*Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XXXIV, вып. 1, 1957 г.*

# ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА КЛЕТЬЕВЫХ КУЛАЧКОВЫХ ПАРАШЮТОВ

*Н. Н. Смирнов*

Разработка надежных предохранительных устройств для улавливания падающей клети при обрыве подъемного каната является одним из вопросов, не получивших до настоящего времени удовлетворительного конструктивного решения.

Выработка же конструкции надежно работающих парашютов для остановки падающей клети необходима в связи с переходом горных работ на разработку глубоких горизонтов и связанного с этим повышения скорости движения клетей.

В настоящей работе рассматривается кулачковый парашют как система, состоящая из двух механизмов: 1) механизма захвата и торможения; 2) механизма привода и управления.

Такой метод исследования дает возможность вывести некоторые закономерности, которые, в свою очередь, позволят перейти к разработке конструкции надежно работающих кулачковых парашютов.

## I. Кинетостатика захвата проводников кулачковыми ловителями

Механизм захвата, представляющий высшую кинематическую пару кулак — направляющий проводник, относится к одной из разновидностей известного в машиностроении механизма фрикционного останова, одним звеном которого является вращающийся кулак, а другим — неподвижный проводник относительно которого ось вращения кулака совершает прямолинейное движение по направлению, параллельному оси проводника.

Рассмотрим кинематику свободно подвешенного кулака, который вращается относительно оси $O$ и движется параллельно направляющей $I—I$ (рис. 1).

Рабочая поверхность кулака описана дугой круга радиусом $R$. Центр вращения кулака расположен так, что между кулаком и направляющей остается зазор, равный $\Delta s_0$.

Кулак, совершая вращение вокруг оси $O$ с угловой скоростью $\omega$, поворачивается на угол $\beta$, причем точка $A_0$, лежащая на поверхности профиля кулака, двигаясь по дуге круга радиусом $r$, упирается в направляющую в точке $A_1$. Угол $\alpha$, образованный радиусом $OA_1$, проведенным к точке упора $A_1$ с горизонталью, является углом встречи кулака с направляющей.

Окружная скорость $v_c$ точки $A_0$ при перемещении по дуге $A_0A_1$ с радиусом $r$ равна $\omega r$ и является величиной постоянной. Проекции же этой скорости на нормаль $v_{n_0}$ и касательную $v_{t_0}$ при повороте кулака на угол $\beta$ будут переменными. Величина каждой из этих составляющих может быть определена по формулам

$$v_{n_0} = v_c \sin(\alpha + \beta);$$

$$v_{t_0} = v_c \cos(\alpha + \beta).$$

Для выбранного радиуса очертания рабочего профиля кулака и зазору $\Delta s_0$, удаления кулака от направляющей, величина угла встречи $\alpha$ является определенной, между тем как угол поворота $\beta$ меняется от $\beta$ до нуля. Таким образом, в момент захвата кулаком проводника величины скоростей $v_{n_1}$ и $v_{t_1}$ определяются выражениями

$$v_{n_1} = v_c \sin\alpha,$$

$$v_{t_1} = v_c \cos\alpha.$$

Следовательно, величины скоростей $v_n$ и $v_t$ зависят от угла встречи $\alpha$. В свою очередь, величина угла встречи зависит от величины $R$ — радиуса очертания рабочего профиля кулака. Величина $R$ колеблется в пределах

$$R_{\min} = s - \frac{\Delta s_0}{2} \text{ и } R_{\max} = \infty.$$

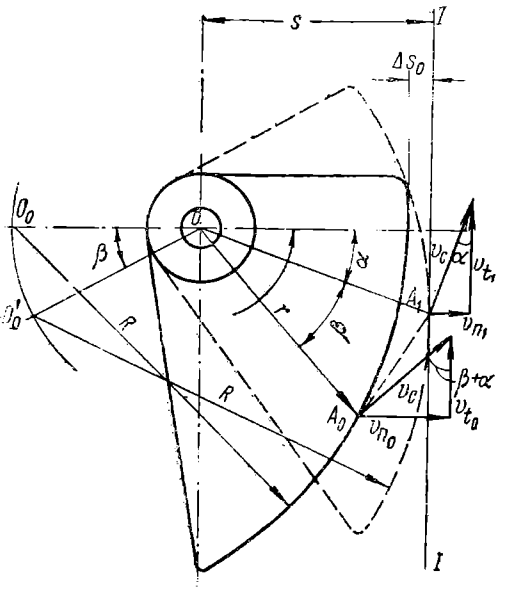



Рис. 1. Кинематическая схема захвата направляющей свободно подвешенным кулаком

Для каждого из указанных радиусов очертания рабочего профиля кулака величины углов $\alpha$ и $\beta$, а также скоростей $v_n$ и $v_t$ получают следующие значения:

$$R_{\min} = s - \frac{\Delta s_0}{2}; \quad \angle\alpha = 0°; \quad \angle\beta = 180°; \quad v_n = 0; \quad v_t = v_c;$$

$$R_{\max} = \infty; \quad \angle\alpha = 90°; \quad \angle\beta = 0°; \quad v_n = v_c; \quad v_t = 0.$$

Из сказанного видно, что кулак, описанный радиусом $R_{\min} = s - \frac{\Delta s_0}{2}$, является предельным, при котором торможение становится невозможным.

С увеличением $R$ — очертания профиля кулака — увеличивается угол встречи $\alpha$ и уменьшается угол поворота кулака $\beta$, что крайне важно для проектирования кулачкового механизма.

Таким образом, выбор величины $R$, определяющей величину угла встречи $\alpha$ при наименьшем угле поворота кулака $\beta$, должен лечь в основу рационального очертания профиля кулака.

Назначением кулачкового ловителя как механизма фрикционного останова является создание силы трения $F$, работа которой на определенном участке пути способна была бы поглотить кинетическую энергию падающей клети после обрыва подъемного каната.

Сила трения создается прижатием кулака к направляющей, поэтому рассмотрим взаимные связи, возникающие при таком нажатии усилий.

Основным усилием, которое должен затормозить кулак, является касательное усилие $T$, приложенное к точке $O$ — центру оси вращения кулака (рис. 2). Усилие это принимаем несколько большим веса падающей клети $G$, а именно

$$T = nG, \qquad (1)$$

где $n$ — коэффициент надежности торможения, величина которого выбирается от 1,0 до 2,0.

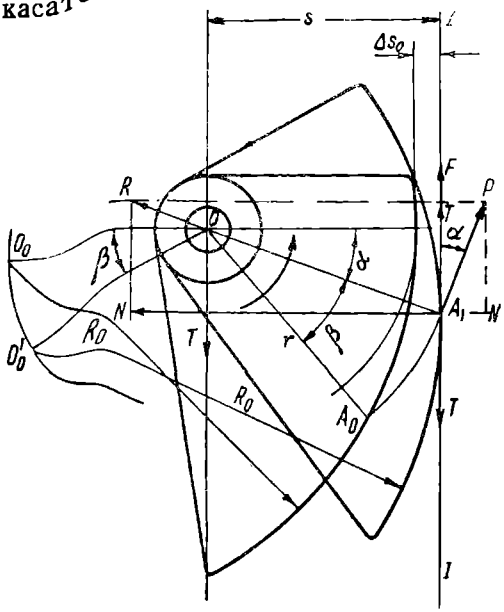



Рис. 2. Распределение усилий при захвате направляющей кулаков

Повернем кулак до упора в направляющую $I$—$I$ в точке $A_1$ — точке встречи.

Приложим в точке встречи $A_1$ две параллельные силы, равные по величине силе $T$ и направленные в противоположные стороны. Это дает возможность получить систему сил, состоящую из пары сил — вращающей кулак и прижимающей его к направляющей $I$—$I$, и свободной силы $T$, направленной в сторону движения падающей клети и увлекающей клеть вниз.

Такое распределение усилий получается путем поворота вала кулака, а величина прижимающего усилия $P$ может быть найдена из прямоугольного треугольника $A_1PT$, в котором сила $P$ — гипотенуза, сила $T$ — катет, $\alpha$ — угол, заключенный между двумя этими сторонами. Отсюда

$$P = \frac{T}{\cos\alpha} \qquad (2)$$

где $\alpha$ — угол встречи.

Прижимающее кулак к направляющей усилие $P$ создает в свою очередь нормальное давление кулака о направляющую

$$N = \frac{T}{\operatorname{tg}\alpha} \qquad (3)$$

и, кроме того, равнодействующую $R$, оказывающую давление на ось вращения кулака и равную

$$R = \frac{T}{\sin\alpha} \qquad (4)$$

Все три приведенные выше величины $P$, $N$ и $R$ являются функциями величины усилия $T$ и угла встречи $\alpha$. Для рассматриваемого случая величина усилия $T$ является определенной, заранее заданной, между тем как угол встречи $\alpha$ может являться величиной постоянной и переменной.

Чтобы выяснить в каких границах будут меняться отмеченные выше величины, в зависимости от изменения величины угла встречи $\alpha$, рассмотрим два крайние положения.

1. Угол встречи $\alpha = 0$. Для этого значения угла $\alpha$ интересующие нас величины получают следующие значения

$$P = T; \quad N = R = \infty.$$

2. Угол встречи $\alpha = 90°$. Для этого случая

$$P = \infty; \quad N = 0; \quad R = T$$

Приведенные выше результаты указывают, что угол $\alpha$, равный нулю, является начальным углом, с увеличением которого начинаются возможности создания условий торможения.

Чтобы уточнить величину угла $\alpha$, с которой начинают создаваться условия надежного торможения падающей клети, рассмотрим совместно величину движущего усилия $T$ и усилия торможения $F$.

Величина движущего усилия

$$T = N \operatorname{tg} \alpha,$$

а тормозящее усилие, которое создается с помощью силы трения, возникающего между направляющей и прижатым к ней кулаком,

$$F = \mu N,$$

где $\mu$ — коэффициент трения.

Пользуясь этими двумя выражениями и принимая во внимание, что величина нормального давления $N$ в каждом из них представляет одну и ту же величину, можно написать

$$N = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{F}{\mu}.$$

Последнее выражение представляет связь движущего усилия $T$ и тормозящего усилия $F$ и дает возможность определить величину силы трения

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} T. \tag{5}$$

Формула (5), связывающая четыре величины — $T$, $F$, $\operatorname{tg} \alpha$ и $\mu$ дает возможность определить необходимую величину угла $\alpha$, при котором торможение падающей клети будет обеспечено.

Действительно, величина силы трения $F$, созданная для противодействия силы $T$, зависит от величины отношения $\mu$ к $\operatorname{tg} \alpha$.

Величина этого отношения может быть больше, равна или меньше единицы, т. е.

$$\frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \gtreqless 1.$$

Соотношение этих величин и определяет условия торможения падающей клети.

1. Если $\operatorname{tg}\alpha > \mu$, то $\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} < 1$, а отсюда $T > F$.

При таком соотношении сил возможность торможения клети исключена — клеть будет падать с увеличивающейся скоростью падения.

2. Если $\operatorname{tg}\alpha = \mu$, то $T = F$

В этом случае работа движущих сил будет равна работе сил сопротивления — клеть будет падать с постоянной скоростью движения.

3. Если $\operatorname{tg}\alpha < \mu$, следовательно, $\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} > 1$, отсюда $F > T$

Превышение силы трения над движущими силами указывает, что торможение возможно и величина превышения тормозного усилия над величиной движущего зависит от соответствующего превышения величины коэффициента трения над тангенсом угла встречи.

Таким образом, для расчета надежно работающего ловителя необходимо правильно выбрать величину отношения $\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha}$. Для этого, в свою очередь, надо знать величину коэффициента трения $\mu$, соответствующего условиям движения падающей клети, так как только при таком положении можно правильно выбрать необходимый угол встречи $\alpha$, а вместе с ним, как указано ниже, и кривую обвода рабочего профиля кулака.

Как известно, величина угла трения $\varphi$, равно как и величина коэффициента трения $\mu$, зависит от величины скорости перемещения трущихся поверхностей и величины удельного давления.

Несмотря на всю важность для возможности правильного расчета ловителей точного знания зависимости величины коэффициента трения от изменения скорости падающей клети, исчерпывающих испытаний по этому вопросу в горной промышленности не производилось. Между тем без знания величины этого коэффициента никаких правильных расчетов производить не представляется возможным.

Так, например, комиссии по испытанию типового парашюта для рельсовых проводников, производившей работы в 1945—1946 гг. [1, 2], необходимо было установить величину коэффициента трения кулаков о направляющие при разных скоростях падающей клети. Отсутствие данных по определению величин коэффициента трения кулаков о направляющие и самые неопределенные указания о выборе величины этого коэффициента поставили комиссию перед необходимостью производить специальные опыты. Опыты проходили с порожней падающей клетью весом $G = 1600$ *кг* и груженой клетью весом $G = 3200$ *кг*.

Кулаки на клети, подвергшейся испытанию, имели гладкую рабочую поверхность, наплавленную сталинитом.

Результаты опытных определений величины коэффициентов трения, в зависимости от скорости падающей клети приведены в табл. 1.

Таблица 1

| *v, м/сек* | 3,0 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 | 4,0 | 4,2 | 4,4 | 4,6 | 4,8 | 5,0 | 5,2 | 5,4 | 5,5 | 5,6 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $G = 1600$ *кг* | 0,115 | 0,129 | 0,126 | — | — | — | | — | 0,09 | — | — | — | — | 0,097<br>0,130 | |
| $G = 3200$ *кг* | | | 0,124 | — | — | — | — | — | | — | — | — | — | — | 0,085<br>0,087 |

Эти данные комиссией не обрабатывались, а использовались лишь для установления, что коэффициент трения кулаков о направляющие изменяется в зависимости от скорости и, что величина этого коэффициента не равна 0,2, как это принималось в то время для расчета ловителей, а значительно меньше.

На основании данных этих опытов рассмотрим изменение величины коэффициента трения $\mu$ от величины скорости скольжения. По распределению опытные значения коэффициента $\mu$ делятся на две группы: наибольшие и наименьшие (табл. 2).

Таблица 2

| Значение коэффициента $\mu$ | $v$, м/сек | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 |
| Наибольшее | 0,133 | 0,114 | 0,101 | 0,094 |
| Наименьшее | 0,115 | 0,099 | 0,089 | 0,084 |
| Среднее | 0,124 | 0,107 | 0,095 | 0,089 |

Помимо этих опытов Макеевским институтом при испытании работы парашютов, попутно, был определен коэффициент трения кулака о рельс при $\mu = 0{,}08$, для $v = 4{,}0$ *м/сек*.

Наиболее обстоятельные опыты по изучению изменения величины коэффициента трения скольжения от скорости движения были произведены научно-исследовательским институтом МПС при исследовании изменения величины коэффициента трения стальных бандажей железнодорожных колес о рельсы (табл. 3). Бандажи железнодорожных колес изготовляются из высококачественной углеродистой стали марки 2 ГОСТ 398—41 со значительным содержанием марганца и кремния.

Для сравнения данных, полученных комиссией (табл. 2), и специальных испытаний по определению коэффициента трения (табл. 3) приводим сводную таблицу. Как видно из табл. 4, оба коэффициента трения отличаются друг от друга, так как они получены для трущихся пар, составленных из разных материалов.

Таблица 3*

| $v$, км/час | 10 | 30 | 50 | 70 | 90 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v$, м/сек | 2,77 | 8,35 | 13,9 | 19,5 | 25,0 |
| $\mu$ | 0,10 | 0,07 | 0,06 | 0,05 | 0,04 |

Таблица 4

| $v$, м/сек | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 | 9,0 | 10,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\mu_{ср}$ | 0,124 | 0,107 | 0,095 | 0,089 | 0,082 | 0,077 | 0,073 | 0,070 |
| $\mu_{ж\text{-}дор}$ | 0,098 | 0,090 | 0,084 | 0,080 | 0,076 | 0,072 | 0,069 | 0,067 |

* По данным курса «Детали машин» под ред. П. С. Ачеркана, кн. 1, 1953, стр. 19

Значения коэффициентов трения кулак — рельс в пределах скоростей от 6 до 10 *м/сек* получены путем экстраполяции.

Как видно из табл. 4, коэффициенты трения для кулака больше, чем для бандажей. Величина разности этих коэффициентов с увеличением скорости движения постепенно убывает и, повидимому, при больших скоростях движения коэффициенты трения будут отличаться незначительно. Это дает возможность с небольшой ошибкой, особенно для больших скоростей движения клети, пользоваться данными табл. 3.

Определим величину угла встречи $\alpha$, необходимого для выбора кривой очертания рабочего профиля кулака. Для этого рассмотрим две зависимости по определению величины силы трения $F$: зависимость (5), связывающую четыре величины,

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} T,$$

и зависимость, показывающую, что сила инерции падающей клети должна поглощаться силой трения

$$F = ma,$$

где $m$ — масса падающей клети;

$a$ — ускорение торможения клети,

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} T = ma$$

Подставляя вместо $T$ и $m$ их значение, выраженное через вес клети $G$, получим

$$\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} nG = \frac{G}{g} a,$$

откуда

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{10n}{a}\mu = 10\frac{\mu}{a}n. \qquad (6)$$

Полученное выражение дает возможность сделать важные выводы.

Согласно правилам ПТЭ и временным техническим требованиям, предъявляемым к шахтным парашютам для вертикальных подъемов, наибольшая величина ускорения замедления падающей клети не должна превышать

$$a \leqslant 50\ м/сек^{-2}.$$

На основании выражения (6)

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{10n}{a}\mu = \frac{10n}{50}\mu = \frac{n}{5}\mu.$$

Таким образом, при наибольшей скорости торможения клети величина тангенса угла встречи должна быть в 5 раз меньше коэффициента трения $\mu$ — кулаков о направляющую.

Возможность осуществления торможения падающей клети определяется условием

$$F > T,$$

откуда

$$\mu > \operatorname{tg}\alpha.$$

Преобразовав формулу (6), получаем

$$\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{a}{10n} > 1.$$

Итак, наименьшая величина ускорения замедления падающей клети при $n = 1{,}0$ должна быть больше 10 $м/сек^{-2}$.

Таким образом, выбор величины ускорения замедления ограничен пределами

$$10 < a \leqslant 50 \ м/сек^{-2} \tag{7}$$

Для осуществления торможения падающей клети, в пределах допустимых величин ускорений, необходимо, чтобы величина угла встречи $\alpha$ находилась в пределах границ

$$0{,}2\mu \leqslant \operatorname{tg}\alpha < \mu. \tag{8}$$

Так как величина коэффициента трения $\mu$ зависит от скорости падения клети, для разных скоростей падения клети величина угла встречи $\alpha$ будет находиться в различных границах (табл. 5). Величина угла встречи не является определенной, а для каждой скорости падения клети выбирается наивыгоднейшей в границах допускаемых изменений.

Таблица 5

| $v$, $м/сек$ | 4,0 | 6,0 | 8,0 | 10,0 | 14,0 | 20,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{\mu}{0{,}2\mu}$ | $\frac{0{,}09}{0{,}018}$ | $\frac{0{,}08}{0{,}016}$ | $\frac{0{,}072}{0{,}0145}$ | $\frac{0{,}067}{0{,}0135}$ | $\frac{0{,}06}{0{,}012}$ | $\frac{0{,}05}{0{,}010}$ |
| $\frac{\alpha_{max}}{\alpha_{min}}$ | $\frac{5°01'}{1°02'}$ | $\frac{4°31'}{0°55'}$ | $\frac{4°6'}{0°56'}$ | $\frac{3°50'}{0°46'}$ | $\frac{3°26'}{0°38'}$ | $\frac{2°52'}{0°34'}$ |

Таким образом, выбранная постоянная величина угла встречи $\alpha$ при принятой скорости падения клети, как видно из уравнения (5), обусловливает постоянство величины силы трения.

Под действием принятой нами за постоянную силы трения $F$ движение падающей клети будет происходить при постоянной величине ускорения замедления, т. е. по закону равнозамедленного движения. В действительности же сила трения $F$ не будет постоянной, а будет увеличиваться, так как с уменьшением скорости падения клети, благодаря торможению, величина коэффициента трения $\mu$ увеличивается.

Из сказанного ясно, какое большое значение имеет придание рабочему профилю кулака такого профиля, при котором всегда при захвате кулаком направляющего проводника сохранялось бы постоянство угла встречи $\alpha$. Тогда решение задачи торможения клети приводится к простейшим зависимостям и не требует никаких дополнительных допущений.

Величина ускорения замедления при торможении может быть найдена из следующих трех выражений.

1. Условие равнозамедленного движения падающей клети требует, чтобы

$$a = \frac{v}{t}, \tag{9}$$

где $v$ — начальная скорость падающей клети;

$t$ — продолжительность времени торможения.

2. Работа сил трения должна быть равна кинетической энергии падающей клети

$$\frac{mv^2}{2} = Fl = mal,$$

где $l$ — длина участка торможения.

Отсюда

$$a = \frac{v^2}{2l} \tag{10}$$

3. Из ранее выведенного выражения (6) также можно определить величину

$$a = 10n \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Приведенные три выражения для определения величины ускорения замедления падающей клети связывают шесть величин: $a$, $v$, $t$, $l$, $\alpha$ и $\mu$. Однако для каждого определенного случая часть этих величин является предварительно заданной. К таким величинам относятся: вес клети $G$ *кг*; скорость падающей клети — $v$ *м/сек*; коэффициент трения $\mu$ кулака о направляющую, величина которого зависит от скорости падения клети. Кроме того, за независимую переменную следует принять величину ускорения замедления $a$, численное значение которого находится в пределах

$$10 < a < 50 \ м/сек^2.$$

При таком положении наличное количество выражений является достаточным для определения численных значений величин $\alpha$, $l$ и $t$, а кроме того и величины силы трения $F$ торможения падающей клети.

Выбор наивыгоднейшего очертания рабочего профиля кулака полезно сделать, определив условия торможения клети для трех случаев обрыва каната: 1) при опускании груженой клети; 2) при опускании порожней клети и 3) при подъеме груженой клети.

1. **Груженая клеть — движение вниз.** Принимая во внимание заданные величины условий движения оборвавшейся клети, определение неизвестных $\alpha$, $l$, $t$ и $F$ может быть сделано по следующим формулам:

величина угла встречи

$$\operatorname{tg} \alpha = 10n \frac{\mu}{a}$$

величина длины тормозного пути

$$l = \frac{v^2}{2a} \ м,$$

величина времени торможения

$$t = \frac{v}{a} \ сек,$$

а величина силы трения

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} T = \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} nG.$$

Как видно из приведенных формул, величины $\alpha$, $l$ и $t$ обратно пропорциональны величине ускорения замедлений, т. е. все три величины уменьшаются с увеличением ускорения замедления. Таким образом, для выбора наивыгоднейших условий торможения, а также и наивыгоднейшего очертания профиля кулака расчет следует выполнить для разных величин ускорения замедления, начиная с $a = 10$ *м/сек*$^2$.

Последняя из приведенных формул показывает, что для каждой величины угла встречи $\alpha$ для остановки клети требуется создать соответствующую силу трения $F$, что до сего времени не учитывалось. Между тем, как видно из первой и четвертой формул, от величины выбранного угла встречи зависят соответствующие ему величины ускорения замедления и силы трения.

Таким образом, для выбранного угла встречи $\alpha$ величина силы трения $F$, развиваемая кулаком, является определенной и равной

$$F = n \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} G = kG,$$

где

$$k = n \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{F}{G} \qquad (11)$$

Приведенный выше коэффициент $k$ указывает, во сколько раз для надежного торможения сила трения должна быть больше веса падающей клети $G$.

Для выбора наивыгоднейшего очертания профиля кулака дальнейшие расчеты следует производить, приняв за входное число вычисленные нами величины угла встречи $\alpha$, чтобы проверить как кулак с соответствующим обводом профиля будет работать при каждом из оговоренных случаев — втором и третьем.

2. **Порожняя клеть — движение вниз.** Вес порожней клети принимаем

$$G_0 = 0{,}4G. \qquad (12)$$

Весь расчет делаем для кулаков с определенными выше углами встречи $\alpha$ и соответствующими им величинами силы трения $F$.

Тогда формула, определяющая величину работы силы трения $F$

$$\frac{0{,}4Gv^2}{2g} = Fl = kGl,$$

откуда

$$l = \frac{0{,}4v^2}{20k} = \frac{v^2}{50k} \qquad (13)$$

Величина ускорения замедления

$$a = \frac{v^2}{2l} = \frac{v^2 50k}{2v^2} = 25k. \qquad (14)$$

Время остановки падающей клети

$$t = \frac{v}{a} = \frac{v}{25k} \qquad (15)$$

Таким образом, определение величин, характеризующих движение падающей порожней клети, сводится к решению простых формул.

3. **Обрыв каната при движении груженой клети вверх.** При обрыве каната у груженой клети, двигающейся вверх, процесс торможения необходимо разбить на два периода: 1) период, в течение которого клеть, освобожденная от тяги ее канатом, продолжает движение вверх с начальной скоростью, постепенно уменьшающейся до нуля под действием тормозящего действия силы тяжести и сопротивления движению; 2) период свободного падения, который начинается после потери клетью скорости движения вверх.

Для разрешения поставленной задачи рассмотрим процесс потери скорости у свободно движущейся клети вверх. При заданных величинах — скорости движения клети $v$ *м/сек* и веса клети $G$ *кг* — промежуток времени такой потери скорости может быть определен уравнением количества движения

$$m(v_1 - v) = (1 + \gamma)\, Gt,$$

где $v_1 = 0$ — скорость конца свободного движения вверх;
$v$ — скорость равномерного хода;
$\gamma$ — потери при свободном движении клети, равные 0,15.

Длина же пройденного клетью пути найдется по уравнению живых сил

$$\frac{m}{2}(v_1^2 - v^2) = (1 + \gamma)\, Gl.$$

Окончательный результат решения этих уравнений для разных величин скорости движения клети приведен в табл. 6.

**Таблица 6**

| *м/сек* | 12,0 | 9,0 | 6,0 | 3,0 |
|---|---|---|---|---|
| *t, сек* | 1,94 | 0,78 | 0,52 | 0,26 |
| *l, м* | 6,25 | 3,5 | 1,56 | 0,45 |

Как видно из табл. 6, промежуток времени потери скорости свободно движущейся клети вверх для скоростей больших 3 *м/сек* превосходит величину продолжительности мертвого хода равного 0,25 сек, установленного ПТЭ. Таким образом, при этих скоростях кулаки успевают прижаться к направляющим и должны остановить клеть сразу как только она начнет двигаться вниз под действием силы тяжести. Подведенные и прижатые к направляющим кулаки, создавая дополнительное сопротивление движению клети, будут оказывать влияние на более энергичную потерю клетью своей скорости. Таким образом, при правильно рассчитанных и работающих парашютах гарантируется остановка клети, при

обрыве каната клети, двигающейся вверх, в момент полной потери скорости движения.

Если скорость движения клети мала, то, как видно из табл. 6, потеря скорости клетью происходит скорее, чем кулаки будут подведены к направляющим. Поэтому под действием силы тяжести клеть начнет падать вниз с увеличивающейся скоростью. В этом случае кулаки должны будут затормозить движение падающей клети, обладающей некоторой величиной скорости падения. Наибольшая скорость, которую может развить падающая клеть, будет равна той скорости, которую клеть развила бы за время мертвого хода, если бы она начала падать сразу после обрыва каната.

При таком условии величина наибольшей скорости падения клети

$$v = gt = 10 \cdot 0{,}25 = 2{,}5 \text{ м/сек}.$$

Соответственно этой скорости, коэффициент трения кулаков о проводники (для $v_0 = 2{,}5$ *м/сек*) $\mu_0 = 0{,}11$. Изменение коэффициента трения $\mu_0$ повлечет за собой изменение $k$, величина которого при сохранении значения $\operatorname{tg}\alpha$

$$k_0 = n\frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha}$$

Принимая во внимание сказанное,

$$l = \frac{v_0^2}{20k_0}, \qquad (16)$$

$$a = 10k_0 \qquad (17)$$

$$t = \frac{v_0}{10k_0} \qquad (18)$$

$$F = k_0 G \qquad (19)$$

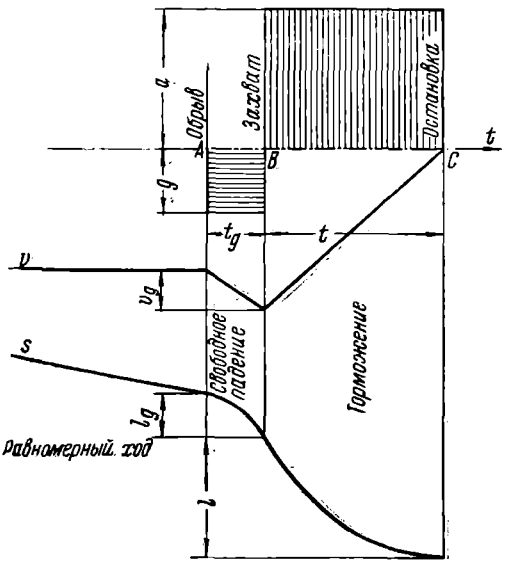



Рис. 3. Схема торможения движущейся вниз клети при обрыве каната

Три сравнительные расчета, сделанные по предлагаемой схеме, дают возможность выбрать для проектируемого кулака величину угла встречи $\alpha$, который характеризует самую важную часть кулака — форму его рабочей части. Выбор величины угла $\alpha$ позволяет, в свою очередь, установить ту необходимую силу трения $F$, которая сможет затормозить падающую клеть на предварительно выбранной длине.

Сохранение при торможении постоянства угла встречи и связанного с этим постоянства величины ускорения торможения падающей клети приводит к таким условиям движения, при которых можно совершенно обоснованно и ясно построить схему движения клети, чего до сего времени проделать не удавалось.

Процесс торможения оборвавшейся груженой клети при движении вниз может быть представлен в виде, изображенном на рис. 3.

Для построения графика весь процесс разделен на три периода: 1) равномерного хода клети до момента обрыва каната; 2) поворота кулаков для захвата проводников (период, согласно ПТЭ, не должен

превышать 0,25 сек), в течение которого клеть свободно падает под действием силы тяжести и 3) захвата кулаками проводников и движения клети под действием постоянного по величине ускорения замедления $a$

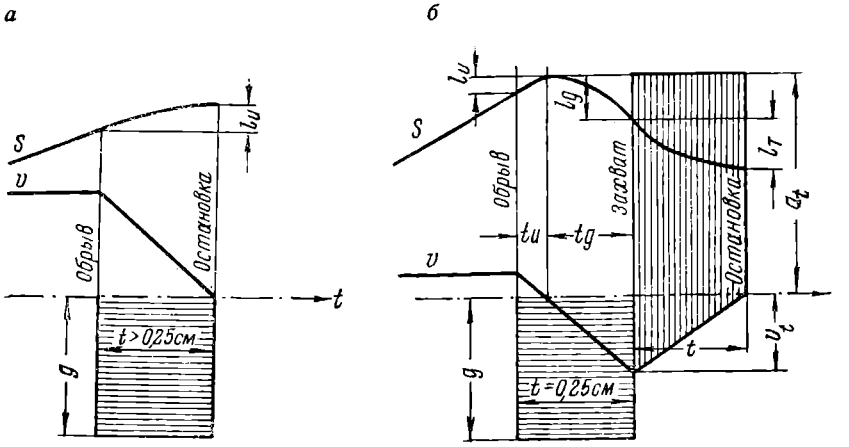



Рис. 4. Схема торможения клети, движущейся вверх при обрыве каната:
*а* — $v > 3$ *м/сек*; *б* — $v < 3$ *м/сек*; *u* — движение вверх по инерции; *g* — движение вниз под действием силы тяжести; *t* — движение при торможении

Такая схема обоснованно и закономерно представляет весь процесс торможения падающей клети, при условии сохранения угла встречи $\alpha$. Подобным же образом может быть составлена схема торможения оборвавшейся груженой клети при подъеме вверх (рис. 4).

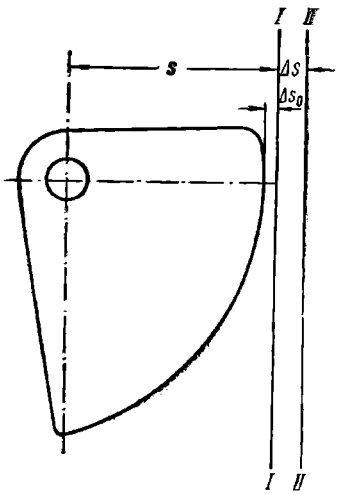



Рис. 5. Расположение кулака относительно неизношенной (*I—I*) и изношенной (*II—II*) направляющей

При построении графика участка торможения в схемах рис. 3 и 4 предполагалось, что величина ускорения замедления на всем участке торможения остается постоянной. В действительности же с уменьшением скорости падения клети (коэффициент трения изменяется в сторону увеличения) скорость торможения меняется не по линейному закону. Соответственно этому длина пути торможения $l$ и время торможения $t$ уменьшаются. Таким образом, приведенные выше схемы расчетов и графики дают несколько преувеличенные величины $l$ и $t$.

Таким образом, правильный выбор угла встречи $\alpha$ имеет большое значение, так как характеризует форму кривой очертания рабочего профиля кулака. Нахождение наивыгоднейшего обвода очертания рабочего профиля необходимо выполнить так, чтобы величина угла встречи сохраняла свою постоянную величину как при захвате кулаком новых, так и изношенных направляющих. Это требование вытекает из того, что из-за износа проводников расстояние центра вращения кулака от направляющей $s$ не остается постоянным, а увеличивается в зависимости от степени износа рабочей поверхности проводников (рис. 5).

Величина нормального зазора от свободно висящего кулака до направляющей $\Delta s_0$ и величина допускаемого дополнительного зазора

от износа проводников $\Delta s$, установленные ПТЭ (§ 659 и 662), приведены в табл. 7

Таблица 7

| Зазор | Износ проводника на сторону, *мм* | |
|---|---|---|
| | стального | деревянного |
| Нормальный $\Delta s_0$ | 5 | 10 |
| Дополнительный по износу $\Delta s$ | 8 | 15 |

Величина допускаемого зазора от износа, как видно из таблицы, значительно больше, нежели нормальный зазор между кулаком и новой направляющей. Это оказывает большое влияние на выбор кривой очертания формы рабочей части кулака, так как вследствие износа направляющих расстояние между осью вращения кулака и направляющей увеличивается, естественно, будет увеличиваться и угол поворота $\beta$ кулака до упора в направляющую.

Таким образом, сохранение величины угла встречи при условии переменной величины — угла поворота кулака $\beta$ — требует проектирования специального рабочего профиля кулака, при котором постоянство величины $\alpha$ было бы обеспечено при любых условиях.

## II. Применение сделанных выводов к исследованию работы кулачковых ловителей

Принятые в настоящее время на практике кулаки изготовляются с рабочей поверхностью, описанной по дуге круга произвольного радиуса.

По способу конструктивного решения существующие кулачковые ловители подразделяются на два типа: 1) с неподвижной осью вращения и рабочей поверхностью, описанной дугой круга произвольного радиуса и 2) с подвижной осью вращения кулака и постоянным углом встречи (образца 1928 г. конструкции «Южшахтопроект»).

Кулачковый ловитель второго типа принят для оборудования клетей парашютами в отечественной горной промышленности.

В дополнение приведенным типам ловителей рассмотрим третий тип кулачкового ловителя с неподвижной осью вращения и постоянным углом встречи $\alpha$.

### 1. Кулак с неподвижной осью вращения и рабочей поверхностью, описанной дугой произвольного радиуса (рис. 6)

Кулак, рабочий профиль которого описан из центра $K$ радиусом $R$, вращается вокруг неподвижной оси $O$, отстоящей от направляющего проводника на расстоянии $s$, выбранном с учетом нормального зазора $\Delta s_0$ между свободно висящим кулаком и проводником.

Для оценки работы кулаков с таким профилем рассмотрим и сравним два случая работы кулака-ловителя: 1) по новому неизношенному проводнику, т. е. с нормальным зазором $\Delta s_0$ и 2) по проводнику изношенному, т. е. при увеличенном зазоре между кулаком и проводником, равным $\Delta s_0 + \Delta s$.

Предположим, что крутящий момент на валу кулака, прижимающий кулаки к проводнику для торможения, для обоих случаев одинаков.

На рис. 6 представлены два варианта условий торможения, причем положение вертикальной прямой *I—I* показывает расположение неизношенной направляющей, а прямой *II—II* — изношенной направляющей.

Для торможения по неизношенной направляющей кулак поворачивается на угол $\beta_1$ и упирается в направляющую *I—I* в точке встречи $A_1$. Положение точки $A_1$ определяется углом встречи $\alpha_1$, составленным пересечением прямой, соединяющей центр вращения кулака с точкой встречи $A_1$, и горизонтальной осью.

Прижатие кулака к изношенной направляющей II—II характеризуется углом поворота $\beta_2$, точкой встречи $A_2$ и углом встречи $\alpha_2$, причем $\alpha_2 > \alpha_1$.

Предметом настоящего исследования является выяснение вопроса о том сохраняется ли величина силы трения *F*, рассчитанная на торможение клети при неизношенных и изношенных проводниках.

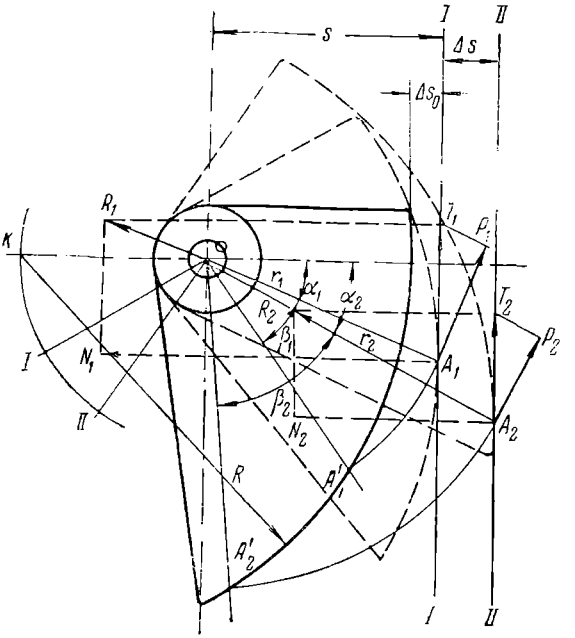



Рис. 6. Захват направляющей кулаком, рабочая часть которого описана дугой произвольного радиуса

Так как крутящий момент на валу кулака принят постоянным, произведения прижимающих усилий *P* на радиус относительно центра вращения *OA* равны друг другу

$$M_{кр} = P_1 r_1 = P_2 r_2.$$

Как видно из равенства, величина $r_2 > r_1$, следовательно, $P_1 > P_2$.

Из такого же равенства крутящих моментов можно определить величины касательных усилий $T_1$ и $T_2$

$$M_{кр} = T_1 s = T_2 (s + \Delta s);$$

$$T_1 = \frac{M_{кр}}{s}; \quad T_2 = \frac{M_{кр}}{s + \Delta s}.$$

Принимая во внимание, что

$$N_1 = \frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \text{ а } N_2 = \frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha_2},$$

устанавливаем

$$N_1 > N_2.$$

Это неравенство показывает, что с износом проводника сила трения *F* кулака о направляющую уменьшается, а следовательно, условия торможения ухудшаются.

Выяснившаяся ненадежность торможения кулачковых ловителей разобранной конструкции привела к необходимости улучшения качества торможения кулачковых ловителей, для чего Южшахтостроем в 1928 г. был разработан новый тип конструкции кулачковых ловителей, который и был принят для оборудования клетей угольной и рудной промышлен-

ности. В основу новой конструкции положена попытка путем сохранения величины угла встречи $\alpha$ добиться условий, при которых можно получить постоянную величину нормального давления кулака о направляющую

$$N = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha}$$

и постоянную силу трения

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} T$$

### 2. Кулак, свободно вращающийся на подвижной оси вращения и ограниченный во вращении постоянным углом встречи $\alpha$

Рассмотрим условия сохранения постоянства необходимой для торможения клети величины нормального давления $N$ и соответствующей ему силы трения $F$.

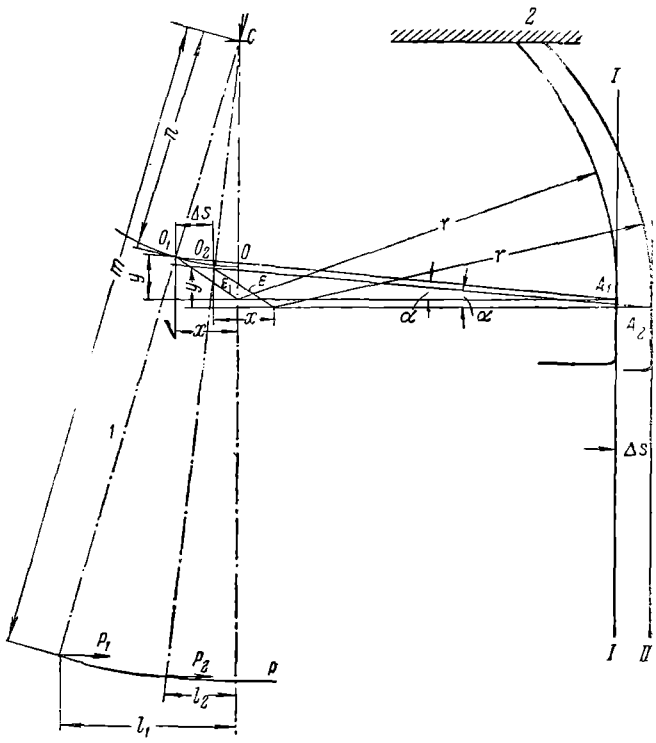



Рис. 7. Захват направляющей кулаком, вращающимся на подвижной оси, с поворотом, ограниченным во вращения постоянным углом встречи

Как видно на рис. 7, очертание рабочего профиля кулака выполняется так, чтобы центр дуги окружности обвода рабочей части кулака при включенном положении был смещен относительно центра оси вращения кулака на величину эксцентриситета $\varepsilon$. Координаты эксцентриситета при включенном кулаке по новым направляющим определяются размерами $x$ и $y$. Таким образом, точка встречи $A_1$ кулака с направляющей смещена относительно горизонтальной оси кулака, проходящей через центр вращения кулака, на величину $y$. Положение включенного

кулака фиксируется ограничителем вращения (2) и тем определяет постоянство угла встречи $\alpha$ независимо от степени износа направляющей.

Постоянство угла $\alpha$, учитывая формулу

$$F = \frac{\mu}{\operatorname{tg}\alpha} T,$$

должно бы обеспечить постоянство силы трения $F$, независимо от степени износа направляющих. Однако конструктивное решение привода этого парашюта не обеспечило необходимого постоянства $F$.

Тормозящее усилие $F$ зависит от нормального давления $N$, создаваемого прижатием кулака к направляющей с помощью пружины. Величина нормального давления

$$N = \frac{m}{n} P = iP,$$

где $P$ — усилие, развиваемое сжатой пружиной при захвате кулаком направляющей;

$$i = \frac{m}{n};$$

$m$ и $n$ — плечи рычага привода.

Таким образом, постоянство величины нормального давления $N$ в полной мере зависит от характера величины усилия $P$.

Усилие $P$ сжатия пружины зависит от величины перемещения центра оси вращения кулака из точки $O$ в точку $O_1$, которое по величине равно горизонтальной составляющей $x$ эксцентриситета кулака $\varepsilon$.

Перемещение центра оси вращения кулака на величину $x$ обеспечит поворот рычага $CP$ относительно неподвижной оси $C$. С поворотом рычага переместится ось зацепления пружины на величину $l_1 = ix$, что, в свою очередь, сожмет пружины до величины $P_1$.

Величина необходимого усилия сжатия пружины

$$P_1 = \frac{n}{m} N = \frac{n}{m} \frac{T}{\operatorname{tg}\alpha}. \qquad (20)$$

Пользуясь формулой (20), по заданной величине $T$ и выбранному углу $\alpha$ можно найти величину усилия $P_1$, которое позволит кулаку создать величину нормального давления о направляющую, гарантирующую получение по новой неизношенной направляющей необходимой силы трения торможения $F$. Если торможение клети произойдет по проводнику с износом, равным $\Delta s$, сжатие пружины будет происходить не на полную величину $l_1 = ix$, а на

$$l_2 = i(x - \Delta s).$$

За счет уменьшения величины сжатия пружины усилие, развиваемое пружиной $P_2$, будет меньше первоначального $P_1$, а вместе с тем произойдет и уменьшение усилий $N_2$ и $F_2$. Величина усилия $P_2$ будет тем больше отличаться от расчетного усилия $P_1$, чем меньше будет величина длины сжатия пружины $l_2$ относительно $l_1$.

Величина длины сжатия пружины и изменение горизонтальной составляющей для нормальной и изношенной направляющих находятся в следующей зависимости

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{x - \Delta s}{x}$$

Пользуясь этим отношением, посмотрим как изменяется величина сжатия пружины при изношенном проводнике.

Для принятых кулаков, разработанных Шахтостроем, величина горизонтальной составляющей эксцентриситета $x$ равна 10,7 *мм*, величина предельного износа проводника — 8 *мм*. Пользуясь приведенной выше формулой, найдем величину

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{x - \Delta s}{x} = \frac{10{,}7 - 8}{10{,}7} = \frac{2{,}7}{10{,}7} = 0{,}25,$$

отсюда

$$l_2 = 0{,}25 l_1.$$

Как видно, сжатие пружины резко уменьшается, а вместе с тем уменьшается и величина тормозящего усилия $F_2$.

Приведенный расчет показывает неправильность выбранных элементов эксцентриситета для типовой конструкции кулака, в котором не учтена необходимость сохранения величины $P$, а с ним и величины $F$ при износе проводников.

Для нормальной работы кулака, независимо от степени износа проводника, выбор горизонтальной составляющей экспентриситета $x$ необходимо производить с таким расчетом, чтобы величина износа проводников $\Delta s$ не оказывала бы существенного влияния на изменение величины силы $P$.

Из табл. 8, где показаны величины отношения $\frac{x - \Delta s}{x}$, вычисленные для разных значений $x$, видно, что влияние износа направляющих убывает с увеличением величины горизонтальной составляющей $x$. Следовательно, выбор величины $x$, величины эксцентриситета кулака $e$ и конструктивных форм кулака зависят от проектировщика.

Таблица 8

| Износ проводника | $x$, *мм* | 10,7 | 50 | 100 | 200 |
|---|---|---|---|---|---|
| Полный $\Delta s = 8$ *мм* | $\frac{x - 8}{x}$ | 0,25 | 0,84 | 0,92 | 0,97 |
| Половина максимального $\Delta s = 4$ *мм* | $\frac{x - 4}{x}$ | 0,625 | 0,92 | 0,96 | 0,98 |

Если от выбора $x$ зависит возможность уменьшения величины изменения сжатия $P$ пружины, то величина ординаты $y$ должна быть принята такой, чтобы отношение $y$ и $(x + r)$, равное тангенсу угла встречи, было бы меньше величины коэффициента трения $\mu$, т. е.

$$\frac{y}{x + r} = \operatorname{tg} \alpha < \mu.$$

Таким образом, при проектировании кулака этой конструкции необходимо:

1) произвести предварительные указанные выше расчеты по выбору наивыгоднейшей величины угла встречи $\alpha$;

2) пользуясь зависимостью

$$P = \frac{n}{m} \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha},$$

определить необходимую величину силы сжатия пружины;

3) задавшись величиной допустимого изменения величины силы $P_1$ при работе парашютов по изношенным направляющим, выбрать величину $x$ (табл. 8);

4) задаться радиусом $r$ обвода рабочей части кулака;

5) найти величину

$$y = (x + r)\,\mathrm{tg}\,\alpha,$$

знание которой необходимо для проектирования формы конструкции рабочего профиля кулака.

Таким образом, принятый в настоящее время для любых скоростей типовой кулак образца 1927 г., в котором не учтен угол встречи $\alpha$ и условия износа направляющих, при практическом использовании, конечно, не может дать удовлетворительных результатов.

### 3. Кулак с неподвижной осью вращения и постоянным углом встречи $\alpha$

Из рассмотренных двух типов кулаков, рабочая часть которых была описана дугой круга, выяснилось, что первый тип, т. е. кулак с постоянной осью вращения, оказался неудовлетворительным для работы по изношенным проводникам. Между тем для очертания рабочего профиля кулака из серии изученных кривых можно подобрать такую, при которой кулак, вращаясь относительно неподвижной оси вращения, встречался бы с проводником под определенным и постоянным углом встречи $\alpha$, независимо от степени износа поверхности проводника.

Это положение является техническим условием выбора кривой очертания рабочей поверхности кулака. Такой кривой, в наибольшей степени удовлетворяющей поставленным выше техническим условиям, является «логарифмическая спираль».

Логарифмическая спираль — кривая у которой касательная $TT$, проведенная к любой точке $A$, лежащей на кривой, составляет с радиусом-вектором $OA$, проведенным из полюса $O$, постоянный угол $\psi$ (рис. 8).

Уравнение кривой — логарифмическая спираль — следующее

$$r = ae^{m\beta}, \tag{21}$$

где $a$ — постоянный коэффициент, выражающий максимальное приближение кривой к полюсу $O$;

$m = \mathrm{ctg}\,\psi$;

$\psi$ — угол, составленный касательной $TT$ к точке $A$ и радиусом $OA$, проведенным из полюса $O$;

$\beta$ — угол закручивания — центральный угол между осью начала кривой и радиусом — $OA$ к точке касания (независимая переменная).

Разберем, действительно ли указанная кривая, рекомендуемая для очертания рабочего профиля кулака, удовлетворяет поставленным выше требованиям сохранения постоянства величины прижимающего кулак усилия $P$ как для нового, так и изношенного кулака.

Представив направление касательной $TT$ к кривой, совпадающей с направлением вертикального проводника (рис. 9), всегда можно повернуть кривую около полюса $O$ так, чтобы она коснулась прямой $T_1T_1$ в точке $A_1$.

При таком положении касания угол $K_1OA_1$ будет представлять собой угол встречи

$$\alpha = 90 - \psi.$$

Увеличивая расстояние $OK$ от центра вращения кулака до направляющей (что имеет место при изношенных направляющих) и поворачивая кривую до точки касания с отодвинутым проводником $T_2T_2$ (что произойдет в точке $A_2$), увидим, что вследствие постоянства угла $\alpha$ радиус $OA_1$ совпадет с радиусом $OA_2$ и углы встречи для положения проводника $T_1T_1$ и для отодвинутого на величину износа $\Delta s$ проводника $T_2T_2$ будут равны.

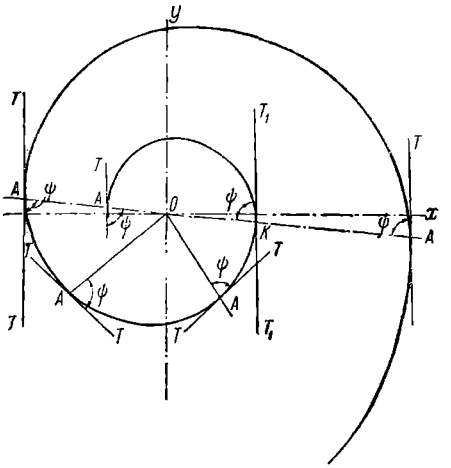



Рис. 8. Кривая логарифмическая спираль

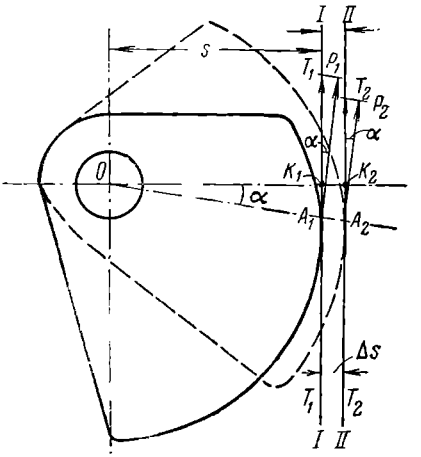



Рис. 9. Захват направляющей кулаком, рабочая поверхность которого описана на логарифмической спирали

Следовательно, кулак, рабочий профиль которого описан кривой — логарифмическая спираль, при захвате проводника сохраняет постоянство угла $\alpha$ как при работе по новым, так и по изношенным направляющим.

Таким образом, по сохранению угла встречи кулак предлагаемого профиля соответствует кулаку, запроектированному Южшахтостроем. Однако сохранение постоянства угла встречи в данном случае достигается без ограничителя поворота — свободным нажатием кулака на проводник при неподвижном центре вращения.

Помимо сказанного, кулак с рабочим профилем, описанным предлагаемой кривой, обладает еще другим не менее важным свойством: при постоянстве крутящего момента почти полным сохранением величины усилия $P$, прижимающего кулак к направляющей.

Постоянство крутящего момента на оси кулака позволяет написать следующее равенство моментов для прижатого кулака к новым и изношенным направляющим

$$M_{кр} = P_1 \cdot OA_1 = P_2 \cdot OA_2,$$

откуда

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{OA_1}{OA_2}.$$

Учитывая, что

$$\Delta OA_1K_1 \sim \Delta OA_2K_2,$$

$$\frac{OA_1}{OA_2} = \frac{OK_1}{OK_2}.$$

Следовательно, отношение прижимающих усилий $P_1$ и $P_2$ будет равно обратному отношению отрезков удаления центра оси кулака от новой и изношенной направляющих

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{OK_1}{OK_2},$$

откуда

$$P_2 = \frac{OK_1}{OK_2} P_1. \qquad (22)$$

Чтобы представить, как изменяется величина $P_2$ относительно $P_1$ при наибольшем допускаемом износе, представим результаты подсчетов в таблице для $(s - \Delta s_0) = 200$, 300, 400 и 500 *мм*.

Таблица 9

| $s - \Delta s_0$ | 200 | 300 | 400 | 500 |
|---|---|---|---|---|
| $OK_1$ | 205 | 305 | 405 | 505 |
| $OK_2$ | 213 | 313 | 413 | 513 |
| $\frac{OK_1}{OK_2}$ | 0,965 | 0,975 | 0,980 | 0,985 |

Как видно из табл. 9, изменение усилия $P_2$ при наибольшем износе и наименьшем размере кулака не превосходит 3,5% в сторону уменьшения. Это позволяет величину прижимающего усилия считать почти постоянной.

Сохранение величины прижимающего усилия $P$, независимо от степени износа направляющих проводников, создает условия, при которых величина нормального давления $N$, как и величина силы трения $F$, остаются почти постоянными. Постоянство величины силы торможения, в свою очередь, обеспечивает движение падающей клети под действием постоянной величины ускорения замедления. Это дает возможность в полной мере определить условия торможения падающей клети, движущейся по закону равнозамедленного движения.

Чтобы обеспечить наиболее надежный процесс торможения падающей клети, необходимо выполнение следующих технических требований. Рабочий профиль кулака должен быть очерчен таким участком кривой, чтобы при повороте кулака на 30° достигалось плотное прижатие его к направляющей с предельным износом рабочей поверхности. Такой зазор, согласно правилам безопасности, может доходить до 13 *мм* на сторону при рельсовых проводниках. Предельный угол поворота кулака на 30° устанавливается для упрощения конструкции привода включающего механизма.

Так как логарифмическая спираль представляет кривую, совершающую бесконечное число оборотов относительно полюса, необходимо найти такой участок кривой, который можно было бы использовать для очерчивания рабочего профиля кулака.

Как видно из уравнения кривой, логарифмическая спираль

$$r = ae^{\beta \operatorname{tg} \alpha} \tag{23}$$

величина радиуса кривой $r$, при заданных величинах $a$ и $\alpha$ — угла встречи, зависит от величины $\beta$ — угла закручивания кривой.

В свою очередь,

$$\beta = n\pi,$$

где $n$ — число полуокружностей кривой, соответствующих полному углу закручивания $\beta$.

Таким образом, определение участка кривой, соответствующей заданному радиусу, должно свестись к определению коэффициента $n$.

Для нахождения этого коэффициента преобразуем основные выражения

$$\frac{r}{a} = e^{n\pi \operatorname{tg} \alpha};$$

$$\lg \frac{r}{a} = n\pi \operatorname{tg} \alpha \lg e,$$

отсюда

$$n = \frac{1}{\pi \operatorname{tg} \alpha} \frac{\lg \frac{r}{a}}{\lg e} = \frac{1}{\pi \lg e} \frac{\lg \frac{r}{a}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0{,}7353}{\operatorname{tg} \alpha} \lg \frac{r}{a} \tag{24}$$

Величина $n$ увеличивается с увеличением радиуса кривой профиля кулака и уменьшением угла встречи $\alpha$. Когда же угол встречи обращается в нуль, $n$ обращается в бесконечность, а следовательно, и радиус кривой делается бесконечным.

Так как угол закручивания $\beta$ зависит от радиуса участка кривой $r$ и величины угла встречи $\alpha$, для определения $n$ при заданном угле $\alpha$, необходимо в формулу (24) ввести численное значение величины $r$. Для определения $n$ в табл. 10 приведены приближенные значения $r$, вычисленные для соответствующих углов встречи $\alpha$. Причем принято, что свободный член в основной формуле $a = 1$.

Таблица 10

| | 1 | 2 | 2,5 | | | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $r$, *мм* | 1400 | 700 | 550 | 450 | 350 | 300 |
| $n$ | | 60 | 46 | 37 | 24,5 | 21,75 |

Для построения кривой очертания рабочего профиля кулака необходимо определение радиуса кривой сделать в пределах от $\left(n - \frac{1}{2}\right)\pi$ до $\left(n + \frac{1}{2}\right)\pi$.

Как видно из табл. 10, с уменьшением величины угла $\alpha$ величина радиуса очертания рабочего профиля кулака увеличивается. Интенсивное увеличение размеров радиусов кривой обвода начинается от $\alpha = 2{,}5°$.

Все кулаки с углами встречи меньше 2,5° имеют радиусы обвода больше 550 *мм*. Благодаря таким большим радиусам, надо полагать, кулаки такого профиля практического применения иметь не будут. Таким образом, предельным радиусом по величине очертания профиля кулака следует считать величину 550—500 *мм*. Естественно, с точки зрения наибольшей конструктивной целесообразности необходимо стремиться к всемерному уменьшению величины радиуса $r$ — очертания профиля кулака.

Уменьшение размеров кулаков, крайне важное для скоростей падения клети больших 10 *м/сек*, является вполне возможным. Как видно из табл. 10, величина $r$ зависит от величины изменения угла встречи $\alpha$. С увеличением угла встречи $\alpha$ уменьшается величина $r$, а вместе с ней и габаритные размеры кулака. В свою очередь, увеличение угла $\alpha$ для надежности торможения требует обязательного увеличения коэффициента трения $\mu$, так как только при таком соотношении величин $\alpha$ и $\mu$ возможно осуществление неравенства

$$F > T$$

Необходимость увеличения коэффициента трения $\mu$ может быть осуществлена тремя способами: 1) подбором для обкладки рабочей поверхности кулака специального материала с повышенным коэффициентом трения; 2) специальной обработкой рабочей поверхности кулака для получения шероховатой поверхности (накатка, нарезка зубков и пр.), которая дает возможность также повысить величину коэффициента трения и 3) применением кулаков с клинчатой рабочей поверхностью, которая резко повышает коэффициент трения.

В заключение отметим, что для клетьевых ловителей могут быть использованы оба типа кулаков, так как каждый из них производит торможение при сохранении постоянства угла встречи $\alpha$. Однако для надежной работы кулак с подвижной осью вращения требует выбора конструктивных размеров с учетом возможности работы как по новым, так и изношенным направляющим. Для кулака с обводом рабочей части по логарифмической спирали выбор основных размеров необходимо делать в соответствии с начальной скоростью торможения падающей клети.

Таким образом, использование на практике того или другого типа кулаков зависит от конструкции привода, приводящего в действие всю систему парашютов.

### Использованная литература

1. Уманский В. Б. Шахтные подъемные установки, Углетехиздат, 1948.
2. Уманский В. Б. К вопросу о надежности парашютов для рельсовых проводников. Горный журнал, 1946, № 11—12.