ПРИВОДЫ ЛИФТОВ

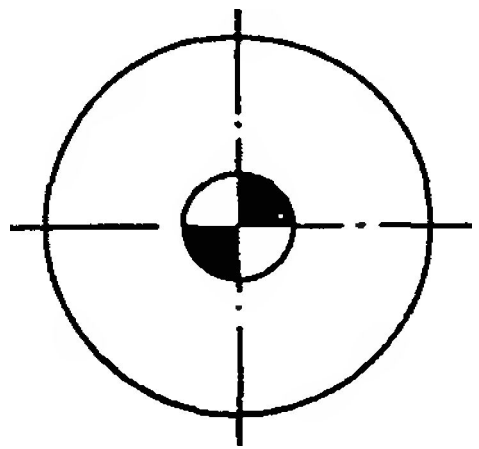
ТИПЫ ПРИВОДА

Тяговый привод

- Тяговый привод используется как средство передачи энергии на канаты лифта. Тяговое усилие передается за счет трения между канатами и ручьями шкива.
- 1. Канатные системы
- Существует ряд различных канатных систем, применение которых зависит от конкретных условий, в частности от расположения лебедки, номинальной грузоподъемности и номинальной скорости кабины.
- Большое внимание необходимо уделить выбору канатной системы для того, чтобы обеспечить продолжительный срок службы канатов лифта, высокий КПД системы и умеренное потребление энергии.
- Для этой цели, число блоков должно быть снижено до минимума и, по возможности, следует избегать реверсивных перегибов

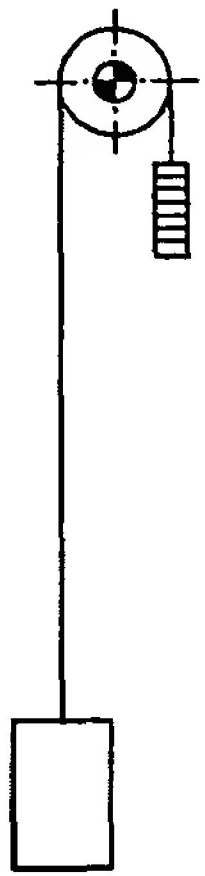
- Лебедка обычно расположена над шахтой, т.к. верхнее ее положение обеспечивает применение наиболее простой канатной системы и относительно небольшую нагрузку на конструкцию здания.
- В некоторых установках лебедка расположена в подвальном помещении рядом с полом шахты. В этом случае первоначальная цена выше, и нагрузка, действующая на расположенные в верхней части шахты блоки, и, следователь-
но, на несущие конструкции здания значительно выше.
- По этим причинам следует по возможности избегать нижнего расположения лебедки.
- Расположение механизма привода в промежуточном положении в наши дни встречается нечасто.
- Раньше такое расположение использовалось для цепных лифтов с небольшой высотой подъема. Однако они постепенно были заменены более эффективными

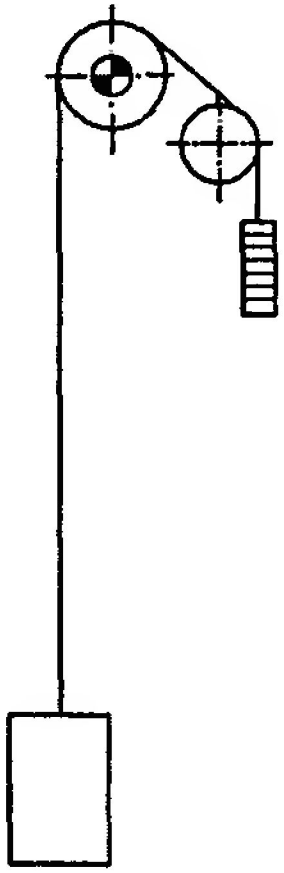
- Схемы основных канатных систем представлены на ниже. (На всех схемах принято изображение тягового шкива следующее.



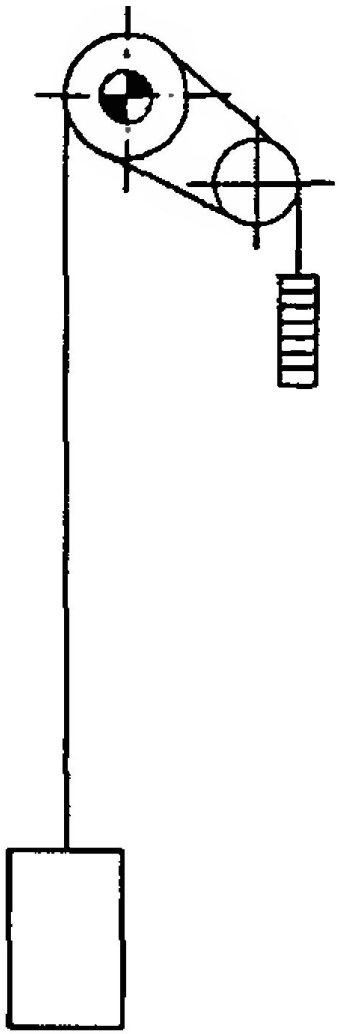
- 1) Верхнее расположение лебедки:
- Привод с одним обхватом, кратность канатной.
- подвески i = 1
- Установка, показанная н, - наиболее простая.

- Когда расстояние между центром кабины и противовеса больше диаметра шкива, может быть предусмотрен отводной блок для отклонения канатов.
- Для обеспечения достаточного тягового усилия может использоваться привод с двойным обхватом.

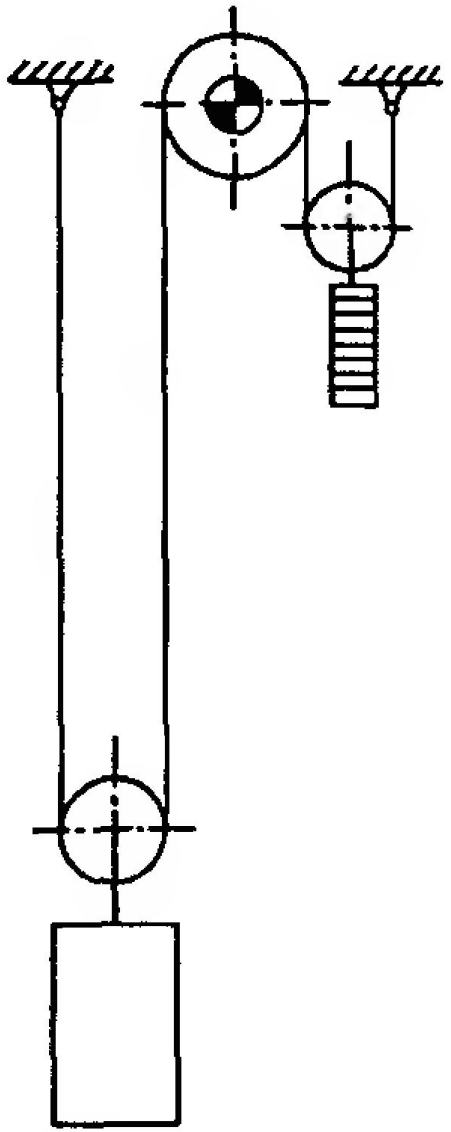




- Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески i = 1.
- Канаты лифта проходят от кабины через тяговый шкив, вниз,
  огибая контршкив, обратно к тяговому шкиву и к противовесу.
- Если диаметр тягового шкива равен расстоянию между центром кабины и противовеса, второй шкив может располагаться прямо внизу.
- Там, где это расстояние больше, второй шкив служит также отводным блоком.

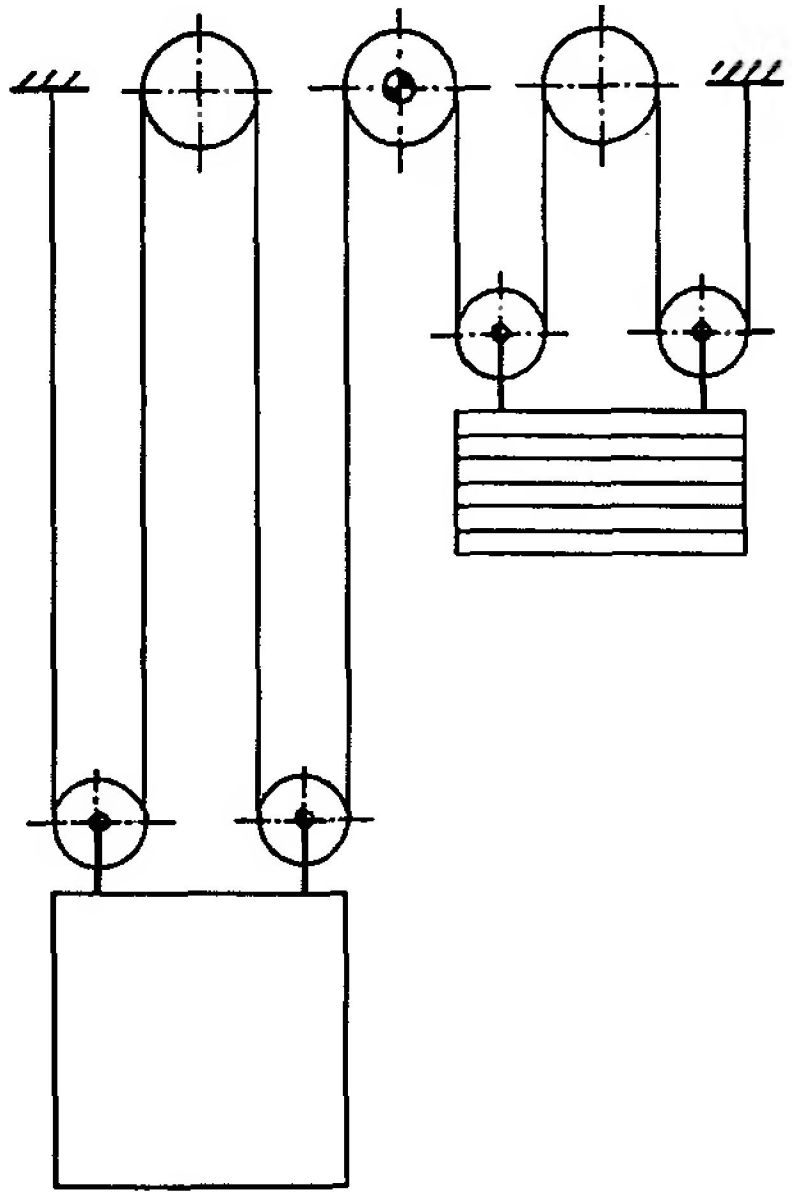


- Привод с одним обхватом, кратность канатной
- подвески i = 2
- В системах с кратностью канатной подвески не равным 1, оба конца канатов лифта неподвижно зафиксированы на верхних балках, тогда как блоки подвески установлены на кабине и противовесе.
- Теоретическая сила натяжения в канатах лифта в i раза меньше, чем при кратности канатной подвески 1, а окружная скорость обода тягового шкива в i раз больше.



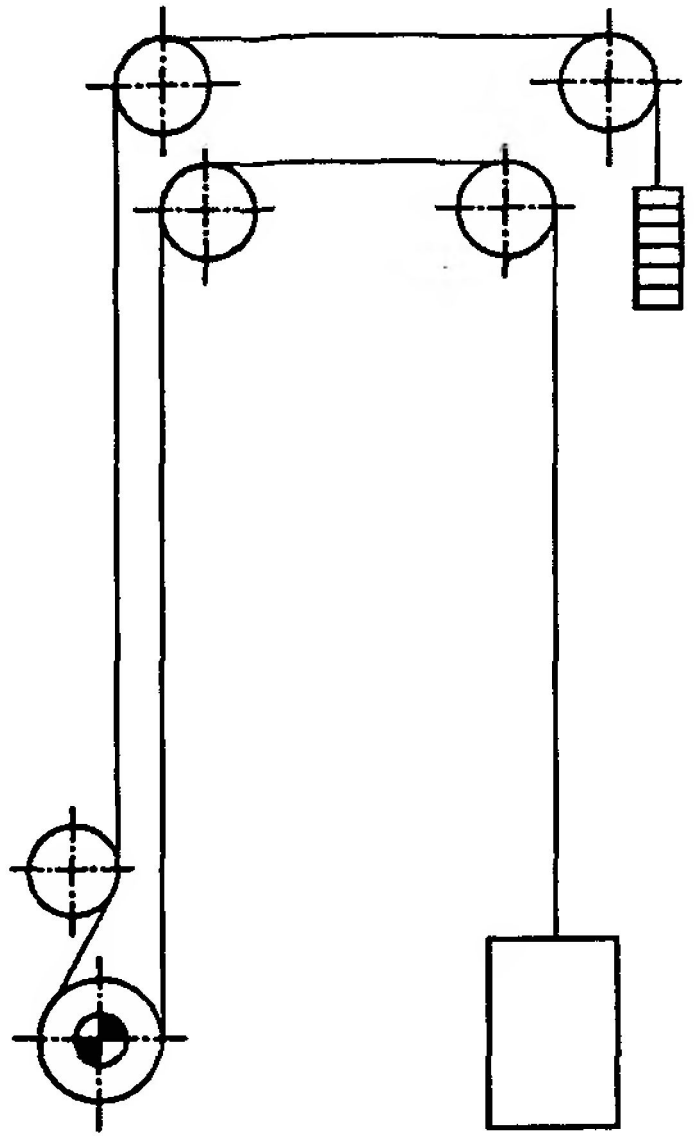
- Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески i = 4

- Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 4



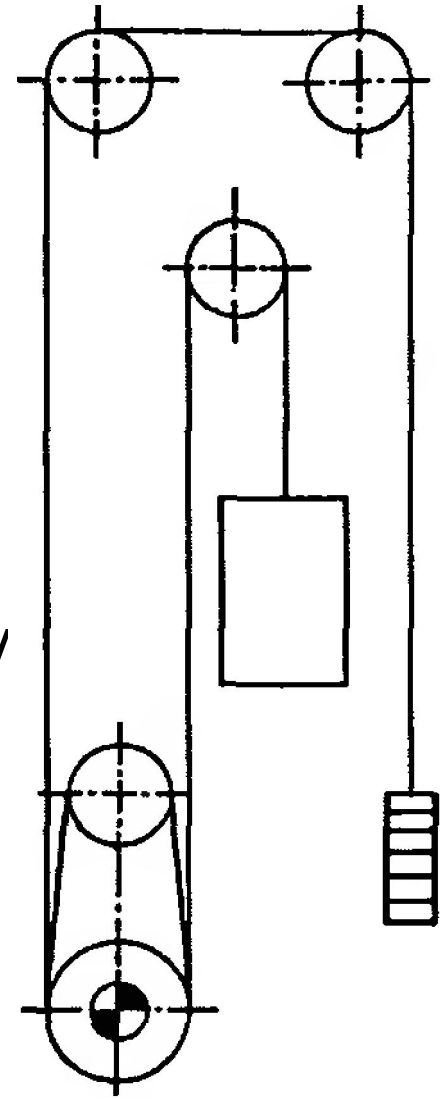
- (2) Лебедка в нижнем помещении:
  Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески i = 1

- Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 1



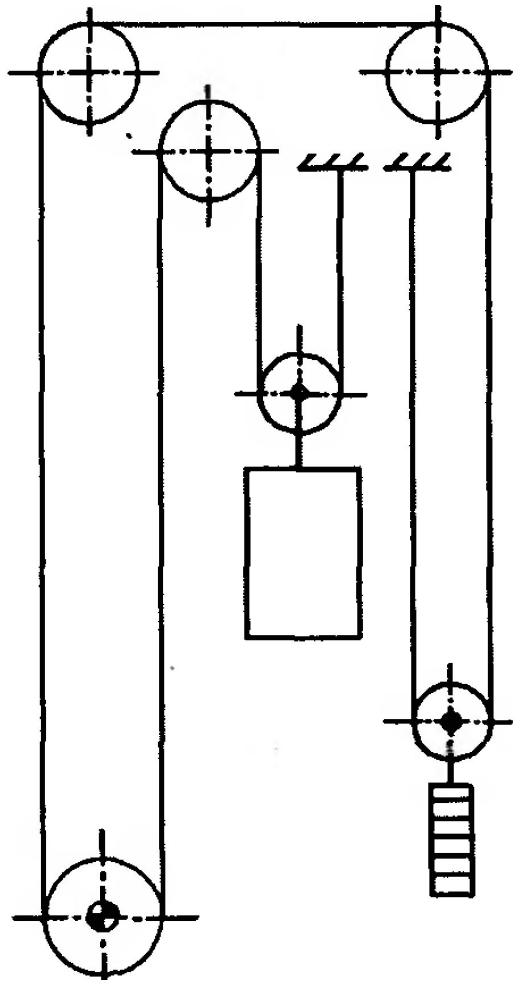
- Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески i = 1.

Канатная система с нижним расположением лебедки, при вод с двойным обхватом кратность канатной подвески 1

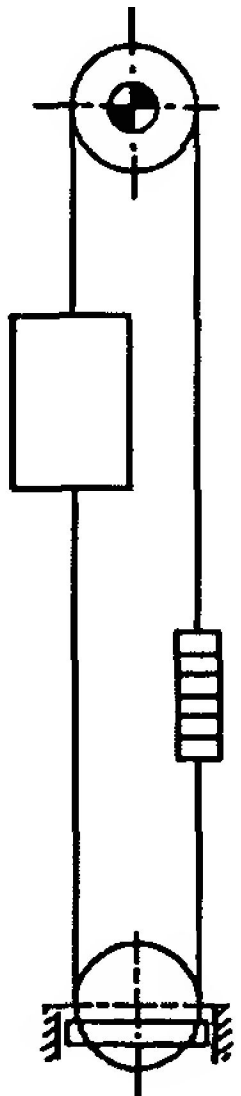


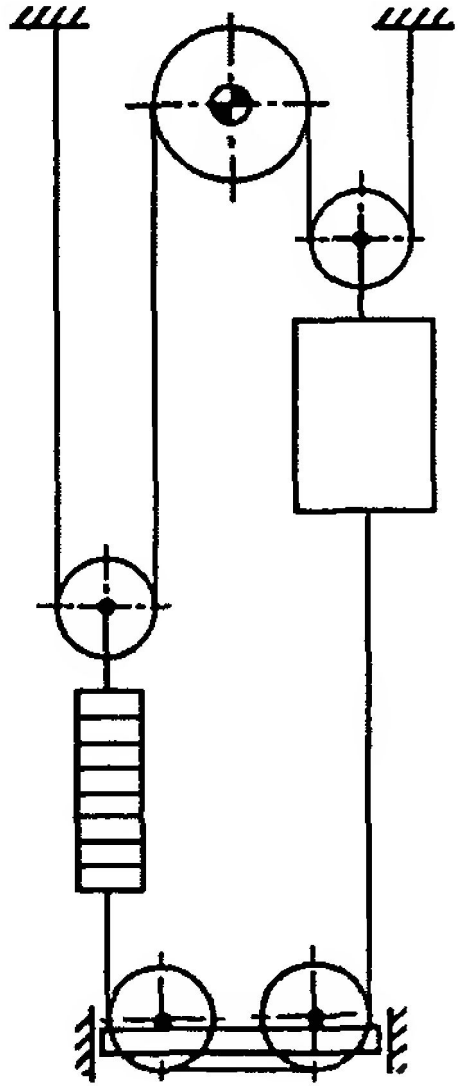
- Привод с одним обхватом, кратность канатно
- подвески i = 2 .

- Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 2



- Канатные системы с компенсирующими канатами. (кратность канатной подвески 1) и (кратность канатной подвески 2).
  Лебедка расположена вверху и применяется привод с одним обхват





- 2. Тяговый шкив и отводной блок
- В соответствии с требованиями стандартов соотношение между расчетным диаметром шкива или блока и номинальным диаметром подвесных канатов, независимо от числа прядей, должно быть не менее 40.
- Минимальное соотношение между расчетным диаметром блоков натяжного устройства и диаметром компенсирующих канатов по EN 81-1 равно 30,а по A17.1 - 32.

Материал тяговых шкивов и отводных блоков

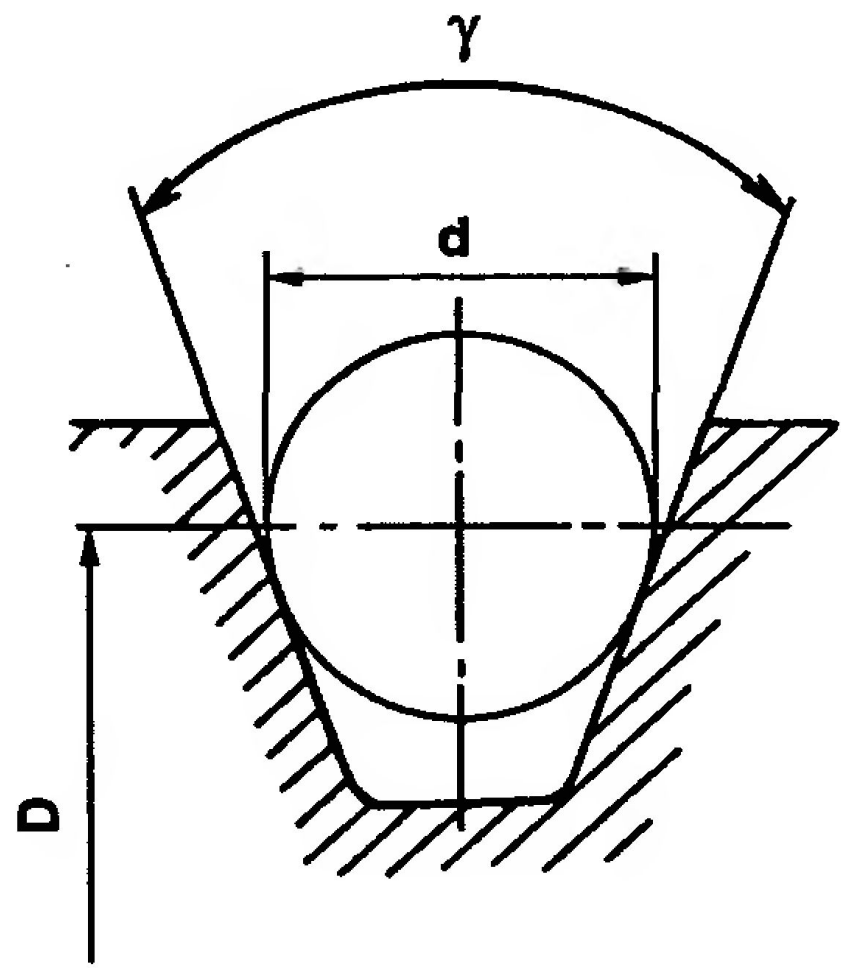
- Тяговые шкивы обычно отливаются из серого чугуна с твердостью по Бринеллю 220-230 на поверхности ручьев шкива; блоки также изготавливаются методом литья из серого чугуна или из стали.
- Относительно недавно на рынке появились новые неметаллические материалы, т.е. термо- и дюропластиковые материалы, поставляемые фирмой G.Schwartz GmbH под названием OPTAMID®, LAMIGAMID® и LAMINEX®,OPTAMID® (литой полиамид) используется успешно для отводных блоков
лифтов. Другие два используются для изготовления блоков клиновых ремней и звездочек цепей эскалаторов.

- Отводной блок, выполненный
- из OPTAMID®

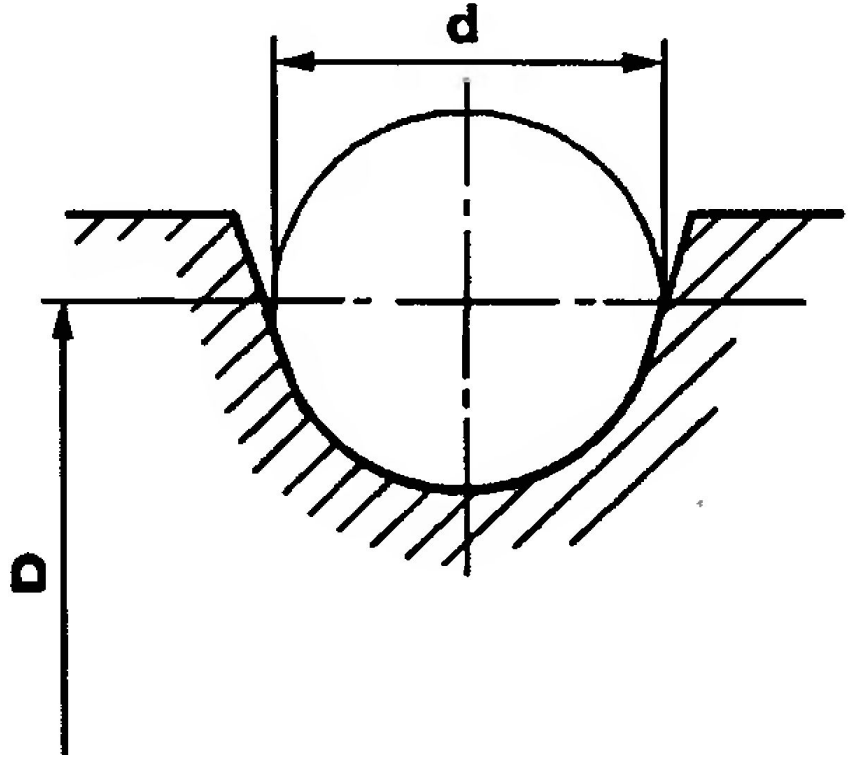
- Эти материалы обладают следующими преимуществами:
- - малый удельный вес,
- - высокая жесткость и твердость,
- - высокую ударную вязкость,
- - устойчивость к трению и износу,
- - высокое сопротивление проскальзыванию,
- - устойчивость против коррозии,
- - незначительное влагопоглощение,
- - частичное или полное отсутствие необходимости в техническом обслуживании.

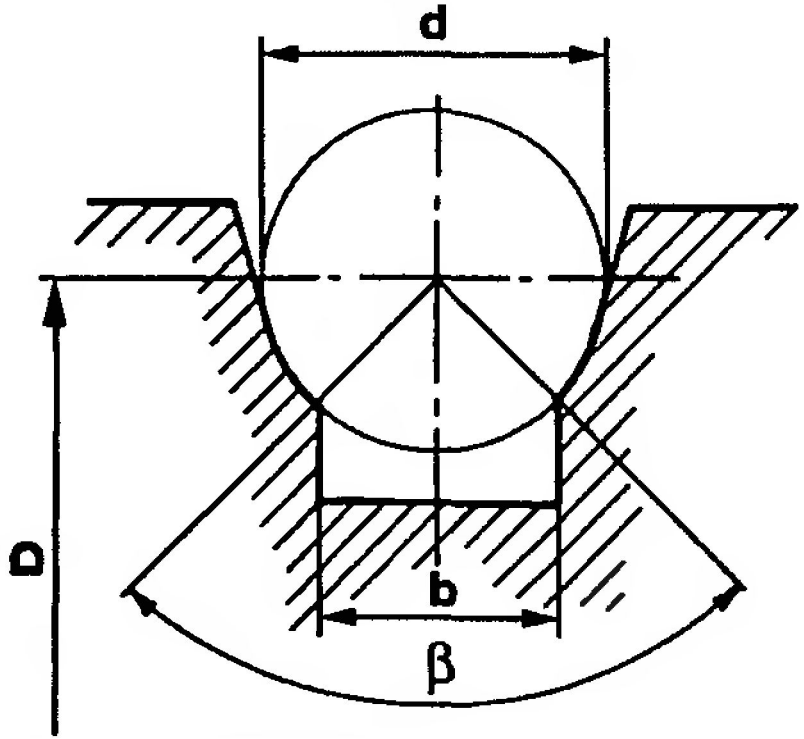
- Отводные блоки OPTAMID® имеют ряд важных качеств:
- - удельный вес этого материала составляет только 1,15 г/см^3, что делает блок значительно легче, чем стандартная продукция,
- - незначительный шум при работе блоков,
- - уменьшение вибраций,
- - из-за низкого модуля упругости; площадь контакта между канатом и поверхностью ручья больше; удельное давление в этом месте ниже и долговечность ручья значительно увеличена,
- - устойчивость к воздействию канатной смазки,
- - материал может быть покрашен требуемым цветом, например, желтым.

- Отводные блоки производятся литьем без размерных ограничений. Они могут опираться на роликовые подшипники или втулки.
- Тяговые шкивы изготавливаются с окончательно готовыми ручьями для подвесных канатов.
- Применяются ручьи с двумя формами профиля поперечного сечения:
- (а) Клиновой (V-образный), с углом 35°-40° .
- С уменьшением угла возрастает тяговая способность и величина контактного давления, что влечет за собой юное поверхности ручьев и подвесных канатов.



- (б) Полукруглый (U-образный) или полукруглый с подрезом





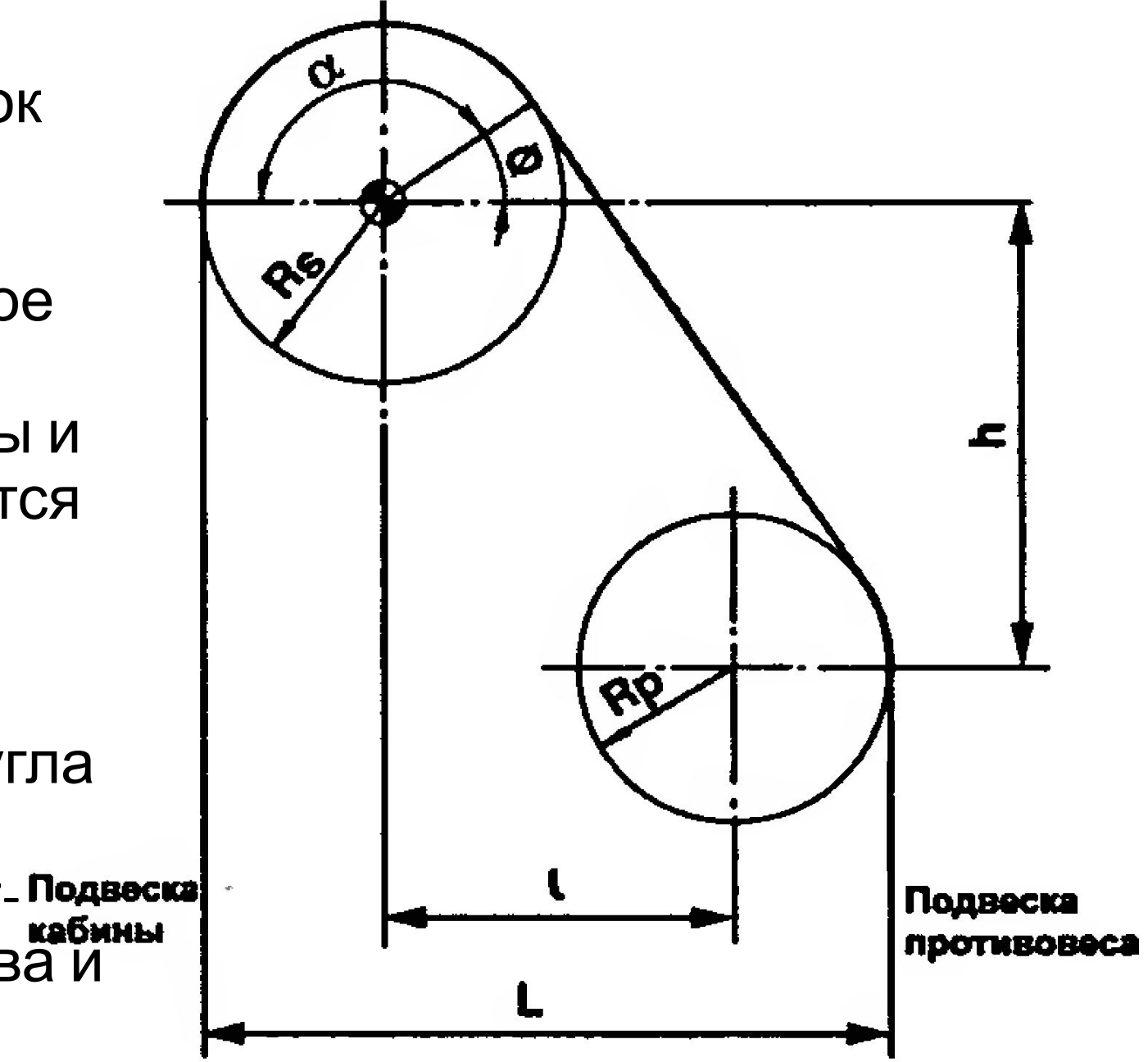
- С полукруглым ручьем тяговая способность значительно ниже, поэтому часто используется привод с двойным обхватом, особенно, в скоростных лифтах.
- Однако, этот тип ручья имеет большое преимущество в части увеличенного срока службы канатов из-за меньшего контактного давления между поверхностью ручья и каната.
- Следующим преимуществом является меньший уровень шума, которое особенно заметно при больших скоростях.
- Свойства полукруглого с подрезом ручья занимают промежуточное положение между свойствами клинового и полукруглого.
  Ширина подреза рассчитывается по формуле

$$\frac{b}{2} = \frac{d}{2} \cdot \frac{\beta}{2}. \qquad (3.1)$$

- Угол подреза β должен быть желательно меньше 90° и не больше 106°.

- Испытания и измерения сил натяжения канатов лифтов, проведенные несколько лет назад, выявили лучшее распределение нагрузки по канатам при использовании шкивов с полукруглой формой ручьев.
- С этих позиций, ручьи полукруглые с подрезом (U-образные) должны заменить клиновые (V-образные) везде, где тяговая способность оказывается достаточной.

- Большей частью, отводной блок расположен в машинном помещении.
Однако если требуется большое рас-
стояние между центром кабины и противовеса, он устанавливается под
перекрытием шахты для того, чтобы
уменьшить потерю величины угла об-
хвата. На рис. показана геомет-рия взаимного положения шкива и отводного блока.



- Угол φ между горизонтальной осью шкива и точкой касания каната с его поверхностью демонстрирует потерю угла обхвата а при применении отводного блока, т.к. α = 180° - φ и может определяться по формуле

$$\sin\phi = \frac{l \cdot \sqrt{l^2 + h^2 - (R_S - R_P)^2} - h \cdot (R_S - R_P)}{l^2 + h^2} \qquad (3.2)$$

- с учетом величины горизонтального и вертикального расстояния между осями шкива и отводного блока. Для $R_s = R_p$

$$\sin\phi = \frac{l}{\sqrt{l^2 + h^2}}, \quad tg\phi = \frac{l}{h}. \qquad (3.3)$$

- Так как расстояние *l* определено при конкретном значении

$$l = L - (R_s + R_p),$$

- зависимость угла обхвата от вертикального расстояния *h* становится очевидной.

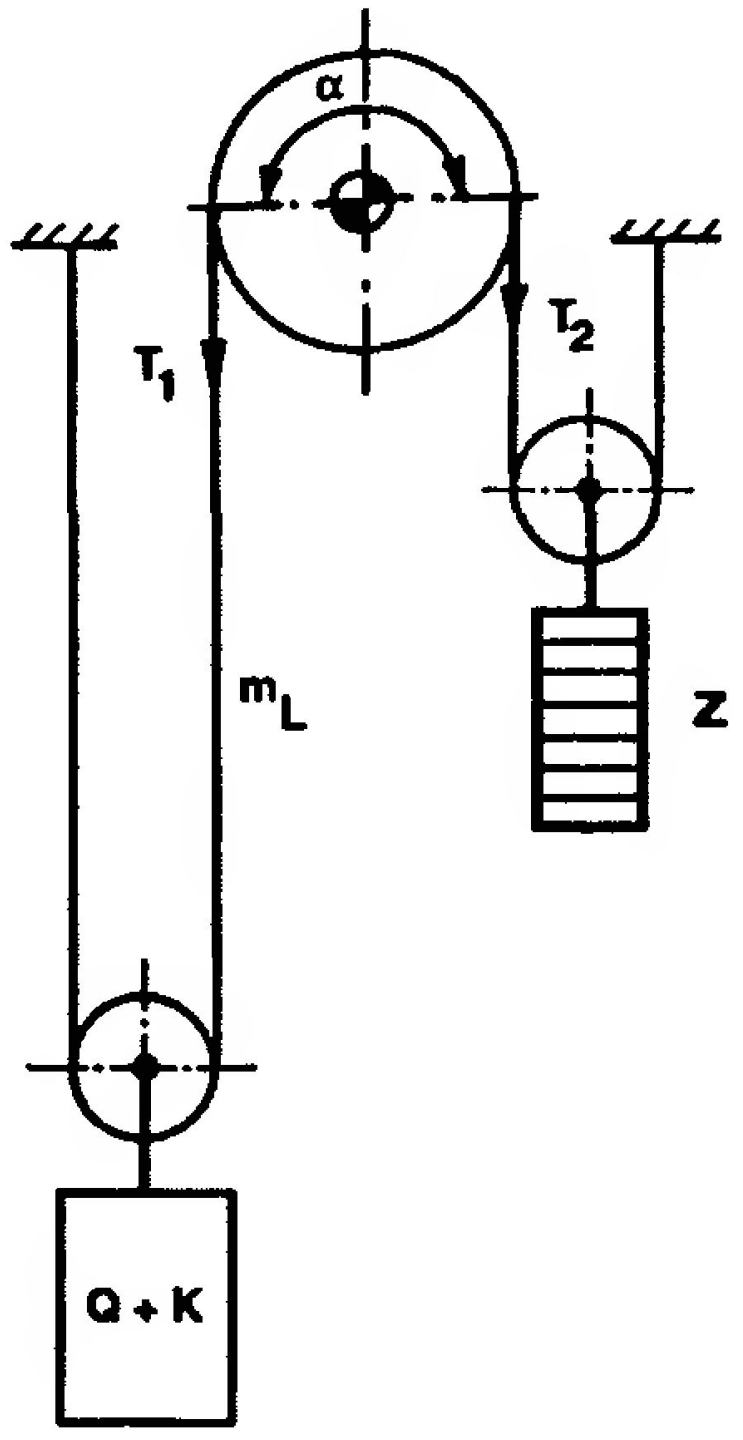
3. Силы, действующие на шкив

- Максимальная тяговая способность, которая может развиваться ручьями шкива, является функцией фактической величины коэффициента трения между канатами и ручьями, а также угла обхвата, и выражается формулой Эйлера:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}, \qquad (3.4)$$

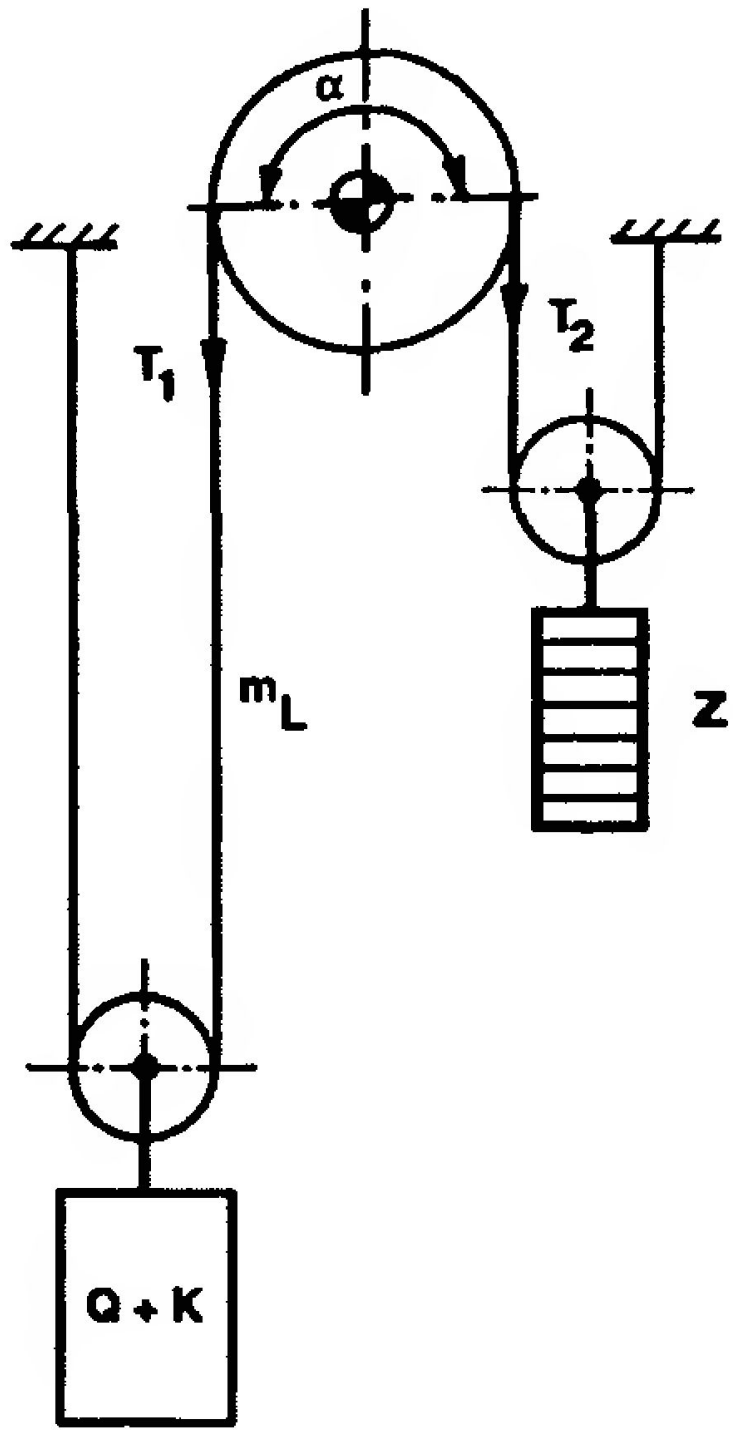
- где T_1/T_2 - отношение между большей и меньшей силой натяжения канатов, расположенных по разные стороны тягового шкива, e - основание натуральных логарифмов,f- коэффициент трения, зависящий от формы поперечного сечения ручья, и α - угол охвата шкива канатами (радиан).

- Величина силы статического натяжения T_1 и T_2 зависит от номинальной грузоподъемности, массы кабины или противовеса, соответственно, массы подвесных канатов и канатного фактора (кратности канатной подвески).



- Если применяются компенсирующие канаты, влияние их массы, как и силы натяжения, нельзя не учитывать. (В отношении силы T_1 и T_2 рассчитываются для полностью нагруженной кабины расположенной на самой нижней посадочной площадке и в, общем случае, определяется кратностью канатной подвески *i*, хотя на схеме представлена система два к

$$T_1 = \left(\frac{Q+K}{i} + m_L \right) \cdot g_n, \ (H); \ T_2 = \frac{Z}{i} \cdot g_n, \ (H), \qquad (3.5)$$



- где К - масса пустой кабины (кг), Q - номинальная грузоподъемность (кг), m_L - масса одной ветви подвесных канатов (кг), Z - масса противовеса (кг), *i* - кратность подвески и g_n - ускорение свободного

- Силы, действующие на шкив, в случае применения привода с двойным обхватом, показаны на рис. T_3 - сила натяжения после первого обхвата шкива (угол обхвата α_1). Коэффициент полезного действия первого приводного и вторичного шкивов не прини

$$\frac{T_1}{T_2} \le e^{f\cdot\alpha_1}; \quad \frac{T_3}{T_2} \le e^{f\cdot\alpha_2}, \tag{3.6}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \le e^{f\cdot(\alpha_1+\alpha_2)}. \tag{3.7}$$

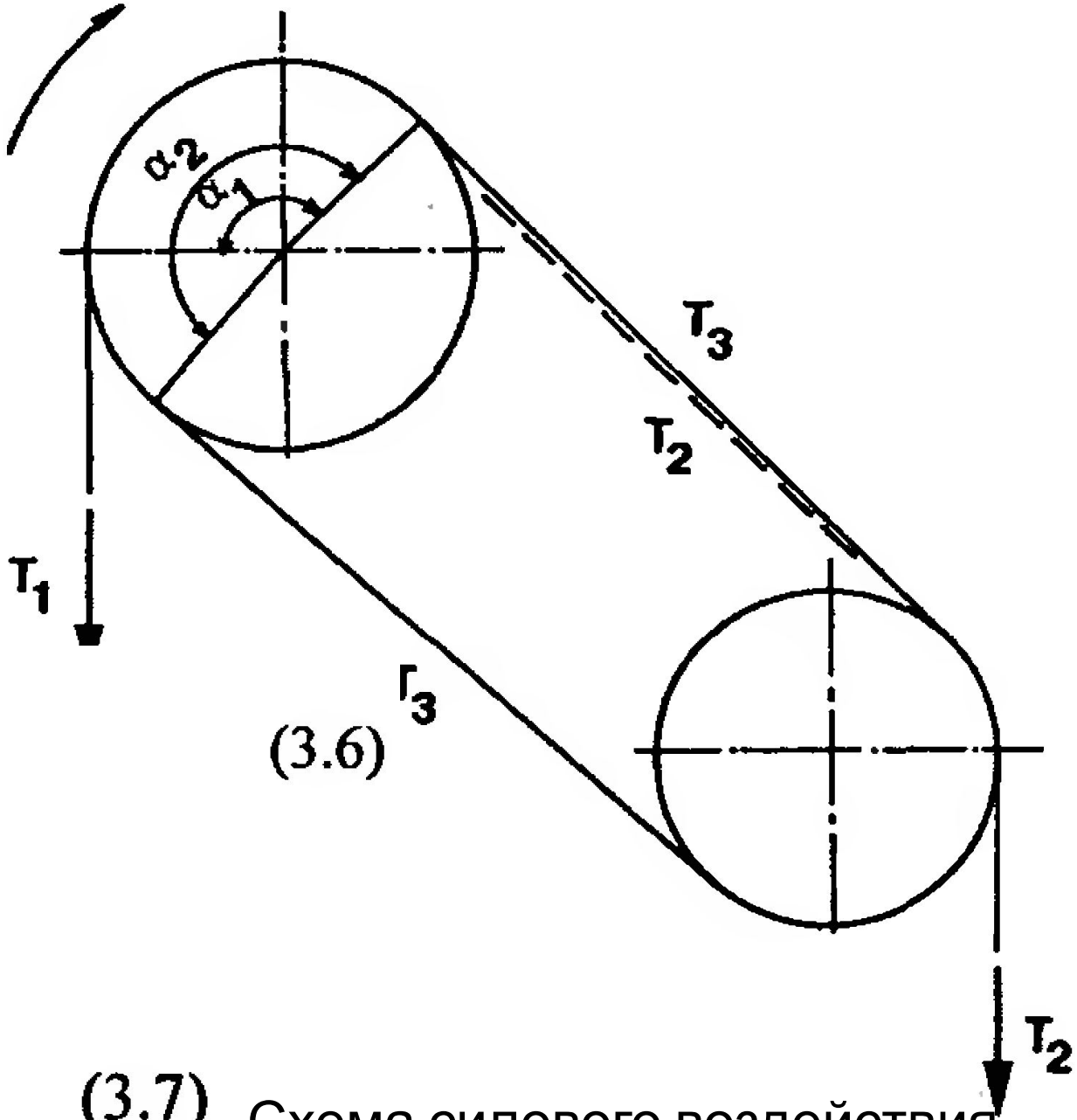


Схема силового воздействия на шкив с двойным обхватом

- Тяга значительно увеличивается и поэтому применение двойного обхвата с этой точки зрения очень удобно.
- С другой стороны, усложняется конструкция лебедки, увеличивается её габаритная высота и ширина обода шкива из-за необходимости удвоения числа ручьев.
- Число изгибов каната больше, что приводит к дополнительному износу подвесных канатов.
- Нагрузка на шкив значительно больше, чем в случае применения привода с одним обхватом. Увеличивается сопротивление от сил трения, что приводит к уменьшению коэффициента полезного действия канатной системы.

3.1.4. Контактное давление каната в ручье обода шкива

- Максимальное допустимое значение контактного давления рассчитывается так

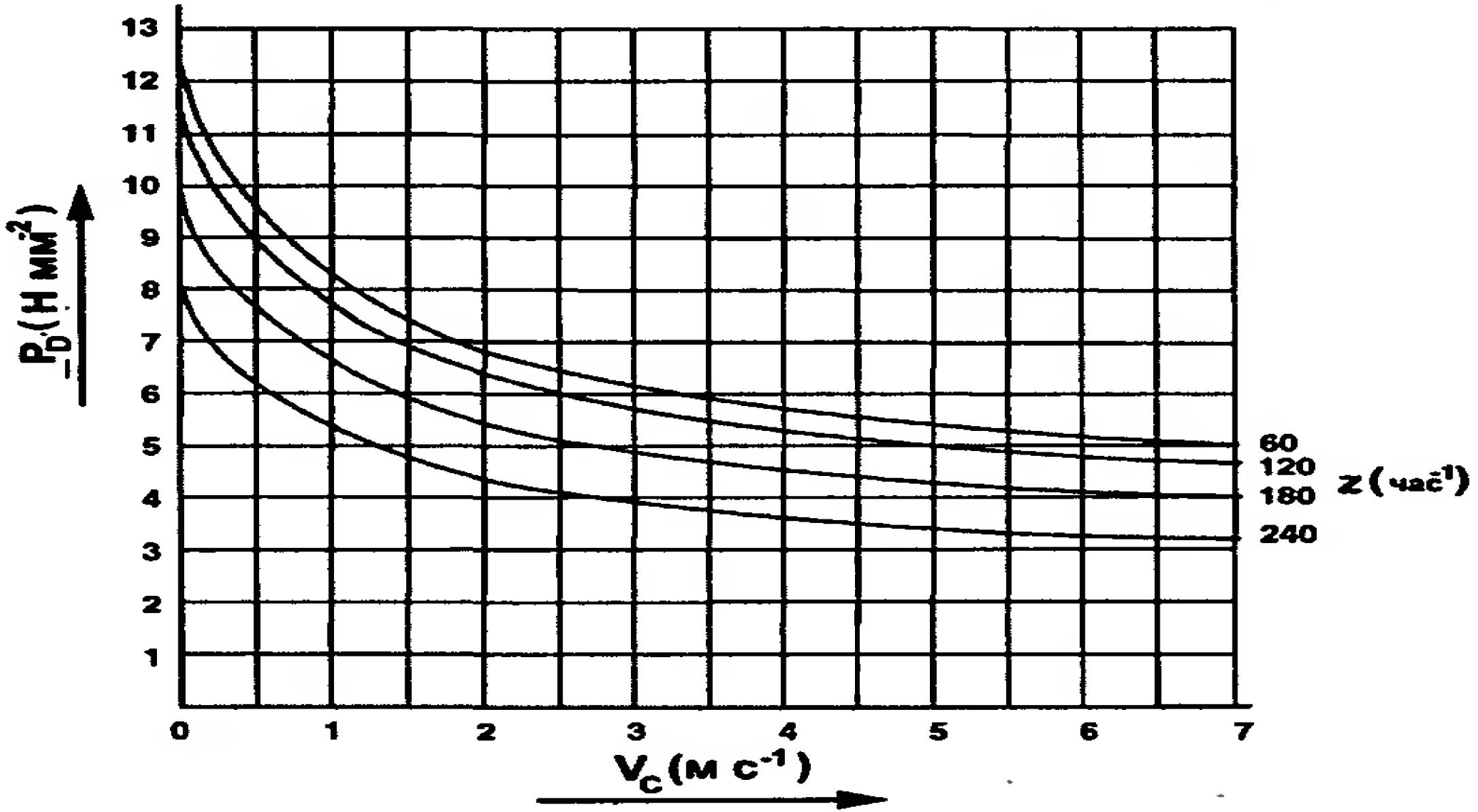
$$p_D = \frac{12,5 + 4 \cdot V_C}{1 + V_C}, \quad (\text{Н/мм}^2), \qquad (3.8)$$

- где V_C - скорость каната, соответствующая номинальной скорости кабины (м/с).

- В некоторых европейский странах максимальное давление определяется не только в зависимость от скорости каната, но также от интенсивности перевозок, обычно определяемой числом рейсов в час.
- На рис. 3.18 проиллюстрирована зависимость максимально допустимого контактного давления p_D от скорости каната v_c и числа рейсов в час z.
- Влияние интенсивности перевозок было учтено путем умножения основной формулы на коэффициент k.

$$p \le p_D = \frac{12,5 + 4 \cdot v_C}{1 + v_C} \cdot k \text{, (Н/мм}^2\text{).} \qquad (3.9)$$

График зависимости максимального контактного давления от скорости каната



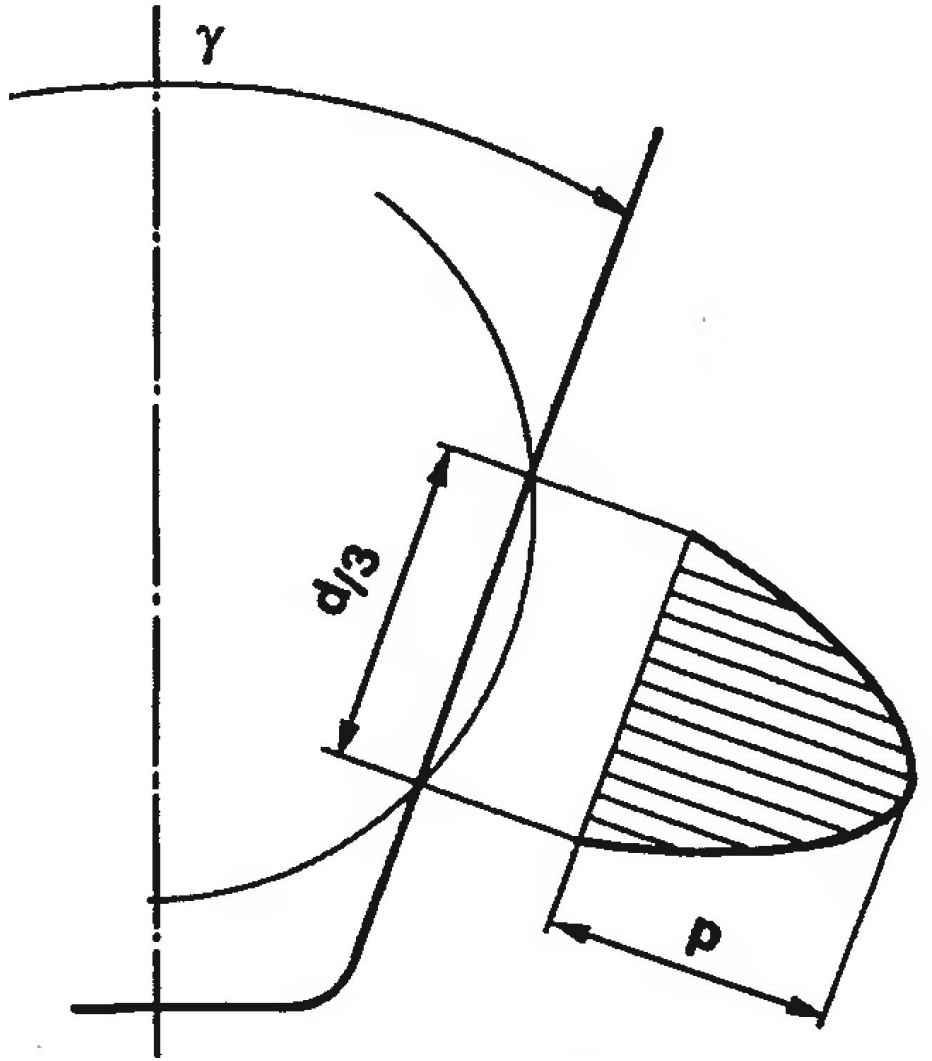
- Коэффициент к может быть рассчитан по формуле

$$k = \frac{52 - \left(\frac{z}{60}\right)^2 - \frac{z}{60}}{50}. \qquad (3.10)$$

- При расчетах контактного давления в ручьях шкива различного профиля будут использованы впервые предложенные Хъюмансом (Hymens) и Хеллборном (Hellborn) (1927 г.) рекомендации, которые все еще сохраняют свою ценность.

(а) Клиновой ручей (V-образный)

- Предполагается, что длина деформированной части поверхности каната, вызванная радиальным давлением, составляет приблизительно одну третью часть диаметра каната и величина контактного давления изменяется на этом участке по синусоидальному закону .



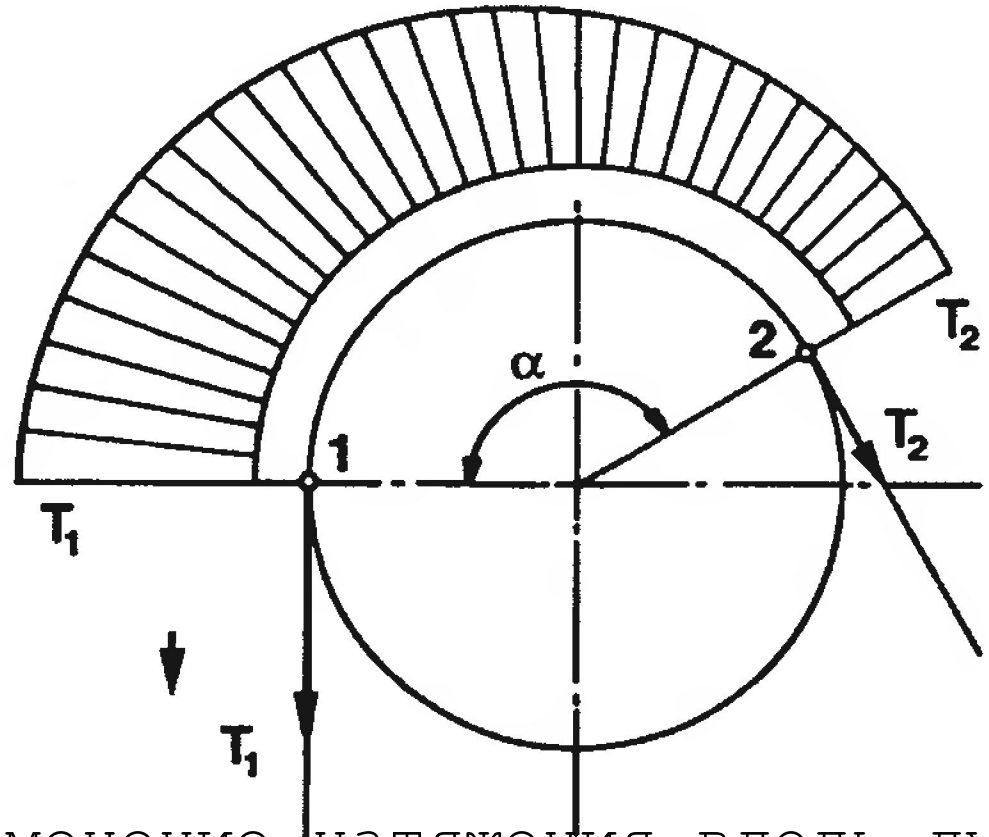
Распределение контактного давления в клиновом ручье

- Максимальная величина контактного давления в любой точке дуги обхвата шкива канатом определяется следующей формулой:

$$p = \frac{3 \cdot \pi \cdot T}{2 \cdot D \cdot d \cdot \sin\frac{\gamma}{2}}, \ (\text{Н/мм}^2), \qquad (3.11)$$

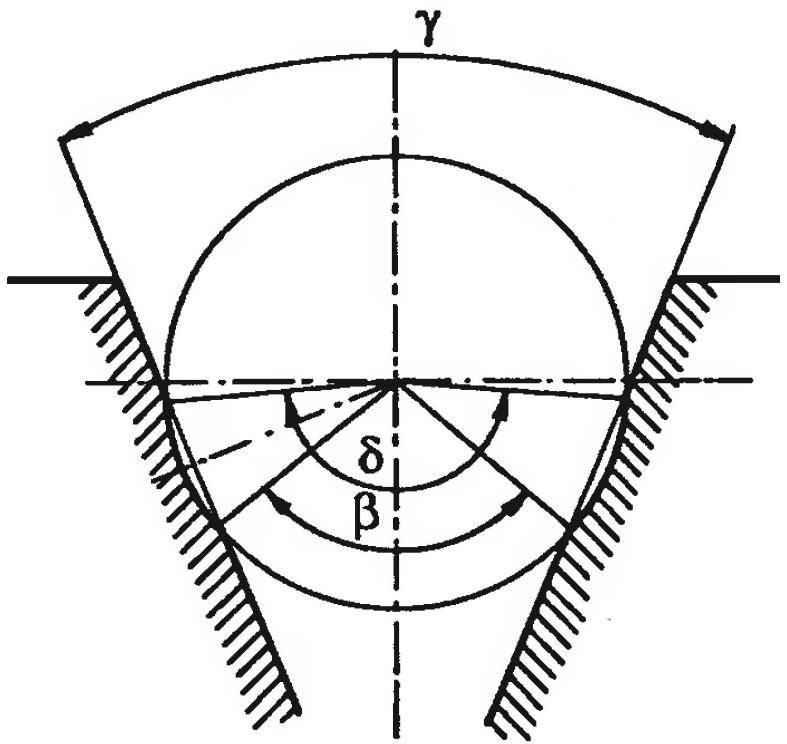
- где Т- сила натяжения в точке, где рассчитывается контактное давление (Н), D - расчетный диаметр шкива (мм), d-номинальный диаметр каната (мм) и γ - угол клинового ручья (V- образный) (град.).

- Из уравнения 3.11 следует, что контактное давление прямо пропорционально силе натяжения, которая изменяется по закону экспоненты вдоль дуги контакта (рис.), и абсолютный максимум контактного давления будет в точке наибольшего натяжения каната.



Изменение натяжения вдоль дуги контакта тягового шкива

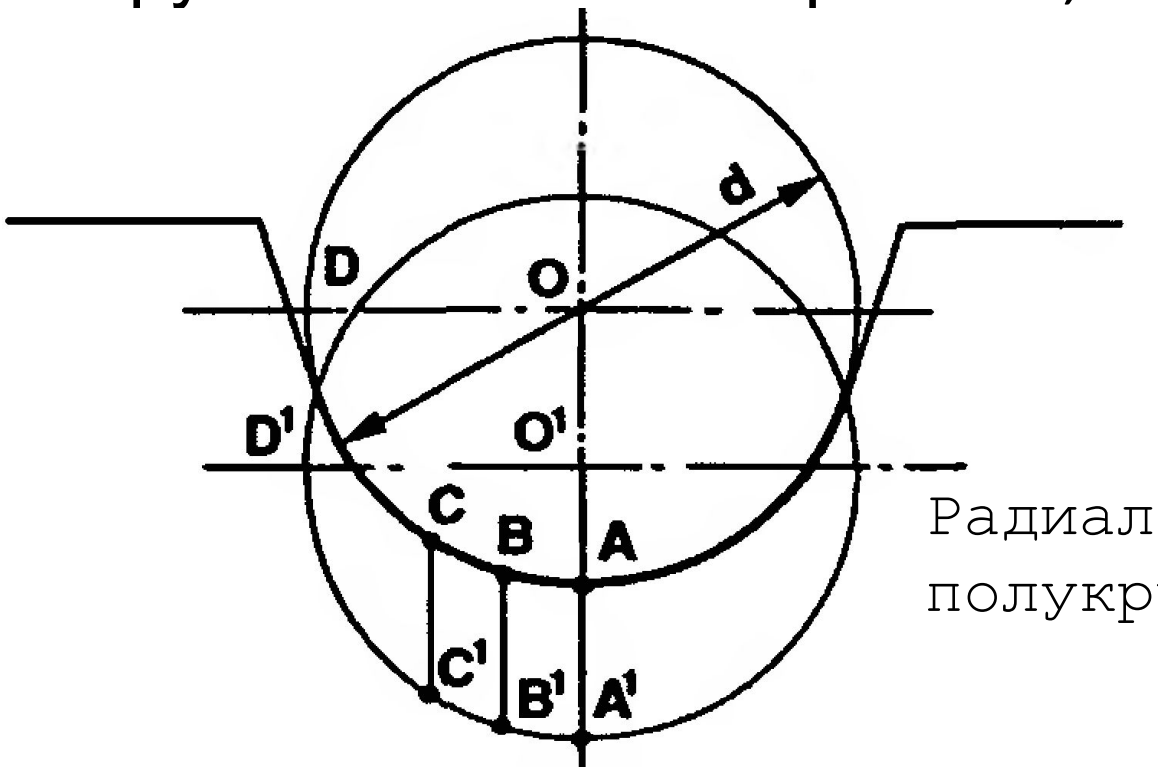
- Износ преобразует форму клинового ручья в полукруглый с подрезом с переменным углом контакта, эффект будет тот же, что при использовании ручья полукруглой формы с подрезом (рис.). Контактное давление уменьшается, также как величина коэффициента трения и тяговая способность.
- В процессе износа канат углубляется в ручье и дуга контакта, определяе
мая разностью углов (δ - β) увеличивается. Угол внешней линии площади контакта δ может дост значения 180°, тогда как угол β относител



Клиновой ручей тягового шкива после износа

- Для сохранения минимального фиксированного значения p иногда используются клиновой ручей с подрезом.
- Фактическая величина контактного давления в изношенном клиновом ручье может быть определена также, как и для ручья полукруглого с подрезом (смотри далее позицию (c)).

- (b) **Полукруглый ручей**
- Как показано на рис. , после износа полукруглого ручья, канат углуб-
  ляется в ручей и радиальное смещение всех опорных точек оказывается одинаковым. Это значит, что износ ручья в радиальном направлении постоянный на дуге контакта.
- Износ ручья вызывается трением, которое зависит от контактного да
  ни

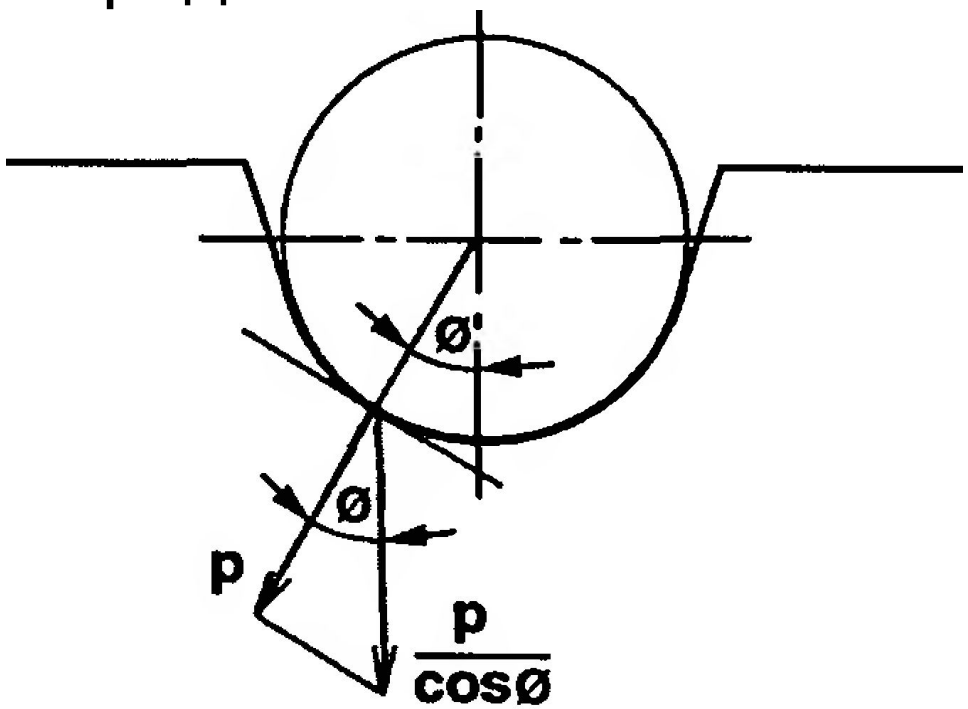


Радиальный сдвиг каната в полукруглом ручье после износа

- Тогда, если коэффициент трения постоянный, то радиальная составляющая контактного давления должна быть постоянной в любой точке дуги контакта. Математически это выражается так:

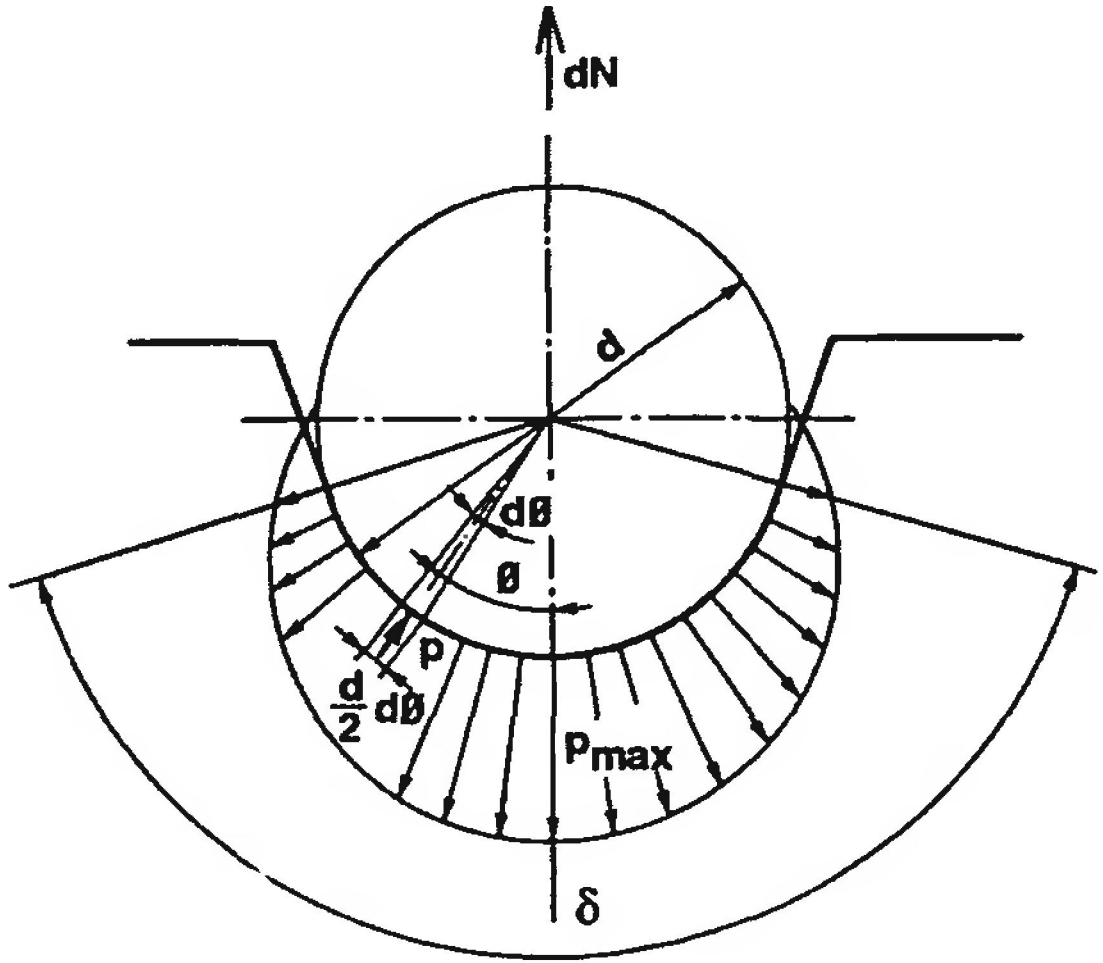
$$\frac{p}{\cos\phi} = const \qquad (3.12)$$

- и отсюда, величина контактного давления в радиальной плоскости $p = const \cdot \cos\phi.$



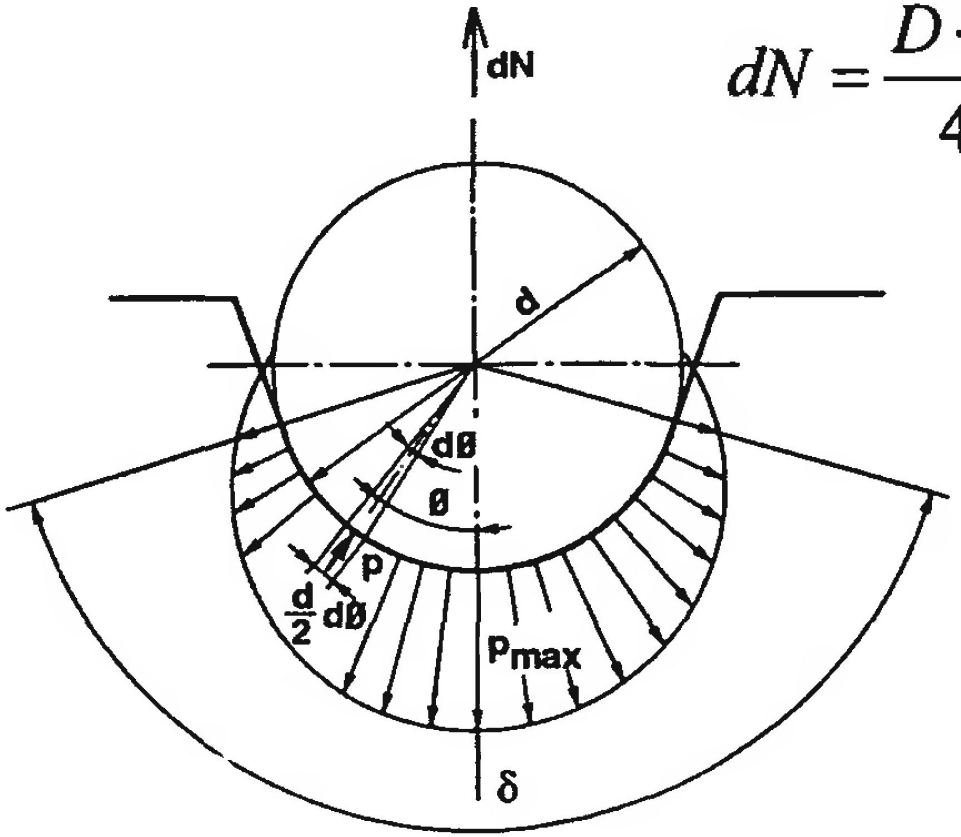
Контактное давление в точке контактной поверхности полукруглого ручья

- При ф = 0, когда cosψ = 1, давление достигает максимального значения в нижней части ручья.
- Распространение контактного давления вдоль зоны контакта показано графически на рис.



Распределение контактного давления в полукруглом ручье

- Так как сумма вертикальных составляющих контактных давлений в радиальной плоскости должна находиться в равновесии с радиальной силой dN_y действующей на бесконечно малый отрезок каната, следующее уравнение 3.13 может быть использовано для расчета контактного давления для данной схемы.



$$dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \int_{-\frac{\delta}{2}}^{+\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos\phi \cdot d\phi \,. \qquad (3.13)$$

- Выражение D x (d/4) x dα x dψ представляет собой бесконечно малую величину площадки контакта, размеры которой (d/2) x dψ в радиальной плоскости и (D/2 x dα) вдоль дуги обхвата шкива канатом.
- Применяя соответствующие математические методы, можно рассчитать контактное давление по формуле так:

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos\phi}{D \cdot d \cdot (\delta + \sin\delta)}, \text{ (Н/мм}^2\text{)}, \qquad (3.14)$$

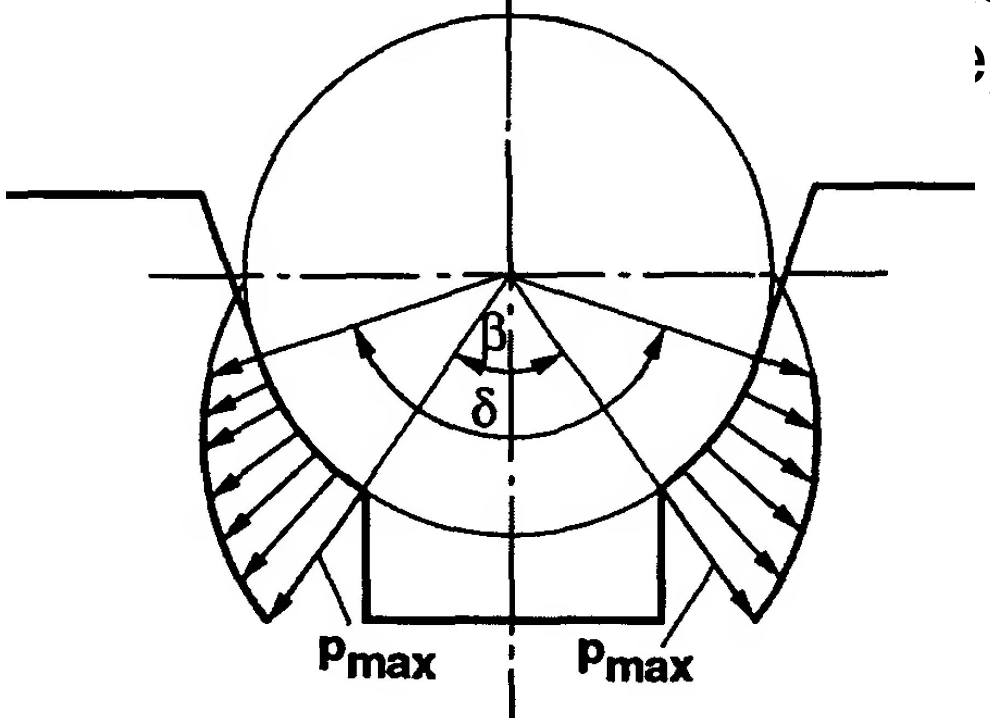
- которая дает достаточно обоснованное значение величины.

- Максимальное контактное давление будет иметь место в нижней точке ручья (ψ — 1), при максимальном значении натяжения каната Т.

(с) Ручей полукруглый с подрезом

Распределение контактного давления по площади контакта (рис.)

аналогично распределение для полукруглого ручья, так как оно определяется той же кривой ($p = const \times \cos\psi$); однако есть [illegible], связанное с изменением профиля



I
Распределение контактного давления в полукруглом ручье с подрезом

- Линия контакта между канатом и ручьем прерывается там, где изначально давление должно было бы быть наибольшим; поэтому векторы давления распространяются на меньшей площади контакта ручья, создавая в нем более высокое давление, чем в полукруглом ручье.
- Исходное уравнение слегка отличается:

$$dN = \frac{D \cdot d}{2} \cdot d\alpha \cdot \int_{\frac{\beta}{2}}^{\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos\phi \cdot d\phi, \qquad (3.15)$$

- и после применения такой же математической техники конечная формула будет выглядеть так

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos\phi}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin\delta - \sin\beta)}, (\text{Н/мм}^2). \qquad (3.16)$$

- Максимальное давление будет на краю подреза, т.е.

$$p_{max} = \frac{8 \cdot T \cdot \cos\frac{\beta}{2}}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin\delta - \sin\beta)}, (\text{Н/мм}^2). \qquad (3.17)$$

Коэффициент трения канатов в ручьях

- (а) Клиновой ручей (V-образный)
- Общеизвестно, что коэффициент трения для клинового ручья

$$f = \frac{\mu}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \qquad (3.18)$$

- где μ - фактический коэффициент трения между канатом и стальным шкивом или шкивом из чугуна; для расчета обычно берется значение μ = 0,09,
  γ - угол профиля ручья (градус).
- Для 35°-ного клинового ручья,f= 3,325μ, результатом чего является значительное увеличение силы тяги.
- После износа конфигурация ручья изменяется и величина коэффициента трения становится меньше (см. ранее).

(b) Полукруглый ручей (U-образный)

- Элементарная тангенциальная реакция dF, вызванная действием радиальной силы dN на бесконечно малую часть каната, может быть рассчитана следующим образом:

$$dF = f \cdot dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \mu \cdot \int_{\left(-\frac{\delta}{2}\right)}^{\left(+\frac{\delta}{2}\right)} p \cdot d\phi \ , \qquad (3.19)$$

- После замены

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos\phi}{D \cdot d \cdot \left(\delta + \sin\delta\right)} \ , (\text{Н/мм}^2)$$

- и *dN = Tdα*, после интегрирования окончательная формула имеет вид

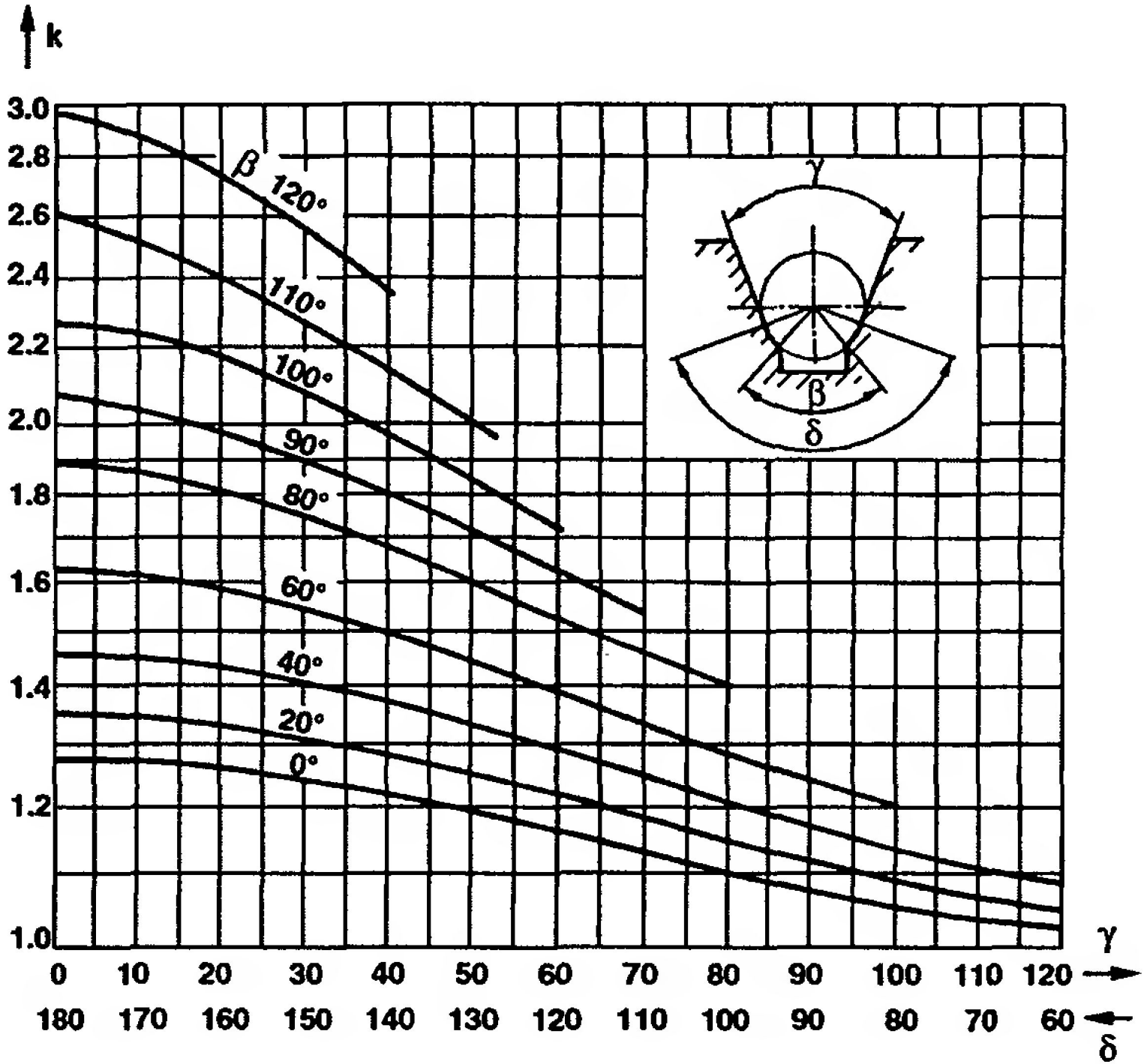
$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin\frac{\delta}{2}}{\delta + \sin\delta} \ , \qquad (3.20)$$

(c) Полукруглый ручей с подрезом

- Если применяется та же самая процедура, как и в пункте (Ь), конечная формула имеет следующий вид

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin\frac{\delta}{2} - \sin\frac{\beta}{2}}{\delta - \beta + \sin\delta - \sin\beta} . \qquad (3.21)$$

- В общем виде, формула для f может быть представлена в виде $f = k \cdot \mu$ и k может считываться с графиков (см. далее) для ручьев полукруглых и полукруглых с подрезом.


k
3.0
2.8
2.6
2.4
2.2
2.0
1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
β
120°
110°
100°
90°
80°
60°
40°
20°
0°
γ
β
δ
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120
γ
180 170 160 150 140 130 120 110 100 90 80 70 60
δ

- Для угла 5, равного 180°, коэффициент трения достигает своего максимального значения:
- для полукруглого ручья

$$f = \frac{4}{\pi} \cdot \mu = 1,273 \cdot \mu \,, \qquad (3.22)$$

- Iдля полукруглого с подрезом

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{1 - \sin\frac{\beta}{2}}{\pi - \beta - \sin\beta} \,. \qquad (3.23)$$

Тяговая способность при разных условиях

- Сила тяги должна быть в любое время достаточной независимо от нагрузки, положения кабины и направления движения, т.е. должна быть обеспечена справедливость уравнения 3.4

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}.$$

- Так как T_1 и T_2- статические силы на обеих сторонах тягового шкива, может использоваться коэффициент С в простых случаях учета ускорения, замедления и особых условий установки.

- В результате

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C \leq e^{f \cdot \alpha}, \qquad (3.24)$$

- где T_1/T_2 - отношение между большими и меньшими статическим силами в ветвях канатной подвески по оби стороны тягового шкива

$$C = \frac{g_n + a}{g_n - a},$$

- где g_n - ускорение свободного падения (м/с^2) и а - ускорение (замедление) кабины (м/с^2).

- При расчете статических сил, рекомендуется принять

во внимание два случая:

- (a) кабина стоит на уровне самой

нижней посадочной площадки с нагрузкой, эквивалентной 125% номинальной величины грузоподъемности.

- (b) порожняя кабина, стоящая на уровне самой верхней посадочной площадки.
- Случай (a) иллюстрируется приведенной схемой в качестве примера расчета сил T_1 и T_2 для более сложных установок.
- Кабина показана на уровне самой нижней посадочной площадки, но расчет будет проводиться для обоих выше упомянутых случаев*.
- (a) кабина на уровне самой нижней посадочной площадки нагрузкой 125% номинальной величины.
-

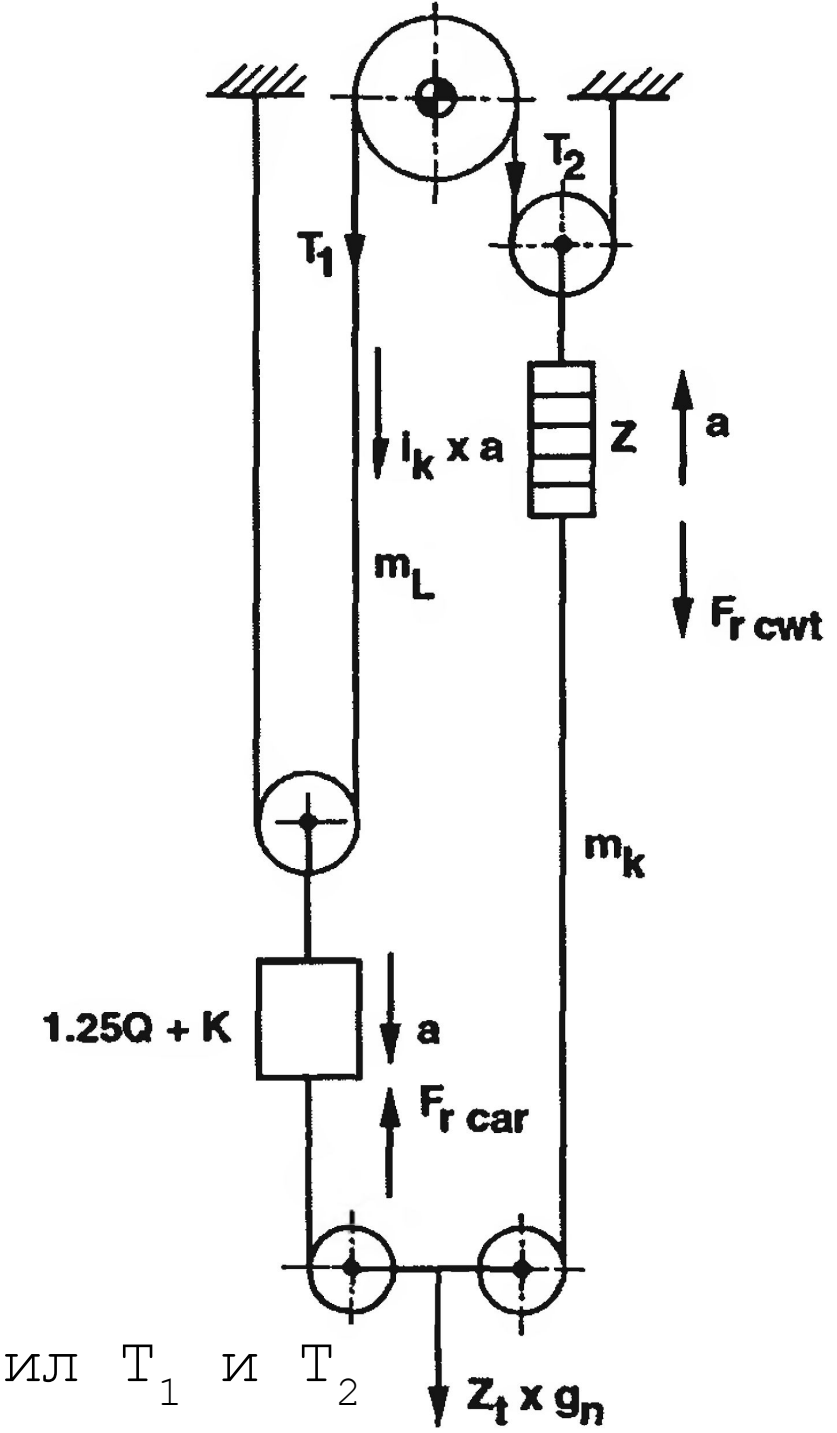


Схема для расчета сил T_1 и T_2

- Натяжение каната на стороне кабины

$$T_1 = \frac{(1{,}25 \cdot Q + K) \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

- Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_2 = \frac{Z \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} + \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

- *Здесь приводится расчет натяжения канатов с учетам динамического воздействия сил инерции при ускорении разгона кабины, а статическое натяжение легко определяется при условии: a = 0*

- (b) Незагруженная кабина на самой высокой посадочной площадке . Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_1 = \frac{Z \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

- Натяжение каната на стороне кабины

$$T_2 = \frac{K \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

- где Q - номинальная грузоподъемность (кг), К - масса кабины (кг), Z - масса противовеса (кг), m_L - масса одной ветви подвесных канатов (кг), $m_к$-масса компенсирующих кабелей под кабиной или противовесом (кг), i – кратность канатной подвески, Z_t, - масса натяжного груза компенсирующих кабелей (кг), g_n - ускорение свободного падения (м/с^2), a - ускорение (замедление) кабины (м/с^2), $F_{r\,car}$ - сила фрикционного сопротивления движению кабины в шахте (Н) и $F_{r\,ctw}$ - сила фрикционного сопротивления движению противовеса в шахте (Н).

- В случае (b) также следует учесть влияние массы подвесного кабеля.
- Влияние динамического (инерционного) вращающего момента шкива и блока на тяговую способность обычно небольшое, но при точных расчетах может быть учтено.
- Динамическая окружная сила на шкиве или блоке определяется ф$m_{sr} \cdot i \cdot a$, (Н)
- $m_{sr} \cdot a$, (Н) - для шкива, отводного блока или блоков подвески,
- -для блоков натяжного устройства компенсирующих кабелей,

где m_{sr} - приведенная к ободу масса шкива или блока.

$$m_{sr} = \frac{4 \cdot I_s}{D^2}, \text{ (кг)},$$

- где I_s - момент инерции шкива или блока (кг м^2) и D - расчетный диаметр шкива или блока (м).

- В конечном итоге динамическая сила рассчитывается по формуле

$$\frac{4 \cdot I_s}{D^2} \cdot a, \ (\text{Н}),$$

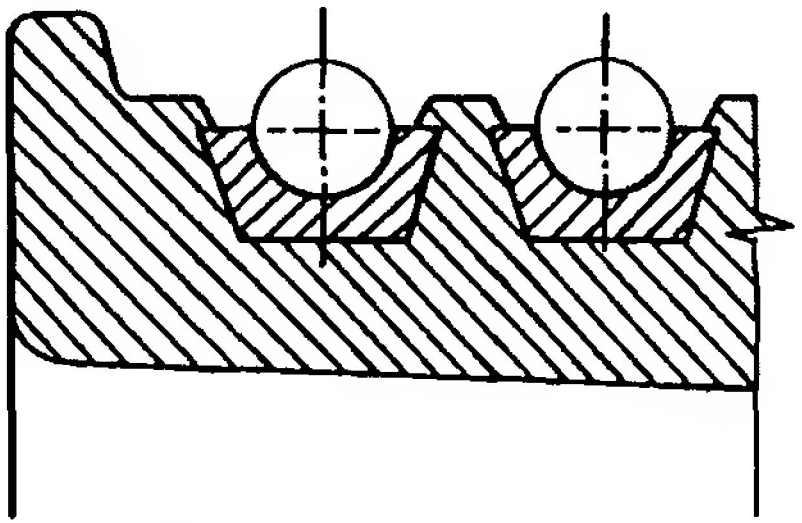
- Большое внимание следует уделить определению силы тяги, в особенности для высотных лифтовых установок, где вес канатов со стороны противовеса может быть достаточным для обеспечения силы тяги, в то время как противовес покоится на буферах и лебедка работает в направлении вверх. Должны
  быть приняты меры предосторожности для предотвращения возможности подъема кабины при этих условиях.
- -

- Максимально возможная тяга ограничена углом обхвата a и коэффициентом трения канатов в ручьях f в соответствии с уравнением 3.4 и, поэтому, максимальная тяга получается, когда результат произведения f x α принимает максимальное значение. Этого можно достигнуть при увеличении (a)f(a), (b) α или обоих вместе.
- (a) Большая тяговая способность за счет увеличения коэффициента тре-
ния может быть достигнута путем использования неметаллических вкладышей для ручьев обода.

- Они применялись многие годы на тяговых лебедках в шахтах (Коерре); их приводные тяговые шкивы большого диаметра были оборудованы вкладышами, которые монтировались в виде отдельных коротких сегментов. Основные требования для вкладышей ручьев следующие:

1. высокий коэффициент трения при всех обстоятельствах (статические и динамические нагрузки, применение канатной смазки),
2. сопротивляемость действию контактного давления между канатом и вкладышем,
3. износостойкость,
4. устойчивость к воздействию канатной смазки,
5. стабильность физических свойств в разных условиях окружающей
среды (температура, влажность),
6. сопротивление старению,

- Первые образцы вкладышей для лифтов с тяговым приводом, появившиеся в середине 1960-х, имели конструкцию сходную с используемой на лебедках Коерре.
- Они состояли из коротких полиуретановых сегментов снабженных упругими ободками.
- Сегменты могут быть легко установлены на место, а последний сегмент подрезается по длине свободного г



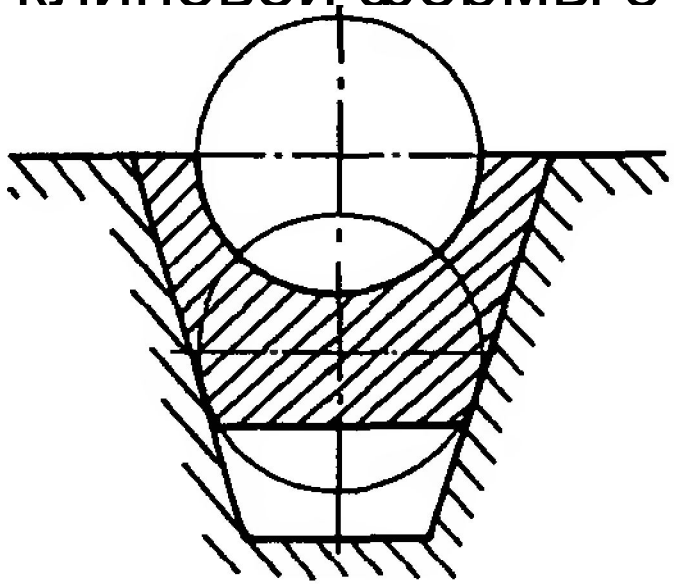
Первоначальный вариант установки вкладышей шкива

- В связи с необходимостью установки вкладышей увеличено расстояние между ручьями и стоимость механической обработки ручьев стала больше, чем у стандартных шкивов.
- Тем не менее, тяговая способность увеличилась, так же как и расширилась область применения привода с одним обхватом и срок службы канатов возрос из-за более низкого контактного давления в полукруглом ручье вкладыша.
- Было обеспечено снижение уровня шума, обусловленного контактом стальных канатов и металлической поверхностью ручьев.

- Серийная конструкция вкладышей для ручьев, изготовленных компаниией Otis Elevator Co, включает гибкое кольцо полиуретана, помещенное в клиновой (V-образный) паз приводного шкива.
- Полиуретановый вкладыш легко стыкуется горячим способом с использованием специального приспособления (hot-knife).
- В зависимости от диаметра шкива секции полиуретанового профиля отрезаются немного короче длины окружности паза шкива, в который он должен быть устанавлен.

- Концы термопластичного профиля затем состыковываются посредством приспособления hot-knife и образуют однородную бесконечную ленту.
- Состыкованный профиль натягивается на шкив и устанавливается в паз. Полиуретановый профиль принимает постоянную форму и крепко фиксируется в клиновой канавке шкива без использования связующего материала.
- Шов после горячей стыковки такой же прочный, как и исходный материал.
- Основным требованием безопасности в отношении применения неметаллических вкладышей ручьев является сохранение достаточной тяговой способности в случае разрушения вкладыша по той или иной причине (разрушение от действия огня).

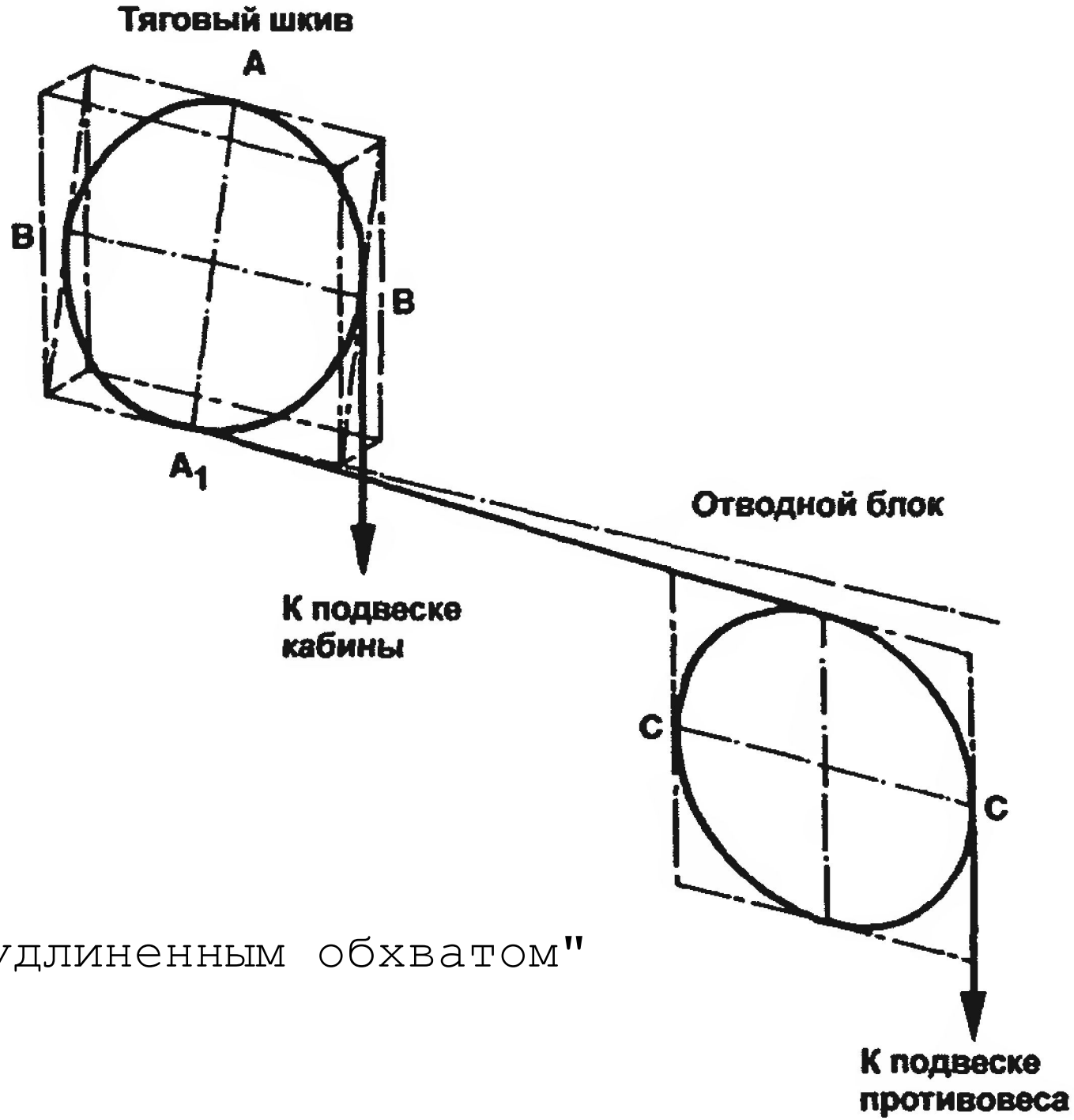
- В соответствии со сандартом А 17.1 кабина с нагрузкой, равной 125% номинальной, должна быть безопасно остановлена и удерживаться в этой позиции в подобной ситуации.
- Выполнение этого требования обеспечивается путем установки вкладышей в механически обработанный паз клиновой формы с углом 35° на ободе шкива.



Современный способ установки вкладышей шкива

- Если происходит разрушение полиуретановых вкладышей, канат будет иметь линейный контакт с клиновым ручьем на дуге обхвата и это вызовет очень высокое контактное давление, но оно рассматривается как допустимое из-за относительно короткого времени движения кабины.
- Дополнительным преимуществом применения неметаллических вкладышей ручьев является исключение необходимости переточки ручьев шкива, так как изнашиваются только вкладыши, и уменьшение вибрации лебедки передаваемой на кабину.
- Кабина с пассажирами передвигается плавно и почти без шума.

- Полиуретановые вкладыши используются и с редукторными и безредукторными лебедками при скорости кабины до 5 м/с.
- (Ь) Угол обхвата (а) может быть значительно увеличен с применением привода с «двойным обхватом» .
- Другое решение проблемы появилось в начале 1980-х, когда Otis Elevator Co. предложила так называемый «привод с удлиненным обхватом».
- Канатная система включает дугу контакта вокруг приводного шкива приблизительно 270°, как показано на рис. Канаты, идущие к кабине, перекрещиваются с канатами, идущими к противовесу через отводной блок.



. Схема привода с "удлиненным обхватом"

- Для того, чтобы исключить любой нежелательный взаимный контакт канатов необходимо гарантировать достаточный зазор. С этой целью плоскость приводного шкива слегка наклонена относительно вертикальной плоскости, а отводной блок перемещается перпендикулярно и поворачивается вокруг его вертикальной оси так, что горизонтальная ось С-С устанавливается параллельно к оси отводимого каната. Прямая линия от точки касания Aj и параллельная оси В-В обеспечивает достаточный зазор в зоне перекрещивания (штрихпунктирная линия).

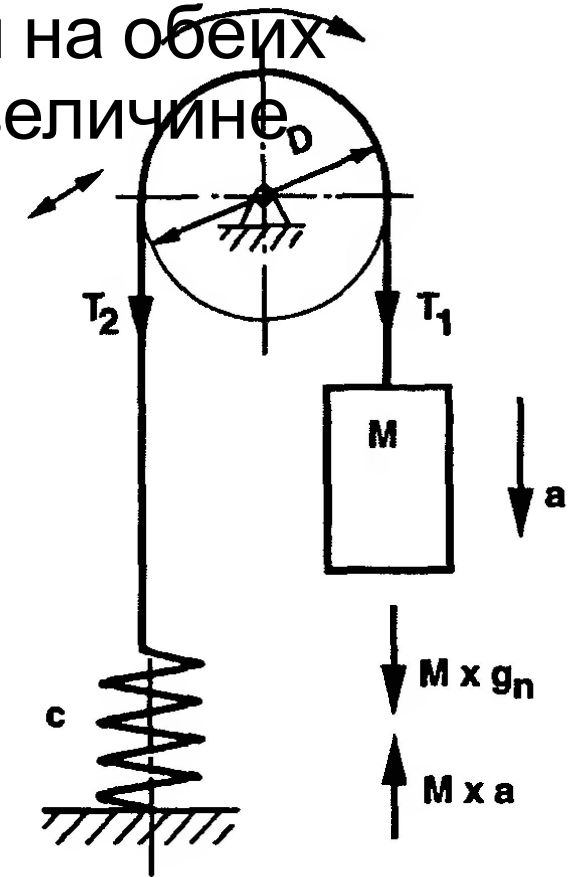
- И приводной шкив, и отводной блок оборудованы неметаллическими вкладышами, которые увеличивают силу сцепления и минимизирует износ каната, связанный с трением о край ручья шкива, обусловленным наклонном его радиальной плоскости.
- Несколько тысяч редукторных лебедок лифтов со скоростью кабины до
  1,75 м/с устроены таким образом.
- Фактическая действительная тяговая способность шкива может быть ус-
  тановлена с помощью определения частоты колебания подвешенной массы, как представлено в следующем аналитическом рассмотрении.
- Давайте рассмотрим простую систему пружина-масса, состоящую из ка-
  бины, масса которой M (кг), тягового шкива, диаметр которого D (м) и пружины с постоянной жесткостью c (Н/м). Обозначим фактическую

- (а) Приводной шкив вращается в направлении часовой стрелки Сила растяжения в подвесных канатах на стороне кабины T_1 р

$$T_1 = M \cdot (g_n - a), \text{ (Н).} \qquad (3.25)$$

- Когда канат скользит, соотношение сил натяжения на обеих сторонах тягового шкива равняется фактической величине тяговой способности.
  Это можно выразить с помощью уравнения:

$$T_2 = q \cdot T_1 \text{ , (Н).} \qquad (3.26)$$



- Осевая сила растяжения пружины:

$$T_2 = c \cdot (x_0 + x) \ , \qquad (3.27)$$

- где x_0 - деформация от статической нагрузки пружины, когда система находится в стационарном состоянии, x - динамическая деформация пружины, т.е. дополнительная деформация после того, как система приведена в движение.
- Деформации x_0 $x_0 = \frac{D}{2} \cdot \varphi_0 \ , \ x = \frac{D}{2} \cdot \varphi \ , \qquad (3.28)$ ощим образом

- где ϕ_0 и ϕ - центральные углы, соответствующие перемещениям поверхности обода, равные деформациям пружины x_0 и x.

- На основе уравнений 3.26, 3.27 и 3.28 получаем

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \qquad (3.29)$$

- Приравнивая (3.25) и (3.29), мы получаем

$$M \cdot (g_n - a) = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \qquad (3.30)$$

- Ускорение a может быть выражено следующим образом

$$a = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2} \ . \qquad (3.31)$$

- После подстановки в (3.30) выражения (3.31) мы получаем

$$M \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2} + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0 + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi - M \cdot g_n = 0 \ . \qquad (3.32).$$

- В положении статического равновесия уравнение (3.25) имеет вид

$$T_1 = M \cdot g_n,$$

- а уравнение (3.29)

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0 .$$

- С учетом этого преобразуем уравнение (3.32) и получим

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{c}{q \cdot M} \cdot \varphi = 0 . \qquad (3.33)$$

- Уравнение 3.33 - дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2 \cdot \varphi = 0, \qquad (3.34)$$

- Где

$$k^2 = \frac{c}{q \cdot M}, \qquad (3.35)$$

- отсюда

$$k = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}. \qquad (3.36)$$

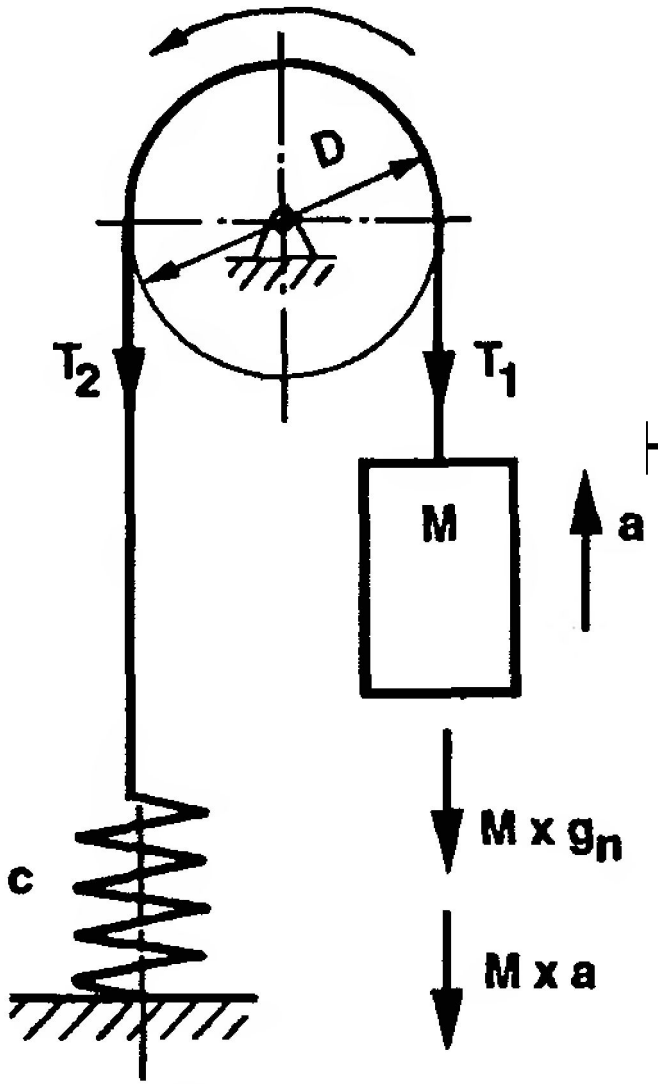
- Частота f_1 равна

$$f_1 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \ (1/c), \qquad (3.37)$$

- и соответствующая угловая частота (круговая частота) ω_1

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot \cdot f_1 = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \ (рад/с). \qquad (3.38)$$

- (b) Тяговый шкив вращается в направлении против часовой стрелки



$$T_1 = M \cdot (g_n + a), \qquad (3.39)$$

$$T_1 = q \cdot T_2. \qquad (3.40)$$

Нагрузка, действующая на пружину

$$T_2 = c \cdot (x_0 - x). \qquad (3.41)$$

Схема вращения шкива в направлении против часовой стрелки

- Применяя те же математические методы, как в пункте (а), мы получаем

$$T_2 = \frac{c \cdot D}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi), \qquad (3.42)$$

$$T_1 = \frac{c \cdot D \cdot q}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi). \qquad (3.43)$$

- и дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{c \cdot q}{M} \cdot \varphi = 0, \qquad (3.44)$$

- Если мы приравняем,

$$\frac{c \cdot q}{M} = k^2 \,, \qquad (3.45)$$

- То

$$k = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}} \,. \qquad (3.46)$$

- Частота f_2 равняется

$$f_2 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{k}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}} \,, \qquad (3.47)$$

- и угловая частота ω_2

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f_2 = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}} . \qquad (3.48)$$

- Отношение угловых частот (круговых частот) равно

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M} \cdot \frac{q \cdot M}{c}} = \sqrt{q^2} .$$

- Доступная тяговая способность определяется конечной формулой

$$q = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{f_2}{f_1} . \qquad (3.49)$$

- Результаты этого анализа могут быть использованы для определения допустимой величины коэффициента тяговой способности посредством следующей процедуры:
- Одна масса подвижной лифтовой системы, т.е. противовес, закрепляется неподвижно, тяговый шкив медленно вращается в одном, затем в другом направлении и измеряется частота колебаний кабины (фактически измеряются период колебаний т). График гармонических колебаний кабины показан на рис.
ниже, где отмечен период времени т.

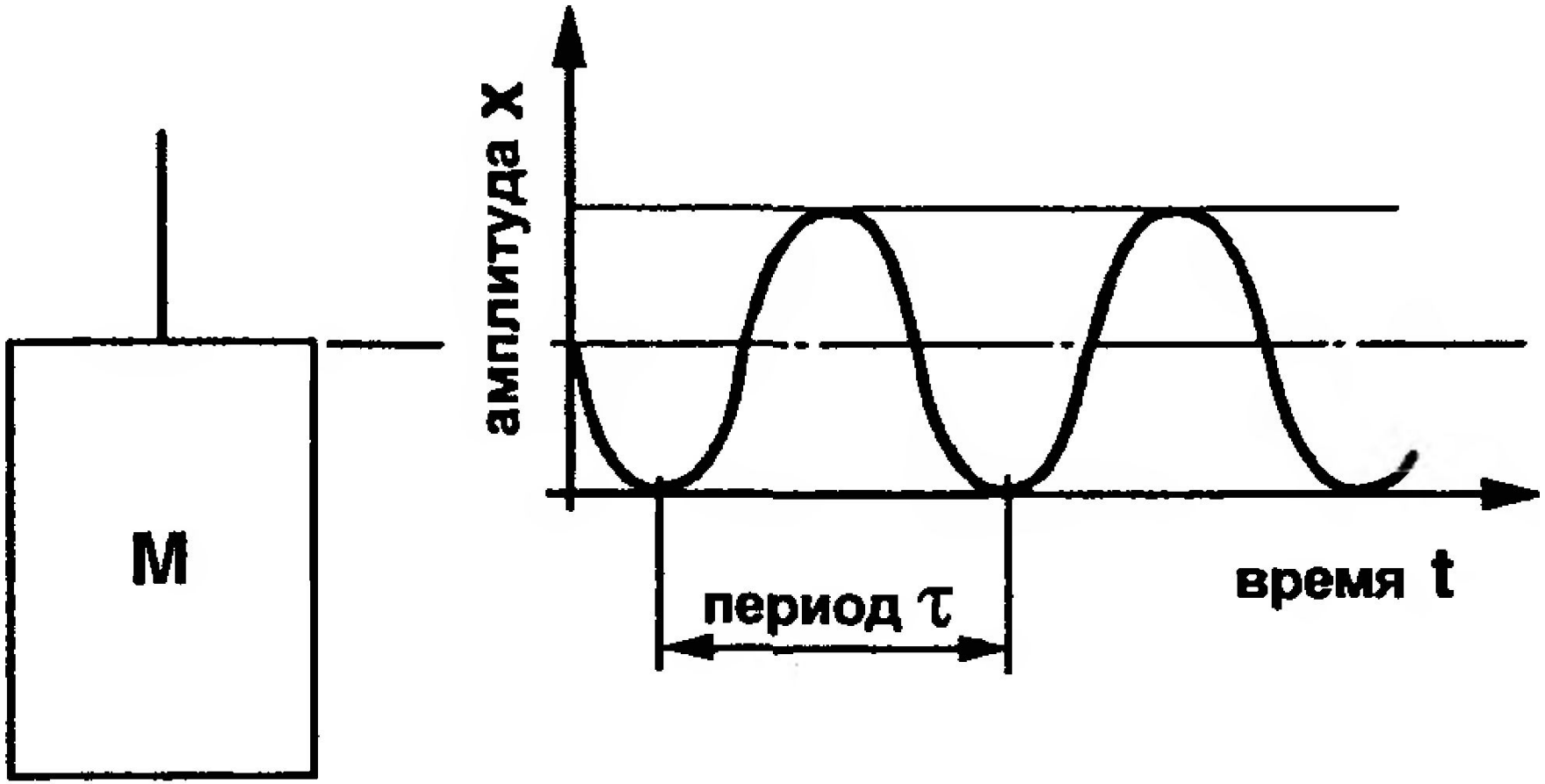


График гармонических колебаний кабины лифта

Скольжение каната

- Относительное движение каната в ручье обода шкива имеет две составляющие и определяется их наложением.
- (a) Удлинение каната пропорционально растяжению и соответственно изменяется, в то время как тангенциальная деформация обода стального или чугунного шкива не происходит.
- Так как существует значительная разница между силами натяжения кана-
  тов с одной и другой стороны шкива, происходит изменение величины удлинения каждой части каната при прохождении дуги охвата шкива, которое приводит к скольжению (скольжение каната).
- (b) Скольжение каната происходит из-за различия скорости движения отдельных канатов, вызванного различием фактической величины диаметров ручьев шкива. Этот фактор оказывает значительно большее влияние.

Износ ручьев шкива

- Из-за взаимодействия каната со шкивом, которое происходит при работе лифта, большинство факторов, влияющих на срок службы канатов лифта (см. ранее), также оказывает влияние на срок службы ручьев шкива.
- В Чехословакии в начале 1980-х были предприняты испытания и выпол-
  нен соответствующий анализ.
- Было обнаружено, что на срок службы ручья значительное влияние име
  ли факторы, вызванные неравномерным распределением сил натяжения в канатах лифтов, преимущественно из-за различия их рабочих диаметров. Это неравномерное распределение привело к различным величинам контактного давления между канатами и ручьями шкива.

- При различных рабочих диаметров окружные скорости отдельных канатов будут разными и, в результате, некоторые канаты будут скользить в своих ручьях с ускорением или замедлением относительно других, их натяжение будет изменяться в зависимости от диаметра ручья и направления движения кабины.
- Износ вызывается как тангенциальным, так и радиальным воздействием на каната.
- Тангенциальный эффект представлен скольжением каната в ручье и в значительной степени зависит от контактного давления.
- Сравнение разницы между теоретическим перемещением каждого каната и фиктивными перемещениями, рассчитанными для ручьев с различными рабочими диаметрами показало, что износ определенных ручьев не соответствовал относительным расстояниям и, поэтому

- Радиальный эффект вызывается натяжением, которое порождает контактное давление между канатом и ручьем.
- Величина давления определяет степень деформации каната и, таким образом, относительное радиальное движение каната в ручье.
- Выла рассчитана средняя радиальная сила, действующая на единицу площади контакта 1 мм длиной, для каждого каната и получились пропорциональные значения, а также пропорциональные значения износа ручья после значительного числа пробегов кабины.
- Сравнение единиц радиальной силы и износа паза выявило преимущественную важность радиального эффекта каната, так как пропорциональность износа единице величины радиальной силы была почти идеальной.
- Так как величины контактного давления в отдельных ручьях прямо пропорциональны натяжению каната (см. ранее), все силы должны быть соответствующей величины, если даже износ достиг предельного значения.
- Это обусловливает требования к геометрии шкива - разница между фактической величиной диаметров отдельных ручьев должна быть минимизирована

Преобразование крутящих моментов

- Когда осуществляется преобразование статического и динамического (инерционного) момента, связанного с движением лифта, от тихоходного (шкив) к скоростному валу (приводной мотор), необходимо учитывать КПД механической передачи.
- Результирующая величина крутящего момента на скоростном валу M_1 зависит от направления перемещения, нагрузки кабины и взаимно связанных величин M_{st2} и M_{t2} ,
- Где - Mst2 - статический крутящий момент приведенный к тихоходному валу,
- M_{t2} - динамический крутящий момент подвижных частей лифта, приве-

денный к тихоходному валу.

- Обозначение величин, используемых в последующих расчетах:
- M_d - движущий момент на тихоходном валу,
- $M_р$ - момент, необходимый для преодоления сил трения,
- $M_ь$ - тормозной момент на тихоходном валу,
- $i_р$ - передаточное отношение между скоростным и тихоходным валом,
- $\eta_р$ - КПД редуктора при ведущем червяке (прямой КПД),
- $\eta_р'$ - КПД редуктора при ведущем колесе (обратный КПД).

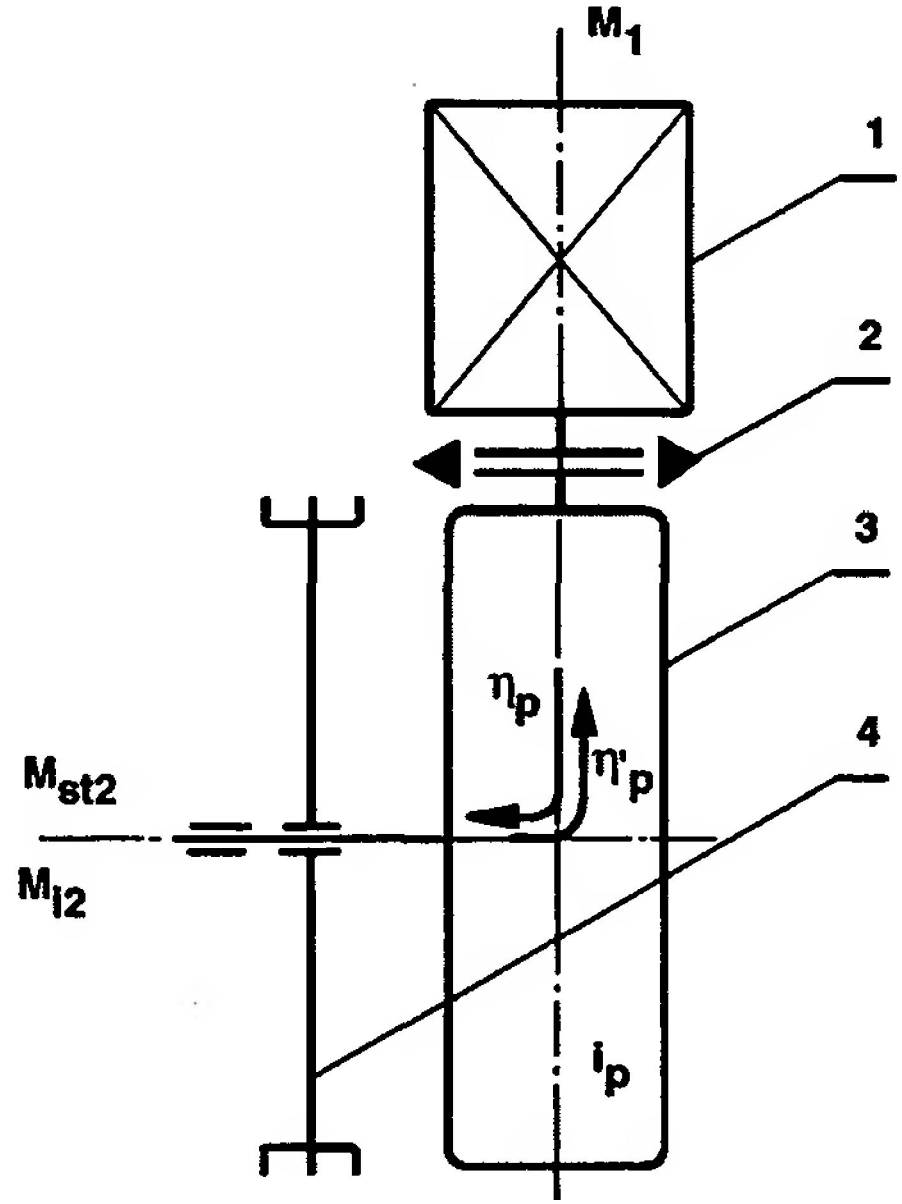


Схема для расчета M_1: 1 - приводной мотор, 2 - тормоз, 3 - редуктор, 4 - тяговй шкив

- Пуск привода - подъём кабины
- (а) Вращающий момент на стороне кабины

$$M = \left(M_{st2} + M_{i2}\right) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

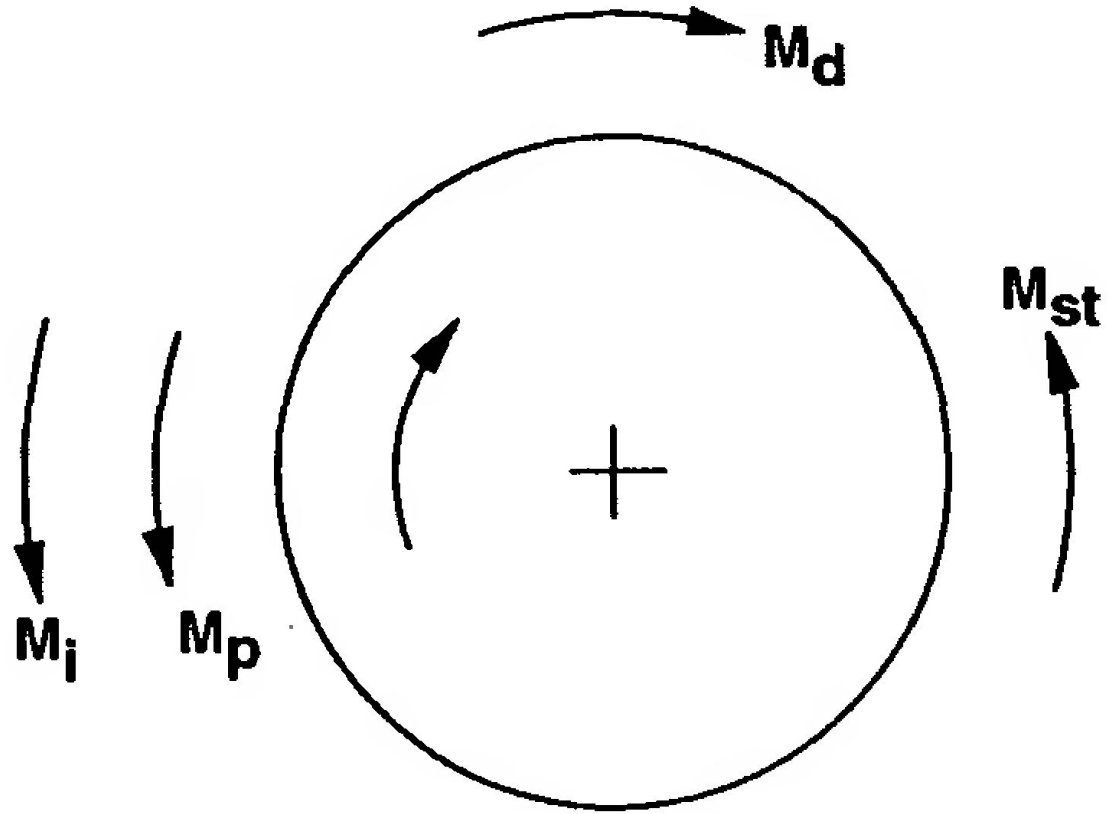


Схема для расчета M_1

- (b) Вращающий момент на стороне противовеса)
  (ba)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = \left(M_{st2} - M_{i2}\right) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

- (bb)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \; M_1 = \left(M_{i2} - M_{st2}\right) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

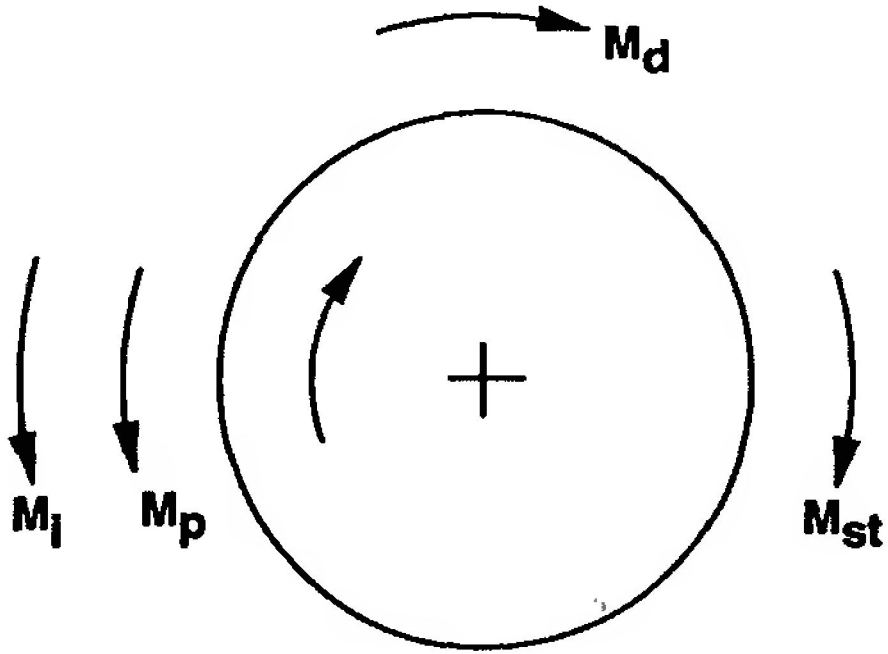


Схема для расчета M_1

- Пуск привода - опускание кабины
- (c) Вращающий момент на стороне кабины
- (ca)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = \left(M_{st2} - M_{i2}\right) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

- (cb)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = \left(M_{i2} - M_{st2}\right) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

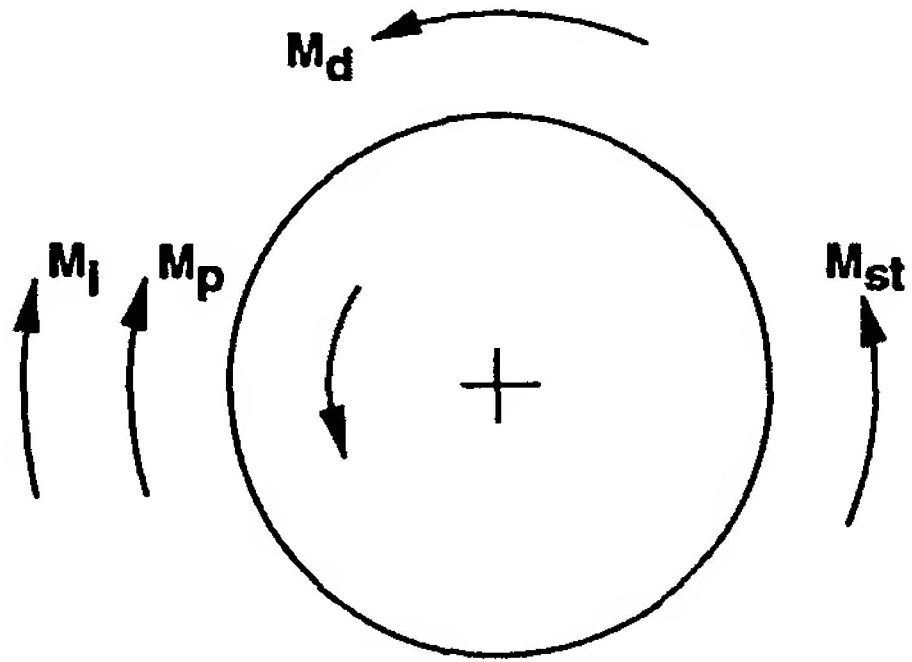


Схема для расчета M_1

- (d) Вращающий момент на стороне противовеса

$$M_1 = \left(M_{st2} + M_{i2}\right) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

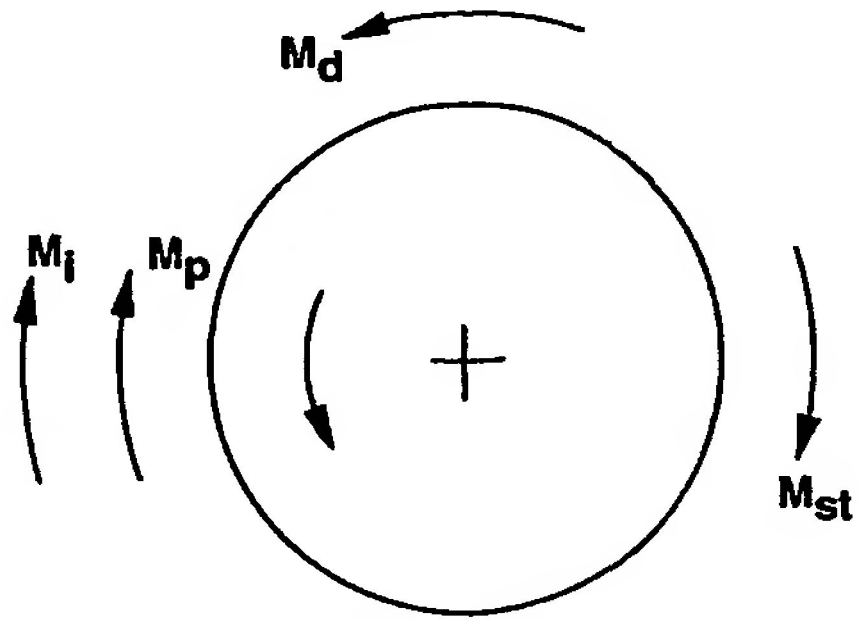


Схема для расчета M_1

Торможение - подъем кабины

- (a) Вращающий момент на стороне кабины (aa)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = \left(M_{st2} - M_{i2}\right) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P'}.$$

- (ab)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = \left(M_{i2} - M_{st2}\right) \cdot \frac{\eta_P'}{i_P}.$$

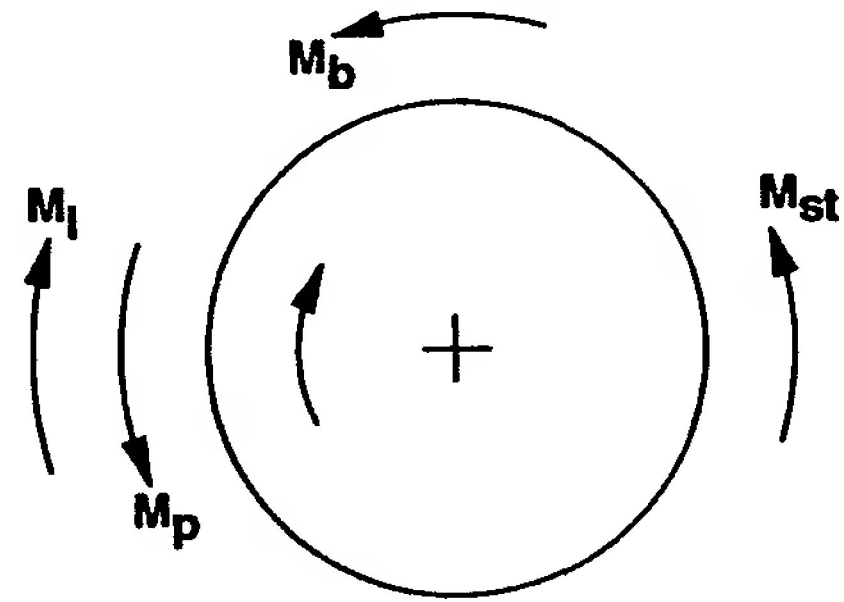


Схема для расчета M_1

- (b) Вращающий момент на стороне противовеса.

$$M_1 = \left(M_{st2} + M_{i2}\right) \cdot \frac{\eta_P'}{i_P}.$$

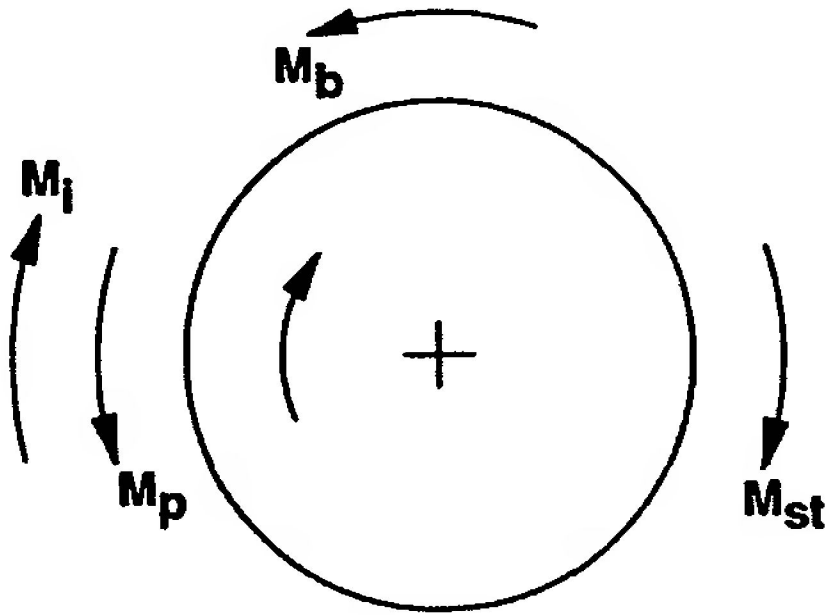


Схема для расчета M_1

- Торможение - опускание кабины
- (c) Вращающий момент на стороне кабины

$$M_1 = \left(M_{st2} + M_{i2}\right) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

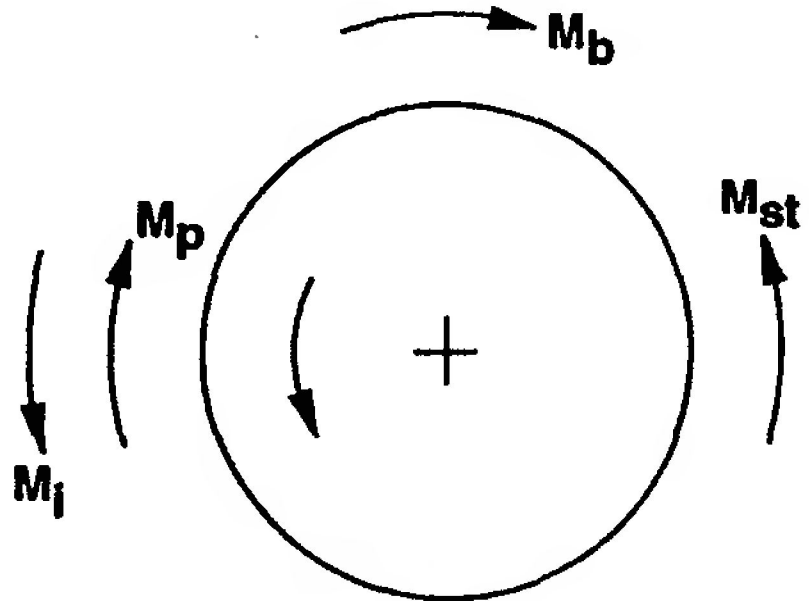


Схема для расчета M_1

- (d) Вращающий момент на стороне противовеса (da)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

- (db)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

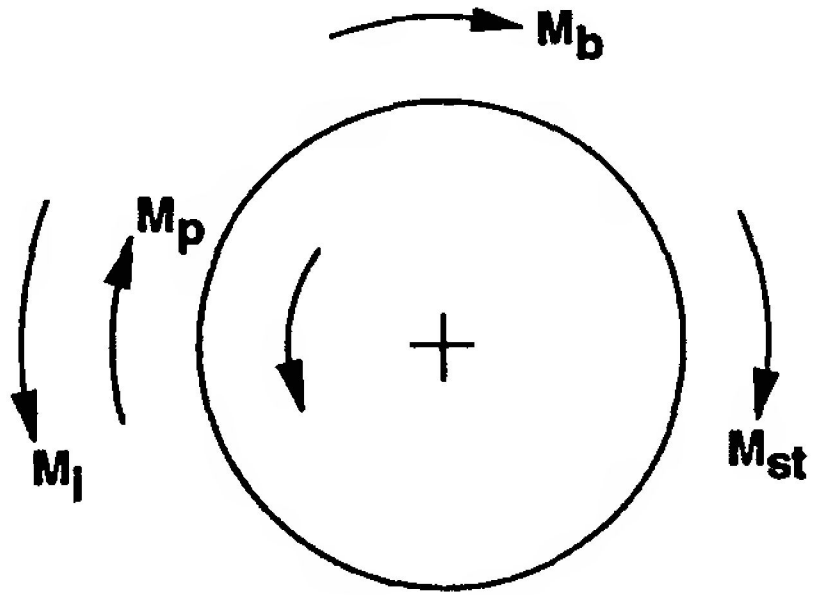


Схема для расчета M_1

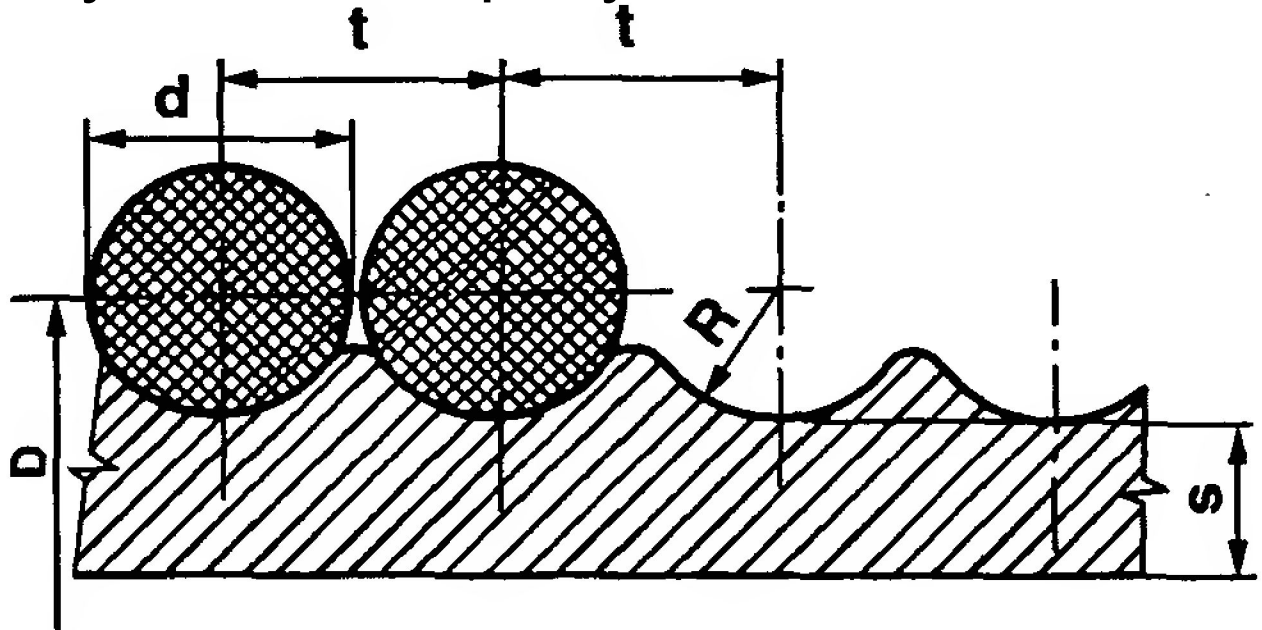
Барабанный привод лифтов

- За исключением гидравлических лифтов, все ранние типы лифтовых подъемных машин были с барабанным приводом; применялись два комплекта подвесных канатов, один конец канатов каждого комплекта с соблюдением мер безопасности закреплялся на барабане, другой - на кабине или противовесе, соответственно.
- Один комплект канатов был наматывался на барабане по часовой стрелке, а другой против так, что когда один комплект канатов наматывался на барабан, другой - сматывался с него.

- Подобная схема установки и конструкция лебедки абсолютно устарела, поскольку в соответствии со стандартами EN 81-1 и A 17.1 в лифтах с барабанным приводом не может применяться противовес. Кроме того, в A 17.1 определено еще три ограничения по применению барабанного привода, а именно:
- (1) лебедки с канатным барабаном не могут использоваться в пассажирских лифтах,
- (2) номинальная скорость лифта не должна превышать 0,25 м/с,
- (3) высота подъема не должна превышать 12,2 м.

- Для продления срока службы каната и винтовой канавки применяют нарезной барабан с одним слоем навивки.
- Поперечное сечение канавки имеют полукруглую форму с радиусом (0,53-0,56) x d, где d - номинальный диаметр каната.
- Для n канатов в комплекте должны быть предусмотрены отдельные пазы для каждого каната (n участков навивки).
- Когда кабина покоится на своих полностью сжатых буферах, полтора витка каната должны оставаться в пазах барабана. Размеры нарезной части барабана указаны на рисунке.

Профиль и размеры нарезной масти барабана

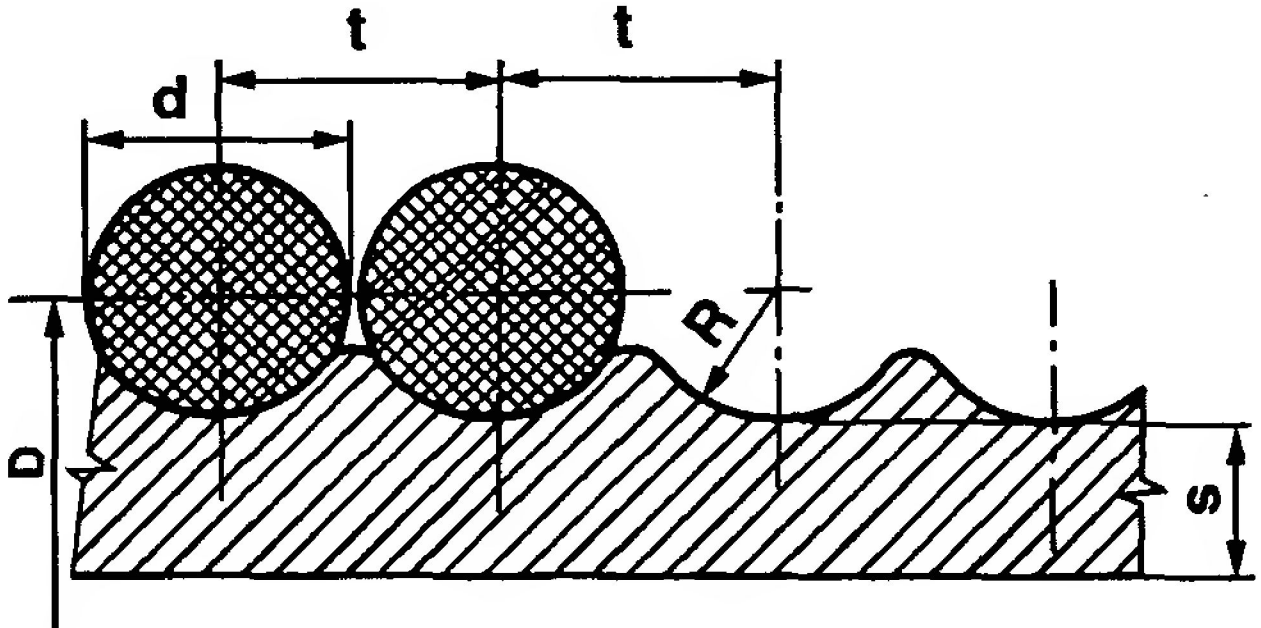


- Соотношение между расчетным диаметром барабана и номинальным диаметром подвесных канатов должно быть не менее 40.
- Число витков для одного каната определяется по формуле

$$z = \frac{i \cdot H}{\pi \cdot D} + 1{,}5\,, \qquad (50)$$

- где i - кратность канатной подвески и Н - высота подъема кабины (м).

- Длина намотки одного каната на нарезном барабане
- $$l = z \cdot t, (\text{мм}), \qquad (51)$$
- где t - шаг намотки (мм) - см. рисунок.



- Если число подвесных канатов n, длина, соответственно, увеличится, т.е.
- $$l = z \cdot t \cdot n, \text{ (мм)},$$
- Угол отклонения каната (угол между продольной осью каната и осью па-
  за) не должен превышать 4° с обеих сторон оси паза нарезки.
- Концевая заделка каната на барабане обычно производится внутренним
  клиновым зажимом или как минимум двумя прижимными планками.
- Размеры барабана, в частности, зависят от номинальной грузоподъемности и высоты подъема кабины, эти параметры являются ограничивающими факторами для применения барабанного привода.

- Барабанный привод допускает использовать не более 3 канатов и его затруднительно применять для высоты подъема более 30 м. Верхнее положение лебедки не целесообразно, так как в случае, когда канаты подвески идут прямо на барабан, возникают поперечные нагрузки на направляющие.
- Преимущества тягового привода привели к использованию барабанного привода, прежде всего для сервисных лифтов с небольшой высотой подъема (кухонных лифтов), с нижним расположением лебедки или для нестандартных грузовых лифтов.