  $[\alpha_3]$  подсчитывается по формуле

$$\operatorname{tg} [\alpha]_3 \leq \frac{1}{k_3} \cdot \frac{1}{\left[ f_1 + f_N \left( 1 + \frac{f_1}{\operatorname{tg} \alpha_3} \right) \left( \frac{2(l_1 - \Delta x)}{l} + 1 \right) \right]}. \quad (57)$$

**Числовое определение сил  $F_{\min}$  и  $R_{p\max}$ .** Для рассматриваемого примера минимальное значение силы пружины  $F_{\min}$  будем иметь при  $\lambda = \lambda_{\min}$ , что по кривым на рис. 22 соответствует  $z = 12$ . При этом угол подъема профиля кулачка  $\alpha = \alpha' = 0$ .

Для силы  $Q_M$  по данным задачи имеем

$$Q_M = \frac{M_0}{r_M} = \frac{240 \text{ Гсм}}{1,2 \text{ см}} = 200 \text{ Г.}$$

Примем, что  $k_F = 1,75$ ,  $f_1 = 0,15$ ,  $f_N = 0,15$  и используем найденные значения  $l = 125 \text{ мм}$ ,  $l_1 = 55 \text{ мм}$ ,  $a = 10 \text{ мм}$  и  $\gamma = 20^\circ$ . При этом по формуле (52) без учета знака ответа получим

$$\begin{aligned} N_1' + N_2' &= \\ &= \frac{(k_F - 1) \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) (0 - f_1) + \left( \frac{2a}{l} - \operatorname{tg} \gamma \right) 1}{1 - (k_F - 1) \left[ -f_1 f_N \left( \frac{2l_1}{l} + 1 \right) \right]} Q_M = 80,7 \text{ Г.} \end{aligned}$$

По формуле (50) для  $F_{\min}$  имеем

$$F_{\min} = (2k_F - 1) [f_N (N'_1 + N'_2) + Q_M] = 530 \text{ Г.}$$

Считая, что запас против заклинивания  $k_s = 2$  и предварительно приняв  $\operatorname{tg} \alpha_s = \operatorname{tg} 30^\circ = 0,577$ , по формуле (57) найдем значение  $[\alpha_s]$ :

$$\operatorname{tg} [\alpha_s] = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,505} \approx 1, \quad [\alpha_s] = 45^\circ,$$

что больше  $[\alpha] = 30^\circ$ ; следовательно, направляющие толкателя будут работать нормально.

Согласно формуле (56) сила  $R_p$  зависит от  $\Delta x$  и  $\alpha$ , т. е. в конечном итоге от  $z$ . Рассмотрение кривых 1 и 4 для  $\psi_\lambda(z)$  и  $[\rho_0 = 14]$  на рис. 22 показывает, что максимального значения для  $R_p$  можно ожидать в районе  $z = 27 \div 38$ .

Для числового определения  $R_p$  необходимо указать жесткость пружины  $k_{np}$ . Для этого предположим, что  $F_{\max} = 2,5 F_{\min}$  и  $\Delta x_{\max} = 34,4 \text{ мм}$ ; тогда

$$k_{np} = \frac{\Delta F_{\max}}{\Delta x_{\max}} = \frac{1,5 \cdot 530 \text{ Г}}{34,4 \text{ мм}} = 23 \text{ Г/мм.}$$

Теперь, задаваясь рядом значений  $z$ , по формуле (16) подсчитаем величины  $\Delta x$ ; затем, используя данные табл. 4 или кривой 4 для  $[\rho_0 = 14]$  на рис. 22, по формуле (26) получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{m_\varphi} \left[ \frac{\frac{d\lambda}{dz}}{\frac{\rho_0}{m_x} + \psi_\lambda(z)} \right]; \quad (58)$$

определяем соответствующий ряд  $\alpha$  и, наконец, по формуле (56) вычисляем величины  $R_p$ .

Таблица 5

$z$	$\alpha$	$R_p$ в кгГ	$z$	$\alpha$	$R_p$ в кгГ	$z$	$\alpha$	$R_p$ в кгГ
0	$-28^\circ 20'$	1,490	20	$22^\circ 10'$	1,110	38	$7^\circ 7'$	1,625
5	$-23^\circ 15'$	1,135	23	$26^\circ 40'$	1,320	40,5	$0^\circ 0'$	1,560
9	$-12^\circ 45'$	0,870	27	$29^\circ 20'$	1,550	48	$-14^\circ 40'$	1,630
12	$0^\circ 0'$	0,746	31	$28^\circ 40'$	1,860	56	$-2^\circ 18'$	1,270
15	$11^\circ 12'$	0,852	34	$19^\circ 20'$	1,750	—	—	—

Результаты таких вычислений сведены в табл. 5 и представлены кривой 5 для  $R_p$  (рис. 22). Эти данные показывают, что  $R_{p \max}$  будет около 1,9—2 кГ, что может быть принято для определения радиуса наконечника щупа.

Примем, что наконечник имеет форму сферы, материал кулачковой пары — закаленная сталь, для которой модуль упругости  $E=20\,000$  кг/мм<sup>2</sup>, допускаемое контактное давление  $[q]=150$  кг/мм<sup>2</sup>. По формуле (6) найдем

$$r \geq 0,485 \sqrt{\frac{E^2 R_{p \max}}{4 [q]^3}} = 4,56 \text{ мм.}$$

Принимаем  $r=5$  мм, т. е. острым наконечник не является.

Таким образом, все основные и необходимые размеры кулачковой пары определены; теперь можно выполнить расчет координат  $\rho_x$ ,  $\varphi_x$  профиля кулачка. Для этого следует воспользоваться формулами (25) и (14) для получения ряда значений  $x$  и формулами (31) — (33) для вычисления таблицы величин  $\rho_x$ ,  $\varphi_x$ .

Углы подъема  $\alpha$  берутся по табл. 5 или же используются данные кривой 4 для  $[\rho_0=14]$  (рис. 22).

Дальнейший расчет достаточно прост.

---

## ПЛОСКИЕ ОПЕРАЦИОННЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

### 1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ ВТОРОГО ТИПА, РАБОТАЮЩИХ С МАЛЫМИ СКОРОСТЯМИ

Кулачковые пары второго типа, работающие с малыми скоростями, в основном служат для осуществления определенного хода толкателя от  $x_0$  до  $x_{\max}$  с преодолением на этом пути сил  $Q(x)$ , которые обычно известны или могут быть подсчитаны. Скорости и ускорения элементов таких пар малы и обусловлены характером работы ведомых механизмов. Поэтому здесь силы и моменты могут быть рассчитаны полностью по статическим схемам, без учета инерционных сопротивлений движимых масс.

Такие пары широко распространены как в машинах, так и в приборах. Чаще всего они находят применение в различных автоматических устройствах для выполнения периодически повторяющихся операций.

Заданными здесь являются полный ход толкателя

$$\Delta x_{\max} = x_{\max} - x_0$$

и закон распределения сил  $Q(x)$  по этому ходу. Так как никаких других требований в отношении закономерности хода щупа здесь не накладывается, то эта закономерность может быть назначена проектантом.

**Линейная связь между углом поворота кулачка и ходом толкателя.** Наиболее простым расчет оказывается в том случае, когда ход щупа связывается линейно с поворотом кулачка, т. е. когда эта связь выражена так:

$$x - x_0 = \kappa (\varphi - \varphi_0),$$

где коэффициент  $\kappa = \frac{x_{\max} - x_0}{\varphi_{\max} - \varphi_0}$ .



Помимо того, имеем

$$\frac{dx}{d\varphi} = \kappa,$$

а величина  $x_0 = x_{\min} = \rho_0$  может быть найдена при помощи формулы (13) из условия

$$\frac{1}{x_0} \kappa \leq \operatorname{tg} [\alpha],$$

откуда

$$x_0 \geq \frac{\kappa}{\operatorname{tg} [\alpha]}.$$

Для рассматриваемых условий наконечник щупа чаще всего делается сферическим или роликовым, поэтому дальнейшие расчеты по определению полярных координат профиля кулачка следует выполнять по формулам (31) — (33).

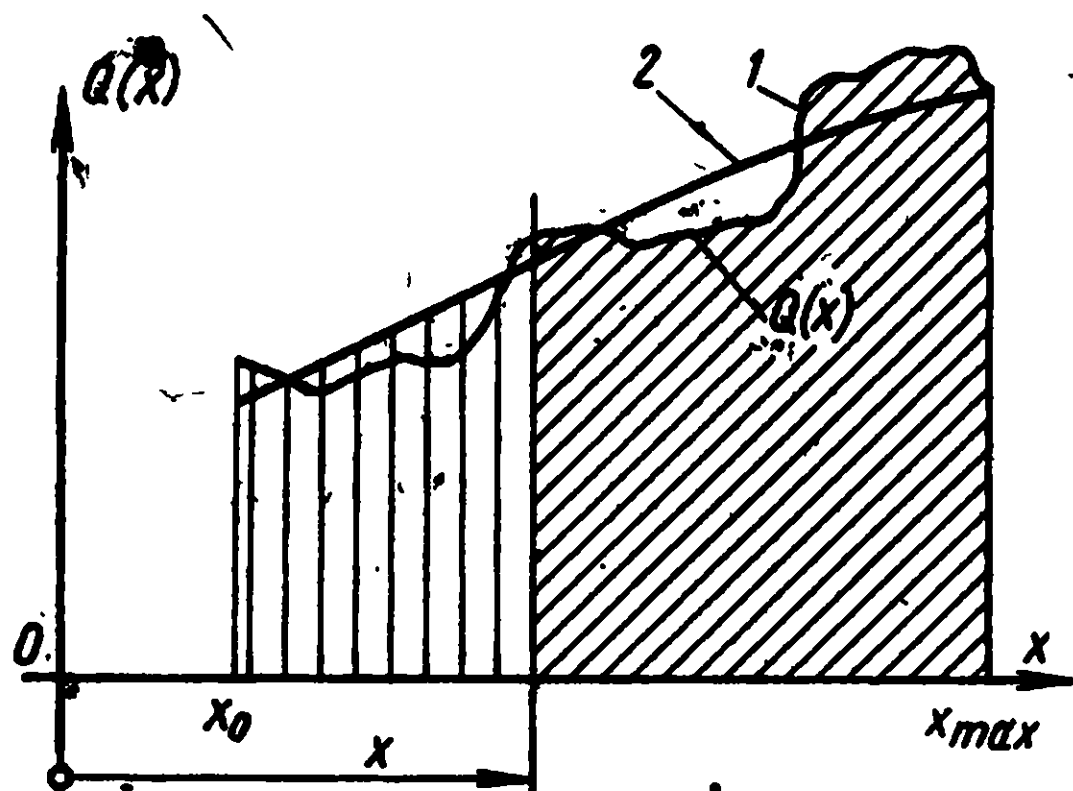


Рис. 25. Зависимость силы сопротивления толкателя от хода:

1 — истинные значения для силы;  
2 — сглаженные значения

Кулачок с минимальным постоянным моментом  $M_{\kappa}$ . Одним из условий, которому иногда надо подчинить профилирование медленно работающего операционного кулачка, может быть требование постоянства активного момента, развиваемого кулачком, т. е. необходимо по известной закономерности

$Q(x)$  сил сопротивления толкателя так спроектировать профиль кулачка, чтобы он мог на пути от  $x_0$  до  $x_{\max}$  преодолевать эти силы с затратой минимального и постоянного момента  $M_{\kappa}$ .

Полученный таким образом профиль в основном будет определяться видом функции  $Q(x)$ , которую можно найти, зная конструкцию ведомых элементов, путем непосредственных расчетов.

Если функцию  $Q(x)$  представить графически, то на практике она будет иметь вид произвольной ломаной 1 (см. рис. 25), для которой невозможно указать аналитическое выражение. Естественно, что эта кривая не может быть использована для отыскания профиля кулачка,

так как она даст очень неровный, т. е. непригодный для практики профиль. Для получения гладкого и приемлемого профиля истинную кривую 1 следует заменить плавно изменяющейся кривой 2, близкой к истинной.

Работа  $A$ , которую необходимо затратить, чтобы заставить толкатель совершить путь от  $x_0$  до  $x_{\max}$ , выразится заштрихованной площадью под кривой 1, т. е.

$$A = \int_{x_0}^{x_{\max}} Q(x) dx.$$

Эту работу кулачок совершит при изменении угла поворота от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{\max}$ , поэтому минимальный и постоянный момент, который должен развить кулачок,

$$M_k = \frac{\int_{x_0}^{x_{\max}} Q(x) dx}{\varphi_{\max} - \varphi_0}. \quad (59)$$

С другой стороны, величина  $M_k$  может быть подсчитана по формулам (43) и (45), поэтому, если считать значение  $M_k$  известным и постоянным для всякого  $x$ , для производной  $\frac{dx}{d\varphi}$  по формуле (43) можно записать:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{M_k}{Q(x)} - \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right) \quad (60)$$

здесь в правой части неизвестным является только  $\cos \alpha$ , который, допуская малые погрешности, можно принять за единицу, либо, прибегая к экстраполяциям, всякий раз подставлять в формулу его ожидаемые значения. Таким образом, следуя вдоль оси  $x$ , нетрудно получить все  $\frac{dx}{d\varphi}$  на искомом профиле кулачка (предполагается, что наконечник толкателя — сфера или цилиндр радиуса  $r$ ).

Для того чтобы угол подъема профиля кулачка не оказался где-либо больше допускаемого  $[\alpha]$ , он должен удовлетворять условию

$$\operatorname{tg} [\alpha] \geq \frac{1}{x} \left[ \frac{M_k}{Q(x)} - \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right) \right],$$

которое получим из формул (13) и (60). Из этого условия для  $x$  получим

$$x \geq \frac{1}{\operatorname{tg} [\alpha] + \frac{M}{r}} \left[ \frac{M_{\kappa}}{Q(x)} + \frac{\mu}{\cos \alpha} \right],$$

что должно выполняться при любом  $x$ , т. е. всюду на рабочем интервале от  $x_0$  до  $x_{\max}$ . Так как в этой формуле все значения справа, кроме  $Q(x)$ , постоянны, то правая часть ее будет иметь максимум при условии  $Q(x) = |Q(x)|_{\min}$ ; при этом  $x$  будет иметь значение  $x_0 + \Delta x_9$ . Принимая это во внимание, найдем выражение для определения  $x_0$  с ограничением фактического угла подъема искомого профиля допускаемой величиной  $[\alpha]$ , т. е.

$$x_0 \geq \frac{1}{\operatorname{tg} [\alpha] + \frac{M}{r}} \left[ \frac{M_{\kappa}}{|Q(x)|_{\min}} + \frac{\mu}{\cos \alpha} \right] - \Delta x_9. \quad (61)$$

Теперь, для того чтобы рассчитать координаты  $\varphi_x$  и  $\rho_x$  профиля кулачка, необходимо установить связь между задаваемым  $x = x_0 + \Delta x$  и углом установки кулачка  $\varphi$ . Это можно выполнить при помощи того же выражения (60) для производной  $\frac{dx}{d\varphi}$ :

$$d\varphi = \frac{dx}{\frac{M_{\kappa}}{Q(x)} - \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right)},$$

следовательно,

$$\varphi - \varphi_0 = \int_{x_0}^x \frac{dx}{\frac{M_{\kappa}}{Q(x)} - \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right)}. \quad (62)$$

Определяющей величиной в знаменателе под интегралом выражения (62) будет дробь  $\frac{M_{\kappa}}{Q_x}$ ; второй член — это поправка, учитывающая сопротивление трения при

взаимодействии наконечника с поверхностью кулачка. В самом неблагоприятном случае эта поправка составит не более 0,2 от  $\frac{M_k}{Qx}$ , поэтому в первом приближении ею можно пренебречь. Тогда вместо формулы (62) будем иметь

$$\varphi - \varphi_0 \approx \frac{1}{M_k} \int_{x_0}^x Q(x) dx. \quad (63)$$

Последнее выражение позволяет установить искомую связь  $\varphi = \varphi(x)$ , если воспользоваться величинами площадей под кривой 2 на рис. 25.

Для получения точной связи между  $\varphi$  и  $x$  нужно рассчитать функцию

$$\Phi(x) = \frac{1}{\frac{M_k}{Q(x)} - \mu \left( \frac{x}{r} - \frac{1}{\cos \alpha} \right)}, \quad (64)$$

построить для нее кривую в координатах  $x$  и  $\Phi(x)$  и затем на основе формулы (62) установить требуемое соответствие между  $x$  и  $\varphi$ . После этого можно приступить к вычислению координат  $\varphi_x, \rho_x$  искомого профиля. Порядок всего расчета будет следующим.

1. Задаются рядом значений  $\Delta x$  хода щупа и рассчитывают таблицу для сил сопротивления  $Q(x) = Q(\Delta x)$ . По найденной таблице строят кривую 1 (рис. 25) для  $Q(x)$  и проводят близкую к ней плавную кривую 2.

2. Задаются интервалом  $\varphi_{\max} - \varphi_0$ , подсчитывают работу  $A$  по кривой 2 и по формуле (59) определяют постоянный и минимальный момент  $M_k$ .

3. Задавшись допускаемым  $[\alpha]$ , по формуле (61) находят  $x_0$ , после чего указывается ряд значений  $x = x_0 + \Delta x$ .

4. По формуле (64) рассчитывают ряд величин  $\Phi(x)$  и строят соответствующую им кривую, а затем на основе выражения (62) по площадям под кривой 2 устанавливают табличную связь между  $\varphi$  и  $x$ .

5. По формуле (60) рассчитывают таблицу величин производных  $\frac{dx}{d\varphi}$ . При этом по формуле (13), считая

$\rho = x$ , одновременно вычисляют величину  $\alpha$ , которая используется в формуле (60).

6. По формулам (31) — (33) определяют координаты  $\varphi_x$ ,  $\rho_x$  искомого профиля.

## 2. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ МЕХАНИЗМОВ ВТОРОГО ТИПА, РАБОТАЮЩИХ ПРИ БОЛЬШИХ СКОРОСТЯХ

**Постановка задачи.** Работа кулачкового механизма с большими скоростями и ускорениями, если не принять надлежащих мер, явится причиной шума, толчков и ударов в ведомых механизмах, что нежелательно или просто недопустимо. Обычно кулачок вращается с большим, но постоянным числом оборотов, а толкатель перемещается с ускорениями, поэтому именно он обуславливает толчки и удары в механизме.

Возникает задача, рассчитать профиль кулачка, чтобы движения толкателя были плавны и не сопровождались ударами. Этого, очевидно, можно достигнуть, если весь заданный диапазон хода толкателя от  $x_0$  до  $x_{\max}$  представить такой функцией  $\psi_x(\varphi)$ , первая производная которой (скорость) и вторая (ускорение) плавно нарастают от нуля до максимальных значений и так же плавно убывают до нуля на пути от  $x_0$  до  $x_{\max}$ .

Найдем первую и вторую производную по времени воспроизводимой функции  $\psi_x(\varphi)$  — хода толкателя. По известным правилам дифференцирования получим:

для первой производной

$$\frac{d}{dt} \psi_x(\varphi) = \frac{d\psi_x(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\psi_x(\varphi)}{d\varphi},$$

где  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  — угловая скорость кулачка;

для второй производной —

$$\frac{d^2\psi_x(\varphi)}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2\psi_x(\varphi)}{d\varphi^2} + j \frac{d\psi_x(\varphi)}{d\varphi},$$

где  $j = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$  — угловое ускорение кулачка.

Рассмотрение выражений для производных показывает, что для кулачка, у которого постоянно  $\omega$  или постоянно  $j$ , требуемой плавности хода толкателя в интервале от  $x_0$  до  $x_{\max}$  можно добиться, если в этом же интер-

вале построить такую функцию  $\psi_x(\varphi)$ , производные по  $\varphi$  которой  $\left(\frac{d\psi_x(\varphi)}{d\varphi} \text{ и } \frac{d^2\psi_x(\varphi)}{d\varphi^2}\right)$  имели бы ту же самую по характеру плавность, т. е. нарастают бы от нуля до максимумов и затем убывали бы до нуля в конце интервала.

Так как никакой закономерности хода щупа в данном случае не задано, то нетрудно понять, что в принципе это требование выполнимо, но надо подобрать соответствующее аналитическое выражение  $\psi_x(\varphi)$  для хода щупа, что сделать довольно трудно. Но при числовых расчетах ранее рассмотренными методами в этом нет необходимости, а подбор требуемой табличной зависимости  $\psi_x(\varphi)$  возможен всегда.

**Методика подбора необходимой закономерности хода щупа.** На основе формул (14) и (25) для  $\psi_x(\varphi)$  имеем

$$\psi_x(\varphi) = x_0 + m_x \psi_\lambda(z),$$

поэтому

$$\frac{d\psi_x(\varphi)}{d\varphi} = m_x \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz} \cdot \frac{dz}{d\varphi} = \frac{m_x}{m_\varphi} \cdot \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz},$$

$$\frac{d^2\psi_x(\varphi)}{d\varphi^2} = \frac{m_x}{m_\varphi} \cdot \frac{d^2\psi_\lambda(z)}{dz^2} \cdot \frac{dz}{d\varphi} = \frac{m_x}{m_\varphi^2} \cdot \frac{d^2\psi_\lambda(z)}{dz^2}.$$

Отсюда видно, что если подобрать по выше сформулированным условиям некоторую функцию  $\psi_\lambda(z)$ , то тем самым будет произведен подбор искомой  $\psi_x(\varphi)$  — хода толкателя.

Подбор функции  $\psi_\lambda(z)$  проще всего можно выполнить следующим образом.

Отложим на оси абсцисс  $Oz$  прямоугольной системы координат (рис. 26, б) в выбранном масштабе отрезок  $Oz_{\max}$ , представляющий собой полный интервал изменения аргумента  $z$ . Длину отрезка выбираем такой, чтобы число опорных точек по  $z$  было достаточным.

Далее на отрезке  $z_{\max}$  от руки и пока совершенно произвольно нанесем плавную кривую и предположим, что эта кривая отражает искомую производную  $\frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$ . Кривую следует вести так, чтобы она сама и ее производная  $\frac{d^2\psi_\lambda(z)}{dz^2}$  плавно изменялись от нуля до макси-



му и снова до нуля в конце интервала  $z_{\max}$  (рис. 26, в). Естественно, что от руки это можно сделать только приближенно. Последующей обработкой числовых ординат проведенную кривую необходимо сделать

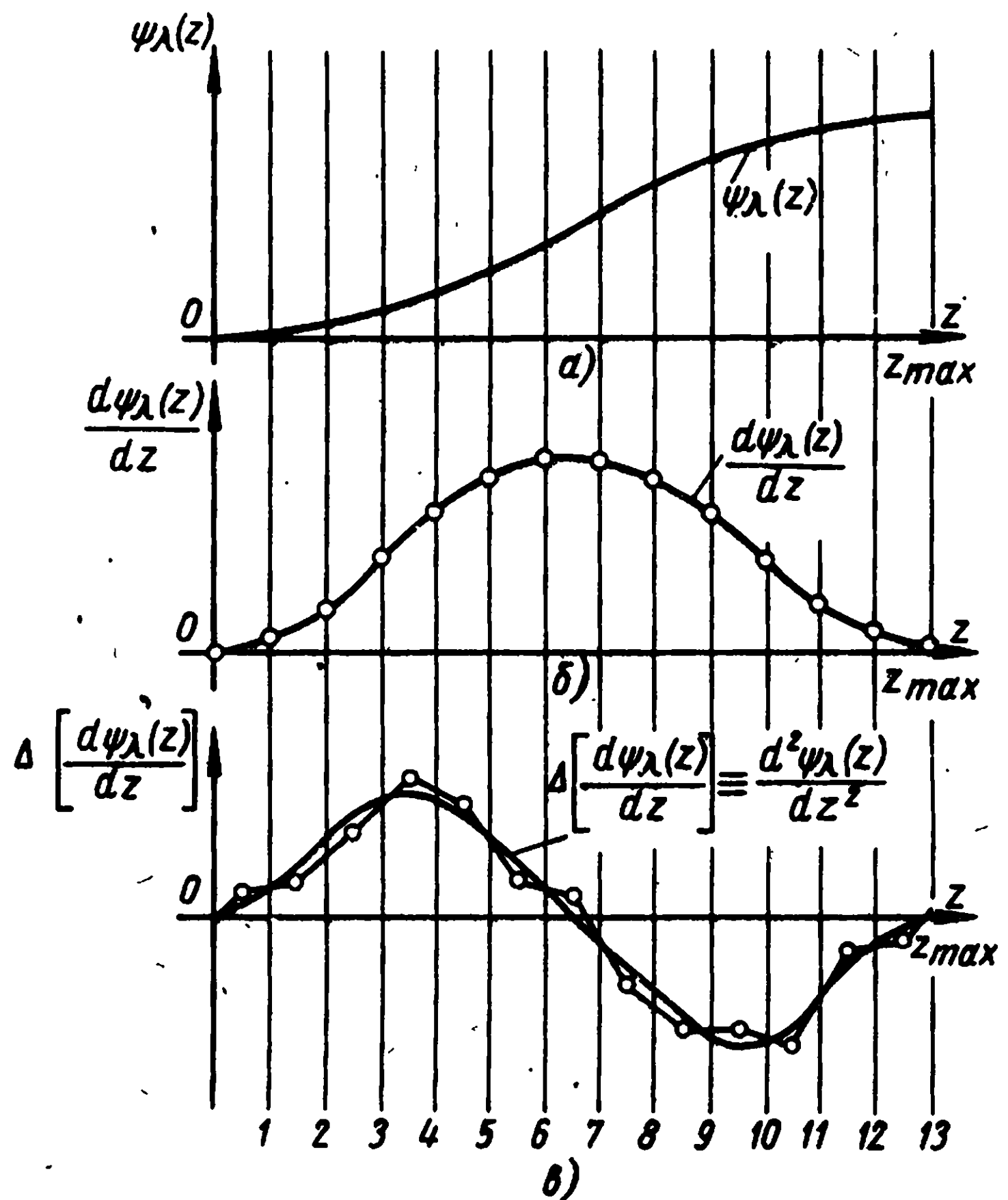


Рис. 26. Путь, скорость и ускорение толкателя

достаточно плавной; при этом и ее производная  $\frac{d^2 \psi_\lambda(z)}{dz^2}$  должна быть также плавной, т. е. необходимо «выгладить» проведенную от руки кривую  $\frac{d \psi_\lambda(z)}{dz}$ .

Для сглаживания запишем (как это было показано раньше на рис. 22) в числовой столбец снятые с кривой значения  $\frac{d \psi_\lambda(z)}{dz}$ , а затем вычислим все разности между соседними опорными точками по аргументу  $z$ :

$$\Delta_i \left[ \frac{d \psi_\lambda(z)}{dz} \right] = \frac{d \psi_\lambda(z_{i+1})}{dz} - \frac{d \psi_\lambda(z_i)}{dz}.$$

По полученным таким образом величинам  $\Delta_i \left[ \frac{d \psi_\lambda(z)}{dz} \right]$  построим ломаную, отнеся эти величины к серединам интервалов между опорными точками (рис. 26, в). Ориентируясь по ломаной, проведем сгла-

женную кривую разностей  $\Delta i \left[ \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz} \right]$ . Ординаты этой кривой будут пропорциональны производной  $\frac{d^2\psi_\lambda(z)}{dz^2}$ .

Затем методом, который был использован при построениях на рис. 22, «выгладим» первоначальную кривую  $\frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$  и снимем с нее «выглаженные» ординаты, при помощи которых (тем же методом) получим кривую  $\psi_\lambda(z)$  (рис. 26, а).

Полученная таким образом зависимость  $\psi_\lambda(z)$  будет иметь требуемые производные  $\frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$  и  $\frac{d^2\psi_\lambda(z)}{dz^2}$ .

**Расчет параметров и профилирование.** Дальнейшая методика расчета основных параметров и профилирования безударных кулачковых механизмов мало отличается от уже изложенной методики расчета и профилирования кулачковых механизмов первого типа.

Так как ход толкателя  $\Delta x_{\max} = x_{\max} - x_0$  задан из конструктивных соображений, то масштаб  $m_x$  может быть подсчитан по очевидной формуле:

$$m_x = \frac{x_{\max} - x_0}{\psi_\lambda(z)_{\max} - \psi_\lambda(z)_{\min}}. \quad (65)$$

Интервал по аргументу  $z$

$$\Delta\varphi_{\max} = \varphi_{\max} - \varphi_0$$

также выбирается из конструктивных соображений. Требования в отношении точности хода толкателя здесь не ставится, поэтому масштаб  $m_\varphi$  по аргументам должен быть определен по формуле

$$m_\varphi = \frac{\varphi_{\max} - \varphi_0}{z_{\max} - z_0}. \quad (66)$$

Начальный радиус  $\rho_0 = x_0$  должен подбираться по формуле (27), после чего окончательно определяются максимальные радиальные размеры кулачка:

$$\rho_{\max} = \rho_0 + m_x [\psi_\lambda(z)_{\max} - \psi_\lambda(z)_{\min}].$$

Расчет координат профиля  $\rho_x, \varphi_x$  выполняется на основе формул (31)—(33) и (58) и данных рис. 26, а—в.

## КОРОМЫСЛОВЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

### РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ ПАР

Постановка задачи и выбор масштаба  $m_\gamma$ . Геометрия конструкции плоской кулачковой пары с коромысловым толкателем, вращающимся вокруг некоторого центра  $O_1$ , приведена на рис. 27.

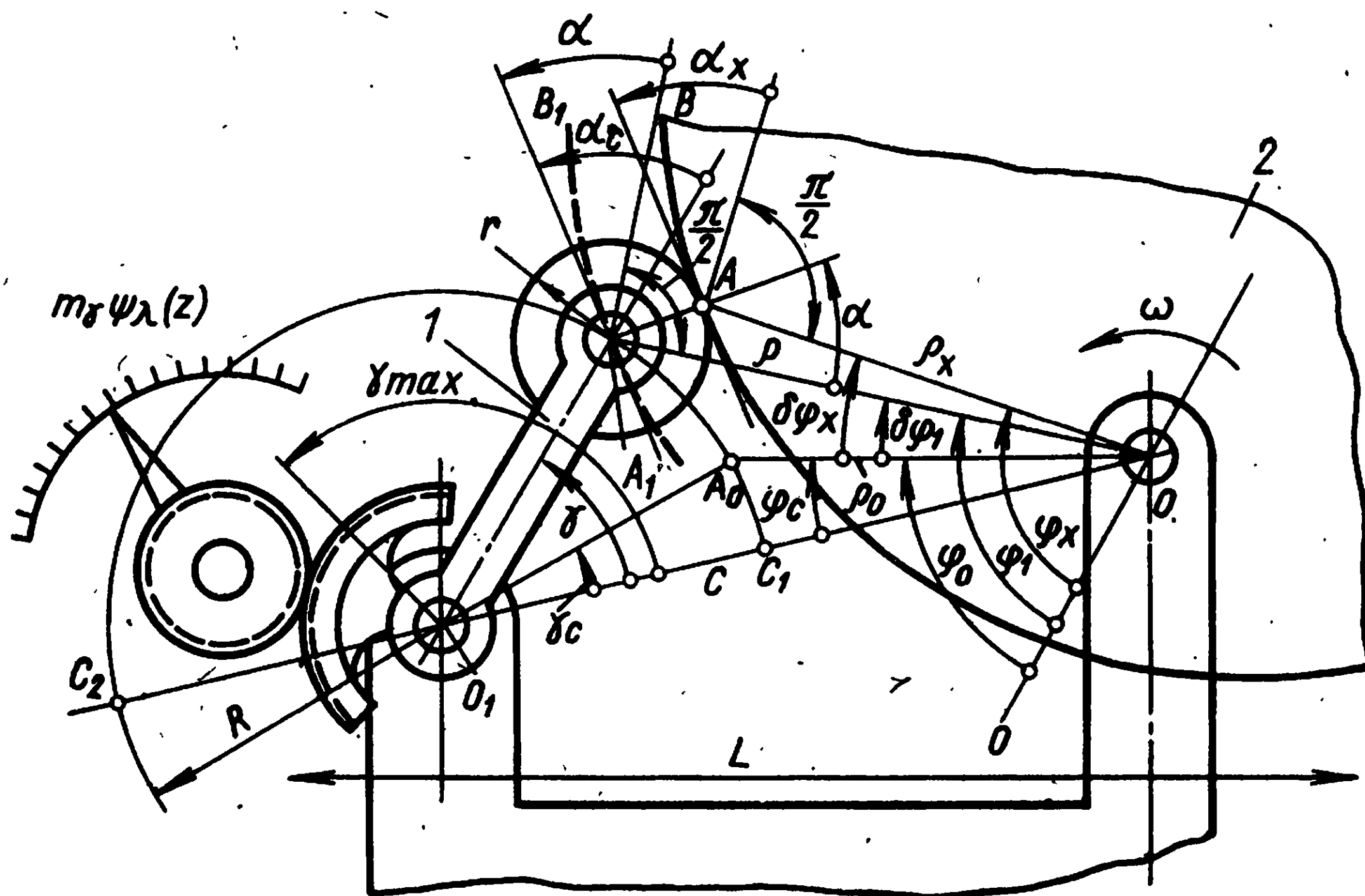


Рис. 27. Коромысловая кулачковая пара:

1 — коромысло; 2 — кулачок

Назначение таких пар заключается либо в нелинейном преобразовании одного углового перемещения в другое, либо в воспроизведении заданной нелинейной зависимости некоторого переменного. В машинах и приборах коромысловые пары часто оказываются более

приемлемыми, чем пары с прямолинейно движущимися толкателями.

Предполагаем, что и в этом случае исходной является непрерывно изменяющаяся функциональная зависимость

$$\lambda = \psi_\lambda(z),$$

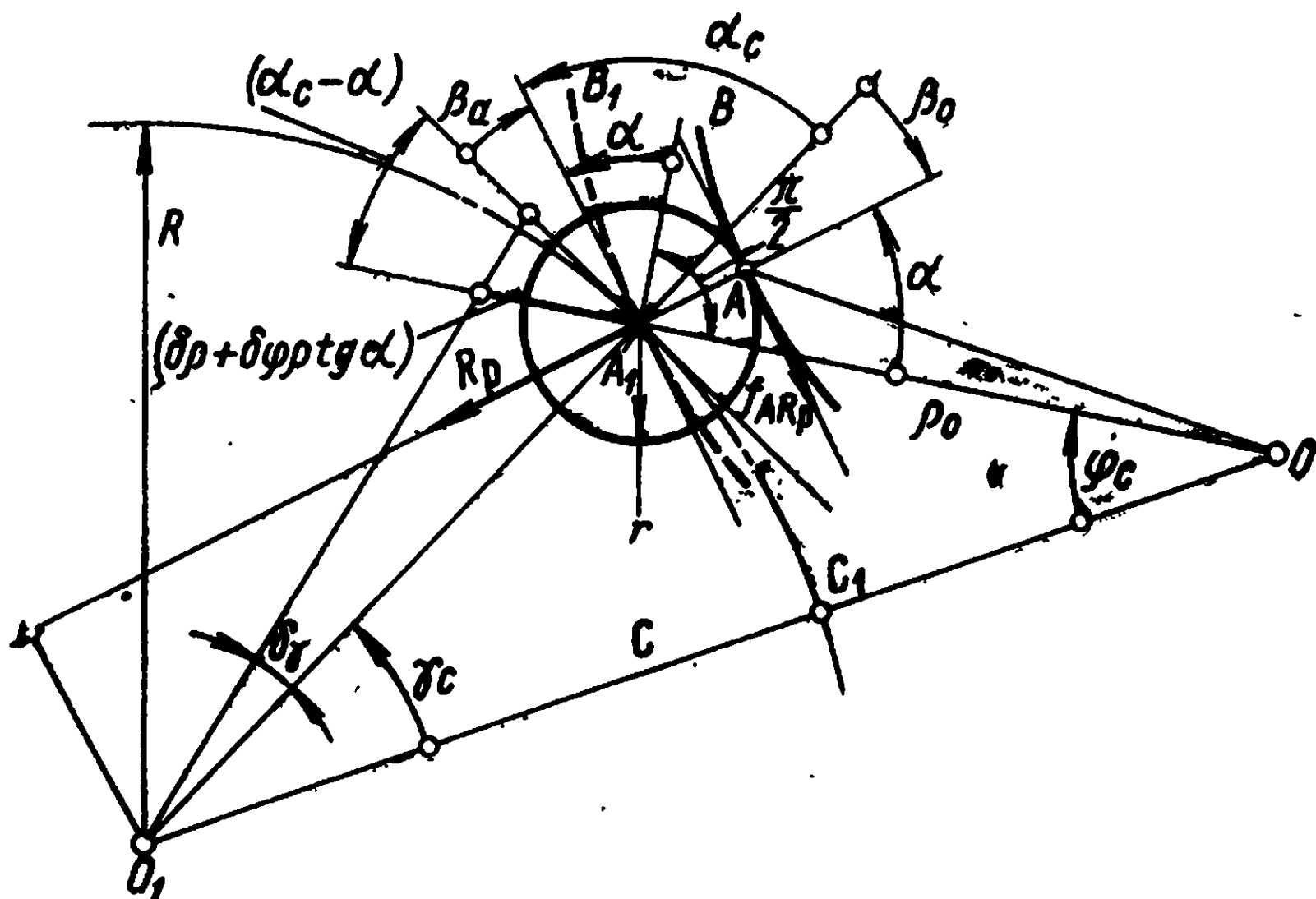
которую на ограниченном участке ее аргумента  $z_{\max}$  —  $z_0$  надо воспроизвести в виде угла поворота коромысла  $O_1A_1$ .

$$\gamma = \gamma_c + m_\gamma [\psi_\lambda(z) - \psi_\lambda(z_0)],$$

а для аргументов

$$\varphi - \varphi_0 = m_\varphi (z - z_0);$$

здесь, как и ранее,  $m_\gamma$  и  $m_\varphi$  — соответствующие масштабы преобразований,



**Рис. 28. Схема исходного положения коромысло-  
вой пары**

Одной из основных особенностей коромысловой пары является ограничение угла поворота ведомого коромысла 1. Из рассмотрения рис. 27 видно, что этот угол не может превысить  $180^\circ$ , а учет силовых и других факторов усиливает это ограничение.

Для того чтобы движение ведомого звена  $O_1A_1$  было возможно, необходимо, чтобы активный момент со стороны силы  $R_p$  (рис. 28) кулачка был больше (или хотя бы равен) суммы моментов сопротивлений ведомых

устройств. Предположим, что этот момент известен и равен  $M_c$ ; тогда на основе рассмотрения схемы на рис. 28, которая представляет собой начальное положение элементов пары ( $\gamma = \gamma_c$ ), можно записать:

$$R_p R \sin \beta_0 \geq M_c + R_p f_A (r + R \cos \beta_0).$$

Обычно  $\beta_0 < 45^\circ$ , поэтому с некоторым запасом приведенную запись можно упростить, положив  $\cos \beta_0 \approx 1$ ; тогда для силы  $R_p$  получим

$$R_p \geq \frac{M_c}{R \left[ \sin \beta_0 - f_A \left( \frac{r}{R} + 1 \right) \right]};$$

отсюда видно, что при

$$\sin \beta_0 = f_A \left( \frac{r}{R} + 1 \right)$$

происходит стопорение или «заклинивание» коромысла. Следовательно, фактический угол  $\beta_\phi$  всегда с некоторым запасом должен быть больше  $\beta_0$ . Для надежной работы необходимо, чтобы

$$\sin \beta_\phi = k_\beta f_A \left( \frac{r}{R} + 1 \right), \quad (68)$$

где  $k_\beta$  — коэффициент предотвращения заклинивания.

Для того чтобы значение  $R_p$  не было неприемлемо большим,  $k_\beta$  следует выбирать равным 3—4.

По схеме на рис. 28 определим углы  $\beta_\phi = \frac{\pi}{2} - \alpha_c$  и  $\alpha_c = \frac{\pi}{2} + \alpha_\phi - (\gamma_c + \varphi_c)$ ; отсюда

$$\beta_\phi = (\gamma_c + \varphi_c) - \alpha_\phi.$$

Учитывая, что  $\beta_\phi$  может быть определен по формуле (68), можно записать, что

$$\gamma_c + \varphi_c = \beta_\phi + \alpha_\phi, \quad (69)$$

где  $\gamma_c$  и  $\varphi_c$  — определяют начальное положение элементов кулачковой пары или ломаной  $O_1 A_0 O$  (см. рис. 27 и 28);

$\alpha_\phi$  — угол подъема эквидистанты  $A_1 B_1$  в начальном положении. Если как-то определить угол  $\alpha_\phi$ , то сумму  $\gamma_c + \varphi_c$  можно подсчитать по формуле (69).

Если принять, что  $k_\beta = 3$ , коэффициент трения в точке  $A$   $f_A = 0,15$ , а  $\frac{r}{R} = 0,11$ , то по формуле (68) найдем  $\beta_\phi = 30^\circ$ . Считая, что  $\alpha_\phi = 30^\circ$ , найдем

$$(\gamma_c + \varphi_c) = 30^\circ + 30^\circ = 60^\circ$$

Целесообразно положить, во-первых, что  $\gamma_c = \varphi_c$  и, во-вторых, что до границы  $O_1C_1$  (рис. 27) ось коромысла также не доходит, примерно на  $30^\circ$ . При этом максимально допустимый угол поворота коромысла

$$\gamma_{\max} - \gamma_c = 180^\circ - 2 \cdot 30^\circ = 120^\circ.$$

На основании этого можно сделать вывод, что для реальных коромысловых механизмов наибольшее значение угла поворота коромысла

$$\gamma_{\max} - \gamma_c = 100 \div 120^\circ.$$

Такое ограничение угла  $\gamma_{\max} - \gamma_c$  говорит о том, что выбор масштаба  $m_\gamma$  нельзя связывать с допускаемыми неточностями, как это было сделано при выводе формул (19) и (20). Очевидно, масштаб  $m_\gamma$  надо определять на основе связи (67), т. е. по формуле

$$m_\gamma = \frac{\gamma_{\max} - \gamma_c}{\psi_\lambda(z)_{\max} - \psi_\lambda(z)_{\min}}. \quad (70)$$

**Обеспечение требуемой точности воспроизведения функции  $\psi_\lambda(z)$ .** Источником неточности работы рассматриваемого кулачкового механизма, или ошибок в угле  $\gamma$  поворота коромысла  $O_1A_1$  (рис. 27), в общем случае будут те же производственные неточности  $\delta\rho$  и  $\delta\phi$  в изготовлении кулачка, а также неточности в размерах величин  $R$ ,  $r$  и  $c = O_1O$ . Однако, как и ранее, неточности в размерах  $R$ ,  $r$ ,  $c$  после окончательной сборки механизма будут постоянными и при точной «выставке» кулачка и толкателя по начальным  $\gamma_c$ ,  $\varphi_c$ ,  $\rho_0$  эти неточности могут дать погрешности лишь второго порядка малости по сравнению с меняющимися погрешностями от  $\delta\rho$  и  $\delta\phi$ . Поэтому для определения величины возможной неточности  $\delta\gamma$  следует воспользоваться выражением для максимального значения этой неточности  $\delta\gamma_{\max}$  в зависимости от гарантируемых производством или допускаемых неточностей  $[\delta\rho]$  и  $[\delta\phi]$ .



На основании геометрической схемы (рис. 28) можно записать:

$$\delta \gamma = \frac{1}{R} (\delta \rho + \delta \varphi \rho \operatorname{tg} \alpha) \cos (\alpha_c - \alpha).$$

В том случае, когда точка  $A_1$  совпадает с точкой  $C_1$ , расположенной на прямой  $\overline{O_1 O} = c$ , величина

$$\alpha_c - \alpha = \frac{\pi}{2},$$

поэтому ошибка  $\delta \gamma$  здесь равна нулю при любых  $\delta \rho$  и  $\delta \varphi$ . В этом районе вообще малы изменения угла  $\gamma$ , что может быть использовано для определения  $\gamma_c$ .

Минимального значения ошибка  $\delta \gamma$  достигнет также при совпадении точки  $A_1$  коромысла с точкой  $C_2$  продолжения прямой  $O_1 O$  (рис. 27). Во всех остальных случаях  $\alpha_c - \alpha < \frac{\pi}{2}$  и становится равным нулю в каком-то среднем рабочем положении. В этом положении ошибка  $\delta \gamma$  достигает своего максимума:

$$\delta \gamma_{\max} = \frac{1}{R} (\delta \rho + \delta \varphi \rho \operatorname{tg} \alpha).$$

Принимая во внимание формулу (13), последнее равенство можно переписать:

$$\delta \gamma_{\max} = \frac{1}{R} \left( \delta \rho + \delta \varphi \frac{d\rho}{d\varphi_1} \right).$$

Помимо того, при положении коромысла  $O_1 A_1$ , отвечающем значению  $\delta \gamma_{\max}$ , будем иметь

$$\frac{d\rho}{R} = d\gamma.$$

Учитывая это и считая, что при допускаемых  $[\delta \rho]$  и  $[\delta \varphi]$  механизм не должен давать ошибку в воспроизводимой функции  $\psi_\lambda(z)$  больше допускаемой  $[\delta \lambda]$ , выражение для  $\delta \gamma_{\max}$  должно быть переписано так:

$$m_\gamma [\delta \lambda] \geq \frac{[\delta \rho]}{R} + [\rho \varphi] \frac{d\gamma}{d\varphi_1}.$$

Если не учитывать небольшое различие между  $\varphi_1$  и  $\varphi$  (рис. 27), то на основании формулы (67) получим

$$d\gamma = m_\gamma d\psi_\lambda(z); \quad d\varphi = m_\varphi dz,$$

после чего определим

$$m_\gamma [\delta\lambda] \geq \frac{[\delta\rho]}{R} + [\delta\varphi] \frac{m_\gamma}{m_\varphi} \left( \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz} \right)_{\max} \quad (71)$$

В выражении (71) для производной  $\frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$  указано ее максимальное значение, что увеличивает гарантии достаточной точности воспроизведения функции  $\psi_\lambda(z)$ . Возможно, это не вполне оправдано. Однако нахождение более строгого максимума для  $\delta\gamma$  потребовало бы одновременного учета изменений не только производной  $\frac{d\psi_\lambda(z)}{dz}$ , но и  $\cos(\alpha_c - \alpha)$ , что также неоправданно. Поэтому целесообразно использовать формулу (71).

В формуле (71), так же как и в формуле (19), второй член правой части определяет долю допускаемой неточности, обусловленной допускаемым значением  $[\delta\varphi]$ . Перенеся этот член в левую часть неравенства (71), получим

$$m_\gamma \left[ 1 - \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left( \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz} \right)_{\max}}{m_\varphi} \right] \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{R} \quad (72)$$

Так же как и ранее, примем

$$\frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left( \frac{d\psi_\lambda(z)}{dz} \right)_{\max}}{m_\varphi} = \zeta,$$

где  $\zeta$  должно выбираться в том же интервале 0,25—0,75.

Отсюда для определения масштаба  $m_\varphi$  получим уже известную формулу (22).

Таким образом, в выражении (72) неизвестным является только радиус  $R$  коромысла, который и определяем:

$$R \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{m_\gamma (1 - \zeta)} \quad (73)$$

Выбор  $R$  по формуле (73) обеспечивает воспроизведение функции  $\psi_\lambda(z)$  с заданной точностью.

**Общие размеры механизма.** По формулам (22), (68) — (70) и (73) определяются все основные параметры коромыслового кулачкового механизма. Вместе с соотношениями связи (67) они по существу определяют уже все размеры кулачковой пары.

Действительно, определив по формулам (68) и (69) углы  $\gamma_c$  и  $\varphi_c$ , а по формуле (73) — радиус  $R$  коромысла, из схем на рис. 27 и 28 легко находим начальный радиус кулачка и межцентровое расстояние  $O_1O = c$ :

$$\rho_0 = \frac{\sin \gamma_c}{\sin \varphi_c} R, \quad (74)$$

$$c = R \cos \gamma_c + \rho_0 \cos \varphi_c. \quad (75)$$

Положение центра  $O$  кулачка относительно центра  $O_1$  коромысла здесь не играет роли и потому должно определяться только конструктивно. Важно лишь, чтобы было выдержано расстояние  $c$ , найденное по формуле (75).

Как видно из рис. 27, габаритный размер  $L$  коромыслового кулачкового механизма приближенно может быть подсчитан по формуле

$$L = 2R \cos \gamma_c + \rho_0 \cos \varphi_c + \Delta L, \quad (76)$$

где  $\Delta L$  — некоторый размер, определяемый из конструктивных соображений и зависящий от того, делает ли кулачок полный оборот или же нет.

Рассмотрение формул (73), (75) и (76) показывает, что при требовании иметь высокую точность воспроизведения функции  $\lambda = \psi_\lambda(z)$  размеры коромыслового механизма могут оказаться значительно превышающими соответствующие размеры механизма с прямолинейно перемещающимся толкателем. Это является одним из недостатков коромыслового механизма. Второй недостаток — невозможность обеспечения одной и той же точности работы механизма на разных участках от  $\gamma = \gamma_c$  до  $\gamma = \gamma_{\max}$ . Процесс получения формул (71) и (73) и сделанные при этом допущения ясно указывают на такой недостаток. При приближении коромысла  $O_1A_1$  (рис. 27) к положению  $O_1C_1$  или к  $O_1C_2$  темп возрастания угла  $\gamma$  непрерывно падает, и это может быть причиной необеспечения заданной точности воспроизведения функции  $\psi_\lambda(z)$  возле указанных положений.

**Профилирование кулачка.** После определения масштабов  $m_\gamma$ ,  $m_\varphi$ , величин  $R$ ,  $c$ , углов  $\gamma_c$ ,  $\varphi_c$  и начального радиуса  $\rho_0$  можно рассчитать профиль ведущего кулачка, т. е. координаты  $\varphi_x$  и  $\rho_x$  его поверхности. Для этого задаемся числовым рядом значений аргумента  $z$  и по

формулам (67) подсчитываем соответствующий табличный ряд исходных  $\varphi$  и  $\gamma$ . При этом угол  $\varphi$  отсчитывается относительно начального положения  $OA_0$  (рис. 27), а угол  $\gamma$  (с учетом  $\gamma_c$ ) — от линии  $O_1O$ , проходящей через центры коромысла и кулачка.

Из рассмотрения треугольника  $O_1A_1O$  (рис. 27) можно записать:

$$R \sin \gamma = \rho \sin (\varphi_c + \delta \varphi_1),$$

$$R \cos \gamma = \rho \cos (\varphi_c + \delta \varphi_1),$$

откуда

$$\operatorname{tg} (\varphi_c + \delta \varphi_1) = \frac{\sin \gamma}{\frac{c}{R} - \cos \gamma}, \quad (77)$$

$$\rho = R \frac{\sin \gamma}{\sin (\varphi_c + \delta \varphi_1)}, \quad (78)$$

$$\delta \varphi_1 = (\varphi_c + \delta \varphi_1) - \varphi_c, \quad (79)$$

$$\varphi_1 = \varphi + \delta \varphi_1. \quad (80)$$

По этим формулам определяется таблица координат  $\rho$  и  $\varphi_1$  эквидистанты  $A_1B_1$ , и по таблице указанным методом можно рассчитать соответствующий ряд для производных  $\frac{d\rho}{d\varphi_1}$ . Затем, используя формулу (13), найдем числовые значения для углов  $\alpha$  (рис. 27):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\varphi_1}. \quad (81)$$

Что это действительно будет  $\alpha$ , а не какой-нибудь другой угол, следует из того, что производная  $\frac{d\rho}{d\varphi_1}$  эквидистанты  $A_1B_1$  дает интенсивность роста вектора  $OA_1 = \rho$  вдоль этого вектора.

Рассчитав ряд  $\alpha$ , легко вычислить координаты  $\varphi_x$ ,  $\rho_x$  искомого профиля  $AB$  поверхности кулачка. Для них из треугольника  $OA_1A$  будем иметь (рис. 27)

$$r \sin \alpha = \rho_x \sin (\delta \varphi_x - \delta \varphi_1),$$

$$r \cos \alpha + \rho_x \cos (\delta \varphi_x - \delta \varphi_1) = \rho;$$

на основании чего найдем

$$\operatorname{tg}(\delta\varphi_x - \delta\varphi_1) = \frac{\sin \alpha}{\frac{\rho}{r} - \cos \alpha}, \quad (82)$$

$$\rho_x = \frac{r \sin \alpha}{\sin(\delta\varphi_x - \delta\varphi_1)}, \quad (83)$$

$$\delta\varphi_x = (\delta\varphi_x - \delta\varphi_1) + \delta\varphi_1; \quad (84)$$

$$\varphi_x = \varphi + \delta\varphi_x. \quad (85)$$

Полученная по этим формулам таблица координат  $\varphi_x$ ,  $\rho_x$  определит искомый профиль.

---

## ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ИЛИ КОНОИДНЫЕ ПАРЫ

### РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КУЛАЧКОВЫХ ПАР

**Постановка задачи.** Как указывалось выше, пространственные кулачковые, или коноидные, механизмы применяются для воспроизведения заданных функциональных зависимостей двух переменных вида

$$\lambda = \xi_\lambda(z, y). \quad (86)$$

По этой причине и толкатель (здесь он чаще называется щупом), движущийся в направляющих пропорционально  $\lambda$ , должен иметь возможность устанавливаться относительно тела коноида по двум координатам, соответствующим аргументам  $z$  и  $y$ . Для этого коноиду сообщаются два движения относительно щупа: вращение (изменение угла  $\varphi$ ) и прямолинейное перемещение вдоль оси вращения на величину  $h$  (см. рис. 3 и 29). В результате перемещение щупа происходит согласно выражению

$$x = \rho_0 + m_x \xi_\lambda(z, y);$$

здесь также принимается, что толкатель остроконечный.

Естественно, что прежде чем перевести заданную закономерность (86) в ее механический эквивалент (2), необходимо указать масштабы преобразования  $m_x$ ,  $m_\varphi$ ,  $m_h$ . Для этого целесообразно мысленно рассечь тело коноида рядом плоскостей, перпендикулярных к его оси вращения (рис. 29) и отстоящих одна от другой на одинаковые расстояния  $\Delta h$ , соответствующие шагу принятого изменения для аргумента  $y$ . Этот прием позволяет представить коноид как непрерывный ряд плоских



кулачков, профиль каждого из которых определяется лишь одним аргументом  $z$  (или  $\varphi$ ). Приближенно можно рассматривать эти плоские кулачки как цилиндрические, что позволяет распространить ранее указанную методику расчетов плоских пар на расчет и профилирование коноидов.

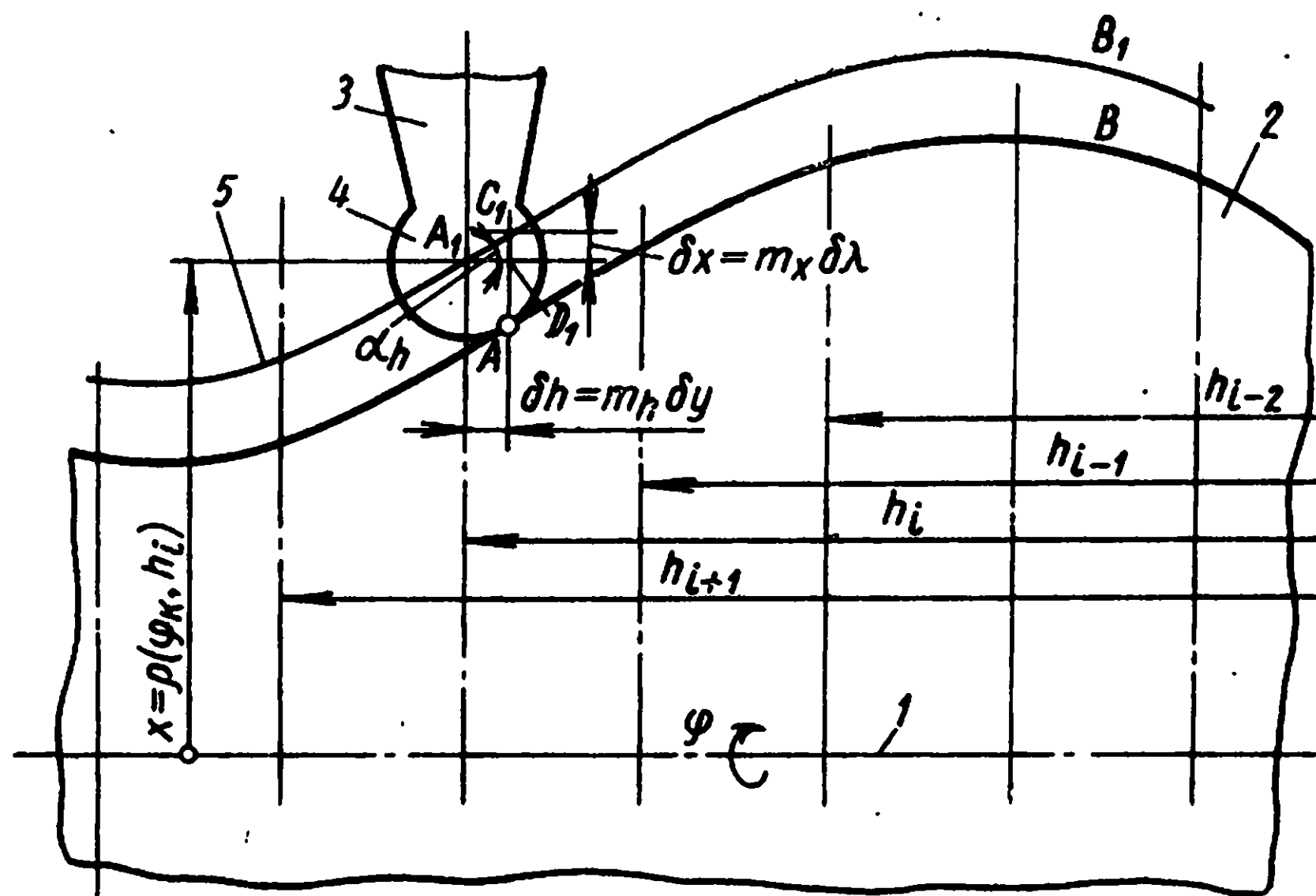


Рис. 29. Коноид (схема к расчету):

1 — ось вращения; 2 — тело; 3 — щуп; 4 — наконечник щупа (сверло); 5 — эквидистантный профиль

**Расчет масштабов  $m_\varphi$ ,  $m_x$  и  $m_h$  коноида.** Так как коноид нельзя сделать, многовитковым (что возможно для плоской кулачковой пары), то интервал изменения углов его  $\varphi_{\max} - \varphi_0$  поворота не может превышать  $2\pi$ , поэтому этот интервал надо считать заданным по условию  $\varphi_{\max} - \varphi_0 \leq 2\pi$ . Отсюда следует, что масштаб  $m_\varphi$  здесь должен подсчитываться по формуле

$$m_\varphi = \frac{\varphi_{\max} - \varphi_0}{z_{\max} - z_{\min}}. \quad (87)$$

Для определения масштаба  $m_x$  напомним общее выражение ошибки хода толкателя, которое содержит три члена:

$$\delta x = \delta \rho + \delta \rho_\varphi + \delta \rho_h,$$

где  $\delta \rho$  — производственная ошибка в радиусе-векторе рабочей точки тела коноида (она совпадает с направлением хода  $x$ );

$\delta\rho_\varphi$  — неточность в положении толкателя, обусловленная ошибкой  $\delta\varphi$  в установке коноида по углу  $\varphi$ ;

$\delta\rho_h$  — неточность в положении толкателя от ошибки  $\delta h$  в установке коноида по перемещению  $h$ .

Для неточности  $\delta\rho_\varphi$ , так же как и для плоской кулачковой пары, имеем

$$\delta\rho_\varphi = \delta\varphi \frac{m_x}{m_\varphi} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial z},$$

где  $\frac{\partial\lambda}{\partial z}$  — частная производная, отнесенная к некоторой точке тела коноида.

Для неточности  $\delta\rho_h$  можно записать:

$$\delta\rho_h = m_x (\delta\lambda)_y,$$

где  $(\delta\lambda)_y$  — ошибка по  $\lambda$  от неточности по координате  $y$ . Для  $(\delta\lambda)_y$  имеем

$$(\delta\lambda)_y = \frac{\partial\lambda}{\partial y} \delta y,$$

а для  $\delta y$  на основе формулы

$$h - h_0 = m_h (y - y_{нач})$$

можно записать:

$$\delta y = \frac{\delta h}{m_h},$$

следовательно,

$$\delta\rho_h = \frac{m_x}{m_h} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial y} \delta h.$$

С учетом найденных выражений для  $\delta\rho_\varphi$ ,  $\delta\rho_h$  величина  $\delta x$  будет записана так:

$$\delta x = \delta\rho + \frac{m_x}{m_\varphi} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial z} \delta\varphi + \frac{m_x}{m_h} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial y} \delta h.$$

Для некоторой точки тела коноида величина  $\delta x$  примет максимальное значение  $\delta x_{\max}$ . Положение этой точки зависит от значения частных производных  $\frac{\partial\lambda}{\partial z}$  и  $\frac{\partial\lambda}{\partial y}$  воспроизводимой функции (2). В этой точке производственные ошибки  $\delta\rho$ ,  $\delta\varphi$  и  $\delta h$  могут достигнуть предельных

допускаемых значений  $[\delta\rho]$ ,  $[\delta\varphi]$  и  $[\delta h]$ . С учетом вышесказанного можно записать:

$$\delta x_{\max} = [\delta\rho] + \frac{m_x}{m_\varphi} \left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_s [\delta\varphi] + \frac{m_x}{m_h} \left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_s [\delta h],$$

где  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_s$  и  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_s$  — частные производные для той точки  $(z_s, y_s)$  функции  $\lambda$ , где сумма двух последних членов окажется максимальной.

Требуя снова, как и для плоской кулачковой пары, чтобы величина  $\delta x_{\max}$  не превышала допускаемого значения  $[\delta\lambda]m_x$ , найдем

$$m_x [\delta\lambda] \geq [\delta\rho] + \frac{m_x}{m_\varphi} \left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_s [\delta\varphi] + \frac{m_x}{m_h} \left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_s [\delta h]. \quad (88)$$

Последнее соотношение необходимо рассматривать точно так же, как и условие (19) для плоской кулачковой пары, т. е. все три члена правой части этого неравенства надо понимать как абсолютные положительные величины, без учета знака производных  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_s$ ,  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_s$ .

Помимо того, каждый из этих членов составляет лишь определенную долю допускаемой ошибки  $m_x[\delta\lambda]$ . Из выражения (88) видно, что доли второго и третьего членов соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_s}{m_\varphi} = \zeta_\varphi; \quad \frac{[\delta h]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_s}{m_h} = \zeta_h. \end{aligned} \right\} \quad (89)$$

При расчете параметров коноидной пары эти доли должны быть обеспечены.

Учитывая соотношения (89), для масштаба  $m_x$  по формуле (88) получим

$$m_x \geq \frac{[\delta\rho]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{1}{1 - (\zeta_\varphi + \zeta_h)}. \quad (90)$$

Выбор масштаба  $m_h$ , связывающего независимую переменную  $y$  с ее эквивалентом  $h$  по формуле

$$h - h_0 = m_h (y - y_{нач}),$$

следует подчинить условию ограничения угла  $\alpha_h$  подъема профиля по координате  $h$  допускаемым значением  $[\alpha]$ .

Для этого рассмотрим треугольник  $A_1B_1C_1$  (рис. 29) и запишем:

$$\operatorname{tg} \alpha_h = \lim_{\delta h \rightarrow 0} \frac{\delta x}{\delta h} = \lim_{\delta y \rightarrow 0} \frac{m_x \delta \lambda}{m_h \delta y} = \frac{m_x}{m_h} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial y}.$$

что позволяет условие ограничения выразить так:

$$\frac{m_x}{m_h} \left( \frac{\partial \lambda}{\partial y} \right)_{\max} \leq \operatorname{tg} [\alpha],$$

откуда получаем формулу для расчета третьего масштаба:

$$m_h \geq \frac{m_x}{\operatorname{tg} [\alpha]} \left( \frac{\partial \lambda}{\partial y} \right)_{\max} \quad (91)$$

здесь  $\left( \frac{\partial \lambda}{\partial y} \right)_{\max}$  — наибольшее значение частной производной  $\frac{\partial \lambda}{\partial y}$  по всем сечениям функции (2) плоскостями  $z = \text{const}$ .

Таким образом, определены все три масштаба  $m_\varphi$ ,  $m_x$  и  $m_h$ , но только один из них,  $m_x$ , оказался выраженным через соответствующее ему отношение  $\frac{[\delta \rho]}{[\delta \lambda]}$ , а два остальных [см. формулы (87) и (91)], найдены из условий, не связанных с точностными требованиями, и это существенно. Помимо того, неизменными являются требования (89) — долевого распределения погрешностей в соотношении (88). Без их выполнения не может быть гарантирована точность воспроизведения функции (86). При этом величины  $\zeta_\varphi$  и  $\zeta_h$  должны быть заданы на основе соображений, почерпнутых из опыта. Считая все три члена правой части соотношения (88) равнозначными, нетрудно понять, что числовые значения  $\zeta_\varphi$  и  $\zeta_h$  лежат около  $1/3$ , а их сумма — около  $2/3$ . Но при этом требования (89) могут быть удовлетворены только за счет выбора по условию (89) допускаемых производственных погрешностей

$$\left. \begin{aligned} [\delta \varphi] &= \frac{\zeta_\varphi m_\varphi}{\left( \frac{\partial \lambda}{\partial z} \right)} [\delta \lambda], \\ [\delta h] &= \frac{\zeta_h m_h}{\left( \frac{\partial \lambda}{\partial y} \right)} [\delta \lambda], \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

г. е., определяя по формулам (87) и (91) масштабы  $m_\varphi$  и  $m_h$ , мы тем самым наиболее целесообразно указываем зависящие от них допускаемые значения погрешностей  $[\delta\varphi]$  и  $[\delta h]$ .

Таким образом, произвольно могут быть выбраны только  $[\delta\lambda]$  и  $[\delta\rho]$ .

При произвольном выборе допускаемой погрешности  $[\delta\varphi]$  масштаб  $m_\varphi$  на основании выражения (89) должен быть рассчитан по формуле

$$m_\varphi = \frac{[\delta\varphi]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{\partial\lambda}{\partial z}\right)_s}{\zeta_\varphi} \quad (93)$$

и использован, если окажется, что

$$m_\varphi (z_{\max} - z_{\min}) < 2\pi;$$

если же это неравенство не соблюдается, то придется руководствоваться вышепредложенной методикой.

При произвольном выборе допускаемой погрешности  $[\delta h]$  масштаб  $m_h$  также должен быть подсчитан по формуле

$$m_h = \frac{[\delta h]}{[\delta\lambda]} \cdot \frac{\left(\frac{\partial\lambda}{\partial y}\right)_s}{\zeta_h} \quad (94)$$

и применен, если будет выполняться неравенство (91). В противном случае он должен быть определен на основе использования формулы (91).

Теперь, для того чтобы стало возможным применение формул (92) — (94), необходимо на поверхности функции (86) найти точку  $(z_s, y_s)$  и определить частные производные  $\left(\frac{\partial\lambda}{\partial z}\right)_s$  и  $\left(\frac{\partial\lambda}{\partial y}\right)_s$ . Для этого снова воспользуемся соотношением (88) и учтем следующие два обстоятельства.

*Во-первых*, точка  $(z_s, y_s)$  должна находиться в том месте поверхности функции (86), где сумма второго и третьего членов правой части соотношения (88) окажется наибольшей в заданной области воспроизведения функции (86). Частные производные для этой точки и будут величинами  $\left(\frac{\partial\lambda}{\partial z}\right)_s, \left(\frac{\partial\lambda}{\partial y}\right)_s$ .

Сумму этих двух членов можно переписать так:

$$\frac{m_x}{m_\phi} [\delta\phi] \left[ \left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right) + \frac{m_\phi}{m_h} \cdot \frac{[\delta h]}{[\delta\phi]} \left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right) \right]_{\phi_{\max}},$$

откуда видно, что эта сумма будет наибольшей при максимальном значении квадратной скобки;

Во-вторых, положение точки  $(z_\phi, y_\phi)$  на поверхности функции (86) будет зависеть от величины коэффициента  $\frac{m_\phi}{m_h} \cdot \frac{[\delta h]}{[\delta\phi]}$ , который, в свою очередь, является функцией искомых частных производных. Это осложняет поиски точки  $(z_\phi, y_\phi)$  и приводит к необходимости использования метода последовательных приближений.

В том случае, когда масштабы  $m_\phi$  и  $m_h$  определяются по формулам (87) и (94), их отношение  $\frac{m_\phi}{m_h}$  не зависит от искомых производных  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_\phi$  и  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_\phi$ , но по формуле (92) от них будет зависеть второй множитель  $\frac{[\delta h]}{[\delta\phi]}$ , следовательно, заранее его невозможно указать.

При определении масштабов  $m_\phi$  и  $m_h$  по формулам (93) и (94), зависящим от искомых производных будет множитель  $\frac{m_\phi}{m_h}$ , а второй множитель  $\left[ \frac{\delta h}{\delta\phi} \right]$  будет известен.

В обоих случаях для нахождения максимума скобки

$$\left[ \frac{\partial\lambda}{\partial z} + \frac{m_\phi}{m_h} \cdot \frac{[\delta h]}{[\delta\phi]} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right]$$

необходимо предварительно составить таблицу частных производных по всей воспроизводимой области функции (86); затем следует задаться неизвестным множителем  $\left( \frac{m_\phi}{m_h} \text{ или } \frac{[\delta h]}{[\delta\phi]} \right)$  и рядом пробных просчетов выявить то место, где квадратная скобка будет максимальной. После этого, взяв частные производные для найденной точки и используя формулы (92) или (93) и (94), определить зависящий от производных множитель. Эта процедура повторяется до тех пор, пока варьируемый множитель не перестанет изменяться. Таким образом, частные производные  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial z} \right)_\phi$ ,  $\left( \frac{\partial\lambda}{\partial y} \right)_\phi$  будут обнаружены.



При этом необходимо принимать во внимание, что максимальное значение скобки возможно не в одном, а в нескольких местах, что зависит от характера производимой функции (86). Искомые производные  $\left(\frac{\partial \lambda}{\partial z}\right)_z$ ,  $\left(\frac{\partial \lambda}{\partial y}\right)_y$  надо брать в точке наибольшего абсолютного числового значения квадратной скобки.

**Определение радиусов  $\rho_0$  начального тела коноида или  $\rho_{нач}$  начала профилирования.** Если мысленно рас-сечь тело коноида рядом плоскостей, перпендикулярных к его оси вращения (см. рис. 29) и отстоящих друг от друга на достаточно малых расстояниях, то, как было отмечено раньше, каждую полученную таким образом часть коноида приближенно можно рассматривать как плоский кулачок. Угол  $\alpha_\phi$  подъема толкателя вдоль каждой такой части должен быть ограничен допускае-мым значением  $[\alpha]$ . Это условие, как и для плоской ку-лачковой пары, приводит при учете выражения для  $x$  к соотношениям, аналогичным выражениям (26) и (40), а именно:

а) для подбора радиуса  $\rho_0$  начального тела коноида

$$\left( \frac{\frac{\partial \lambda}{\partial z}}{\frac{\rho_0}{m_x} + \xi_\lambda(z, y)} \right)_{\max} \leq m_\phi \operatorname{tg} [\alpha]; \quad (95)$$

б) для подбора радиуса  $\rho_{нач}$  начала профилирова-ния при росте радиусов  $\rho$  с возрастанием функции  $\xi_\lambda(z, y)$

$$\left( \frac{\frac{\partial \lambda}{\partial z}}{\frac{\rho_{нач}}{m_x} + \Delta \xi_\lambda(z, y)} \right)_{\max} \leq m_\phi \operatorname{tg} [\alpha], \quad (96)$$

при падении радиусов  $\rho$  с возрастанием функции  $\xi_\lambda(z, y)$

$$\left( \frac{\frac{\partial \lambda}{\partial z}}{\frac{\rho_{нач}}{m_x} - \Delta \xi_\lambda(z, y)} \right)_{\max} \leq m_\phi \operatorname{tg} [\alpha]. \quad (97)$$

Разностная функция  $\Delta\xi_\lambda(z, y)$  при этом находится по выражению

$$\Delta\xi_\lambda(z, y) = \xi_\lambda(z, y) - \xi_\lambda(z_{нач}, y_{нач}).$$

Процедура подбора  $\rho_0$  или  $\rho_{нач}$  здесь та же, что и для плоской кулачковой пары, но более громоздка, так как она должна распространяться не на одно, а на ряд сечений тела коноида.

Все вышеприведенные рассуждения справедливы для острого конца или центра  $A_1$  (см. рис. 29) сферы наконечника толкателя, т. е. эквидистантной поверхности  $A_1B_1$ . При изготовлении и использовании кулачков и коноидов все неточности чаще всего относят именно к этим уровням.

В том случае, когда наконечник не острый и представляет собой сферу радиуса  $r$ , точка контактирования  $A$  сходит с центральной линии  $OA_1$  перемещения толкателя, что влечет за собой некоторые изменения и усложнения методики расчета радиусов-векторов  $\rho$  истинного профиля кулачка или коноида. Однако радиус  $r$  обычно мал по сравнению с  $\rho$  (приблизительно на порядок), следовательно, возникающие здесь расхождения заметно не скажутся на числовых значениях определяемых параметров. Последнее означает, что предложенная выше методика одинаково пригодна для нахождения основных параметров, как для остроконечных, так и для толкателей со сферическими наконечниками. Различия возникают лишь при вычислениях радиусов  $\rho$  истинного профиля.

Ограничение углов подъема толкателя по поверхности коноида здесь произведено только в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $h = \text{const}$  и  $\varphi = \text{const}$ . Естественно, что в промежуточных плоскостях это ограничение может быть превзойдено. Однако из-за того, что тело коноида всегда должно быть достаточно гладким, превышение фактического  $\alpha$  над допускаемым  $[\alpha]$  будет невелико и с ним легко можно примириться, тем более что оно будет наблюдаться в одной или в ограниченном числе точек по поверхности. Кроме того, всегда можно так уменьшить  $[\alpha]$ , чтобы достичь требуемого всюду. Поэтому нет необходимости усложнять расчеты за счет введения в формулы громоздких уточняющих членов, учитывающих рассматриваемый фактор.

После определения масштаба  $m_h$  длина  $H$  проектируемого коноида может быть определена по следующему равенству:

$$H = (y_{\max} - y_0) m_h + \Delta H_{\text{кон}}, \quad (98)$$

где  $\Delta H_{\text{кон}}$  — добавление к длине, назначаемое проектантом на основе конструктивных соображений.

**Порядок расчета и профилирование коноида.** Получение размеров и координат поверхности коноида, работающего в паре с толкателем, движущимся прямолинейно по направлению, пересекающему ось вращения коноида, проще всего может быть достигнуто следующим путем.

1. На основании заданной в виде формулы или в виде таблицы воспроизводимой функции по формуле (86) составляют таблицу  $\frac{\partial \lambda}{\partial z}$  и  $\frac{\partial \lambda}{\partial y}$  по всей области (86) и на-

ходят  $\left(\frac{\partial \lambda}{\partial y}\right)_{\max}$ . Затем определяют экстремальные значения  $\left(\frac{\partial \lambda}{\partial z}\right)_s$  и  $\left(\frac{\partial \lambda}{\partial y}\right)_s$ . После этого, ориентируясь на

нормальные технологические возможности производства и учитывая требования к точности получения  $\lambda$ , назначают допускаемые неточности  $[\delta \lambda]$ ,  $[\delta \rho]$ ,  $[\delta \varphi]$  и  $[\delta h]$ . Указывается также допускаемый предельный угол  $[\alpha]$  подъема наконечника по искомой поверхности.

2. По формулам (87), (90), (91) — (94) определяют числовые значения масштабов  $m_\varphi$ ,  $m_x$ ,  $m_h$  преобразований выражения (86) в выражение для  $x$  и минимальная граница для размера  $\rho_0$ . Окончательные значения для величин  $m_\varphi$ ,  $m_x$ ,  $m_h$  и  $\rho_0$  берут такими, чтобы они удовлетворяли и конструктивным требованиям проектируемого механизма.

3. Так как щуп относительно тела коноида должен перемещаться в любых направлениях, то наконечник чаще всего делается сферическим и реже — остроконечным. Роликовые и плоские наконечники здесь непригодны.

Радиус  $r$  сферы наконечника должен, во-первых, удовлетворять требованиям контактной прочности [см. формулу (6)]; во-вторых, он должен быть равен радиусу сферы сверла или другого инструмента, при помощи

которого будет изготавливаться и контролироваться рабочая поверхность тела коноида.

4. Рабочее тело проектируемого коноида разбивается на ряд сечений  $h_1, h_2, h_3, \dots, h_i, \dots$  и т. д. (см. рис. 29), перпендикулярных к его оси поворота, и для каждого сечения  $h_i$  и угла поворота  $\varphi_k$  в найденных масштабах рассчитывается таблица радиусов по формуле

$$\rho(\varphi_k, h_i) = \rho_0 + m_x [\xi_\lambda(z, y) - \xi_\lambda(z_0, y_0)], \quad (99)$$

где  $\rho(\varphi_k, h_i)$  — радиус положения центров  $A_1$  сферы наконечника щупа.

Эти радиусы дают рельеф поверхности  $A_1B_1$ , эквидистантной истинному рельефу  $AB$ .

После подсчета всех  $\rho(\varphi_k, h_i)$  будет получена таблица, по которой изготавливается рабочая поверхность коноида. При этом воспроизводится и контролируется именно эта величина  $\rho(\varphi_k, h_i)$  вдоль поверхности центров  $A_1B_1$ . Истинная же поверхность коноида получается сама по себе, в силу заданной формы инструментов, и точно остается неизвестной. Расчет координат истинной поверхности крайне сложен и бесполезен, так как ее изготовление и контроль все равно потребовал бы введения некоторой сферы радиуса  $r$ . По этой же причине и наконечник толкателя должен быть сферическим.

5. Опыт показывает, что изготовление поверхности коноида с заданной точностью значительно облегчается, если рабочая таблица его поверхности  $\rho(\varphi_k, h_i)$  сделана несколько точнее или хотя бы так же точно, как следует воспроизводить эту поверхность на практике. Поверхность центров  $A_1B_1$  при всех условиях должна быть плавно изменяющейся и гладкой: только такая поверхность может быть допущена при установке коноида в механизм. Небольшие отступления от плавности и неточности легко обнаруживаются в изготовлении и при непосредственном рассмотрении поверхности реального коноида.

Если таблица для  $\rho(\varphi_k, h_i)$  рассчитана грубо и небрежно, то исполнителю очень трудно изготовить плавно изменяющуюся гладкую поверхность. В этом случае велика вероятность низкого качества коноида и брака.

Точная таблица, наоборот, очень хорошо ориентирует изготовителя и заметно облегчает его работу.

На опыте было замечено, что высококвалифицированный слесарь-лекальщик сравнительно легко выдерживает поверхность  $A_1B_1$  с точностью  $\pm 0,01$  мм, если таблица составлена с несколько большей или хотя бы с такой же точностью, и что очень сложно выдержать поверхность коноида с точностью  $\pm 0,03$  мм, если неточность самой таблицы такого же порядка или превышает допуск.

На точной поверхности перед ее окончательной доводкой отчетливо видны следы сверления, глубина которых около 0,01 мм, и среди них резко выделяются редкие и грубые следы глубиной более 0,01—0,02 мм. Это хорошо ориентирует изготовителя. При грубой таблице такой картины не наблюдается, так как велик разброс неточностей относительно искомой гладкой поверхности, и это затрудняет исполнителя. Поэтому рассчитанные таблицы  $\rho(\varphi_k, h_i)$  должны быть достаточно точными и представлять собой плавно изменяющиеся поверхности. Но добиться этого без специальных мер бывает трудно по следующим двум причинам.

*Во-первых*, на практике сами воспроизводимые функции  $\lambda = \xi_\lambda(z, y)$  чаще всего задаются не в аналитическом, а в числовом виде и потому содержат неточности и небольшие ошибки. Особенно трудно заметить и исправить неточности, сравнимые с допуском, которые всегда имеют место при получении числовых исходных данных.

*Во-вторых*, предлагаемая методика расчета также не исключает небольших, сравнимых с допуском, неточностей, появляющихся как результат некоторой небрежности и того, что сам расчет весьма утомителен.

Чтобы устранить из рабочих таблиц для  $\rho(\varphi_k, h_i)$  неточности и таким образом сделать эти таблицы высокого качества, их надо «выгладить», т. е. «уложить» отступления фактических радиусов  $\rho(\varphi_k, h_i)$  от теоретических радиусов идеальной поверхности  $A_1B_1$  коноида в пределы, которые меньше производственного допуска и близки к 0,01 мм. Хотя такой идеальной поверхности проектант не имеет и ему не с чем сравнивать фактические радиусы  $\rho(\varphi_k, h_i)$ , тем не менее «выглаживание» вполне возможно и оно может быть сравнительно просто выполнено. Для этого можно рекомендовать следующий испытанный на практике и хорошо зарекомендовавший себя метод.



После расчета значений радиусов  $\rho(\varphi_k, h_i)$  последние или их разности  $[\rho(\varphi_k, h_i) - \rho_0]$  следует нанести на лист миллиметровой бумаги в виде параметрических кривых в масштабе, который обеспечивает получение заданной точности. В качестве прямоугольных координат можно принять  $\rho(\varphi_k, h_i)$  и  $h_i$ , а в качестве параметров  $\varphi_k$ . Таким образом будет получено семейство кривых по параметрам  $\varphi_k$  (см. рис. 30). Эти кривые не независимы друг от друга, а связаны между собой функцией  $\xi_\lambda(z, y)$ . Последнее хорошо видно, если посмотреть на опорные точки построения не вдоль параметров  $\varphi_k$ , а в любых других произвольных направлениях. По каждому из таких направлений можно провести новые кривые, которые вместе со старыми образуют некоторую сетку на системе точек. На этой сетке особенно рельефно выделяются точки с ошибочным значением  $\rho(\varphi_k, h_i)$  (они обведены кружками) и хорошо видно, куда следует их передвинуть, чтобы система точек в этом месте восстановилась. Этим способом сетку точек следует выправить во всех направлениях, а затем снять с нее исправленные значения  $\rho(\varphi_k, h_i)$ . В этом и заключается «выглаживание».

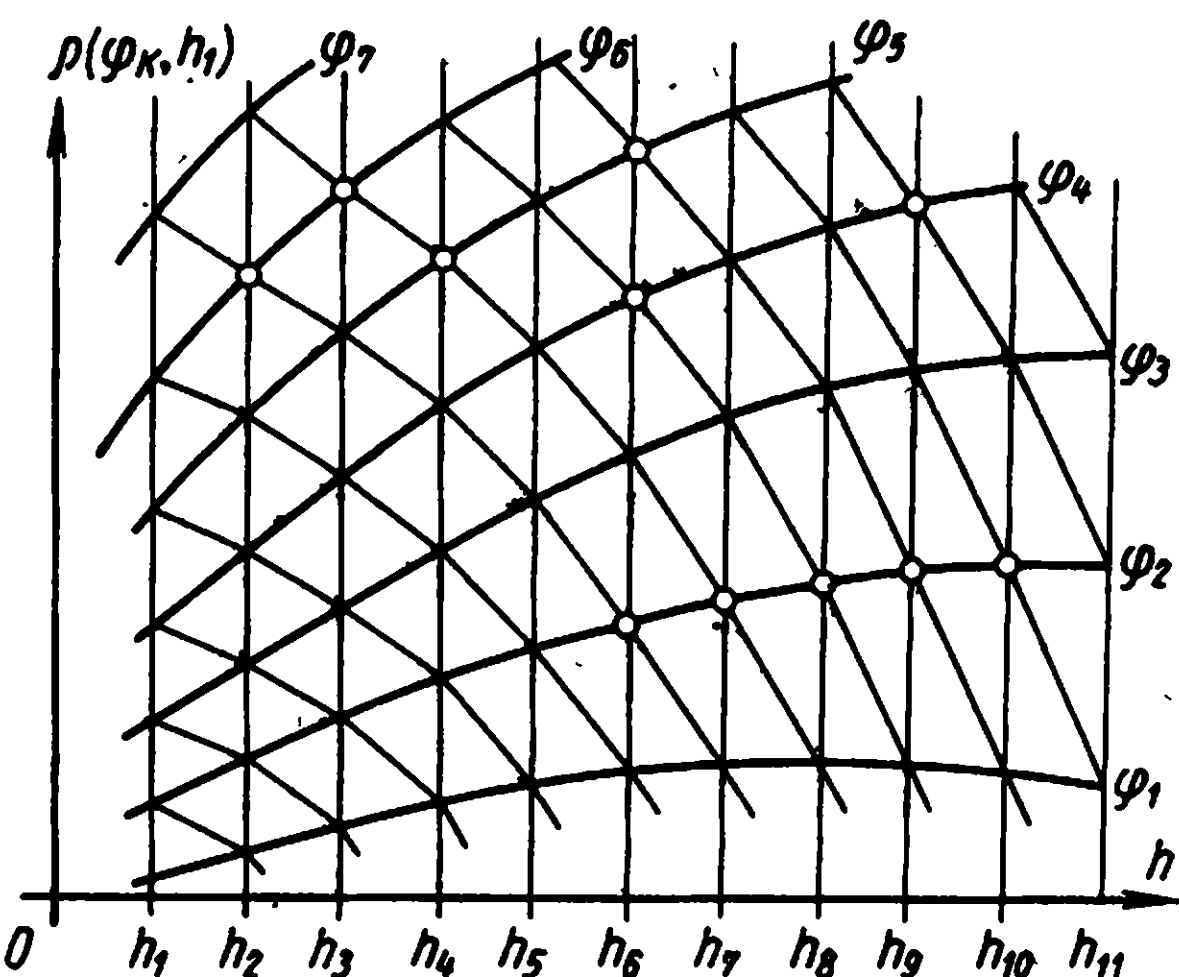


Рис. 30. Параметрические кривые поверхности коноида

Опыт показал, что «выглаживание» таблицы  $\rho(\varphi_k, h_i)$  только вдоль параметрических кривых не дает достаточно высокой «гладкости» поверхностей. Необходимо пользоваться сеткой, т. е. вести «выглаживание» системы точек, а не ряда точек вдоль разрозненных параметрических кривых.

**«Выглаживание» по разностям радиусов.** Довольно часто числовые величины радиусов  $\rho(\varphi_k, h_i)$  или даже их разности  $[\rho(\varphi_k, h_i) - \rho_0]$  оказываются значительными. В таком случае необходимость получить высокую плавность «выглаживания» приводит к выбору больших масштабов для построения параметрических кривых. По этой причине чертежи кривых, дающих сетку, делаются очень большими; для них трудно подобрать подходящий



по размерам лист миллиметровой бумаги и найти место для их размещения. В результате работа по «выглаживанию» делается весьма затруднительной или просто невозможной.

Иногда, когда требуется повышенная или высокая степень гладкости, метод «выглаживания» по самим величинам  $\rho(\varphi_k, h_i)$  может оказаться недостаточно эффективным, нужная степень гладкости проектируемых поверхностей не будет достигнута. В этих случаях переходят к «выглаживанию» не по самим величинам  $\rho(\varphi_k, h_i)$ , а по разностям  $\Delta\rho(\varphi_k, h_i)$ , составленным для соседних радиусов, т. е. к значениям

$$\Delta\rho(\varphi_k, h_i) = \rho(\varphi_k, h_{i+1}) - \rho(\varphi_k, h_i), \quad (100)$$

для которых предварительно должна быть рассчитана таблица в координатах  $\varphi_k, h_i$ .

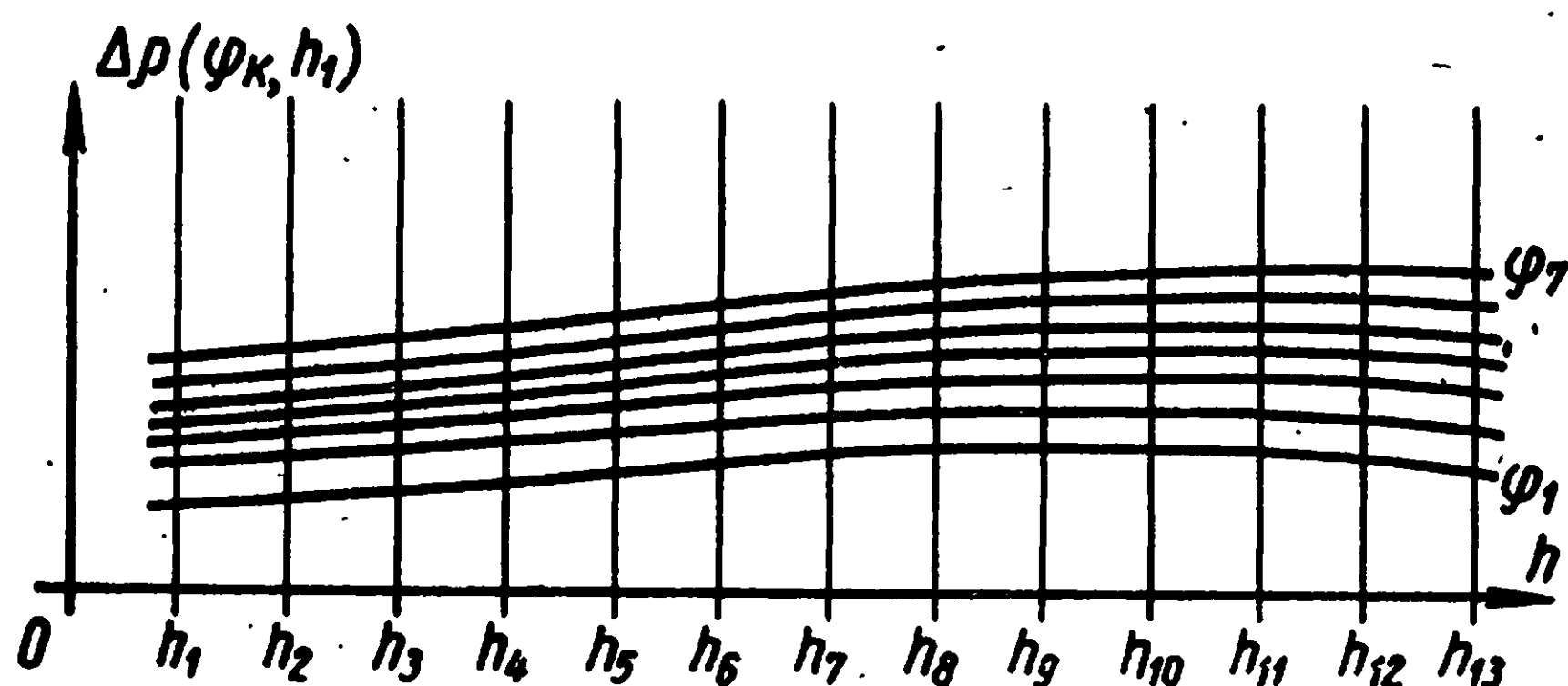


Рис. 31. Параметрические кривые разностей

Однако если нанести эти разности в виде параметрических кривых в координатах  $\Delta\rho(\varphi_k, h_i)$  и  $h_i$ , то такие кривые из-за незначительного различия между разностями для различных  $\varphi_k$  расположатся близко друг к другу и могут пересекаться (рис. 31). Поэтому трудно или просто невозможно использовать свойство сетки для «выглаживания». Кривые надо как-то рассредоточить, чтобы получить приемлемую для обработки сетку. Такое рассредоточение или деформацию сетки можно получить за счет искусственного увеличения на одно и то же значение каждой параметрической ветви разностей, т. е. вместо выражения (100) принять

$$\Delta\rho_a(\varphi_k, h_i) = \rho(\varphi_k, h_{i+1}) - \rho(\varphi_k, h_i) + ak, \quad (101)$$

где  $a$  — величина рассредоточения кривых;

$k$  — порядковый номер для  $\varphi_k$ .

Построив кривые по выражению (101), получим картину, представленную на рис. 32. При этом у каждой точки пересечения линий сетки следует написать соответствующее значение  $\Delta\rho_a(\varphi_k, h_i)$  без  $ak$ . После этого сетка «выглаживается» и исправляются величины

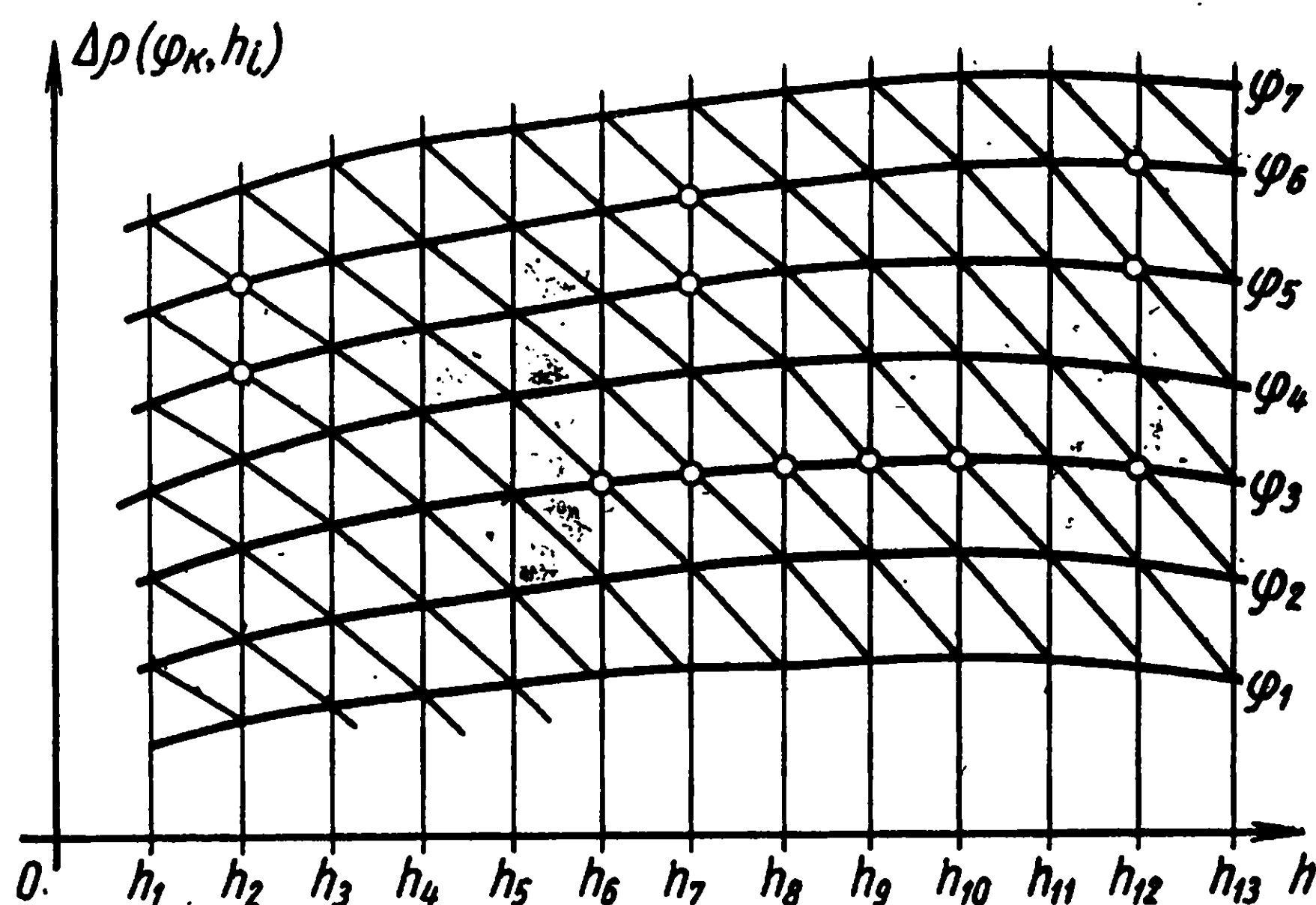


Рис. 32. Рассредоточенные параметрические кривые разностей

$\Delta\rho(\varphi_k, h_i)$ . Одновременно с «выглаживанием» сетки следует вычислить исправленные радиусы  $\rho(\varphi_k, h_i)$  по формуле

$$\rho(\varphi_k, h_{i+1}) = \rho(\varphi_k, h_i) + \Delta\rho(\varphi_k, h_i), \text{ исправл.}$$

При этом необходимо следить за самим «выглаживанием» по полученным исправленным результатам для  $\rho(\varphi_k, h_i)$ : они должны быть средними по отношению к неисправленным. Найденная таким методом поверхность будет «выглажена» с учетом первой производной, следовательно, степень гладкости ее будет более высокой, чем при «выглаживании» по  $\rho(\varphi_k, h_i)$ .

### 1. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ КУЛАЧКОВОЙ ПАРЫ

В точке  $A$  взаимодействия наконечника щупа и кулачка (см. рис. 5—8) при заметных усилиях  $R_p$  могут возникать значительные и даже разрушающие удельные контактные давления сжатия (см. рис. 9 и 10), что недопустимо. Для правильно спроектированной пары максимальные контактные напряжения не должны превышать допускаемые. Соблюдение этого требования обеспечивает долговечность работы механизма, защищает поверхности его от чрезмерно быстрого износа и тем самым достаточно долго сохраняет первоначальную расчетную точность.

Если обратиться к формулам (5), (7) и (9) для максимального удельного контактного давления в точке соприкосновения  $A$ , то можно видеть, что эти давления определяются тремя факторами: действующими в точке соприкосновения нормальными силами, размерами, характеризующими геометрию контактирующих мест, и механическими свойствами материалов взаимодействующих тел. Силы обычно задаются условиями задачи и мало зависят от тех параметров, при которых будет реализована эта задача. Поэтому силы следует рассматривать как неизменные. Геометрический фактор, связанный с кулачком, из прочностных расчетов почти исключен, так как  $\rho \gg r$ , и его влияние несущественно. Поэтому формулы (5), (7) и (9) используются для установления зависимостей (6), (8) и (10), позволяющих указать нижние границы для размеров  $r$  наконечника. Из этих формул видно, что, помимо нормальной силы  $N$ , здесь не менее важную роль играют механиче-

ские свойства материалов контактирующих тел. Эти свойства здесь характеризуются модулями упругости  $E_k$ ,  $E_n$  и допускаемым удельным контактным давлением  $[q]$  для выбранной пары материалов.

Рассмотрение формул (6), (8) и особенно (10) показывает, что искомый показатель суммарной кривизны контактирующих поверхностей в основном зависит от отношения  $\frac{q}{E}$ . С другой стороны, сам этот показатель

определяется главным образом кривизной поверхности наконечника  $r$ . Однако для проектируемой конструкции несущественно, будет ли радиус  $r$  сферы или иной поверхности наконечника несколько больше или несколько меньше. Таким образом ясно, что формулы (6), (8) и (10) должны использоваться только для определения нижних границ числовых значений радиусов кривизны и не позволяют получить каких бы то ни было указаний о том, как следует подбирать материалы для элементов пары.

Вообще можно сказать, что материалы для наконечника толкателя и кулачка должны быть достаточно твердыми и прочными, достаточно изнoso- и коррозионностойкими, должны быть нетрудны в обработке и не дефицитны. Но такие требования очень неопределенны. В настоящее время для них не найдено каких-либо конкретных числовых соотношений, и потому приходится обращаться к опытным данным.

Наиболее достоверные и наиболее конкретные рекомендации по выбору материалов для наконечников и кулачков сейчас имеются в области машиностроения. Эти рекомендации с небольшой коррекцией могут быть распространены и на приборостроение. Приводим их.

**Материалы для кулачков.** В общем машиностроении малонагруженные тихоходные кулачки ( $n < 10 \div 15$  об/мин) небольшой точности средних и относительно больших по сравнению с приборными размеров, требующиеся в относительно больших количествах, изготавливают из серого чугуна марок СЧ 24-44, СЧ 28-48 по ГОСТу 1412—54. Кулачки несколько большего размера отливают из стали СтЛ45-5512 по ГОСТу 977—65. Меньшие и более точные кулачки для тех же условий делают из стали 50 по ГОСТу 1050—60 с последующей термической обработкой (улучшением) для получения твердости порядка HRC 22—27.

При средних нагрузках могут быть применены модифицированный чугуны СЧ 32-52 с последующей термической обработкой, стали 50 и 40Х с закалками рабочих поверхностей токами высокой частоты до *HRC* 52—58. Могут быть применены также и малоуглеродистые стали марок 15Х, 20Х и 20ХГ с цементацией на глубину 0,5—1,5 мм и термической обработкой для придания твердости *HRC* 56—62.

При больших нагрузках кулачки изготавливают из сталей марок 40Х или ШХ15 с термообработкой для придания твердости *HRC* 50—63.

Для достижения хорошей износостойкости применяют хромоалюминиевую азотируемую сталь марок 40ХЮ или 38ХМЮА, 38ХФЮА по ГОСТу 4543—61. После термической обработки этих сталей (закалка, отпуск, нитрирование) достигается высокая твердость по Виккерсу, *HV* 750—1000 (*HRC* 62—69).

В приборостроении при сходных условиях следует руководствоваться теми же рекомендациями. Однако, так как приборные детали обычно меньше по размерам и чаще требуют более тщательной и точной обработки, то избегают применять чугуны и стальное литье, а для повышения износостойкости и защиты от коррозии стальные кулачки подвергают хромированию. В отдельных случаях могут применяться твердые бронзы Бр. ОФ 10-1, Бр. АЖ 9-4 и высококачественные латуни, такие как ЛКС 80-3-3, ЛАЖМц 66-6-3—2.

В малонагруженных механизмах при небольших точностях хода толкателя для кулачков могут быть применены пластмассы — текстолит ПТК, ПТ, ПТ-1, капрон.

**Материалы для наконечников.** Наконечники толкателей значительно меньше по размерам, чем кулачки; область их поверхности, взаимодействующей с кулачком, мала и часто оказывается расположенной с одной какой-нибудь стороны самого наконечника. Таким образом, условия работы наконечника более тяжелые, поэтому работающая часть его поверхности подвержена значительно большему износу.

По этим причинам для наконечников следует выбирать более высококачественные материалы, т. е. более твердые и износостойкие.

Однако иногда принимается и другое решение, основанное на том, что наконечник является простой и дешевой деталью, в то время, как кулачок дорог и сложен



в изготовлении. Следовательно, при интенсивной работе механизма надо «щадить» кулачок, а износившиеся наконечники толкателей периодически заменять новыми. При этом наиболее твердым и износостойким должен быть кулачок, наконечник же следует делать из более мягкого, мало истирающего поверхность кулачка материала.

Для износостойких и твердых наконечников рекомендуется применять стали марок 20Х, 12ХНЗ, цементируемые по поверхности на глубину до 1 мм и закаливаемые до твердости *HRC* 56—62. При больших нагрузках применяют инструментальные углеродистые стали У8, У10 или стали ШХ15 с последующей термической обработкой. Помимо того, может быть применена азотируемая сталь марки 38ХМЮА, а также стали, подвергающиеся термохромированию.

Относительно мягкие наконечники могут быть изготовлены из тех же сталей, но иметь примерно на 10 единиц меньшую твердость; также могут быть использованы конструкционные стали марок 45 или 50 с термообработкой поверхности до *HRC* 42—48, кроме того, бронзы марок Бр. Ф 10-1, Бр. АЖ 9-4 и латуни ЛКС 80-3-3 и ЛАЖМц 66-6-3-2. В отдельных случаях могут быть допущены к применению наконечники из текстолита и капрона.

Если наконечник роликовый, то из-за перекатывания его работа облегчается, поэтому несколько могут быть снижены требования к износостойкости, но при этом надо уделить достаточное внимание выбору материала для оси наконечника и ее термообработке. Материал для оси выбирается точно так же, как для износостойкого и твердого наконечника.

Шероховатость рабочих поверхностей кулачка и наконечника берется в пределах от 7 до 10-го класса. При этом более высокого класса требуют кулачки и ролики более точных механизмов или же механизмы, работающие при больших скоростях.

**Допускаемые контактные давления.** В выборе допускаемых удельных контактных давлений для материалов работающих пар в настоящее время нет достаточно ясно и четко сформулированных положений.

В одних случаях величины допускаемых давлений  $[q]$  указывают в зависимости от предела текучести материалов  $\sigma_s$ , в других — их определяют, используя



Величины твердости поверхностного слоя, или же просто пользуются табличными нормами для вполне определенных пар материалов. Как правило, эти сведения ограничены только указанием норм, но не содержат данных об обработке и термообработке поверхностей контактирующих тел. Все это затрудняет выбор давлений.

Очевидно, что целесообразно допускаемые удельные давления выбирать в зависимости от той твердости контактирующих поверхностей, какая предписывается при назначении обработки, либо следует руководствоваться табличными данными, установленными на основе опыта для определенных пар материалов.

При переменных нагрузках с учетом фактора усталости для материалов из стали рекомендуются следующие допускаемые удельные давления:

$$[q] \leq (25 + 30) HB \text{ кг/см}^2 \text{ при } HB < 350,$$

$$[q] \leq (230 + 300) HRC \text{ кг/см}^2 \text{ при } HB > 350,$$

где *HB* — твердость по Бринелю,  
*HRC* — твердость по Роквеллу.

Если наконечник роликовый и в процессе работы происходит перекатывание его по поверхности кулачка, то для определенных пар материалов допускаемые давления можно взять из табл. 6.

Т а б л и ц а 6

Материал кулачка	[q] в кг/мм²	Материал кулачка	[q] в кг/мм²
Серый чугун . . . . .	38	Чугун, легированный молибденом и закаленный . . . . .	79
Чугун, легированный никелем . . . . .	46	Фосфористая бронза отлитая в кокиль, <i>HB</i> 80	57
Чугун, легированный никелем и термообработанный до <i>HRC</i> 35—40	55	Никелевая бронза, <i>HB</i> 80	53
Чугун, легированный молибденом . . . . .	57		
Пр и м е ч а н и е. Материал ролика толкателя — закаленная шлифованная сталь.			

Работа с проскальзыванием и ударами требует снижения указанных норм на 20% и более. Разумеется, при

выборе величин  $[q]$  следует принимать во внимание, как долго будет работать проектируемый механизм. В приборостроении возможны случаи, когда сроки службы точных устройств малы или же невелико число срабатываний за длительное время. При таких условиях нормы можно брать наибольшими.

При использовании шариковых подшипников для роликовых наконечников рекомендуется, чтобы нагрузка на толкатель не превышала одной трети от допускаемой статической нагрузки для подшипника.

## 2. СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Требуемый профиль кулачка или коноида может быть получен одним из следующих способов.

**Способ разметки.** С помощью различных разметочных приспособлений осуществляется установка обрабатываемого тела по углу поворота  $\varphi_x$ . Затем до указанного в таблице обработки радиуса  $\rho_x$  по отношению к режущему и мерительному инструменту опускается режущий или мерительный инструмент. Таким образом проходят по всем координатам  $\varphi_x$ ,  $\rho_x$  таблицы обработки, получая дискретный (точечный) уровень профиля или поверхности. Затем снимаются остатки металла между точками, после чего получается требуемая поверхность.

Как режущий, так и мерительный инструмент может иметь форму проектируемого наконечника толкателя. При этом радиус  $\rho_x = \rho_1$  указывает положение центра наконечника, что упрощает процесс изготовления. Если же форма режущего инструмента отлична от формы наконечника, то контрольно-измерительный щуп все же должен иметь форму наконечника или быть остроконечным.

Разметочно-измерительные приспособления крайне разнообразны: от шаблонов для грубых кулачков до координатно-расточных станков, используемых для получения деталей высоких точностей.

Способ разметки, осуществляемый при помощи координатно-расточных станков, позволяет получить точности установки угла  $\varphi_x$  порядка нескольких секунд, соответствующие точности работы станка. Неточности по радиусу  $\rho_x$  при этом не превышают 0,01 мм или даже нескольких микрон.

Способ разметки чаще всего применяется тогда, когда число требуемых кулачков невелико или же, когда требования к точности обработки высоки.

Разновидностью способа разметки является *способ малых делений*, когда разметка выполняется на фрезерных станках. При этом поворот заготовки осуществляется при помощи делительной головки, а выдержка радиуса-вектора  $\rho_x$  достигается за счет подачи стола. Здесь углы поворота должны быть малы (от  $10'$  до  $1^\circ$ ).

Этот способ ускоряет обработку, однако и здесь оставшиеся неровности и неплавности поверхности затем удаляются вручную или шлифованием.

**Способ копирования** применяется при серийном производстве кулачковых механизмов. Он требует наличия копировально-фрезерных станков и предварительного изготовления копиров, т. е. точной натуральной или масштабной модели — копии профильной поверхности кулачка.

Этот способ заключается в том, что копировальный палец неотрывно следует за поверхностью копира и за счет жесткой связи свое движение в натуре или в некотором масштабе сообщает режущему инструменту. В результате обрабатываемая деталь приобретает нужную форму.

Здесь из-за неизбежных погрешностей в передачах, а также потому, что сам копир не является идеальным, минимальные неточности изготовления больше неточностей способа разметки с использованием координатно-расточных станков. Для радиусов  $\rho_x$  наименьшие допускаемые неточности составляют  $0,03—0,05$  мм, для углов  $\varphi_x$  — минуты.

**Кинематический способ** основан на применении оборудования и приспособлений, позволяющих режущему инструменту совершать вполне определенные перемещения, дающие профиль кулачка, очерченный, например, дугами окружностей, архимедовой спиралью, растянутой эвольвентой или же некоторыми кривыми, которые могут быть выражены простейшими аналитическими зависимостями.

Преимущества этого способа заключаются в возможности получения более высоких точностей требуемых профилей и в высокой производительности. Недостатками его являются трудность перенастройки на другие

кривые; кроме того, получаемые таким образом кривые редко отвечают поставленным задачам. Поэтому этот способ применяется лишь в частных случаях или же для изготовления операционных тихоходных кулачковых механизмов.

Для обеспечения точности изготовления и точности сборки на кулачке коноиде предусматривается базовая поверхность (обычно цилиндрическое отверстие), которая для точных кулачков должна быть выполнена не ниже чем по 2-му классу точности.

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Л а р и к о в Е. А. Аналитическое профилирование плоских кулачков механизмов приборов. «Известия высших учебных заведений. Приборостроение», 1959, т. II, № 5.
  2. Л а р и к о в Е. А. Основы расчета кулачковых механизмов приборов. Вып. 8. Тема 20. М., ЦИТЭМ, 1961.
  3. Л е в и т с к и й Н. И. Кулачковые механизмы. М., «Машиностроение», 1964.
  4. Л и т в и н Ф. Л. Кулачковые функциональные механизмы. Л., ЛИТМО, 1965.
  5. О р л и к о в М. Л. Кулачковые механизмы машин-автоматов. Киев—Москва, Машгиз, 1955.
  6. П о п о в Н. И. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. М., «Машиностроение», 1965.
  7. Р о ш е т о в Л. Н. Кулачковые механизмы. М., Машгиз, 1953.
  8. Справочник конструктора точного приборостроения. Под ред. Ф. Л. Литвинца. М., Л., «Машиностроение», 1964.
-

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
ГЛАВА I. Общие сведения и задачи . . . . .	5
1. Назначение, общие характеристики и классификация . . . . .	5
2. Конструктивные формы наконечников толкателей . . . . .	11
3. Рабочие и холостые ходы толкателей, рабочие и нерабочие профили поверхностей кулачков . . . . .	19
4. Задача расчета плоских кулачковых механизмов . . . . .	21
5. Угол подъема профиля кулачка . . . . .	22
ГЛАВА II. Кулачковый механизм с остроконечным толкателем . . . . .	24
1. Расчет и профилирование кулачка, работающего в паре с остроконечным толкателем . . . . .	24
2. Конструирование и расчет . . . . .	34
ГЛАВА III. Кулачковые механизмы с другими наконечниками . . . . .	37
1. Расчет и профилирование кулачка для толкателя со сферическим или роликовым наконечником . . . . .	37
2. Расчет и профилирование кулачка для щупа с пло- ским наконечником . . . . .	39
3. Силы и моменты плоской кулачковой пары . . . . .	44
4. Пример и техника расчета . . . . .	48
ГЛАВА IV. Плоские операционные кулачковые механизмы . . . . .	63
1. Профилирование кулачков второго типа, работаю- щих с малыми скоростями . . . . .	63
2. Профилирование кулачков механизмов второго ти- па, работающих при больших скоростях . . . . .	68
ГЛАВА V. Коромысловые кулачковые механизмы . . . . .	72
Расчет и профилирование плоских пар . . . . .	72
ГЛАВА VI. Пространственные или коноидные пары . . . . .	81
Расчет и профилирование пространственных кулач- ковых пар . . . . .	81
ГЛАВА VII. Материалы и изготовление . . . . .	96
1. Материалы для элементов кулачковой пары . . . . .	96
2. Способы изготовления . . . . .	101
Литература . . . . .	103

Евгений Андреевич Л а р и к о в

### РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

Редактор издательства инж. Т. В. АБИЗОВА

Технический редактор Л. Т. Зубко

Корректор Т. М. Евсеева

Обложка художника Ю. И. СОКОЛОВА

Сдано в производство 25/VIII 1967 г.

Подписано к печати 2/II 1968 г.

Т-01166 Тираж 14500 экз.

Усл. печ. л. 5,46

Бум. л. 1,63

Уч.-изд. л. 5,5

Формат 84×108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>

Цена 28 к.

Зак. № 569

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Московская типография № 6 Главполиграфпрома

Комитета по печати при Совете Министров СССР

Москва, Ж-88, 1-й Южно-портовый пр., 17.

# ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
66	3-я сверху и формула (61)	$\frac{M}{r}$	$\frac{\mu}{r}$
79	9-я сверху	$R \cos \gamma = \rho \cos (\varphi_0 + \delta \varphi_1)$	$R \cos \gamma + \rho \cos (\varphi_0 + \delta \varphi_1) + e$
88	11-я снизу	(40)	(27)

Л а р и к о в Е. А. Зак. 3541/569.



**28 коп.**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»**