

**Лекция № 6, 7**

**Тема: РЕАЛИЗАЦИЯ СИЛЫ ТЯГИ**

**А. Приводные блоки стационарных транспортных машин.**

**Б. Ведущие колеса и гусеницы самоходных транспортных машин**

*Вопросы для рассмотрения:*

1. Общие положения реализации силы тяги у стационарных транспортных машин.
2. Реализация тягового усилия навивкой на барабан.
3. Реализация тягового усилия трением.
  - 3.1. Общие замечания.
  - 3.2. Однобарабанный привод. Минимальное натяжение ленты по сцеплению.
  - 3.3. Двухбарабанный привод с жесткой кинематической связью барабанов.
  - 3.4. Тандемпривод. Определение минимального натяжения по сцеплению.
  - 3.5. Сравнительная оценка схем привода.
4. Реализация тягового усилия зацеплением.
  - 4.1. Кинематика зацепления.
  - 4.2. Скорость и ускорение цепи.
  - 4.3. Динамические нагрузки в тяговых цепях.
5. Общие положения реализации силы тяги у самоходных транспортных машин.
6. Сила тяги одной ведущей оси.
7. Сила тяги локомотива.
8. Коэффициент сцепления.
9. Реализация силы торможения.

**Раздаточный материал:**

1. Схемы огибания (заковки) гибким тяговым органом.
2. Коэффициент трения ленты с резиновыми обкладками о барабан.
3. Передача тягового усилия трением на двухбарабанном приводе.
4. Коэффициент использования прочности ленты.
5. К расчету кинематических параметров тяговой цепи.
6. Схемы движителей самоходных машин.
7. Реализация силы тяги и силы торможения.
8. Значения расчетного коэффициента сцепления электровозов.

**6. Реализация силы тяги**

**А. Приводные блоки стационарных транспортных машин.**

**6.1. Общие положения.**

Под приводным блоком понимают элемент транспортного средства, который реализует силу тяги исполнительному органу, непосредственно перемещающему транспортируемый груз.

подавляющее большинство стационарных транспортных средств (у них двигатели не перемещаются вместе с грузом) горных предприятий (конвейеры, канатные установки) реализуют тяговое усилие приводными блоками посредством: навивки тягового органа – концевого каната – на один или два цилиндрических барабана (разомкнутый контур – один конец каната закреплен на барабане);

круглыми барабанами или шкивами трения (замкнутый контур) когда гибкий тяговый орган (лента, канат) не закреплен на барабане и тяговое усилия от него передается за счет сил трения; зацеплением (замкнутый контур, цепи и приводные звездочки, граненые барабаны с гнездами для элементов цепи).

## 6.2. Реализация тягового усилия навивкой на барабан.

Осуществляется на транспортных средствах с одним (рис. 6.1, а) или двумя (рис. 6.1, б) концевыми канатами, закрепленными одним концом на одном или двух барабанах. В последнем случае одновременно, на один барабан канат навивается, а с другого – сматывается. Во всех случаях канат всегда растяннут, движения груза к барабану осуществляется усилием этого барабана, а от него – другими силами (продольной составляющей веса груза и каната, другой лебедкой или барабаном и др.).

В транспортных средствах по рис. 6.1. от двигателя через редуктор передается крутящий момент  $M$  валу, где жестко закреплен барабан или непосредственно барабану.

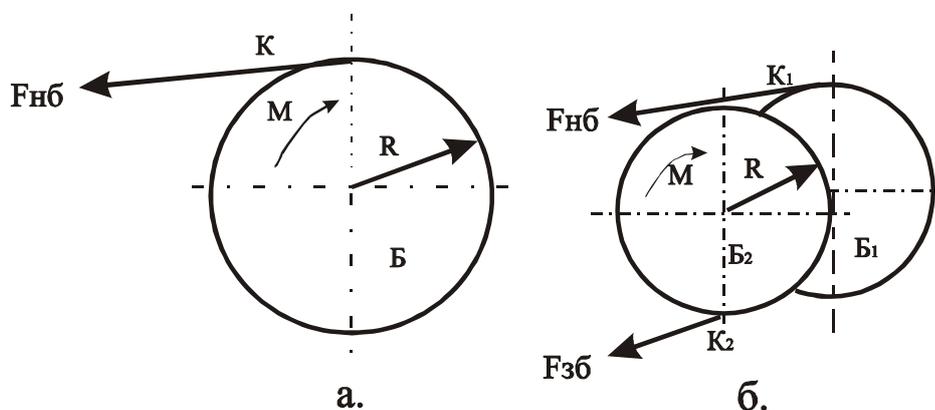


Рис. 6.1. Реализация силы тяги навивкой каната на барабан

Режим работы лебедки по рис. 6.1, а, зависит от направления движения каната: наматывание – тяговый, разматывание – тормозной (генераторный). Режим работы двухбарабанной лебедки по рис. 6.1, б, определяется не направлением вращения барабана, а величинами  $F_{нб}$  и  $F_{сб}$ : при  $F_{нб} > F_{сб}$  – тяговый, при  $F_{нб} < F_{сб}$  – тормозной.

Для обоих вариантов справедливо уравнение:

$$F_{окр} = F_{нб} - F_{сб}, \quad (6.1)$$

из которого можно определить режим работы.

Предельные значения величины силы тяги на окружности барабана, как и величины натяжения гибкого тягового органа определяются здесь мощностью двигателя и прочностью элементов транспортного средства: канатов, барабанов, валов, редуктора, тормозов.

### 6.3. Реализация тягового усилия трением.

#### 6.3.1. Общие замечания.

Передача силы тяги замкнутому контуру гибкого тягового элемента (ленте, канату) осуществляется за счет сил трения скольжения этого элемента на плоскости контакта с поверхностью ведущего барабана (лента) или шкива (канат). Лента обычно огибает (рис. 6.2, а) один или два барабана с углом обхвата, примерно,  $180^\circ$ – $240^\circ$  на каждом. Канат может охватывать приводной шкив 1-3 и более раз (рис. 6.2, б) с углом обхвата  $180^\circ$ – $900^\circ$  и более. Прижатие тягового органа к поверхности трения осуществляется, как правило, за счет его натяжения.

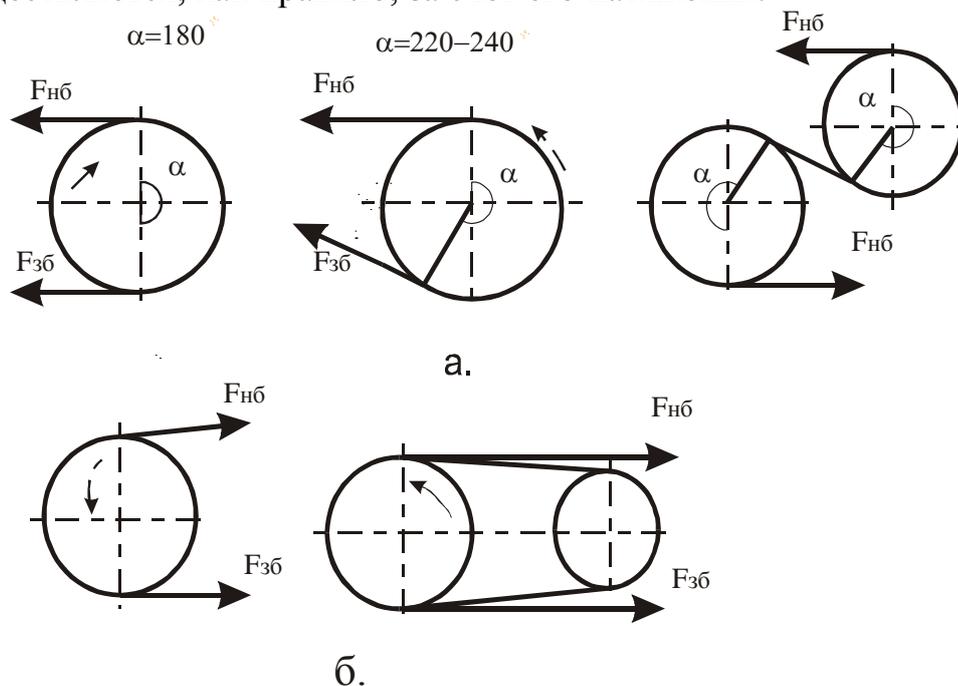


Рис. 6.2. Схемы огибания (заводки) гибким тяговым органом (а – лента; б – канат) приводных блоков

В основу объяснения процесса передачи тягового усилия трением (барабан – лента, шкив трения – канат) положен известный закон трения гибких тел Л.Эйлера. Им установлено, что при скольжении идеальной нити (невесомая, нерастяжимая, абсолютно гибкая) по неподвижному барабану от приложенных на ее концах сил натяжения, отношение большего натяжения к меньшему есть величина постоянная.

$$\frac{F_2}{F_1} = e^{f\alpha}, \quad (6.2)$$

где:  $f$  – коэффициент трения скольжения;  $\alpha$  – угол обхвата, рад.

Здесь (рис. 6.3)  $F_2 > F_1$  на величину сил трения скольжения на участке 1-2.

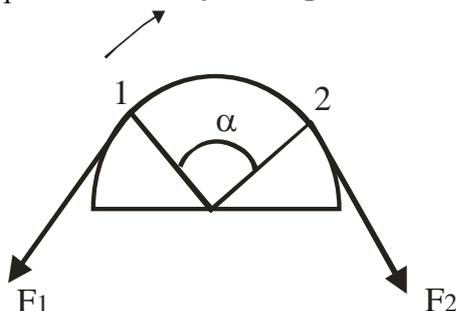


Рис. 6.3. К закону Эйлера о трении гибких тел

Исследования, проводившиеся в этом направлении в течение более двухсот лет после опубликования Эйлером (1765 г.) этого закона, посвящены, в основном, уточнениям и возможности применения его для реальных гибких тел – ленты конвейера, ремня ременной передачи, каната. Среди фундаментальных работ заслуживают внимания работы Кретца, а позже – Петрова и Жуковского.

Доказано, что при передаче тягового усилия приводным барабаном растяжимому гибкому элементу (см. рис. 6.4, тяговый режим работы) длина каждого участка тягового элемента в месте набегания на барабан  $l_{нб}$  больше длины  $l_{сб}$  из-за того, что  $F_{нб} > F_{сб}$ . Сокращение гибкого элемента происходит со стороны сбегания на дуге  $\alpha_{ск}$  (дуга упругого скольжения, активная дуга обхвата). Именно на этой дуге передается тяговое усилие, равное  $F_{нб} - F_{сб}$ , с увеличением которого увеличивается  $\alpha_{ск}$  и уменьшается  $\alpha_n$  (дуга покоя, пассивная дуга обхвата). При  $\alpha_{ск} = \alpha$ , когда ( $\alpha_n = 0$ ) наступает полная пробуксовка (скольжение по всей дуге). В тяговом режиме упругое скольжение гибкого элемента имеет скорость, направленную против движения барабана, при тормозном – наоборот (тоже со стороны сбегания).

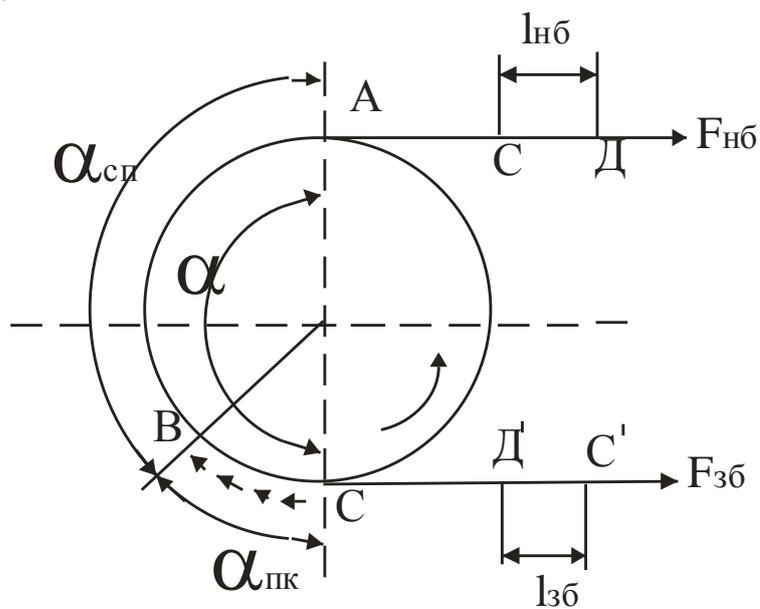


Рис. 6.4. К объяснению упругого скольжения

Для любого соотношения сил  $F_{нб}$  и  $F_{сб}$ , когда нет полной пробуксовки, справедлива формула Эйлера  $\frac{F_{нб}}{F_{сб}} = l^f \alpha_{ск}$ , где  $\alpha_{ск}$  – дуга упругого скольжения.

Такая картина передачи тягового усилия растяжимому гибкому элементу позволяет применять формулу Эйлера при определении минимальных натяжений ленты, каната и др. на приводном барабане при заданных значениях тягового усилия  $F_{нб} - F_{сб}$  для работы без полной пробуксовки.

6.3.2. *Однobarабанный привод. Минимальное натяжение ленты по сцеплению.*

На рис. 6.5, а) показано направление движения ленты и барабана при работе без полной пробуксовки в любом режиме (тяговом и тормозном). При срыве сцепления (полной пробуксовке) барабан продолжает вращаться, что равноценно скольжению ленты по неподвижному барабану в обратную сторону при тяговом режиме рис. 6.5, б), и в ту же сторону рис. 6.5, в) при тормозном режиме. Это соответствует условиям задачи Эйлера.

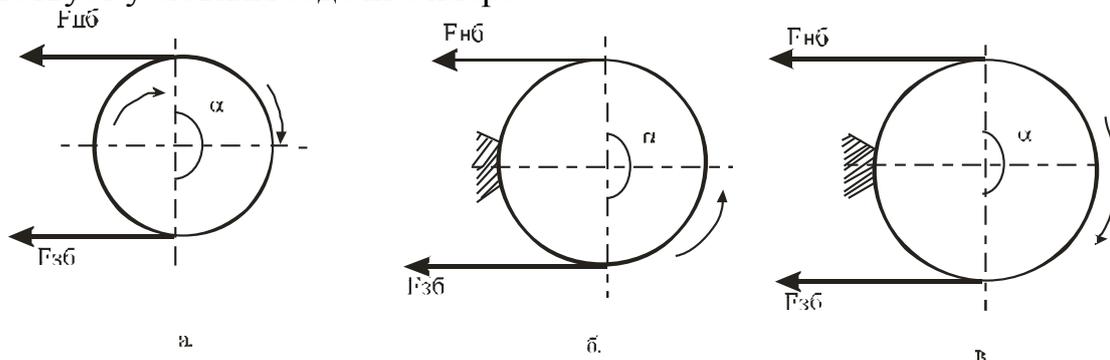


Рис. 6.5. К определению минимального натяжения по сцеплению для однobarабанного привода

При известном  $\alpha$  и  $f$  для заданного значения передаваемой барабаном силы тяги  $F_{окр}$  необходимо определить минимальное  $F_{сб}$ , при котором бы не было полной пробуксовки.

По формуле Эйлера:

$$\frac{F_{нб}}{F_{сб}} = e^{f\alpha}. \quad (6.3)$$

Известно, что  $F_0 = F_{нб} - F_{сб}$ . После подстановки значения  $F_{нб}$  из этого выражения в формулу Эйлера получим:  $F_{сб} = \frac{F_0}{e^{f\alpha} - 1}$ . Это выражение дает минимальное  $F_{сб}$  для заданного  $F_0$ , но при срыве сцепления (полной пробуксовке). Чтобы срыва сцепления не было, значения  $F_{сб.мин}$  определяют для большего, чем задано, значения  $F_0$ :

$$F_{сб.мин} = \frac{F_0 \cdot k_T}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (6.4)$$

где  $k_T = 1, 2 - 1, 3$  – коэффициент запаса тяговой способности.

При тормозном режиме ( $F_{сб} > F_{нб}$ ) значение  $F_0$  будет отрицательно. По рис 6.5, в) при срыве сцепления барабан относительно ленты останавливается, а лента скользит по нему в направлении, показанном стрелкой. Тогда, аналогично предыдущему

$$F_{нб.мин} = \frac{|F_0| \cdot k_T}{e^{f\alpha} - 1} \quad (6.5)$$

Величину  $e^{f\alpha}$  называют тяговым фактором привода. Чем этот фактор больше, тем меньше нужно натягивать предварительно ленту, чтобы предать заданное значение тягового усилия  $F_0$ , тем привод лучше.

### 6.3.3. Двухбарабанный привод с жесткой кинематической связью барабанов.

#### 1. Определение минимального натяжения ленты по сцеплению.

Тяговый фактор привода  $e^{f\alpha} = a$  можно повысить за счет повышения  $f$  либо за счет повышения  $\alpha$ . В первом случае применяют футеровку приводных барабанов материалами, повышающими  $f$ , во втором – двухбарабанные приводы. Последние могут быть выполнены с жесткой кинематической связью, когда угловые скорости вращения барабанов одинаковы (шестеренчатый редуктор с двумя выходными валами) и нежесткую, когда эти скорости могут быть и разными (дифференциальный редуктор, или индивидуальный привод каждого барабана).

Определим минимальное значение натяжения ленты по сцеплению ( $F_{сб.мин}$ ) для привода с жесткой кинематической связью.

Дано (рис. 6.6, а):  $F_0 = F_{нб} - F_{сб}$  – общее тяговое усилие привода (положительное);  $\alpha_1, \alpha_2$ . Определить  $F_{сб.мин}$  – минимальное натяжение по сцеплению.

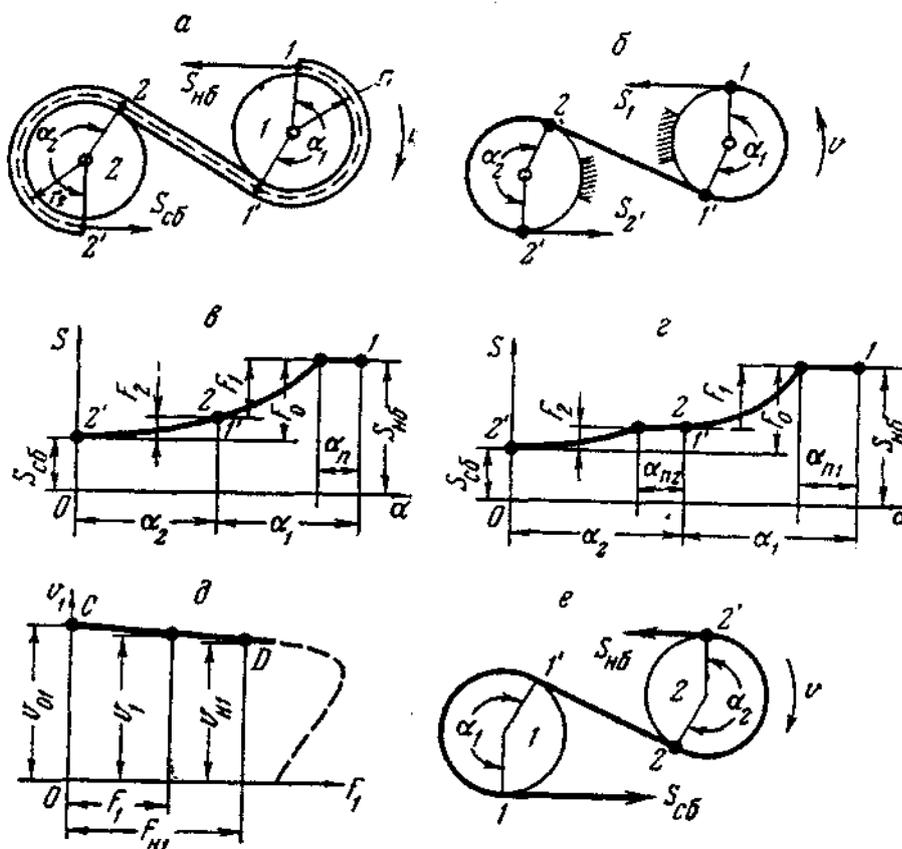


Рис. 6.6. Передача тягового усилия трением на двухбарабанном приводе

При срыве сцепления лента останавливается, а оба барабана вращаются, что равноценно скольжению ленты по неподвижным барабанам (рис. 6.6, б). Тогда по формуле Эйлера:

$$F_2 = F_{2'} \cdot e^{f\alpha_2}; \quad (6.6)$$

$$F_{1'} = F_2;$$

$$F_1 = F_{1'} e^{f\alpha_1} = F_2 e^{f\alpha_1} = F_{2'} e^{f\alpha_1} e^{f\alpha_2} = F_{2'} e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}.$$

Следовательно,  $F_{сб.мин}$  определяется как и для однобарабанного привода с углом обхвата, равным  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$

$$F_{сб.мин} = \frac{F_0 \cdot k_T}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}. \quad (6.7)$$

## 2. Определение распределения тягового усилия между барабанами с жесткой кинематической связью.

Дано (рис. 6.6, а):  $F_0$  – сила тяги двух барабанов  $F_0 = F_{01} + F_{02}$ ;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы обхвата;  $r_1, r_2$  – радиусы барабанов;  $f$  – коэффициент трения одинаков на обоих барабанах. Определить  $\delta_2 = \frac{F_{02}}{F_0}$  – долю тягового усилия второго барабана

$F_{02}$  в передаче общего усилия  $F_0$ .

При срыве сцепления:

$$F_{02} = F_2 - F_{2'}, \text{ а } F_0 = F_{нб} - F_{2'} = F_{нб} - F_{сб}, \quad (6.8)$$

или

$$F_{02} = F_{2'} \cdot (e^{f\alpha_2} - 1), \text{ а } F_0 = F_{2'} \cdot (e^{f(\alpha_2 + \alpha_1)} - 1),$$

откуда при срыве сцепления:

$$\delta_2 = \frac{F_{02}}{F_0} = \frac{F_{2'} (e^{f\alpha_2} - 1)}{F_{2'} (e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1)} = \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}. \quad (6.9)$$

Если срыва сцепления нет, то в зоне точки 1 имеется дуга покоя (рис. 6.6, в). При увеличении  $F_0$  и неизменном  $F_{сб}$  дуга покоя сокращается,  $F_1$  растет, а  $F_2$  не изменяется (на втором барабане дуги покоя нет), а следовательно  $\delta_2$  перемененно и зависит от  $F_0$  (до срыва сцепления).

Привод весьма чувствителен к размерам и форме барабанов. Скорость ленты определяется скоростью  $v_1$  в точке 1 (дуга покоя). Если  $r_2 = r_1$ , то по всей дуге  $\alpha_2$  лента скользит, так как  $v_2 < v_1$ , а скорости барабанов одинаковы, и барабан 2 обгоняет ленту. Если  $r_2 < r_1$ , то скорость скольжения возрастает. Если  $r_2 < r_1$ , то скорость скольжения уменьшается, но при повышении разности  $r_2$  и  $r_1$  лента обгоняет барабан 2 и он переходит в тормозной режим. Если барабаны неконцентричны или имеют некруглую форму, то такой переход происходит периодически, сопровождаясь рывками ленты на приводе. По указанным причинам барабаны изготавливают стальными точеными без футеровки, из-за которой размеры и форму барабанов выдержать трудно.

#### 6.3.4. Тандемпривод. Определение минимального натяжения по сцеплению

Поскольку двухбарабанный привод с жесткой кинематической связью барабанов (см. выше) не допускает футеровки барабанов, то его тяговая способность невысока. Для ее повышения барабаны необходимо футеровать фрикционными материалами, но при этом неизбежна разница в диаметрах барабанов, в связи с чем они должны иметь возможность вращаться с различными угловыми скоростями. Наиболее распространенным решением является применение тандемпривода, когда каждый барабан имеет самостоятельный двигатель или реже – привода с дифференциальным редуктором. При этих схемах барабаны вращаются с различными угловыми скоростями, чем компенсируется разница в радиусах барабанов. Распределение общего тягового усилия между барабанами принимается пропорциональным мощностям двигателей барабанов.

Дано (рис. 6.6, а):  $F_0 = F_{нб} - F_{сб}$  (положительное),  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ ;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  коэффициент сцепления  $f$ . Определить  $F_{сб.мин.}$  по сцеплению.

Если заданное  $\delta_2 = \delta_{2c}$  ( $\delta_{2c}$  – доля второго барабана для режима срыва сцепления на приводе с жесткой связью), то распределение нагрузки между барабанами будет такое же, как и у привода с жесткой кинематической связью при срыве сцепления, поэтому срыв сцепления начинается на обоих барабанах одновременно и  $F_{сб.мин.}$  определяется как и для привода с жесткой связью (по суммарному углу обхвата).

Если  $\delta_2 > \delta_{2c}$  (что имеет место на всех существующих приводах, где ставят или на оба барабана одинаковые двигатели, или на первый – два, а на второй один), то второй барабан несет большую нагрузку по сравнению с вариантом  $\delta_2 = \delta_{2c}$ , срыв сцепления начинается только на втором барабане и  $F_{сб.мин.}$  находится по срыву сцепления не на всем приводе в целом, а только на втором барабане. Тогда

$$F_{сб.мин.} = F_2' = \frac{F_{02} \cdot k_t}{e^{f\alpha_2} - 1} = \frac{F_0 \cdot \delta_2 \cdot k_t}{e^{f\alpha_2} - 1}. \quad (6.10)$$

где  $F_{02} = F_0 \cdot \delta_2$  – тяговое усилие второго барабана. Наиболее распространенный вариант  $\delta_2 = 0,5$ ; иногда применяют вариант  $\delta_2 = 0,33$  (одна треть нагрузки на второй барабан).

#### 6.3.5. Сравнительная оценка схем привода.

Для конкретного конвейера выбор схемы привода производят по результатам численных расчетов натяжения ленты в сравниваемых вариантах. Общую оценку можно сделать по влиянию схемы привода на максимальное натяжение ленты при передаче одинакового тягового усилия.

Если представить  $f = \infty$  (идеальный привод с бесконечно большим коэффициентом трения), то  $F_{сб.мин.} = 0$  и в этом случае  $F_{ид} = F_0$ , т.е. натяжение ленты равнялось бы тяговому усилию и ее прочность использовалась бы, полезно на 100 %. В реальном приводе  $F_{сб.мин.} \neq 0$ ,  $F_{нб.} > F_0$  и лента, помимо «полезного» натяжения  $F_0$  должна иметь дополнительное натяжение, равное  $F_{сб.мин.}$ .

Коэффициент использования прочности ленты

$$\xi = \frac{F_{нб.ид.}}{F_{нб.}} = \frac{F_o}{F_{нб.}} = \frac{F_o}{F_o + F_{сб.мин.}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{сб.мин.}}{F_o}}. \quad (6.11)$$

Чем с большей силой приходится натягивать ленту для передачи одного и того же  $F_{окр.}$ , тем меньше  $\xi$ .

## 6.4. Реализация тягового усилия зацеплением.

### 6.4.1. Кинематика зацепления.

Цепные тяговые органы транспортных средств приводятся в движение вращающимися многоугольниками, звездочками или же поступательно движущимися цепными тяговыми органами со специальными кулаками, захватами и др. (линейные приводы), которые в свою очередь приводятся в движение вращающимися барабанами, звездочками, т.е. зацеплением.

При огибании цепью звездочки центры шарниров (центры поворота звеньев цепи) располагаются в вершинах правильного многоугольника с длиной стороны, равной или кратной шагу цепи  $l_0$  (рис. 6.8). Для кольцевых цепей зацепление носит неупорядоченный характер и для надежности следует вводить длину стороны, равную двойному шагу цепи, т.к. при изношенных элементах звенья цепи, располагающиеся в вертикальной плоскости, в зацеплении не участвуют. Число граней многоугольника  $Z$  равно числу звеньев цепи (для кольцевых цепей – числу пар звеньев), на которые цепь переместится при повороте звездочки на один оборот. Число зубьев и  $Z$  – это не всегда одно и то же. По рис. 6.8, а)  $Z$  равно числу зубьев, но бывают случаи, когда звездочки совсем не имеют зубьев, превращаясь в граненый барабан, или имеют половинное по сравнению с рис. 6.8, а) число зубьев (зубья через один удаляются при четном числе граней).

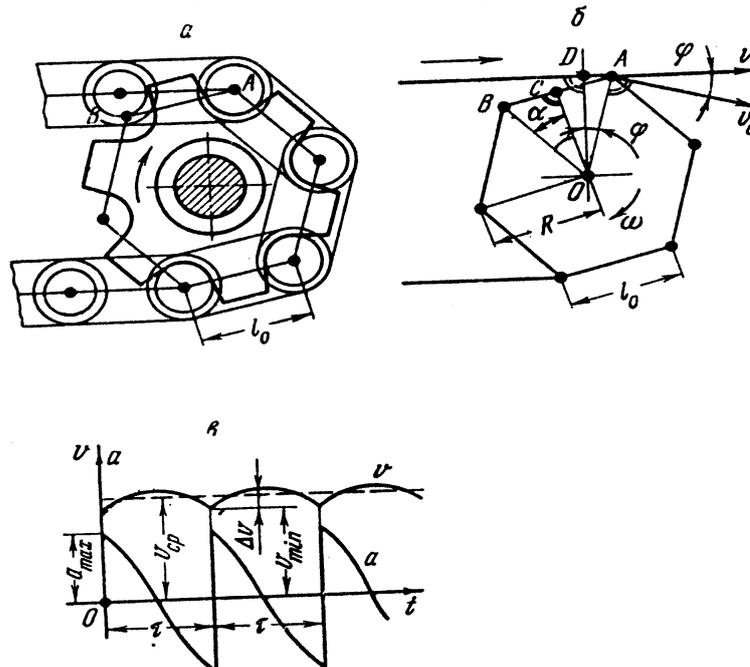


Рис. 6.8. К расчету кинематических параметров тяговой цепи

### 6.4.2. Скорость и ускорение цепи.

Из рис. 6.8, а) следует, что в любом случае зацепления цепи со звездочкой можно заменить взаимодействием эквивалентного многоугольника (рис. 6.8, б).

Постановка задачи. Дано (рис. 6.8, а):  $Z$  – число звеньев звездочки;  $\ell_0$  – длина грани эквивалентного многоугольника, м;  $w = const$  – угловая скорость звездочки, рад/с. Определить скорость и ускорение цепи.

На рис. 6.8, б) цепь ведется (приводится в движение) вершиной  $A$ , скорость которой

$$v_a = w \cdot OA = w \cdot R, \text{ м/с} \quad (6.13)$$

где  $R$  – радиус траектории движения вершины, м.

Скорость цепи равна проекции  $v_a$  на линию движения цепи

$$v = v_a \cdot \cos \varphi = w \cdot R \cdot \cos \varphi, \text{ м/с} \quad (6.14)$$

где  $\varphi$  – угол между  $v$  и  $v_a$  или, что то же, угол между  $OA$  и вертикалью.

На рис. 6.8, в) показан график изменения  $v$ .

Обозначим  $\alpha$  – половину угла между радиусами, проведенными в соседние вершины многоугольника. Из  $\triangle BOC$

$$\sin \alpha = \frac{BC}{OB} = \frac{\ell_0}{2R}. \quad (6.15)$$

Угол  $\varphi$  изменяется от  $-\alpha$  в начале зацепления шарнира до  $+Z$  в конце зацепления, в соответствии с чем  $v$  непрерывно изменяется (рис. 6.8, в). Период зацепления одного шарнира  $\tau$  равен времени перемещения цепи на длину одной грани  $\ell_0$ :

$$\tau = \frac{\ell_0}{v_{cp}}, \text{ с}, \quad (6.16)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость движения цепи, м/с.

Если период одного оборота звездочки  $T$ , то

$$v_{cp} = \frac{\ell_0 \cdot Z}{T} = \frac{\ell_0 \cdot Z \cdot w}{2\pi}, \text{ м/с}. \quad (6.17)$$

Ускорение цепи

$$a = \frac{dv}{dt} = -w \cdot R \cdot \sin \frac{d\varphi}{dt} = -w^2 \cdot R \cdot \sin \varphi, \quad (6.18)$$

в соответствии с чем график  $a$  (рис. 6.8, в) представляет собой пилообразную кривую. Максимальное ускорение соответствует  $\varphi = -\alpha$ , т.е. началу зацепления очередного шарнира. Тогда  $a_{\max} = w^2 \cdot R \cdot \sin \alpha$ . Подставляя сюда  $w$  и  $\sin \alpha$  получим

$$a_{\max} = \frac{2\pi^2 \cdot v_{cp}^2}{\ell_0 \cdot Z^2}, \text{ м/с}^2, \quad (6.19)$$

т.е.  $a_{\text{макс}}$  пропорционально квадрату скорости движения цепи.

Неравномерность движения цепи является источником динамических нагрузок. Помимо этого, с ростом скорости движения возрастают удары при входе в зацепление очередного шарнира и увеличивается износ трущихся частей. Вследствие этого конвейеры с цепным тяговым органом делают тихоходными (скорость не превышает 1,2-1,5 м/с).

#### 6.4.3. Динамические нагрузки в тяговых цепях.

Тяговая цепь забойного скребкового конвейера может резко затормозиться (заклиниться) в результате зацепления скребка за выступы и т.п. Кинетическая энергия вращения ротора гасится за счет деформации тягового органа и деталей привода из-за чего появляются значительные экстренные динамические нагрузки. Для их ограничения применяют предохранительные устройства (срезные штифты, фрикционные муфты, турбомуфты, дробовые муфты и др.), которые при достижении некоторого вращающего момента начинают проскальзывать, ликвидируя жесткую связь ротора с редуктором, тем самым ликвидируя возможность передачи ударной нагрузки со стороны ротора.

Качество предохранительных устройств оценивается по коэффициенту нагрузки

$$\lambda = \frac{F_{\text{макс.з.}}}{F_{\text{ном.}}}, \quad (6.20)$$

где  $F_{\text{макс.з.}}$  – максимальное усилие в тяговом органе при заклинивании;  $F_{\text{ном.}}$  – усилие при установившемся режиме с номинальной (паспортной) нагрузкой конвейера.

## **Б. Ведущие колеса и гусеницы самоходных транспортных машин**

### **6.5. Общие положения.**

На рис. 6.9 изображены схемы движителей самоходных машин. В любом случае внешняя движущая сила, направленная по линии движения, может быть приложена только в месте контакта колес (или гусениц) с дорогой, ибо никакого другого контакта с внешней средой у машины нет. Движущая сила может возникнуть только на ведущих осях, т. е. на осях, касающихся дороги и соединенных с двигателем. На всех схемах движущая сила обозначена  $F_k$  и называется силой тяги. Для гусеничного движителя сила тяги также реализуется на окружности ведущего колеса. Отличие заключается лишь в том, что сила тяги распределяется по всей площади опорной поверхности. Следовательно, все типы движителей можно свести к взаимодействию колеса с дорогой. Выясним, от чего зависит сила тяги одной ведущей оси и всей машины в целом.

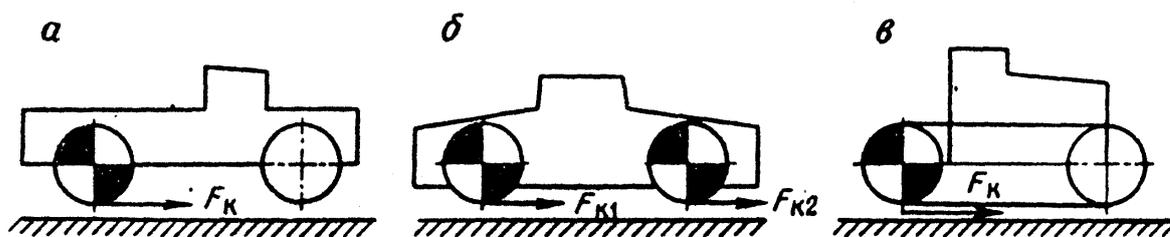


Рис. 6.9. Схемы движителей самоходных машин:

а – пневмомашинного с одной ведущей осью;

б – колесно-рельсового с двумя ведущими осями; в – гусеничного

### 6.6. Сила тяги одной ведущей оси.

Дано (рис. 6.10, а):  $R$  – радиус колеса, м;  $P_o$  – статическая нагрузка на ось от веса, н;  $M_o$  – средний момент двигателя, приведенный к оси, нм;  $f$  – коэффициент трения колеса о рельс. Определить  $F_{ок}$  – касательную силу тяги и ее максимальное значение.

Для упрощения задачи считаем, что силы сопротивления от вращения оси в подшипниках, от перекатывания колеса по рельсу, от инерции вращения колеса и присоединенных к нему масс приводятся к поступательно движущимся массам локомотива (считаем, что они входят в силу  $W_б$  – силу воздействия подшипника (буксы) на ось). Из условия равновесия сил, действующих на колесную пару ( $\sum X = 0$ ;  $\sum Y = 0$ ;  $\sum M = 0$ )

$$N_o = P_o; W_б = F_{ок}; \quad (6.21)$$

$$F_{ок} = \frac{M_o}{R}, \text{ н}; \quad (6.22)$$

т. е сила тяги зависит только от момента двигателя;  $F_{ок}$  не зависит ни от  $P_o$  ни от  $f$ , хотя  $F_{ок}$  — сила трения (здесь все силы, действующие на колесную пару показаны на одном колесе).

Максимальное значение  $F_{ок}$  ограничивается либо моментам двигателя  $M_{o \max}$  («ограничение по машине»), либо максимальной силой трения колеса о рельс («ограничение по сцеплению»).

Максимальная сила тяги по машине

$$F_{ок.м.} = \frac{M_{o \max}}{R}, \text{ н}. \quad (6.23)$$

Из-за колебательных процессов мгновенное давление на колесо  $P'$  отличается от среднего  $P_o$  (рис. 6.10, б). Момент двигателя  $M'$  также отклоняется от среднего  $M_o$  (из-за перехода на различные ступени реостатов в электровозе и т.д.), т.е. изменяется и мгновенная сила тяги  $F'_к$ . Чтобы не было срыва сцепления, необходимо, чтобы минимальное значение силы трения  $P'f$  (точка А) было выше максимального значения  $F'_к$  (точка В), поэтому расчетное значение

максимальной силы тяги по сцеплению  $F_{ок}$  меньше силы трения  $P_o f$ , соответствующей статическому давлению  $P_o$ :

$$F_{ок.с.} = P_o \psi_o, \quad (6.24)$$

где  $\psi_o = \frac{F_{ок.с.}}{P_o}$  – коэффициент сцепления оси;  $\psi_o$  меньше  $f$  из-за неравномерности  $P'$  и  $F'_к$  (максимальное значение  $F_{ок.с.}$  – предел по мгновенному срыву сцепления).

### 6.7. Сила тяги локомотива.

Дано (рис. 6.10, в):  $P$  – вес локомотива, все оси которого ведущие (соединены с двигателями),  $n$ ;  $P_1, M_1$  и  $P_2, M_2$  – веса, приходящиеся на оси, и моменты двигателей. Определить  $F_k$  – силу тяги и максимальное ее значение.

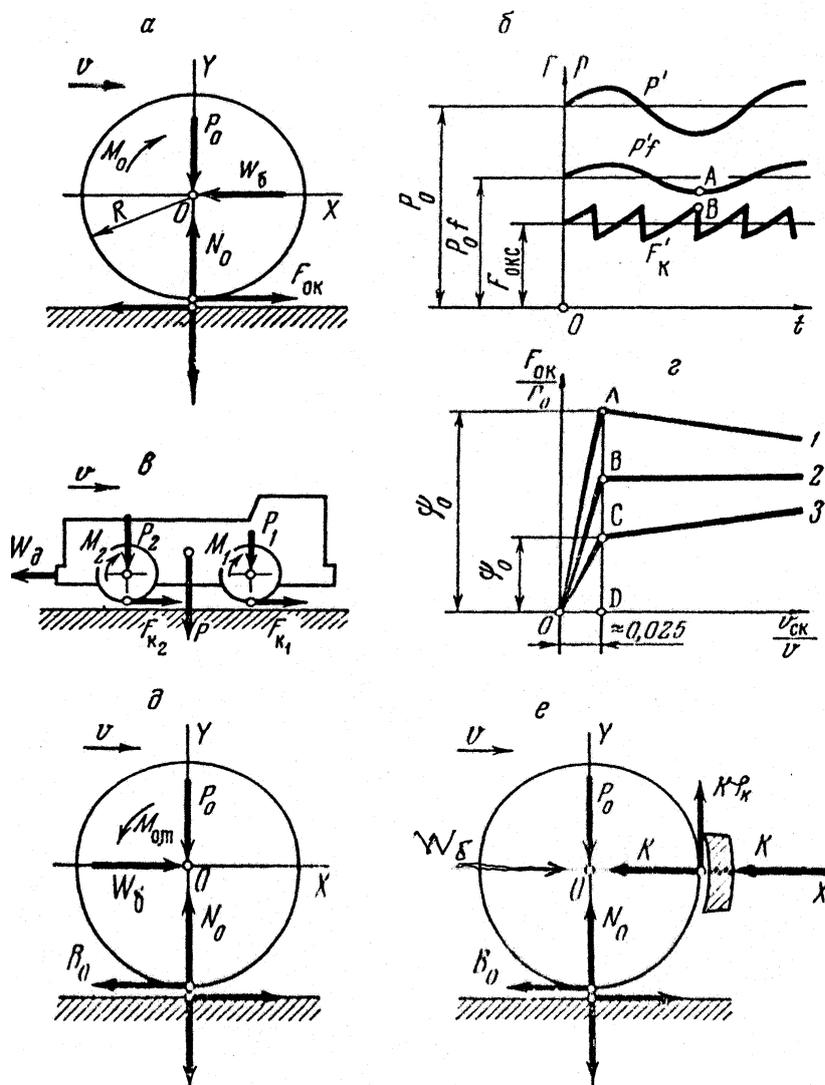


Рис. 6.10. Реализация силы тяги и силы торможения:

а – касательная сила тяги одиночной оси; б – изменение мгновенных значений давления на колесо  $P'f$  и силы тяги  $F'_к$ ; в – касательная сила тяги локомотива; г – характеристика сцепления оси, 1 –  $\psi_o > 0,1$ ; 2 –  $\psi_o = 0,1$ ; 3 –  $\psi_o < 0,1$ ; д – касательная сила оси при торможении двигателем; е – то же, при торможении колодками

Сила тяги локомотива равна сумме сил тяги всех осей. В соответствии с (6.23)

$$F_k = F_{k1} + F_{k2} = \frac{M_1}{R} + \frac{M_2}{R} = \frac{\sum M}{R}, \quad (6.25)$$

т. о.  $F_k$  зависит только от суммарного момента двигателей. Максимальная сила тяги по машине

$$F_{к.м.} = \frac{\sum M_{\max}}{R}. \quad (6.26)$$

Если дается не  $\sum M_{\max}$ , а мощность двигателя  $N$ , кВт (или л.с. – лошадиная сила) и скорость движения  $v$  (м/сек), то

$$F_{к.м.} = \frac{1020N(\text{квт})\eta}{v} = \frac{750N(\text{л.с.})\eta}{v}, \text{ кГ}. \quad (6.27)$$

Максимальная сила тяги по сцеплению  $F_{к.с.}$  – суммарная сила тяги ведущих осей перед срывом сцепления хотя бы одной оси. Если оси жестко кинематически связаны (паровоз), то срыв сцепления начинается на всех осях одновременно, и  $F_{к.с.}$  можно определить по (6.24) подставив  $P$  вместо  $P_0$ . Вертикальные нагрузки на оси неодинаковы. Например, по рис. 6.10, в  $P_1 < P_2$  из-за момента, создаваемого силой  $W_D$ . Неодинаковы и силы тяги осей, поскольку неодинаковы механические характеристики двигателей и радиусы колес, поэтому при индивидуальном приводе осей срыв сцепления всегда начинается на одной (лимитирующей) оси, остальные оси не реализуют своей максимальной силы тяги по сцеплению, и в (6.24) следует подставлять не  $\psi_0$ , а меньшую величину  $\psi$ :

$$F_{к.с.} = P\psi, \quad (6.28)$$

где

$$\psi = \frac{F_{к.с.}}{P}, \quad (6.29)$$

$\psi$  – коэффициент сцепления локомотива, т. е. отношение максимальной силы тяги локомотива в момент начала проскальзывания одной из осей к его весу.

Значение  $\psi$  зависит не только от коэффициента трения (от свойств поверхности трения), но и от неравномерности давления на оси и моментов двигателей по времени, неравномерности распределения веса по осям, неравенства сил тяги осей, т.е. от конструкции локомотива и скорости его движения. Определяется экспериментально.

Для локомотива в общем случае максимальная сила тяги по сцеплению

$$F_{к.с.} = P_{сц} \cdot \psi, \quad (6.30)$$

где  $P_{сц}$  – сцепной вес локомотива, т. е. вес, приходящийся на ведущие оси, н;

$$\psi = \frac{F_{к.с.}}{P_{сц}} \text{ — коэффициент сцепления} \quad (6.31)$$

## 6.8. Коэффициент сцепления.

Коэффициент сцепления  $\psi$  определяют из (6.31) опытным путем – замером  $F_{к.с.}$  (в момент начала срыва сцепления одной из осей).

На рис. 6.10, г) представлен график  $\frac{F_{ок}}{P_o}$  для колесной пары, как функция относительной скорости проскальзывания (отношения скорости скольжения колеса  $v_{ск}$  к скорости движения  $v$ ). Оказывается, что передача  $F_{ок}$  (даже малой величины) неизбежно вызывает скольжение. В интервале  $OD$  имеет место неполное скольжение (псевдоскольжение), т. е. упругое скольжение колеса за счет сдвига поверхностного слоя колеса и рельса. Далее неполное скольжение переходит в полное, явное скольжение (буксование). При  $\psi_0 \approx 0,1$  (точка  $B$ ) появление явного скольжения не приводит к изменению силы тяги. При  $\psi_0 > 0,1$  появление явного скольжения (точка  $A$ ) соответствует максимуму силы тяги – если появилось буксование, то сила тяги падает, и локомотив останавливается. При  $\psi_0 < 0,1$  (что соответствует обычно рельсам, покрытым жидкой угольной грязью – табл.) наступление буксования (точка  $C$ ) увеличивает силу тяги, и локомотив продолжает двигаться с непрерывным буксованием колес.

За расчетный коэффициент сцепления локомотива  $\psi$  (6.31) принимают значение, соответствующее концу периода неполного скольжения, т.е. для  $v : v \approx 2 - 2,5\%$  (точки  $A, B, C$ ).

## 6.9. Реализация силы торможения.

Тормозные силы вызываются прижатием тормозных колодок к колесам, переводом тяговых двигателей в тормозной режим или применением специальных средств: электромагнитных рельсовых тормозов, путевых тормозов.

### 6.9.1. Торможение двигателем.

Если к одиночной колесной паре приложен тормозной момент  $M_{o.m.}$  (рис. 6.10, д), то касательная сила торможения колеса

$$B_o = \frac{M_{o.m.}}{R} \quad (6.32)$$

и для всего локомотива

$$B = \frac{\sum M_{o.m.}}{R}. \quad (6.33)$$

Максимальная сила торможения по силе сцепления колес с рельсами, для всего локомотива из (6.30)

$$B = 1000P_T\psi. \quad (6.34)$$

где  $P_T$  – тормозной вес, кн.

Для основных локомотивов (электровозы, тепловозы) при торможении двигателем практически применяется только динамическое торможение, при котором

ограничения по машине нет и нет опасности юза при торможении (движения не вращающихся, заклинившихся колес), поэтому сила торможения всегда может быть доведена до предела по сцеплению (6.34).

### 6.9.2. Торможение колодками.

Если сила прижатия колодки  $K$  (рис. 6.10, е), то при допущениях, аналогичных рис. 6.10, а), из условия  $\sum M_o = 0$  получим

$$B_o = K\varphi_k, \quad (6.35)$$

где  $\varphi_k$  – коэффициент трения колодки о бандаж.

При торможении колодками возможно заклинивание (движение колеса юзом), которое допускать нельзя: при этом резко падает сила сцепления колес с рельсами и образуются лыски на колесах. Падение силы сцепления при юзе наблюдается не только на чистых, но и на грязных рельсах, в отличие от режима тяги, где скольжение по грязным рельсам повышает сцепление (рис. 6.10, г) Расчетную силу нажатия  $K_p$  устанавливают из соображения, чтобы не было срыва сцепления в наихудших условиях: при наименьшем коэффициенте сцепления колеса с рельсом  $\psi_{\min}$  и при наибольшем коэффициенте трения колодок  $\varphi_{\max}$ :

$$N_o\psi_{\min} \geq K_p\varphi_{\max}, \quad (6.36)$$

откуда, заменяя  $N_o$  на  $P_o$  и, считая неравенство равенством, имеем

$$K_p = P_o \frac{\psi_{\min}}{\varphi_{\max}} = P_o\delta, \quad (6.37)$$

где  $\delta = \frac{K_p}{P_o}$  – коэффициент нажатия тормозных колодок.

### 6.9.3. Торможение магнитными тормозами.

Сила торможения равна в этом случае силе трения скольжения примагниченных к рельсам тормозов (полозьев)  $P_{\text{магн}}$  умноженной на коэффициент трения скольжения  $f_{\text{магн}}$

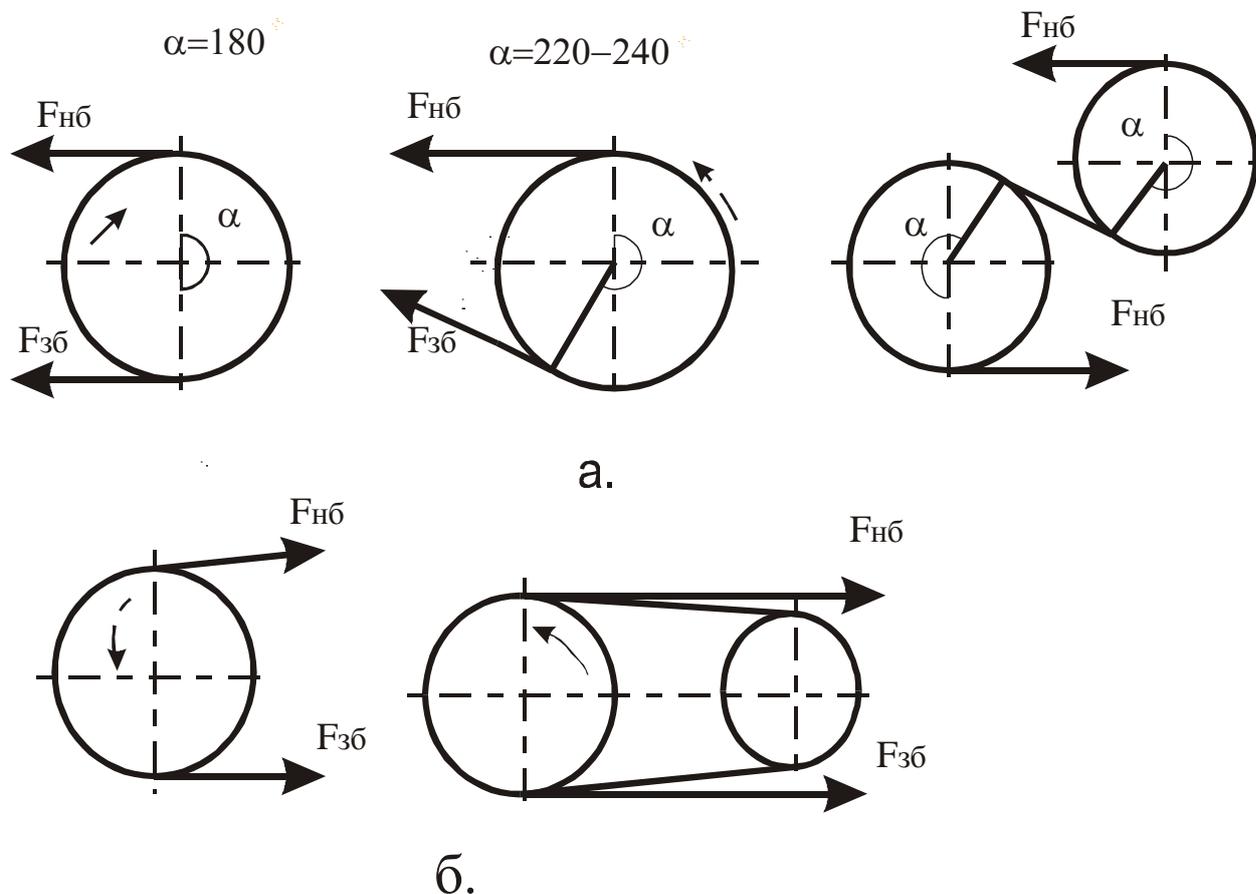
$$B_{\text{магн}} = P_{\text{магн}} \cdot f_{\text{магн}}. \quad (6.38)$$

Сила торможения магнитами (электромагниты, постоянные магниты) может быть как самостоятельной, так и дополнительной к рассмотренным выше способам торможения.

## Рекомендуемая литература:

1. Біліченко М.Я. Основи теорії та розрахунки транспортних засобів механізації переміщення вантажів шахт. Навчальний посібник - Дніпропетровськ: НГУ, 2002. –102с. (стр. )
2. Транспорт на горных предприятиях / Под ред.. проф, Б.Л. Кузнецова. М.: Недра, 1976, - 552 с. (стр. )
3. Основные положения по проектированию подземного транспорта для новых и действующих угольных шахт. - М.; ИГД им. А.А. Скочинского, 1986, - 355 с. (стр. )
4. Шахтный транспорт шахт и рудников: Справочник / Под ред. Г.Я. Пейсаховича, И.Л. Ремизова. - М.: Недра, 1985. - 565 с. (стр. )

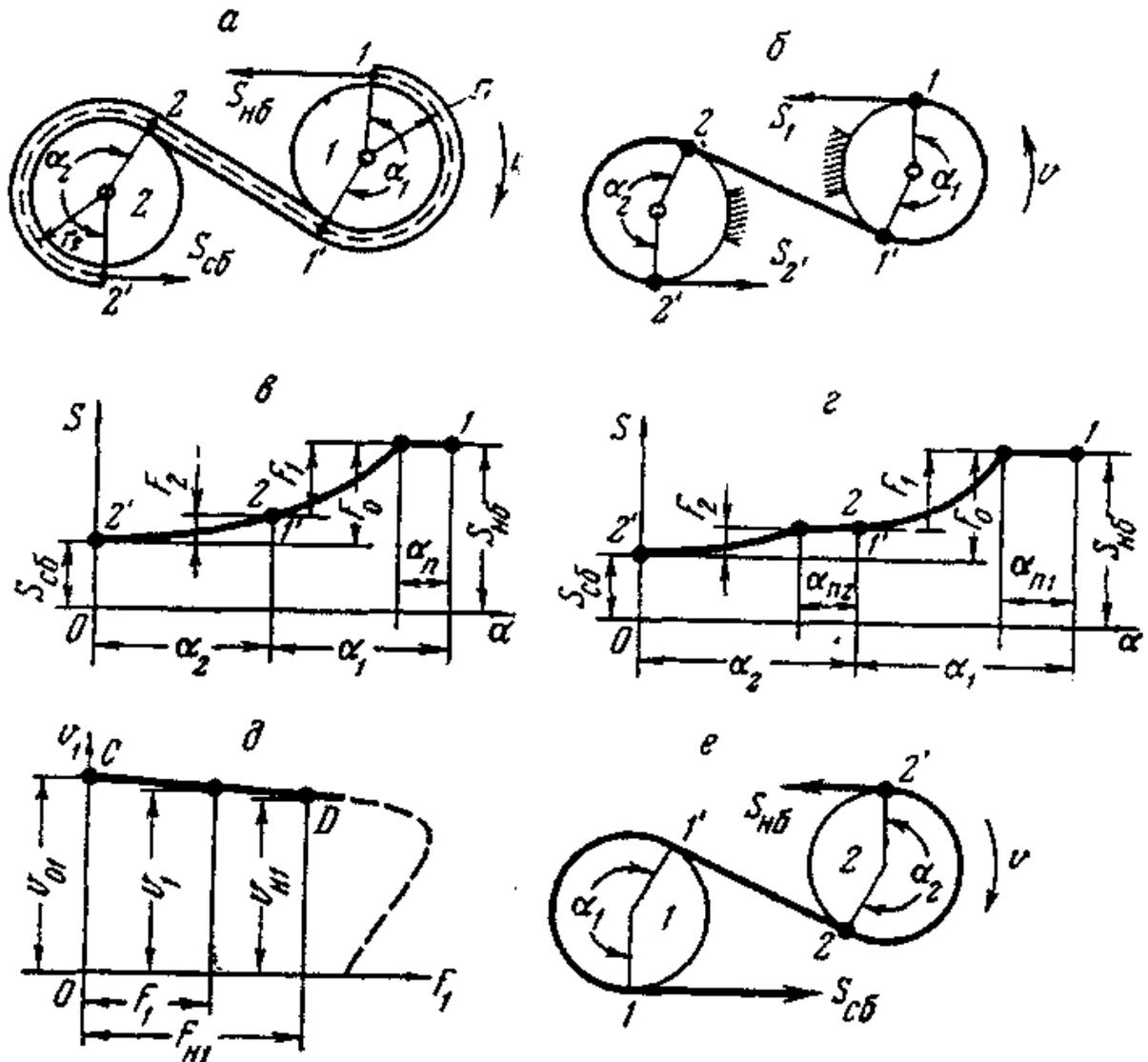
**Схемы огибания (заводки) гибким тяговым органом (а – лента; б – канат) приводных блоков**



**Коэффициент трения ленты с резиновыми обкладками о барабан**

Поверхность барабана	Состояние поверхности	$f$
Стальная точеная (без футеровки)	Сухая	0,3
	Влажная	0,2
	Мокрая	0,1
Футеровка из конвейерной ленты	Сухая	0,4
	Влажная	0,25
Футеровка из резины	Сухая	0,7
	Влажная	0,45
Футеровка из керамики	Сухая	1,0
	Влажная	0,65

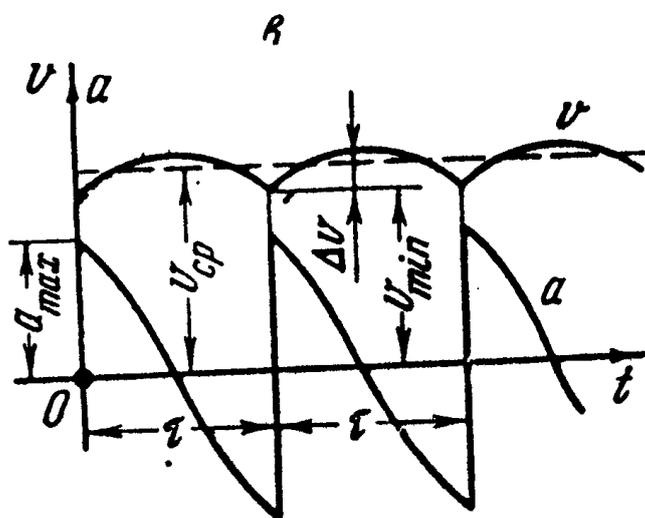
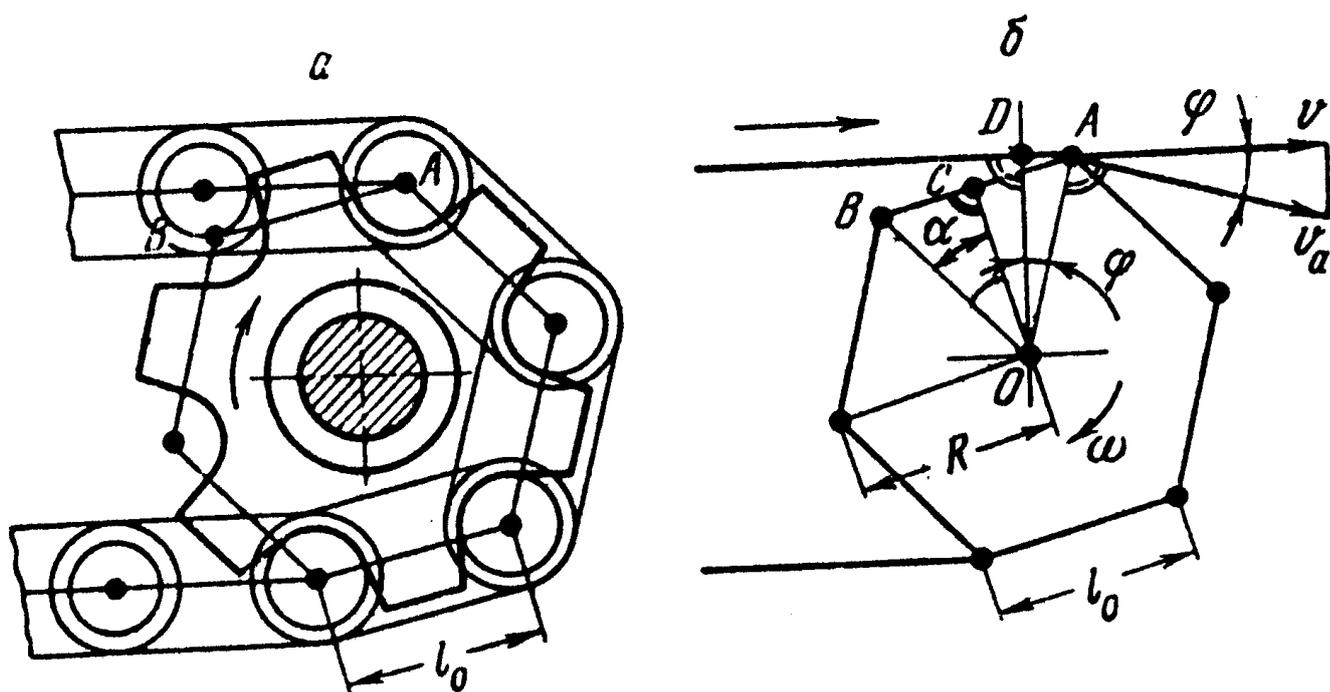
## Передача тягового усилия трением на двухбарабанном приводе



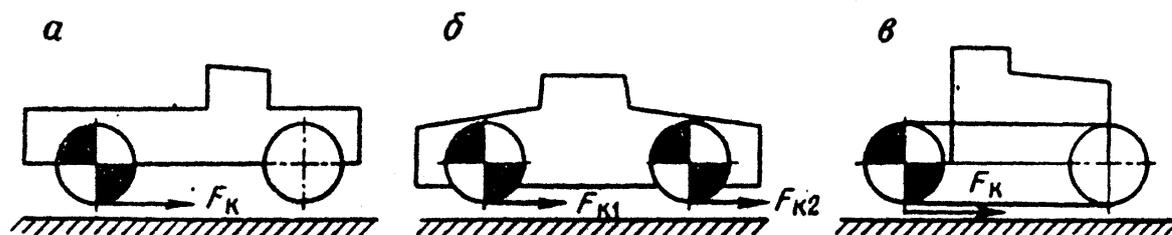
**Коэффициент использования прочности ленты** (при угле обхвата на одном барабане  $240^\circ$ )

Коэффициент трения			$\xi_l$							
			Однобарабанный привод	Двухбарабанный привод с жесткой связью	Двухбарабанный тандемпривод или двухбарабанный привод с дифференциалом					
					$\delta_2$					
			0,5	0,4	0,33	0,25	0,2	0,1		
0,05	0,19	0,34	0,34	0,32	0,29	0,25	0,24	0,21		
0,1	0,34	0,57	0,51	0,57	0,50	0,45	0,43	0,38		
0,2	0,57	0,82	0,73	0,77	0,82	0,76	0,71	0,63		
0,3	0,72	0,92	0,84	0,87	0,89	0,92	0,90	0,80		
0,4	0,82	0,96	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,91		
0,5	0,88	0,98	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98		

## К расчету кинематических параметров тяговой цепи



## Схемы движителей самоходных машин



*а* – пневмомашинного с одной ведущей осью;

*б* – колесно-рельсового с двумя ведущими осями; *в* – гусеничного

### Значения расчетного коэффициента сцепления карьерных электровозов

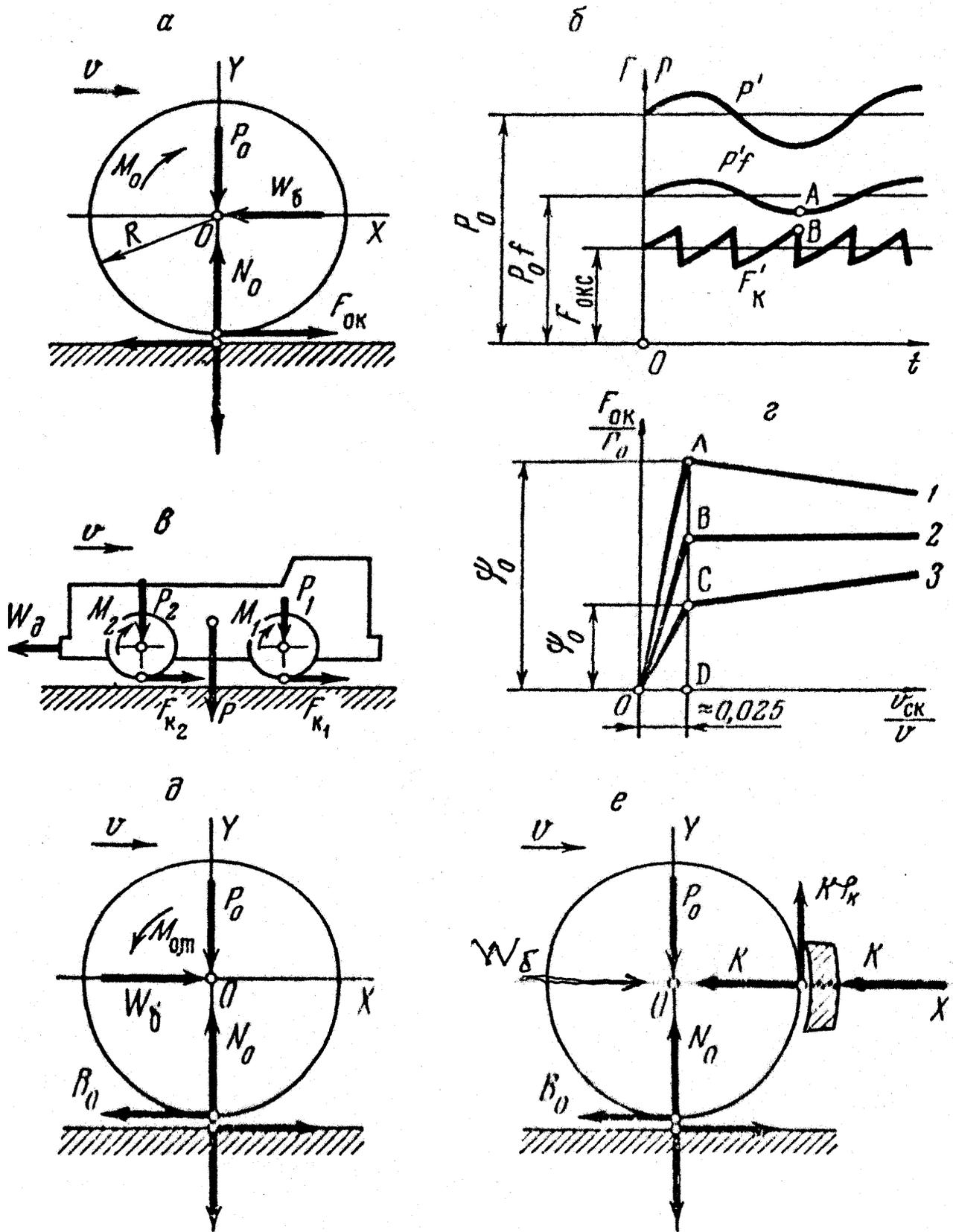
Расчетные условия	При	При
	постоянном токе	переменном токе
При трогании с подсыпкой песка	0,30	0,34
При трогании без подсыпки песка	0,24	0,28-0,29
При движении с подсыпкой песка	0,22	0,26
При движении без подсыпки песка	0,20	0,24

### Значения расчетного коэффициента сцепления рудничных электровозов (по данным ДГИ)

Состояние рельсов	$\psi$
<b>Угольные шахты</b>	
Покрты жидкой угольной и породной грязью....	0,07-0,08
Влажные, практически чистые.....	0,09
Мокрые, чистые.....	0,12-0,13
Сухие, практически чистые.....	0,17
Посыпаны песком.....	0,18-0,24
Покрты песком, раздавленным в результате предшествующей поездки.....	0,14-0,18
<b>Сланцевые шахты</b>	
Влажные, грязные.....	0,11
<b>Железорудные шахты</b>	
Чистые сухие.....	0,21-0,25
Покрты жидкой железорудной грязью.....	0,10-0,23
Посыпаны песком.....	0,25

Примечание. Для режима торможения при торможении двигателями значения коэффициента сцепления можно повышать на 10 %.

## Реализация силы тяги и силы торможения



*a* – касательная сила тяги одиночной оси; *б* – изменение мгновенных значений давления на колесо  $P'f$  и силы тяги  $F'_к$ ; *в* – касательная сила тяги локомотива; *г* – характеристика сцепления оси,  $1 - \psi_0 > 0,1$ ;  $2 - \psi_0 = 0,1$ ;  $3 - \psi_0 < 0,1$ ; *д* – касательная сила оси при торможении двигателем; *е* – то же, при торможении колодками