

ЛИФТОВЫЕ ЛЕБЕДКИ

Общие сведения

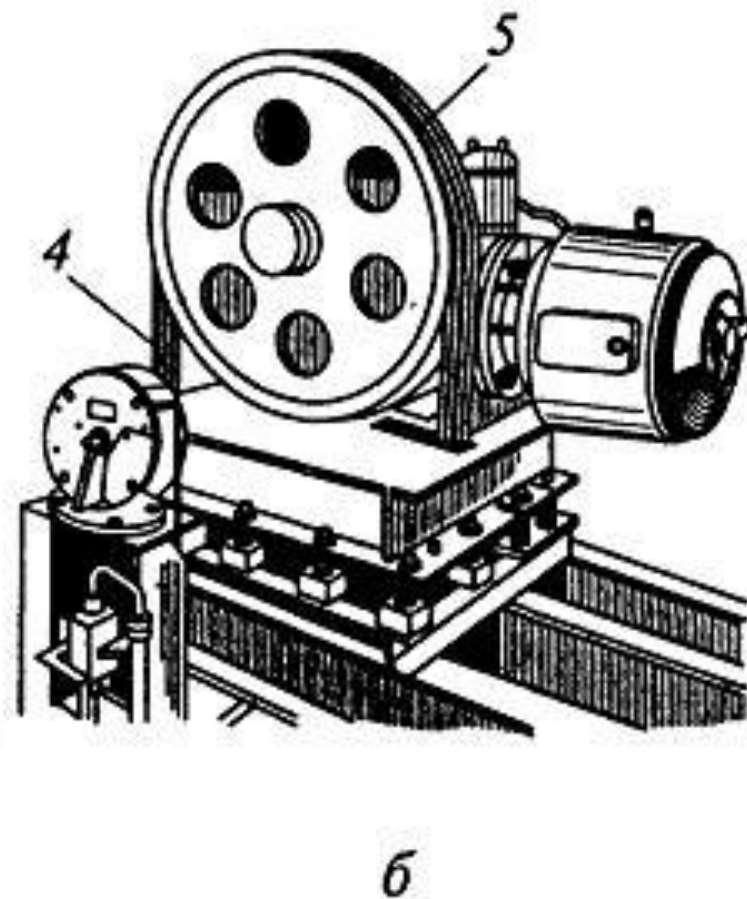
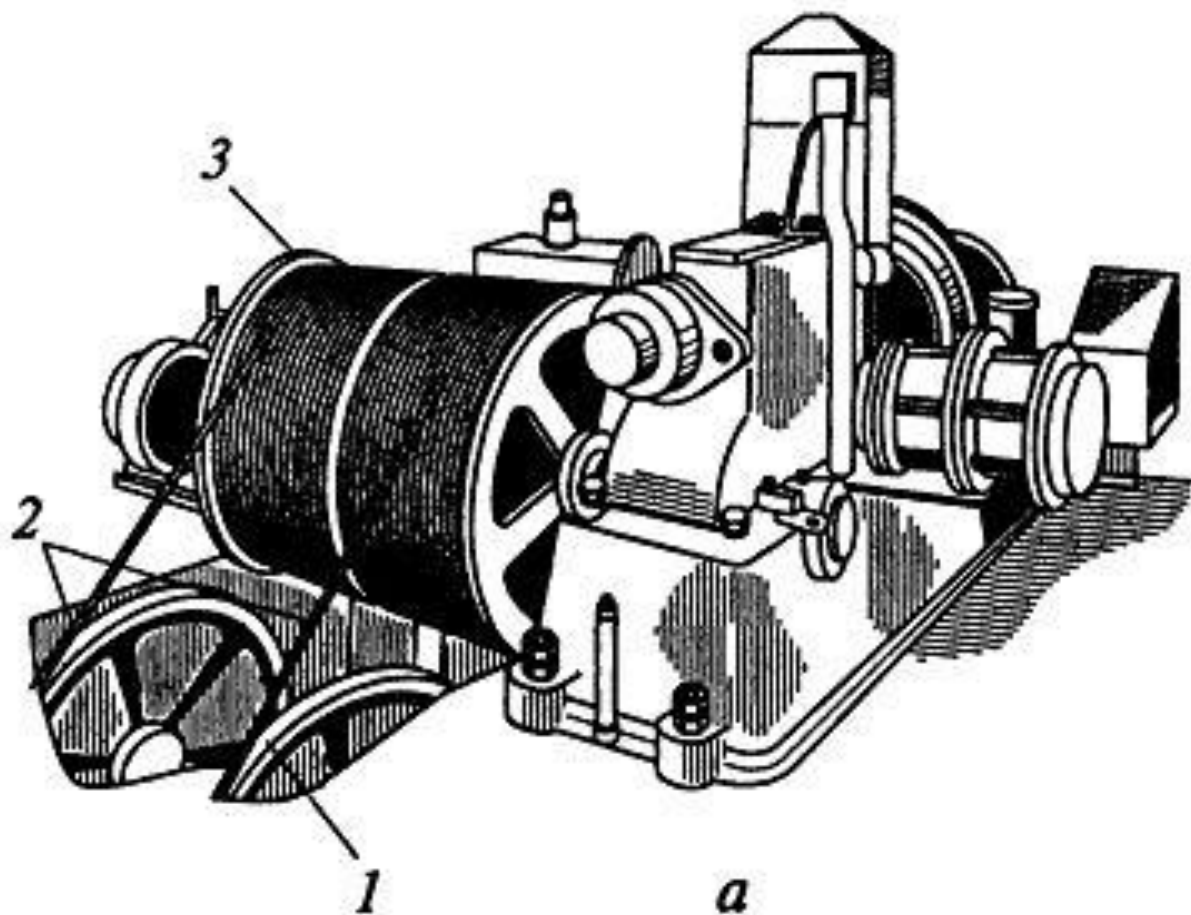
Лебедка (подъемный механизм лифта) предназначена для приведения в движение кабины с пассажирами и (или) грузом. Наиболее распространенными являются канатные лебедки различных конструкций. Для обеспечения безопасной работы лифта лебедки должны соответствовать требованиям ПУБЭЛ. Рассмотрим некоторые из этих требований.

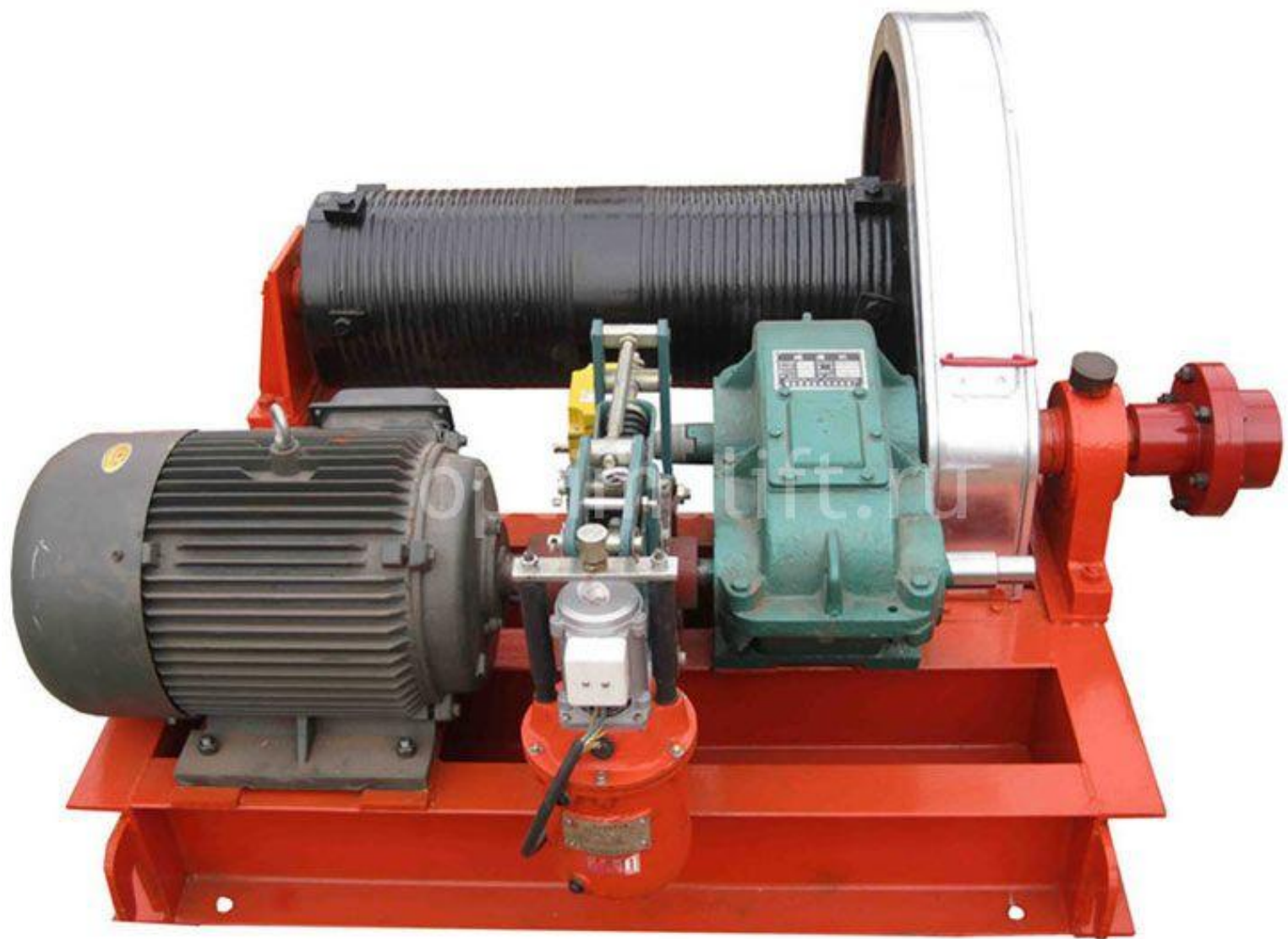
1. Лебедка и элементы ее крепления должны быть рассчитаны на нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации и испытаний лифта.
2. Барабанная лебедка и лебедка со звездочкой могут применяться на лифтах, номинальная скорость которых не превышает 0,63 м/с.
3. Между тормозным шкивом и канатоведущим органом лебедки должна быть неразмыкаемая кинематическая связь.

По типу применяемого канатоведущего органа различают лебедки барабанного типа (рис. а), с канатоведущим шкивом (рис. б) и звездочкой

По характеру кинематической связи между двигателем и канатоведущим органом лебедки подразделяют на безредукторные и редукторные

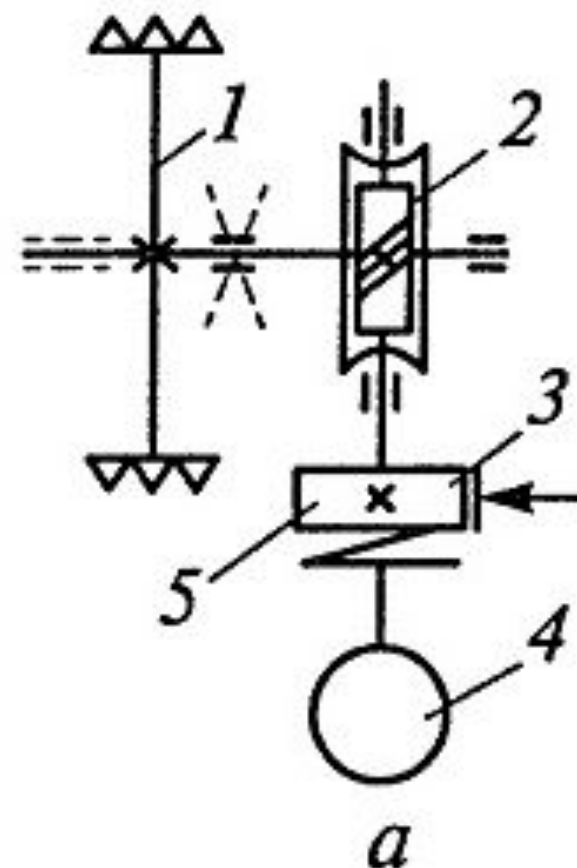
- *а* — барабанного типа; *б* — с канатоведущим шкивом; 1 — отклоняющий блок; 2, 4 — канаты; 3 — барабан; 5 — канатоведущий шкив



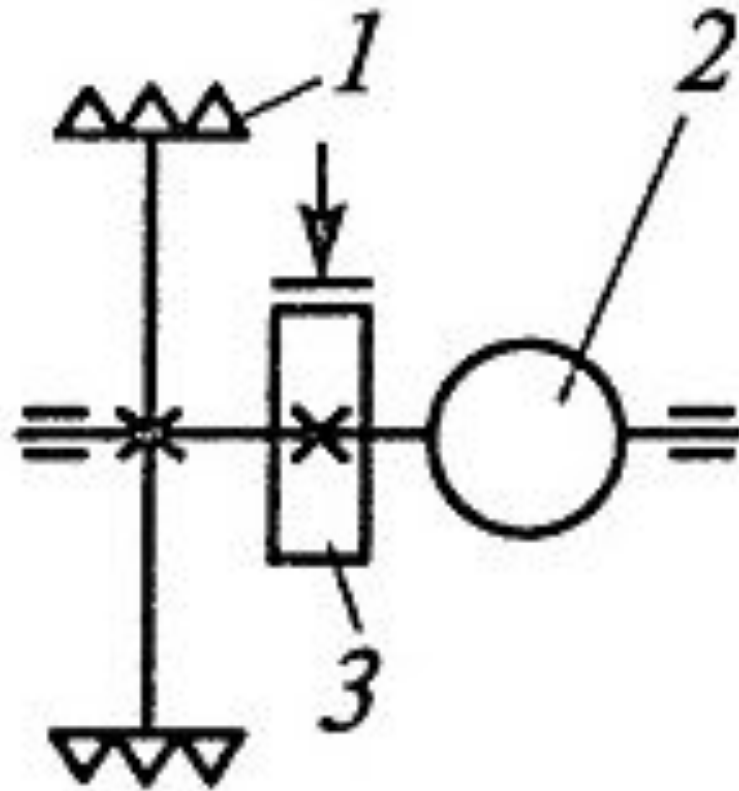


Кинематические схемы лифтовых лебедок с червячным редуктором

- 1 — канатоведущий шкив;
- 2 — червячный редуктор;
- 3 — колодочный тормоз;
- 4 — электродвигатель;
- 5 — соединительная муфта с тормозным шкивом;

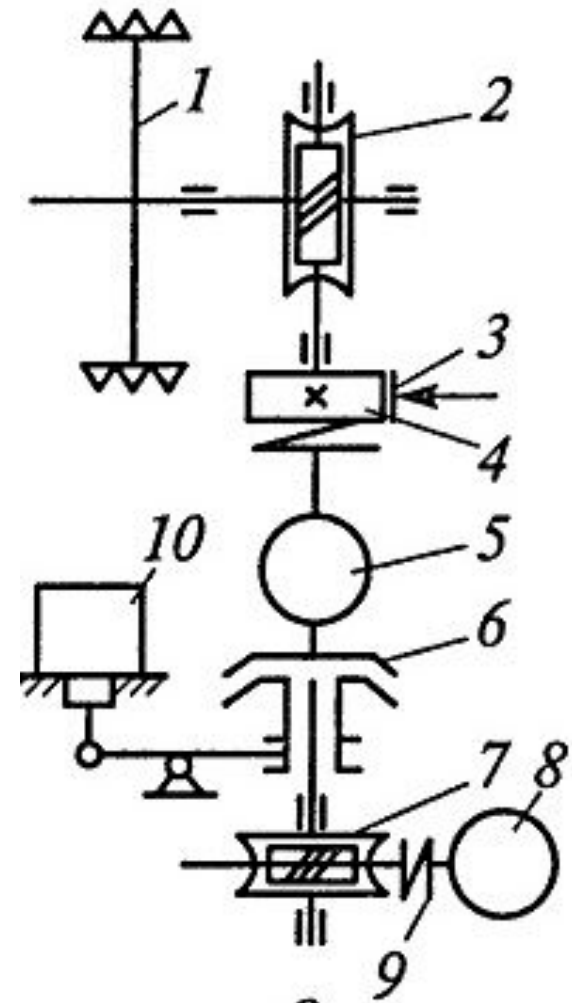


Безредукторная лебедка скоростного лифта



Лебедка с микроприводом

- 1 — канатоведущий шкив;
- 2 — червячный редуктор;
- 3 — колодочный тормоз;
- 4 — соединительная муфта с тормозным шкивом;
- 5 — основной двигатель привода лебедки;
- 6 — управляемая фрикционная муфта сцепления;
- 7 — редуктор микропривода;
- 8 — двигатель микропривода;
- 9 — соединительная муфта;
- 10 — электромагнит управления муфтой

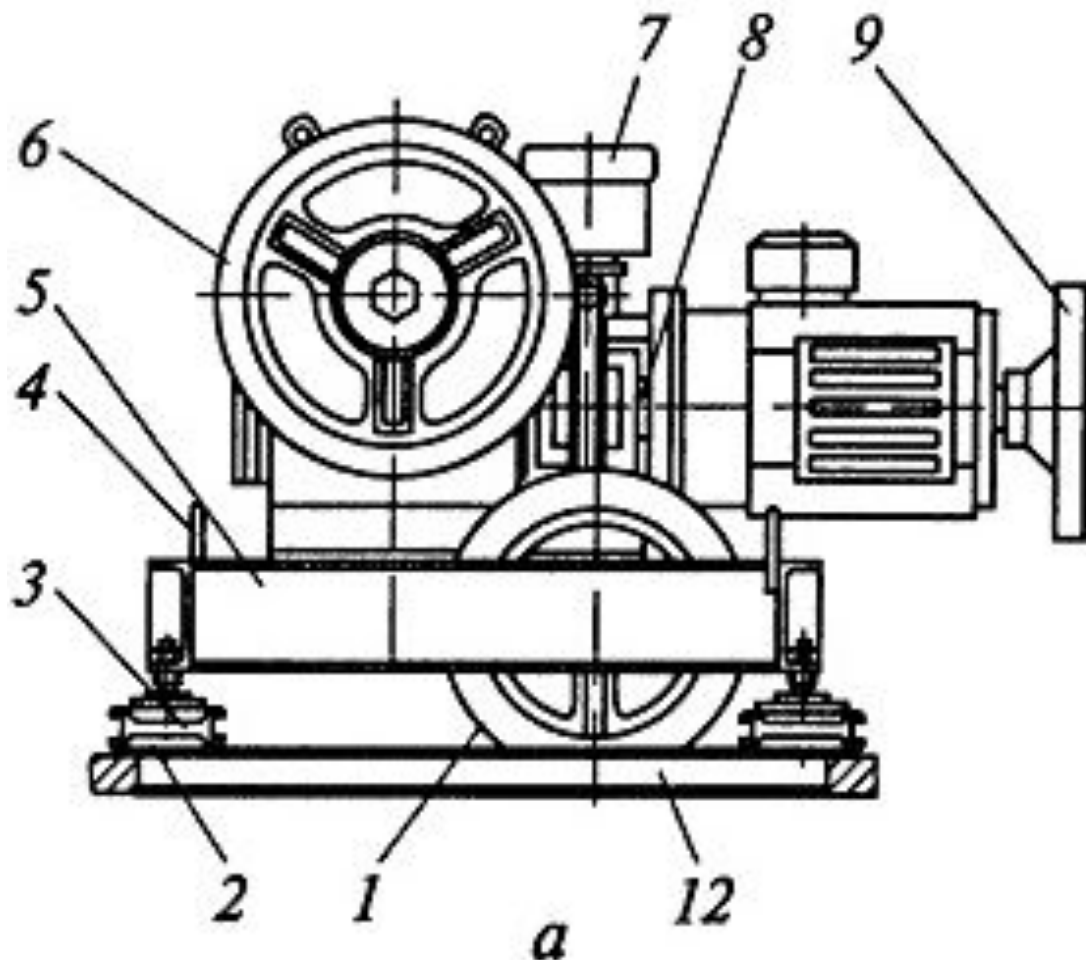


Лифтовая лебедка с червячным редуктором и канатоведущим шкивом

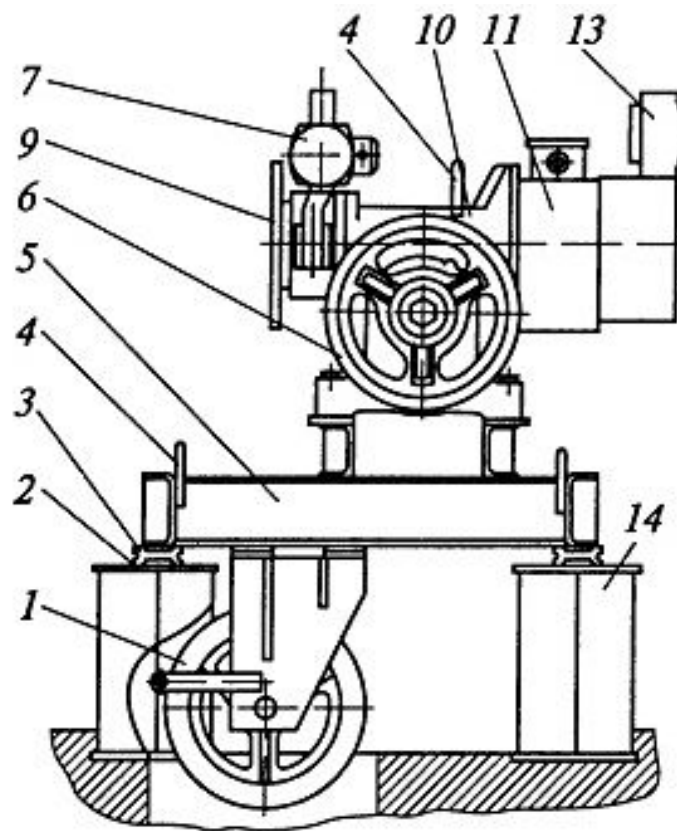
На большинстве находящихся в эксплуатации типовых пассажирских лифтов используется лебедка с червячным редуктором и канатоведущим шкивом, конструкция которой представлена на рис. Она состоит из высокооборотного электродвигателя переменного тока с клеммной коробкой, который с помощью муфты соединяется с ведомым (быстроходным) валом редуктора (червяком). Полумуфта, надетая на вал червяка, выполнена в виде тормозного шкива. На корпусе редуктора установлен колодочный тормоз. На противоположный от электродвигателя конец ведомого (быстроходного) вала редуктора насажен штурвал для подъема кабины вручную. В одних случаях штурвал выполняет функции маховика, обеспечивая более плавный разгон и торможение подвижных частей лифта, в других его делают съемным, что позволяет уменьшать маховые массы быстроходного вала редуктора.

Лебедки с отклоняющим блоком с нижним расположением цилиндрического червяка

- 1 — отклоняющий блок;
- 2 — чашка;
- 3 — амортизатор;
- 4 — скоба;
- 5 — рама;
- 6 — канатоведущий шкив;
- 7 — тормоз;
- 8 — муфта;
- 9 — штурвал;
- 10 — редуктор;
- 11 — электродвигатель;
- 12 — подрамник;
- 13 — вентилятор;
- 14 — опорная стойка



Лебедки с отклоняющим блоком с верхним расположением системы мотор—червяк

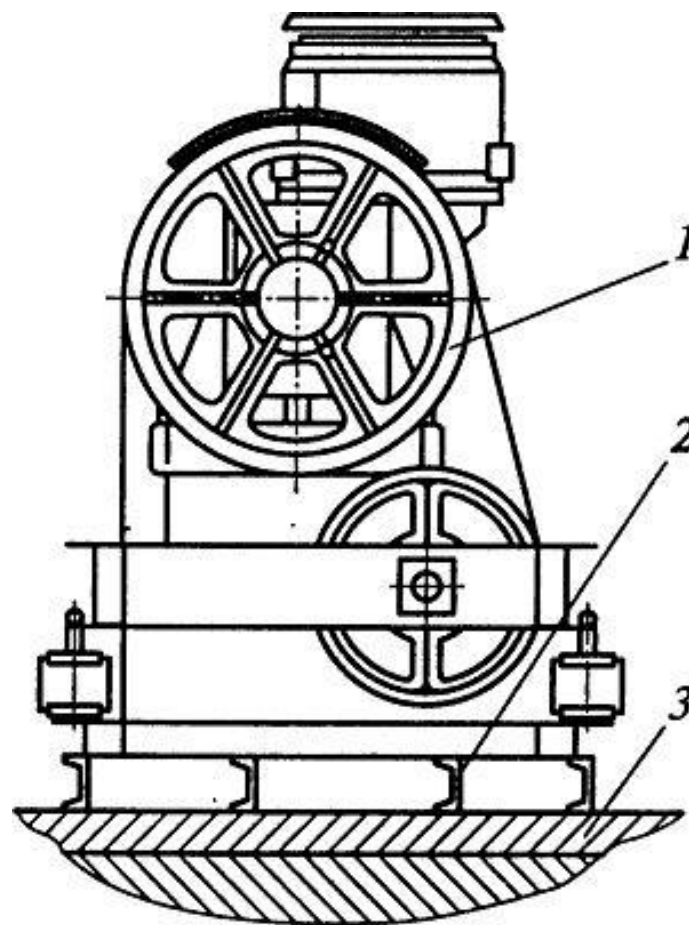


Лебедка с вертикальным расположением червяка

1 — канатоведущий шкив;

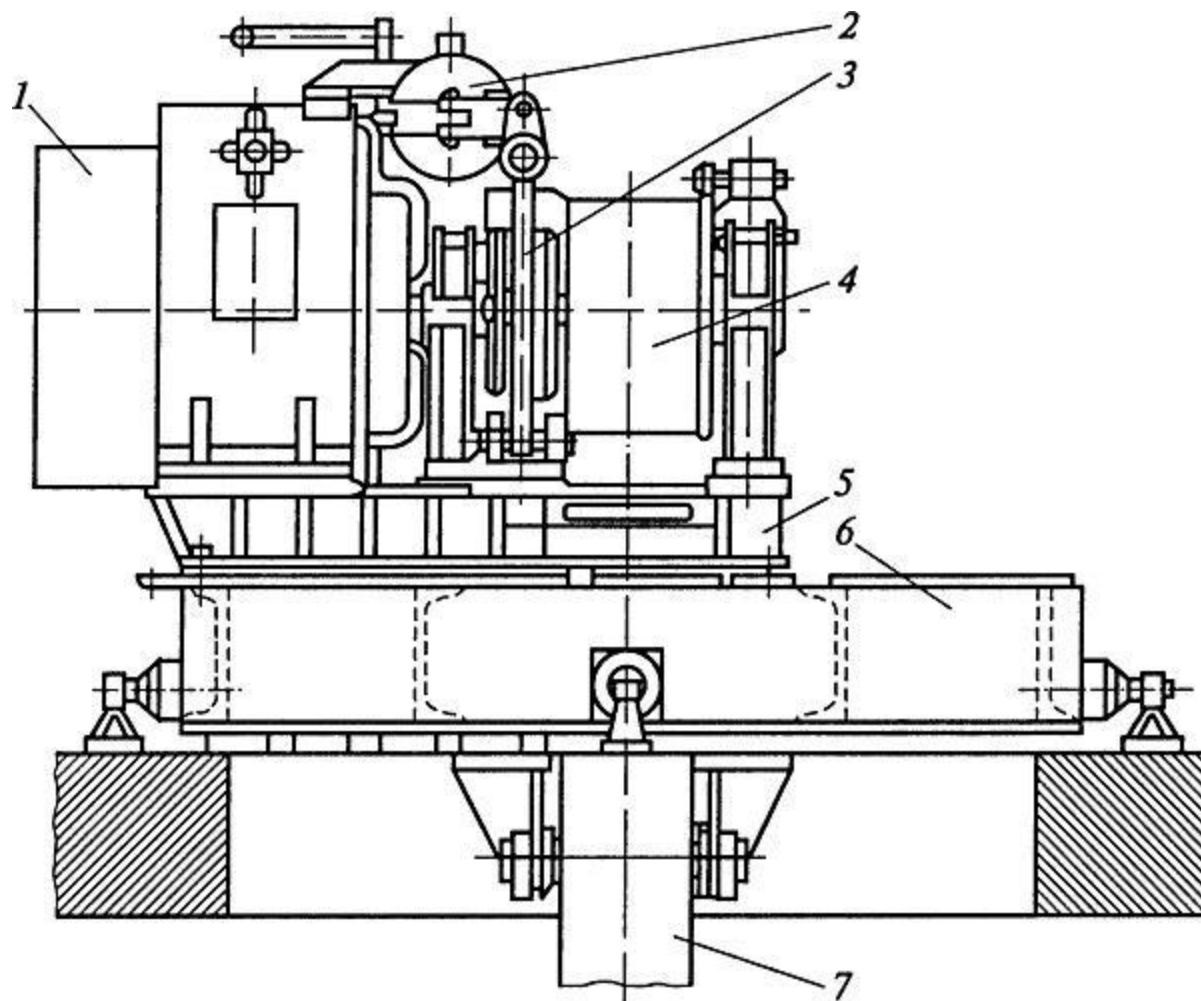
2 — подрамник;

3 — пол машинного помещения



*Безредукторная лебедка с тихоходным электродвигателем
постоянного тока:*

*1 — электродвигатель; 2 — электромагнит; 3 — тормоз; 4 —
канатоведущий шкив; 5 — опора; 6 — рама; 7 — контршків*



Общие положения

- Безредукторные лебедки обычно используются при скоростях больше 2,5 м/с; тогда как лебедки с редукторным приводом применяются при меньших скоростях.
- Прямозубые зубчатые передачи периодически использовались в прошлом, но с усовершенствованием методов проектирования и технологии производства червячная передача стали общепринятым стандартом для лифтовых редукторных лебедок.
- Недавно, такие изготовители лифтов, как Otis Elevator Co. и Mitsubishi Electric Corp. представили редукторные лифтовые лебедки для номинальной скорости до 5 м/с, применяя двухступенчатые косозубые цилиндрические передачи с высоким коэффициентом полезного действия.

- Лебедка оборудована трехфазным мотором, а управление скоростью достигается с помощью преобразователя частоты.
- Косозубые цилиндрические зубчатые передачи предполагается использовать при скорости больше 2,5 м/с. При меньших скоростях стандартным решением - червячная передача.
- Червячная передача иногда используется в сочетании с ременной или дополнительной парой прямозубых цилиндрических зубчатых колес (грузовые лифты повышенной грузоподъемности).
- Лебедки с ременной передачей клиновым или зубчатым ремнем, должны оборудоваться **не менее чем тремя ремнями**, работающими параллельно.
- Минимальный коэффициент запаса разрывного усилия ремня - 10.
- В н.в. появился ряд конструкций лебедок, оборудованных планетарными передачами.

4.1.2. Червячная передача

- Применение червячного редуктора дает несколько преимуществ:
- (a) он очень компактный и имеет очень небольшие размеры при заданном передаточном числе и передаваемой мощности;
- (b) он имеет минимальное число движущихся частей, что минимизирует расходы на техническое обслуживание и замену;
- (c) червячное зацепление обеспечивает бесшумную работу;
- (d) обладает присущей ему стойкостью к ударной нагрузке.

Принципы проектирования

- Червяк обычно изготавливается из ковanej заготовки легированной стали, которая обеспечивает высокую ударную вязкость и прочность, а также подходит для упрочнения рабочей поверхности и придания ей необходимой твердости.
- Материалом для изготовления преимущественно служит никель-хромо-
вая или никель-хромо-молибденовая сталь.
- После закалки червяки шлифуются и полируются, чтобы обеспечить совершенный профиль зуба и максимально гладкую поверхность, необходимую для уменьшения трения и износа.

Принципы проектирования

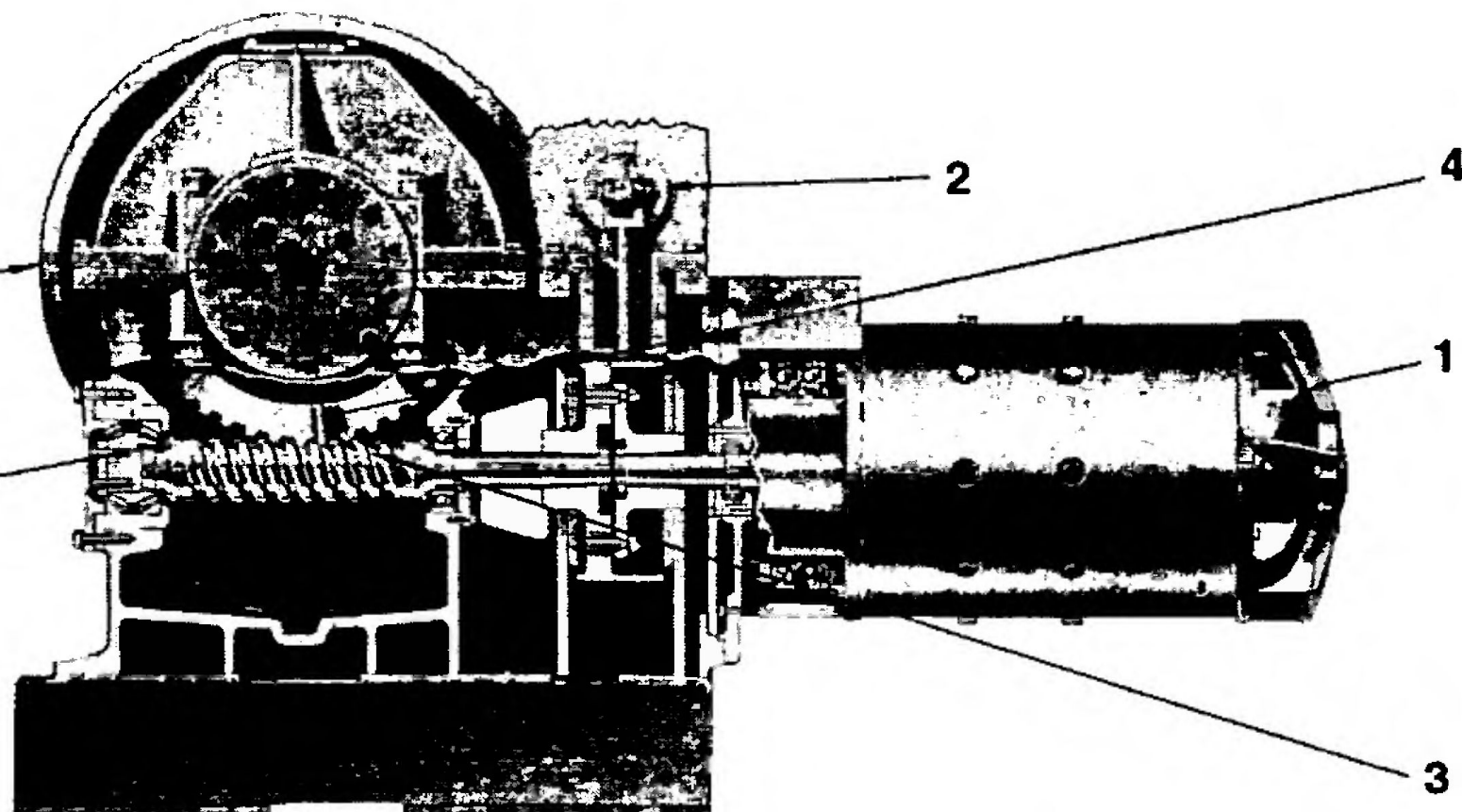
- Обод червячных колес изготавливается методом центробежного литья из бронзы, пригодной для взаимодействия с червяком.
- Сплавы бронзы могут быть фосфористые, медно-оловянные или медно-оловянно-никелевые с низким коэффициентом трения.
- Центробежное литье дает совершенную однородность структуры с высоким сопротивлением разрушению и хорошими свойствами скольжения.

- Червячный вал всегда устанавливается на два радиальных подшипника, а один упорный подшипник используется для восприятия осевой нагрузки.
- Он может устанавливаться в верхнем (верхний приводной червяк) или в нижнем положении (нижний приводной червяк) под червячным колесом.
- Верхнее расположение используется чаще на лебедках, работающих в легком и среднем режиме нагрузки.
- Преимуществами являются легкая герметизация редуктора, простой контроль состояния червячного зацепления и то, что вал червячного колеса расположен внизу над рамой лебедки.

- Однако условия смазки червяка, в целом, хуже, чем при нижнем его расположении, особенно в периоды пуска, когда возможен режим сухого трения при больших нагрузках. Также в периоды торможения скорость червячного колеса может быть недостаточно высокой, чтобы обеспечить достаточную подачу масла в зону червячного зацепления.

Типичная конструкция редуктора с нижним червяком (Otis Elevator Co.):

1 - мотор переменного тока, 2 тормоз с магнитом постоянного тока, 3 - червяк, 4 червячное колесо, 5 - тяговый шкив, 6 - конические роликовые подшипники



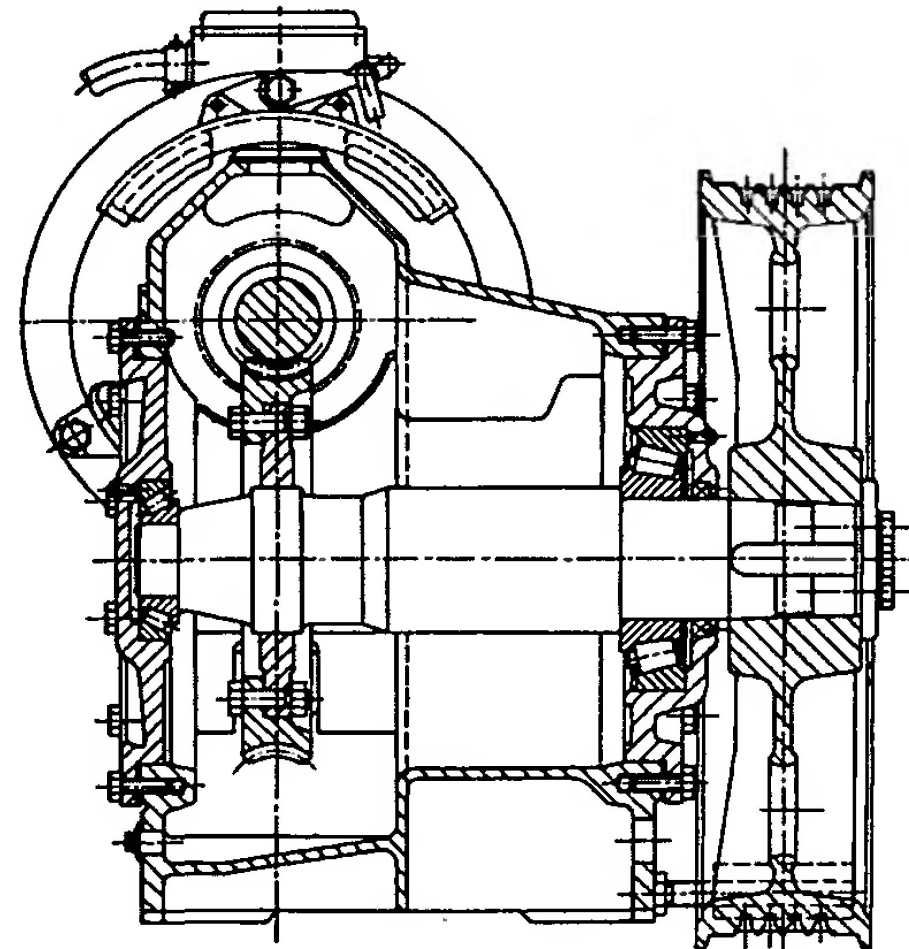
- Поверхности зубьев червяка представляют собой спираль с эвольвентным профилем и углом зацепления 15 или 20 градусов.
- При увеличении угла зацепления больше 20°, зуб подвергается повышенному давлению и становится необходимым использовать смазочные материалы, пригодные для работы при больших контактных давлениях.
- Число заходов червяка n прямо связано с передаточным числом редуктора i_G

$$i_G = \frac{N}{n}, \quad (4.1)$$

- где N - число зубьев червячного колеса, как правило,
 $N > 36$ для угла зацепления 15°,
 $N > 24$ для угла зацепления 20°.

- Если принять 85 за максимальное число зубьев червячного колеса (принимается в соответствии с опытом большинства изготовителей лифтов во избежание повышенных размеров зубчатой передачи), максимальное передаточное число редуктора, зависящее от числа заходов, будет таким:
- Число заходов Максимальное передаточное число
 - 1 85
 - 2 42
 - 3 28

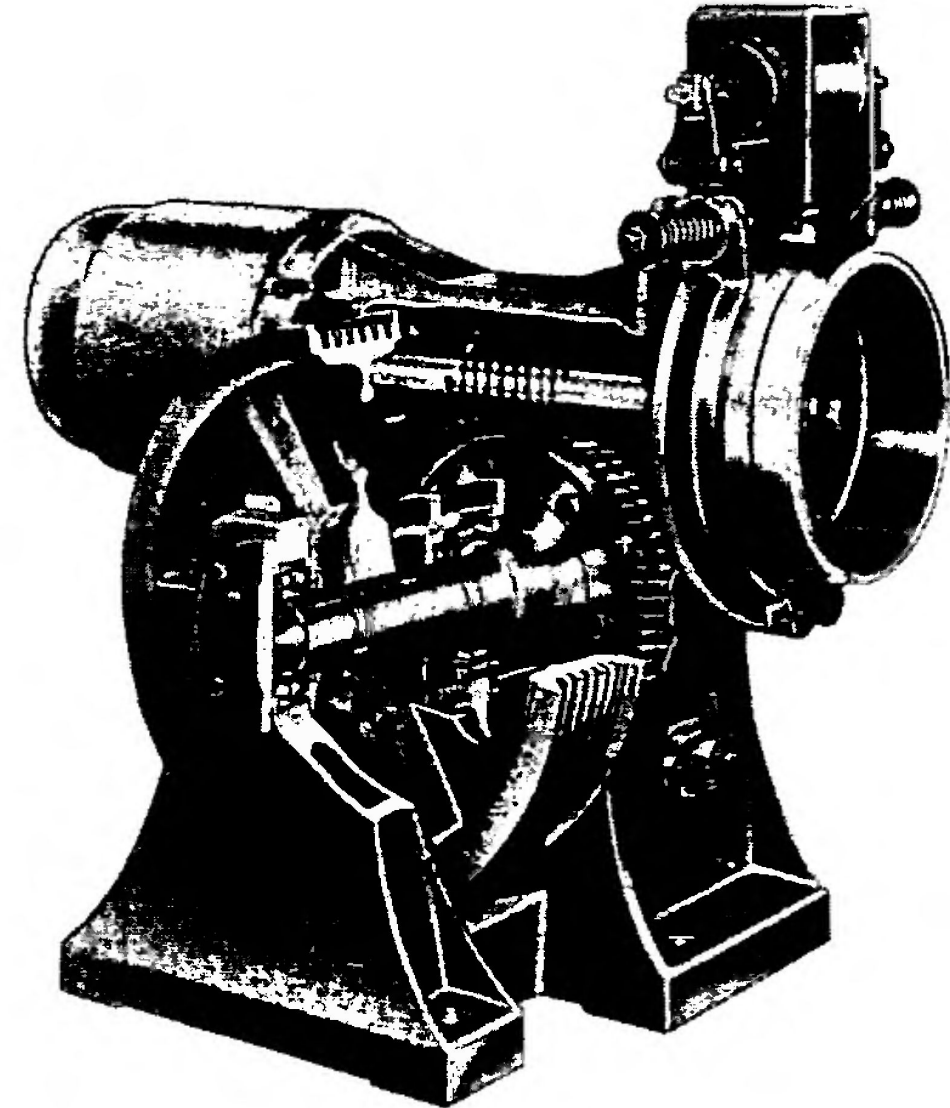
- Установка тихоходного вала может производиться несколькими способами.
Вал может поддерживаться:
(а) - двумя подшипниками лебедки с консольным расположением тягового шкива при относительно небольших или средних нагрузках:



**Сечение тихоходного вала с
консольно установленным шкивом
(Otis Elevator Co.)**

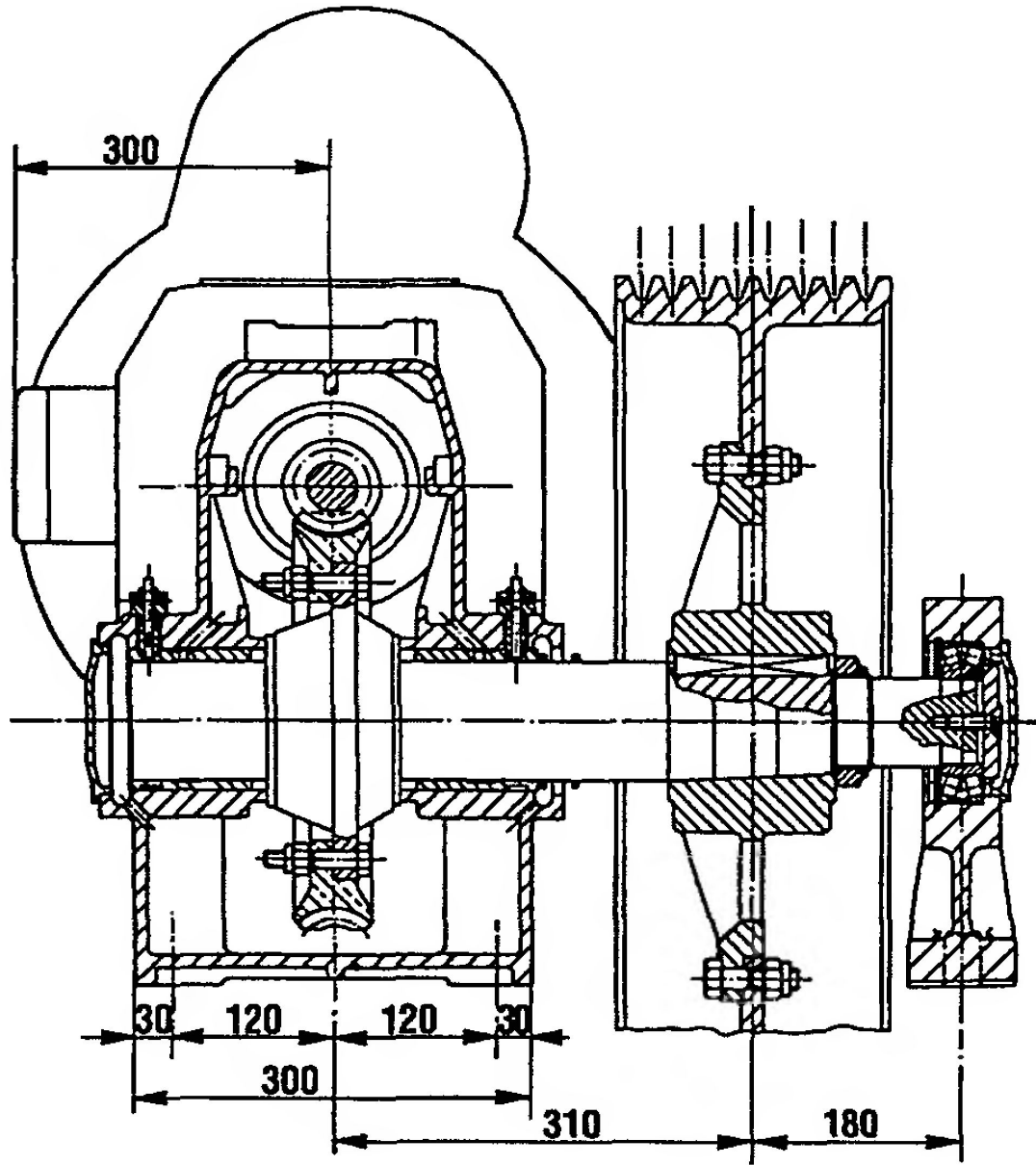
- (b) - двумя подшипниками, один из которых расположен в корпусе редуктора, второй установлен на опоре, составляющей части рамы редуктора, с другой стороны шкива; червячное колесо расположено

Тихоходный вал, поддерживаемый двумя подшипниками по разные стороны шкива (Otis Elevator Co.)



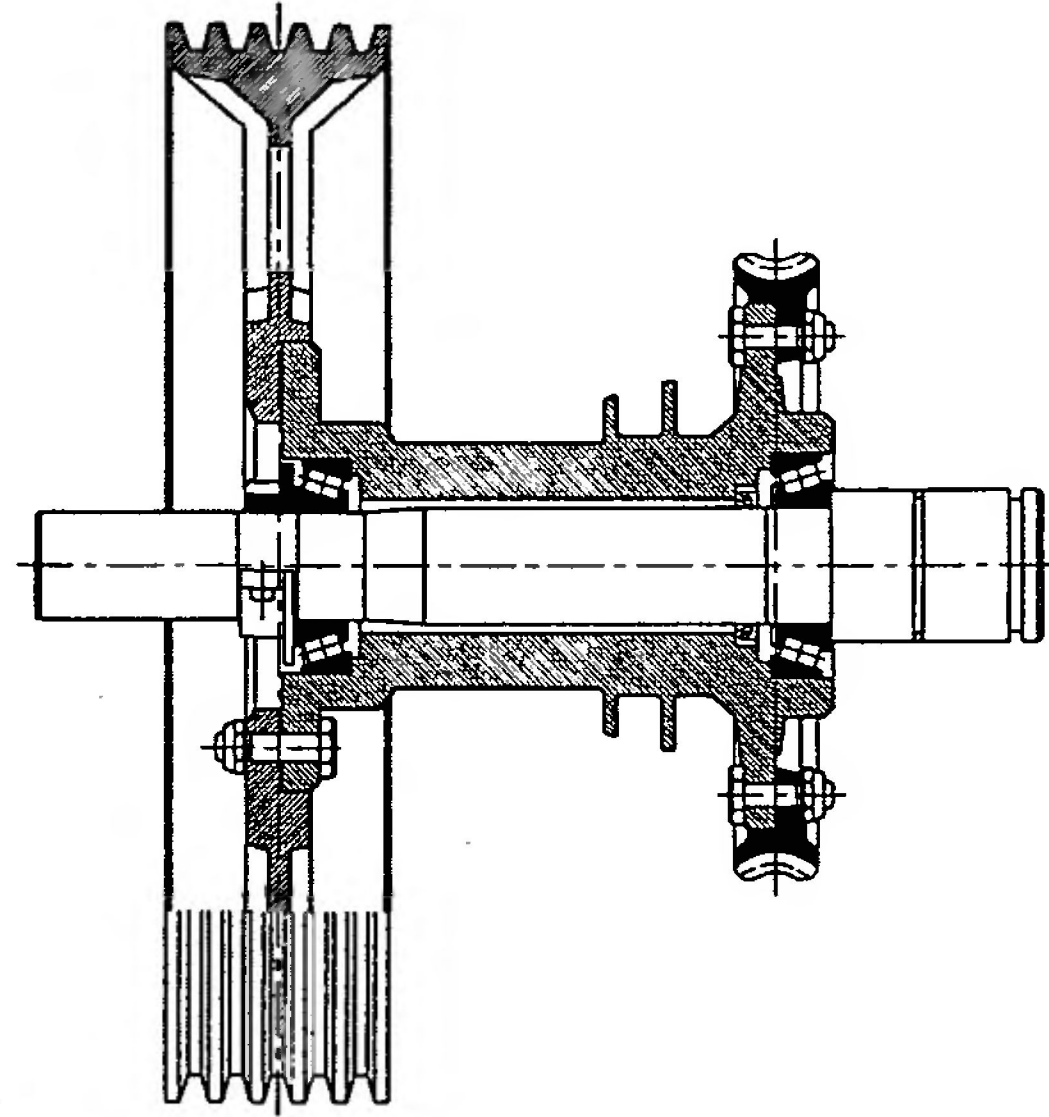
- (с) - тремя подшипниками, два в лебедке и один на отдельной опоре с внешней стороны шкива;

Вид разреза по тихоходному валу
(лебедка МВ 94)



- (d) - шкив и червячное колесо закрепляются на фланцах общей ступицы, с подшипниками, установленными на неподвижной оси (рис.).

Червячное колесо и тяговый шкив с общей ступицей



- Коэффициент полезного действия червячной передачи η_c может быть выражен уравнением 4.2 (без учета потерь в подшипниках и потерь, связанных с перемешиванием масла):

$$\eta_G = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \phi)},$$

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{\mu}{\cos \alpha_n}, \quad (4.2)$$

- где λ - угол подъема винтовой линии нарезки червяка, μ - коэффициент трения и α_n - нормальный угол зацепления.

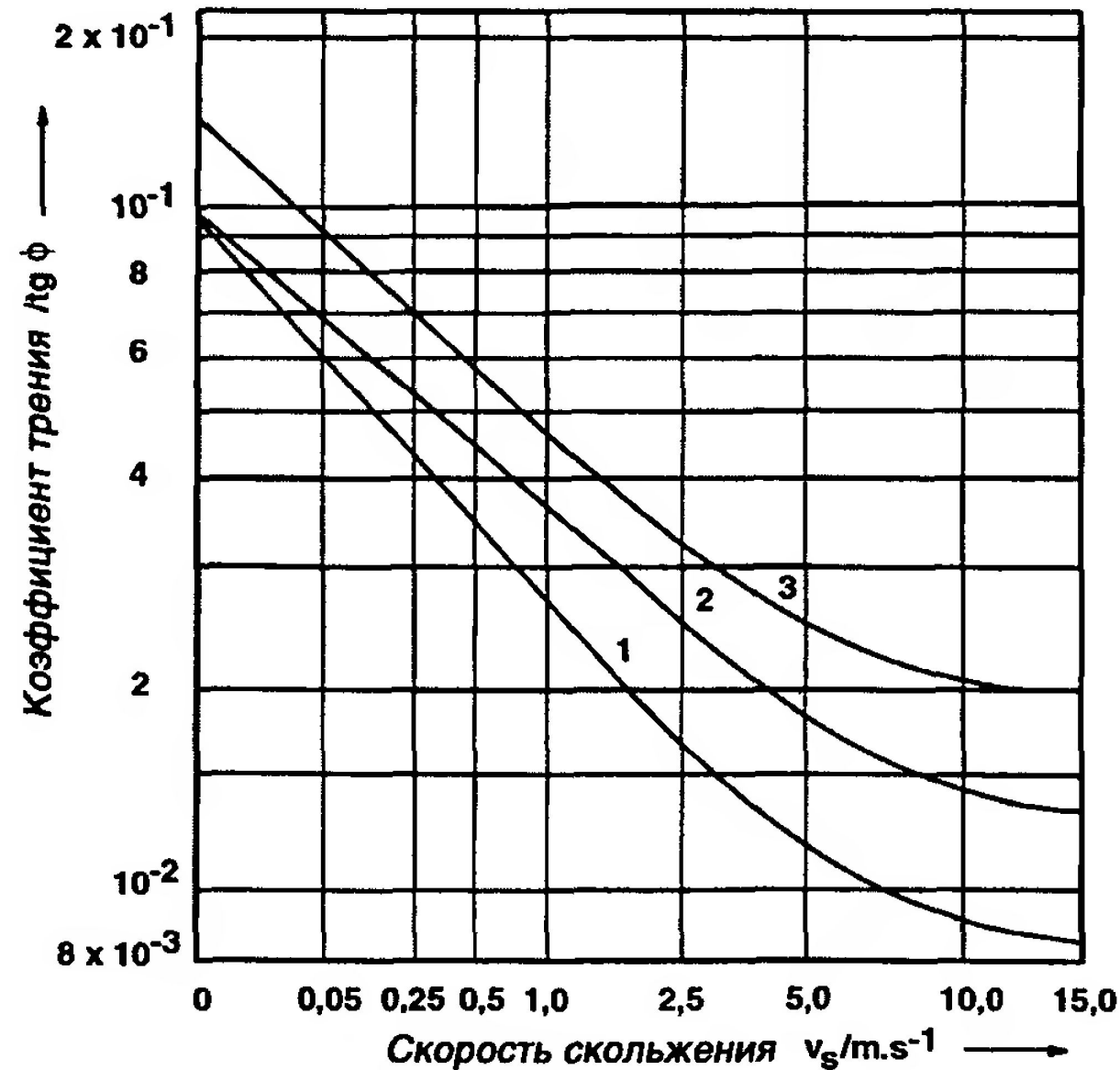
- Уравнение 4.2 справедливо только в случае ведущего червяка.

При ведущем червячном колесе, коэффициент полезного действия будет определяться уравнением:

$$\eta_G = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \phi)}{\operatorname{tg}\lambda}. \quad (4.3)$$

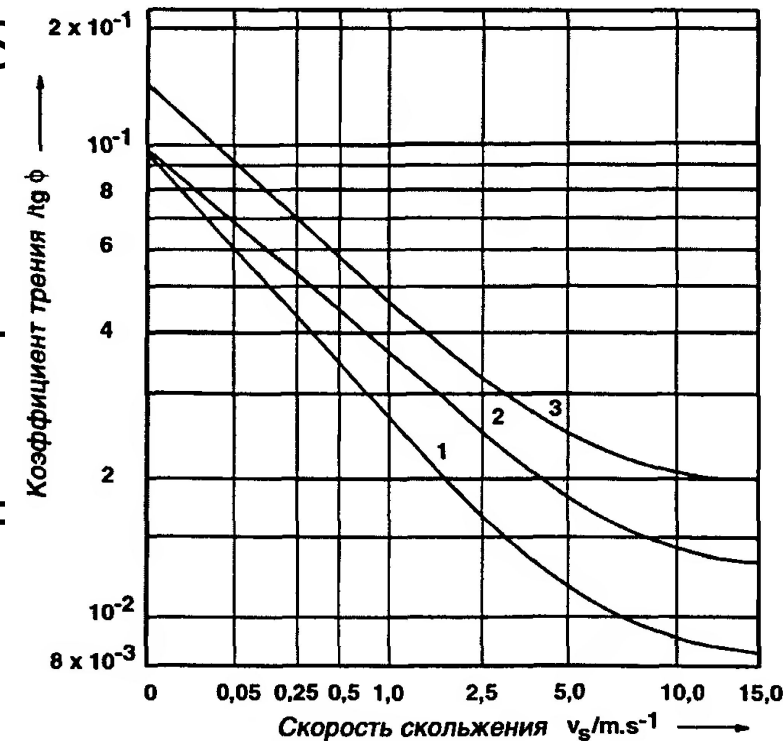
- Коэффициент трения зависит от ряда факторов, а именно, от материала, качества обработки поверхности, скорости, вида смазочного материала, нагрузки зубчатого зацепления, точности изготовления и сборки.

- В настоящее время используются экспериментально полученные значения μ , включающие потери подшипников вала червяка и колес, которые относительно не велики и их трудно оценить отдельно.
- На рис. далее показана зависимость $tg \varphi$ от скорости скольжения соответствующих поверхностей зубьев (угол зацепления 20°).



Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения в червячном зацеплении

- Кривая 3 соответствует применению зубчатых колес из фосфористой бронзы и твердых шлифованных и полированных стальных червяков, смазанных минеральным маслом с вязкостью $(60 - 130) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 60°C
- Кривые 1 и 2 действительны для следующего сочетания материалов: стальной закаленный шлифованный червяк, червячное колесо медно-оловянно-бронзовое CuSn
- Различие между кривыми 1 и 2 обусловлена применением различных масел: кривая 1 - синтетическое масло (Polyglycol), имею вязкость $\nu_{50} = 95 \text{ мм}^2/\text{с}$;
- кривая 2 - минеральное масло, имеющее вязкость
- $\nu_{50} = 110 \text{ мм}^2/\text{с}$.



- Эти материалы, работая вместе, обеспечивают хорошую работоспособность при низком коэффициенте трения, и имеют хорошую износостойкость.

Скорость скольжения определяется формулой:

$$V_s = \frac{V_p}{\cos \lambda}, \text{ (м/с)} \quad (4.4)$$

- где V_p - окружная скорость на диаметре делительной окружности червяка (м/с).

Принципы расчета

- В Великобритании, утвержден стандарте BS 721: Worm Gearing (Червячная передача). В США Американский Институт Национальных Стандартов (ANSI) разработал стандарт AGMA 6034-A87-март 1988 «Практика применения низкоскоростных цилиндрических червячных редукторов и двигателей со встроенным редуктором», в котором приводится методика определения срока службы и технические требования к проектированию.
- В соответствии с BS 721, допустимый крутящий момент лимитируется на основе учета поверхностных напряжений или напряжений изгиба винтовой нарезки червяка и зубьев колеса.

- Несущая способность приводов с червячной передачей может быть определена с учетом нескольких критериев, а именно:
 - (a) тепловая мощность,
 - (b) износостойкость,
 - (c) прочность зуба,
 - (d) ударная стойкость.
- Показатель несущей способности червячных лифтовых лебедок определяется преимущественно на основе тепловых расчетов.
- Показатели износостойкости (долговечности) определяются, чтобы гарантировать требуемый срок службы червячного зацепления.

- В то же время, прочность зубьев редуктора никогда не являлась лимитирующим фактором для червячной передачи лифтовых установок.
- Выбор диаметра червяка ограничивается рассмотрением прочности и упругой деформации скоростного вала, чтобы обеспечить нормальные условия зацепления и высокий коэффициент полезного действия редуктора.
- Так как КПД увеличивается при уменьшении диаметра червяка, его величина должна быть по возможности небольшой, согласующейся с необходимой прочностью поперечного сечения червяка и допустимой величиной прогиба.

- Крайние значения диаметра червяка D_1 в средней точке рабочей глубины резьбы могут рассчитываться по следующим эмпирическим формулам:

Максимальное значение

$$D_{1\max} = \frac{C^{0,875}}{1,07}, \text{ (мм)} \quad (4.5)$$

- Минимальное значение

$$D_{1\min} = \frac{C^{0,875}}{2,0}, \text{ (мм)} \quad (4.6)$$

- где C - межцентровое расстояние редуктора (мм).
- Максимальный радиальный прогиб червяка в точке зацепления y_{\max} ограничен до

$$y_{\max} = 0,025\sqrt{t}, \text{ (мм)} \quad (4.7)$$

- где t - осевой шаг (мм). Осевой шаг - шаг резьбы червяка, деленный на

число заходов червяка

Расчет тепловыделения

- Температура смазочного материала в зоне зацепления - лимитирующий фактор тепловой мощности передачи.
- Если температура слишком высокая, масляная пленка может оказаться недостаточной при среднем давлении в зацеплении.
- На структуру металла может повлиять интенсивное увеличение температуры, вызывающее разрушение бронзового червячного колеса.
- Так как коэффициент полезного действия червячной передачи большей частью ниже чем у других видов передач, и выделяемое тепло прямо пропорционально потери энергии, тепло рассеиваемое червячным приводом - значительно.

- Факторы, влияющие на уровень рассеивания тепла корпусом червячного редуктора, следующие
- (a) площадь поверхности корпуса,
- (b) движение смазочного материала внутри корпуса,
- (c) движение воздуха внутри корпуса, возникшее из-за действия вентилятора, установленного на червячном валу.

- Естественное рассеивание тепла при стационарных условиях до некоторой степени зависит от конструкции корпуса зубчатой передачи, но для лебедок однотипной конструкции оно приблизительно пропорционально площади его поверхности.
- Движение червяка и червячного колеса порождает возмущения в масляной ванне и, следовательно, увеличивает количество рассеиваемого тепла.
- Тепло, генерируемое потерями мощности, может быть передано главным образом через масло к стенам корпуса, эффективность этой передачи тепла зависит от скорости движения масла.

- Эффективность охлаждения может быть значительно увеличена при установке вентилятора на червячном валу.
- Вентилятор более эффективен на больших редукторах, чем на малых, вследствие получения большей скорости воздушного потока при той же частоте вращения.
- Например, при скорости 1000 об/мин. увеличение тепловой мощности при установке вентилятора достигает 25% на небольших корпусах, а на больших на 60%.

- Для тепловых расчетов в США обычно применяется методика «Тепловая мощность корпусов червячных передачи» (The Thermal Rating of Worm Gerboxes), составленная Н. Walker (Г. Уокер).
- Расчет Неймана (Niemann and Winter, 1983) используется в настоящее время как часть критерия в Европе. Принципы последнего расчета будут представлены далее в этом разделе.
- Тепло рассеиваемое корпусом передачи при максимально допустимом по
больше или, по $Q \geq P_v$, (4.8)
е.

- Потеря энергии P_v может рассчитываться по уравнениям

$$\eta_0 = \frac{P_1 - P_v}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_v} \quad (4.9)$$

Для ведущего червяка, или

$$\eta_0' = \frac{P_1}{P_1 + P_v} = \frac{P_2 - P_v}{P_2} \quad (4.10)$$

Для ведущего червячного колеса.

- η_0 - общий коэффициент полезного действия червячной передачи (включая потери в подшипниках и при перемешивании масла) для ведущего червяка,
- η_0' - общий коэффициент полезного действия червячной передачи для ведущего червячного колеса.
- Индекс 1 относится к скоростному валу, а 2 - к тихоходному валу.

- КПД червячной передачи может изменяться в процессе обкатки и приработки. Продолжительность «обкатки» зависит от величины нагрузки и способа нагружения.
- Тепло рассеиваемое корпусом передачи при стационарном уровне теплопередачи
- $$Q = \Delta\theta S k, \text{ (кДж/с)}. \quad (4.11)$$
- где $\Delta\theta$ - приращение температуры (разность между максимально допустимой температурой поверхности корпуса и температурой окружающего воздуха) (К),
- S - площадь поверхности корпуса, (м^2) и k - коэффициент теплопередачи ($\text{кДж} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$).

- Формула приращения температуры $\Delta\theta$ следующая

$$\Delta\theta = \frac{\theta_L - \theta_a}{1,03 + 0,01\sqrt{0,1 \cdot n_1}} - 1,5 \text{ , (K)} \quad (4.12)$$

- где θ_L - максимально допустимая температура масла в редукторе ($^{\circ}\text{C}$) (определенная компаниями по производству масла),
- θ_a - температура атмосферного воздуха ($^{\circ}\text{C}$), - число оборотов червяка, (об/мин.).

Внешняя пс

$$S \approx 9 \cdot 10^{-5} \cdot C^{1,85} \text{ , (м}^2\text{)} \quad (4.13)$$

- для хорошо спроектированных корпусов редукторов с позиции охлаждения (хорошо установленные ребра охлаждения) или

$$• S = 9 \cdot 10^5 \cdot C^{1,80}, (M^2) \quad (4.14)$$

- для редукторов современной конструкции, где C - межцентровое расстояние (мм).
- Коэффициент теплопередачи k

$$k \approx 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0,75} \right] \quad (4.15)$$

- для нижнего расположения червяка и установке вентилятора на червячном валу, и

$$k \approx 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,23 \cdot \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0,75} \right] \quad (4.16)$$

- для нижнего расположения червяка, когда вентилятор не применяется.

Размерность для уравнений 4.15 и 4.16 - $\text{кДж} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$.

Для червячных передач с верхним червяком коэффициент k на 20% меньше значений, полученных по представленным выше уравнениям.

- Червячное колесо должно погружаться в масло на 30% его диаметра.

В случае, если нагрузка и/или скорость варьируются, эквивалентная выходная мощность P_e , важная для оценки червячной передачи, рассчитывается по формуле:

$$P_e = \frac{P_1 \cdot t_1 + P_2 \cdot t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots} \quad (\text{кВт}), \quad (4.17)$$

- где P_1 - выходная мощность двигателя в период времени t_1 ,
 P_2 — выходная мощность двигателя в период времени t_2 и т.д.

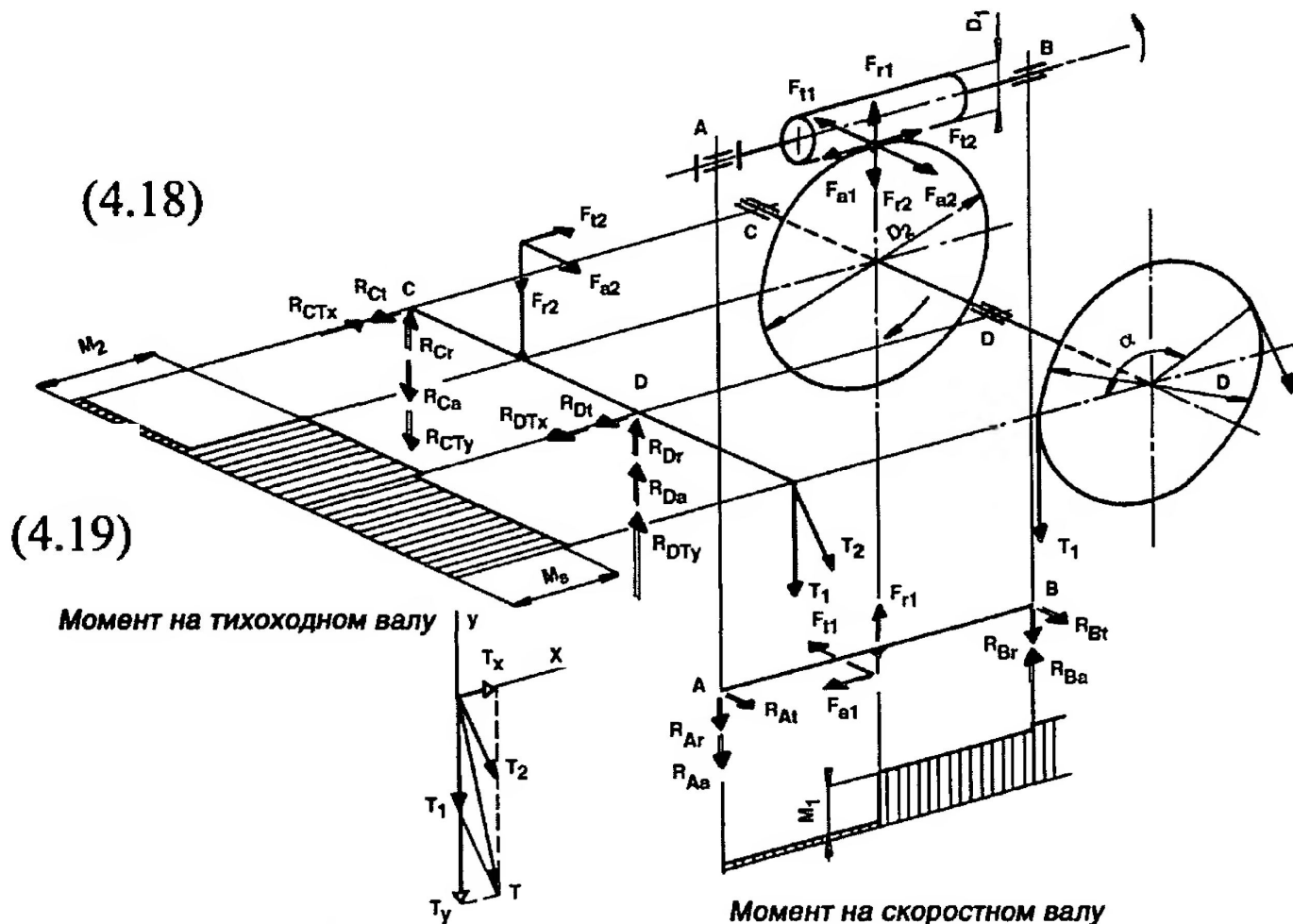
- Силы, связанные с передачей мощности от червяка к червячному колесу и натяжение канатов лифта при ведущем червяке показаны на рис., также как и крутящие моменты на обоих валах. Отдельные силы могут быть определены следующими формулами.

- Тангенциальная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{D_1}, \text{ (Н)}. \quad (4.18)$$

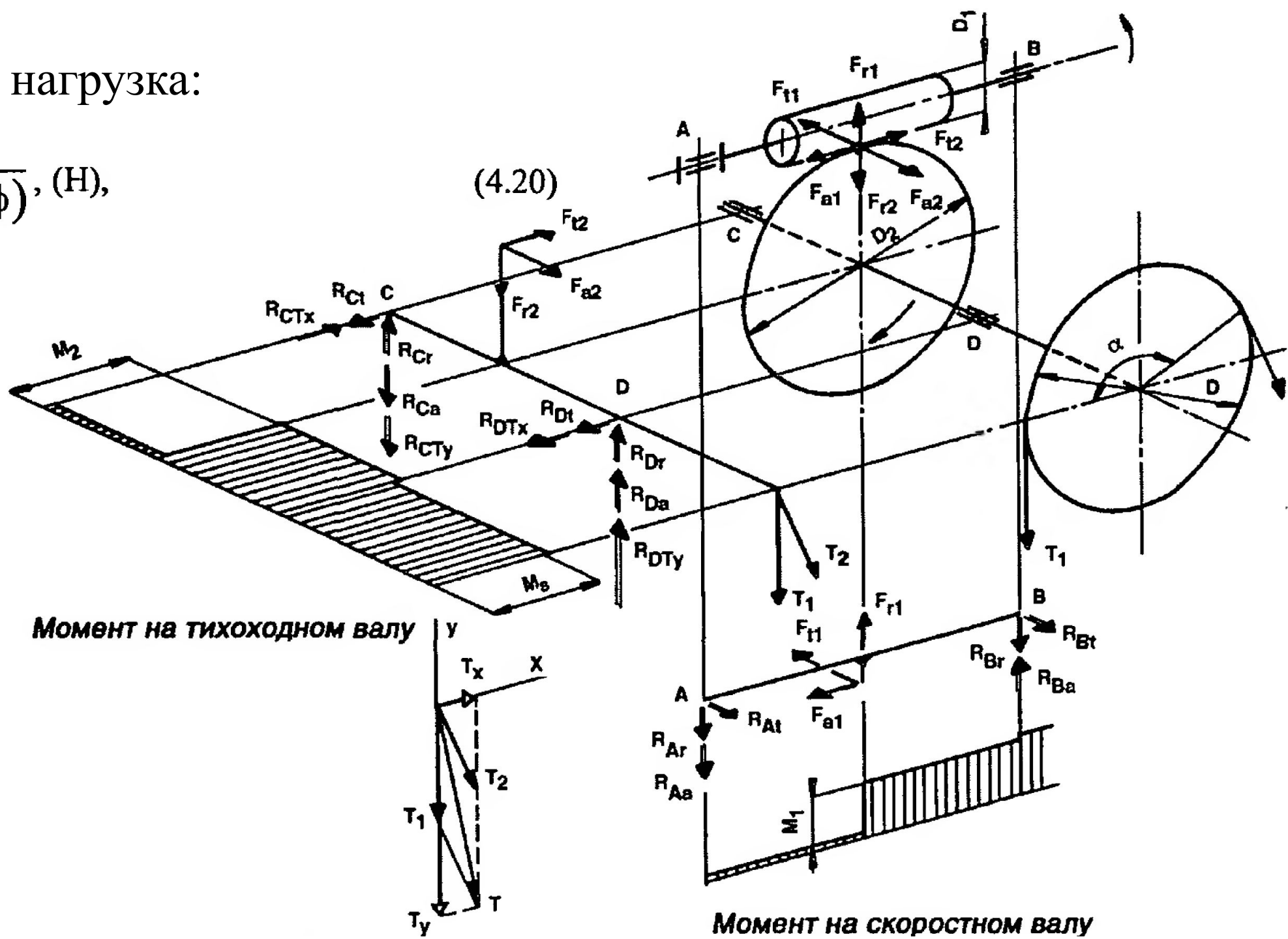
- Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \phi}{\sin(\lambda + \phi)}, \text{ (Н)}. \quad (4.19)$$



Осевая нагрузка:

$$F_a = \frac{F_t}{\operatorname{tg}(\lambda + \phi)}, \text{ (H)},$$



- где M_1 - крутящий момент на червяке (Н м), D_1 - диаметр делительной окружности червяка (м), α_n - нормальный угол зацепления, λ - угол подъема винтовой линии нарезки червяка, ψ - угол трения.

$$M_1 = M_m \cdot \eta_L^2 = 9550 \frac{P}{n_m} \cdot \eta_L^2, \text{ (Н м)}, \quad (4.21)$$

- где P - выходная мощность двигателя (кВт), n_m - обороты двигателя (1/мин), η_L - коэффициент полезного действия одного подшипника.

- Обозначение других величин, показанных на рис. , следующее:

M_2 - крутящий

$$M_2 = M_1 \cdot i_G \cdot \eta_G, \text{ (Н м)}, \quad (4.22)$$

- где i_G - передаточное частное редуктора,
- η_G - коэффициент полезного действия червячного зацепления.

- M_s - крутящий момент на валу тягового шкива

$$M_s = M_2 \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_s = \frac{T_1 - T_2}{2} D, \quad (\text{Н м}), \quad (4.23)$$

- где T_1, T_2 - силы натяжения на обеих сторонах шкива (Н),
- D – расчетный диаметр шкива (м),
- η_s - коэффициент полезного действия шкива.

- Если направление вращения изменяется, меняется направление действия осевой и тангенциальной силы, вызывающее изменение опорных реакций подшипников.
- В случае, когда ведущим оказывается червячное колесо, изменится не только коэффициент полезного действия зацепления, но и формулы расчета F_a и F_r . Их знаменатели станут $\operatorname{tg}(\lambda - \psi)$ и $\sin(\lambda - \psi)$, - соответственно.
- Следует провести полный анализ, чтобы найти наибольшую критическую нагрузку для каждого компонента системы.

Спасибо за внимание