

A decorative header at the top of the book cover. It features a dark red silhouette of an industrial factory with multiple smokestacks and cranes. In the foreground, there are drafting tools including a pair of compasses and a set square, positioned as if they are resting on or interacting with a rolled-up blueprint. The entire scene is set against a white background.

БИБЛИОТЕКА

КОНСТРУКТОРА

*М. С. Комаров*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ  
МЕХАНИЗМОВ  
И МАШИН

МАШГИЗ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЩЕСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
*Киевская областная организация*

---

М. С. КОМАРОВ  
*профессор, доктор техн. наук*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ  
МЕХАНИЗМОВ  
И МАШИН



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
*Киев 1958 Москва*

В книге рассмотрены способы определения расчетных (статических и динамических) нагрузок, воспринимаемых машинами и их элементами в процессе эксплуатации. Приведены примеры расчетов, практические рекомендации, справочные таблицы и нормы.

Книга предназначена для техников-конструкторов машиностроителей.

Рецензент кандидат техн. наук доцент *Б. Е. Бройдо*  
Редактор инж. *В. И. Леута*

---

УКРАИНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА  
Главный редактор инж. *В. К. Сердюк*

---

## ВВЕДЕНИЕ

Из весьма многих важных вопросов, связанных с конструированием и эксплуатацией машин, в которых техник-конструктор должен свободно ориентироваться, вопрос определения расчетных нагрузок, воспринимаемых машинами и их элементами, является основным.

Определение полных нагрузок, воспринимаемых деталями машин в процессе их (машин) работы, весьма сложно. Если так называемые статические нагрузки (например, вес поднимаемого краном груза, усилие резания металла резцом, сопротивление передвиганию автомобиля и т. п.) могут быть найдены сравнительно точно теоретическими подсчетами или путем использования данных практики, то динамические нагрузки (например, нагрузки, возникающие в канатах крана при резком отрыве груза от пола; нагрузки, возникающие в движущихся элементах строгального станка в момент соударения резца с обрабатываемой деталью; нагрузки, испытываемые силовыми передачами электровоза при трогании его с места и т. п.) теоретически определяются путем довольно сложных вычислений. При этом, как правило, для более точного определения величин динамических нагрузок требуется применение более сложных методов.

Экспериментальное определение динамических нагрузок возможно только при испытании опытных образцов машины или (соответствующим образом построенной) модели.

Прежде всего следует отметить, что расчетные нагрузки могут быть двух видов. Первый вид нагрузок соответствует периоду нормальной эксплуатации машины; этот вид нагрузки машина претерпевает весьма часто в процессе работы. Второй вид нагрузок — случайные, кратковременные нагрузки, возникающие при отклонениях от правил нормальной эксплуатации.

Обычно при выборе запасов прочности [1] деталей, испытывающих постоянные нагрузки, исходят из предела прочности для хрупких материалов и предела текучести для пластичных материалов, а при выборе запасов прочности деталей, испытывающих пульсирующую и знакопеременную нагрузки, — из предела усталости. При этом для нагрузок первого вида запас прочности обычно составляет не менее двух, а для второго вида — немногим больше единицы. Следует отметить, что переход напряжений за предел текучести еще не вызывает разрушения элементов машины, по тому в ряде случаев (когда авария машины не влечет за собой человеческих жертв) допустимо для всех материалов, беря в расчет максимально возможные нагрузки второго вида, принимать запас прочности, исходя из предела прочности, близким к единице.

Это даст значительное снижение веса конструируемых машин, но обязывает строго соблюдать нормы их эксплуатации.

Большинство статических нагрузок определяется просто, так как они пропорциональны определяющим их величинам. Например, вес тела прямо пропорционален его объему, сила трения — прямо пропорциональна нормальному давлению и коэффициенту трения, усилия резания и пластической деформации материалов прямо пропорциональны соответствующим площадям и механическим свойствам материалов и т. д. Указанные соотношения не абсолютно точны и иногда требуют оговорок и поправок, но для расчета ими допустимо пользоваться. Динамические нагрузки машин зависят от большого числа факторов. Например, при пуске машины динамическая нагрузка, воспринимаемая элементами машины, зависит от величины пускового момента двигателя, соотношения масс вращающихся частей двигателя и передач, от состояния передач (наличие упругих деформаций) в момент пуска и т. п. При ударном нагружении нагрузка, воспринимаемая элементами машин, зависит от жесткости соударяющихся элементов, от скорости соударения и т. п. При всем этом прямой пропорциональности здесь не наблюдается.

Поэтому выбирать расчетные нагрузки по модели или по образцу, исходя из принципа прямо пропорционального подобия, нельзя.

При определении статической нагрузки, иногда, приближенно, принцип прямо пропорционального подобия

может быть использован, при определении же динамических нагрузок этого делать ни в коем случае нельзя.

Следует указать также, что все имеющиеся рекомендации (в том числе и приводимые в настоящей книге) по определению расчетных нагрузок машин и их элементов могут быть приняты для конкретных расчетов только в том случае, если условия работы проектируемых элементов не выходят за пределы тех условий, для которых даны рекомендации. Никаких рекомендаций и норм безоговорочно принимать не следует, так как это может привести к грубым ошибкам. Всегда необходимо отчетливо представлять явления, которые будут сопровождать работу конструируемой машины, и соответственно этому вести расчеты.

## **I. ДВИГАТЕЛИ МАШИН И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

### **1. Общие замечания**

Для приведения в движение машин применяются различные двигатели: паровые, внутреннего сгорания и электродвигатели.

Наибольшее распространение имеют электродвигатели. Существует большое число типов электродвигателей и систем их питания и управления. Наиболее часто в общем машиностроении применяют следующие типы электродвигателей.

#### **I. Постоянного тока:**

- а) с последовательной обмоткой возбуждения (серийные);
- б) с параллельной обмоткой возбуждения (шунтовые);
- в) со смешанной обмоткой возбуждения (компаундные).

#### **II. Переменного тока:**

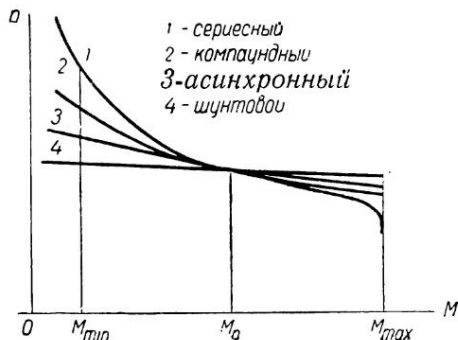
- а) асинхронные с контактными кольцами;
- б) асинхронные короткозамкнутые.

Из паровых двигателей в общем машиностроении наиболее часто применяются паровые машины с регулятором числа оборотов и одинарным или двойным расширением.

Двигатели внутреннего сгорания применяются, как правило, в тех случаях, когда пуск их возможен без нагрузки. Большинство двигателей внутреннего сгорания специализировано: транспортные (автомобильные) двигатели, авиационные двигатели, судовые двигатели и т. д. Для пуска двигателя под нагрузкой применяют гидромолоты.

## 2. Механические характеристики двигателей

Условия нагружения машин и их элементов часто связаны с особенностями режима работы двигателя. Поэтому весьма важными для определения расчетных нагрузок машин являются так называемые механические характеристики двигателей (кривые зависимости момента на валу двигателя от его числа оборотов). На фиг. 1 показаны так называемые рабочие характеристики перечисленных выше электродвигателей. В пределах рабочей



Фиг. 1. Механические характеристики электродвигателей.

части характеристик (то есть той части, в пределах которой изменяется внешняя нагрузка от  $M_{\min}$  до  $M_{\max}$ ) величина нагрузки  $M$  некоторых двигателей почти не оказывает влияния на их скорость  $n$ . Данный вывод безусловно справедлив для шунтовых и асинхронных двигателей.

По отношению к компаундным и особенно серийным двигателям следует сделать оговорку:

приблизительное постоянство числа оборотов при изменении нагрузки имеет место только в некотором диапазоне отклонений от номинального момента, при этом большее отклонение допустимо в сторону больших значений  $M$ .

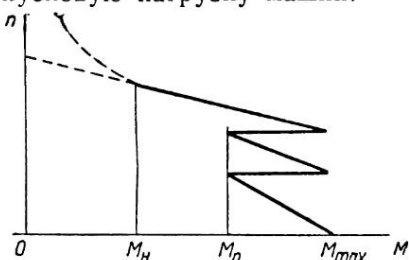
Таким образом, можно считать, что при установившемся движении нагруженной машины увеличение ее нагрузки (от  $M_n$  до  $M_{\max}$ ) не вызывает существенного изменения числа оборотов двигателя, если, разумеется, это увеличение не превышает значения, допустимого для данного типа двигателя (перегрев, опрокидывание).

Следовательно, приближенно можно полагать, что в электродвигателях при увеличении нагрузки (от номинальной) сохраняется постоянное число оборотов. В некоторых типах двигателей (шунтовые и асинхронные) число оборотов почти сохраняется и при уменьшении нагрузки.

Пуск электродвигателей обычно производится при по-

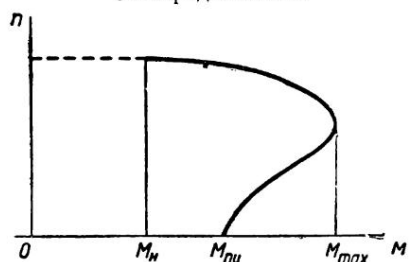
мощи пускового реостата (серийные, компаундные, шунтовые и асинхронные с контактными кольцами) или непосредственным включением (асинхронные короткозамкнутые). Пусковые механические характеристики оказывают существенное влияние на пусковую нагрузку машин.

На фиг. 2 представлен график реостатного пуска электродвигателя с тремя пусковыми ступенями (количество пусковых ступеней изменяется от 2 до 6), а на фиг. 3—график безреостатного пуска короткозамкнутого двигателя.



Фиг. 2. График реостатного пуска электродвигателя.

Как видно из графиков, величина пускового момента у всех двигателей переменна и зависит от числа оборотов.



Фиг. 3. График безреостатного пуска асинхронного двигателя.

При пуске (разгоне) всякой машины момент на валу двигателя должен быть больше момента, соответствующего статическому сопротивлению движения машины, так как иначе движения не произойдет.

Величина избыточного момента  $M_{\max} - M_n$  различна для разных двигателей и оценивается отношением  $\frac{M_{\max}}{M_n}$ , где  $M_n$  — номинальный момент двигателя, соответствующий его табличной мощности.

Величина  $\frac{M_{\max}}{M_n}$  изменяется в среднем для различных двигателей и пусковых систем в пределах от 1,25 до 3 [1].

Механические характеристики паровых машин и двигателей внутреннего сгорания (при наличии гидромфты) представляют собой плавные выпуклые кривые, имеющие начало при  $n = 0$ ,  $M = M_{\max}$ . При увеличении  $n$  значение  $M$  уменьшается. Пусковая часть характеристик этих двигателей соответствует значению избыточного момента, близкому к постоянной величине.



Отметим еще некоторые обстоятельства, сопутствующие пуску (разгону) двигателя. Поскольку практически нарастание тока при включении электродвигателя (при выключении ступени реостата, соответствующей началу движения) происходит мгновенно, можно считать, что и нарастание момента на валу двигателя совершается мгновенно, достигая при этом своего максимума.

Пуск тепловых двигателей (паровых машин и двигателей внутреннего сгорания) отличается от пуска электродвигателей. При открытии регулятора паровой машины под нагрузкой момент на коленчатом валу довольно быстро достигает максимального значения и затем, по мере разгона машины, медленно уменьшается.

Двигатели внутреннего сгорания запускают в ненагруженном состоянии. После разгона двигателя включение передач производят с помощью фрикционной муфты. Таким образом, момент, сообщаемый двигателем передачам машины (при ее включении), ограничен величиной момента трения в муфте, который обычно меньше максимального момента двигателя. Нарастание момента трения после начала движения передачи машины происходит весьма быстро. Приближенно можно принимать при расчетах машин пусковой момент равным максимальному моменту двигателя (при жесткой кинематической цепи передач) или моменту трения в фрикционной муфте (при наличии в цепи передач фрикционной муфты), и при этом можно полагать, что нарастание избыточной (ускоряющей) части пускового момента происходит мгновенно.

### 3. Скорость и ускорения двигателей при разгоне

Угловая скорость  $\omega$  и ускорение  $\varepsilon$  вала электродвигателя при реостатном пуске изменяется скачкообразно (фиг. 4) Скорость на первой ступени выражается формулой [7]

$$\omega = \omega_1 (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \text{ 1/сек.},$$

где:  $\omega_1$  — установившаяся угловая скорость на первой ступени реостата в 1/сек.;

$T$  — механическая постоянная, равная  $\frac{I\omega_1}{M_{\max}}$  в 1/сек.;

$I$  — момент инерции приводимых в движение масс в  $\text{кгм/сек}^2$ ;

$M_{\max}$  — максимальный момент на валу двигателя в кгм;  
 $e$  — основание натуральных логарифмов (2,718);  
 $t$  — время в сек.

Аналогично выражается скорость на последующих ступенях. Характер полной кривой скорости близок к прямой.

При непосредственном включении электродвигателя скорость изменяется плавно и имеет форму выпуклой кривой. Обычно приближенно для всех типов двигателей принимают

$$\omega = \omega_y \frac{t}{t_1} \text{ 1/сек.},$$

где  $\omega_y$  — скорость установившегося движения в 1/сек.

$t_1$  — время разгона в сек.;

$t$  — текущее время в сек. (от  $t=0$  до  $t=t_1$ ).

Среднее угловое ускорение вала двигателя при разгоне определяется формулой

$$\epsilon = \frac{\omega_y}{t_1} \text{ 1/сек}^2.,$$

где все обозначения приведены выше.

Время разгона  $t_1$  при реостатном пуске может быть приближенно определено по формуле

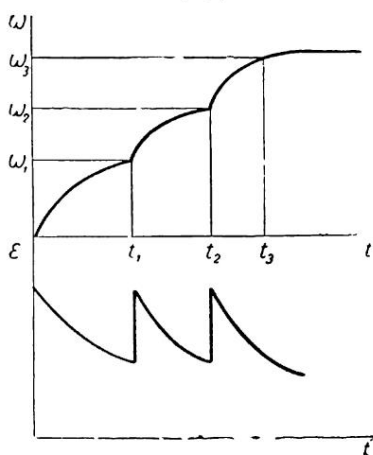
$$t_1 = \frac{I \omega_y}{M_{n.c.p} - M_c} \text{ сек.},$$

где  $M_{n.c.p}$  — средний пусковой момент двигателя, определяемый выражением

$$M_{n.c.p} = \frac{M_{\max} + M_c}{2};$$

$M_c$  — момент статического сопротивления движению машины в кгм.

Остальные обозначения указаны выше.



Фиг. 4. График скоростей и ускорений электродвигателей при разгоне.

При непосредственном включении двигателя время разгона приближенно выражается в виде

$$t_1 \approx \frac{I \omega_y}{M_{\max} - M_c},$$

где все обозначения прежние.

Поскольку в вышеприведенных формулах введена величина момента  $I$ , напомним, что момент инерции массы представляет собой сумму произведений элементарных масс системы на квадрат радиуса вращения. В табл. 1 приведены формулы для определения моментов инерции масс наиболее часто встречающихся фигур. В каталогах электродвигателей обычно масса вращающихся частей (ротор) выражается в виде так называемого махового момента

$$GD^2 \text{ кгм}^2,$$

где  $G$  — вес ротора в кг;

$D$  — диаметр инерции в м.

Момент инерции выражается через маховой момент формулой

$$I = \frac{25 GD^2}{g} \text{ кг см сек}^2, \text{ или } I = \frac{GD^2}{4g} \text{ кг м сек}^2,$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести в м/сек<sup>2</sup> ( $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ ).

#### 4. Мощность и крутящие моменты двигателя

Мощность, развиваемая двигателем (по величине которой в каталогах двигателей можно выбрать требующийся) при установившемся движении машины, равна

$$N = \frac{Pv}{75 \eta} \text{ л. с.},$$

где  $P$  — сила внешнего сопротивления в кг;

$v$  — скорость движения элемента машины, преодолевающего силу  $P$  в м/сек;

$\eta$  — коэффициент полезного действия машины.


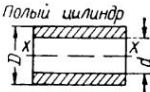
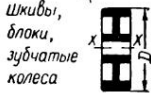
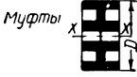
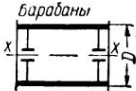
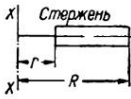
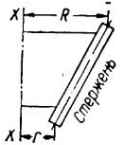
Если время разгона ограничено или если разгон машины производится под нагрузкой, необходимо проверить достаточность пускового момента двигателя, который должен быть равен

$$M_{\max} = M_c + I \frac{\omega_y}{t_1} \text{ кгм.}$$

(все обозначения даны выше).

Таблица 1

Приближенные формулы для определения моментов инерции разных фигур ( $Q$  — вес фигуры в кг,  $g$  — ускорение силы тяжести, равное 981 см/сек<sup>2</sup>)

Эскиз	Момент инерции $I$ в кг см сек <sup>2</sup>
 <p>Цилиндр</p>	$I_{x-x} = \frac{QD^2}{8g}$
 <p>Полый цилиндр</p>	$I_{x-x} = \frac{Q(D^2 + d^2)}{8g}$
 <p>Шкивы, блоки, зубчатые колеса</p>	$I_{x-x} \approx \frac{QD^2}{7g}$
 <p>Муфты</p>	$I_{x-x} \approx \frac{QD^2}{9g}$
 <p>Барабаны</p>	$I_{x-x} \approx \frac{QD^2}{6g}$
 <p>Стержень</p>	$I_{x-x} = \frac{Q(R^2 + Rr + r^2)}{3g}$
 <p>Стержень</p>	$I_{x-x} = \frac{Q(R^2 + Rr + r^2)}{3g}$

Время разгона  $t_1$  может быть назначено ориентировочно по следующим рекомендациям:

1. Для тихоходных машин с малыми движущимися массами (лебедки грузоподъемностью до 5 т и скоростью подъема до 10 м/мин, винторезные, фрезерные и поперечно-строгальные станки, ленточные и цепные транспортеры,

кабестаны, легкие тихоходные трансмиссии и т. п.)  $t_1 = 0,5 \div 1,0$  сек.

2. Для быстроходных машин с малыми движущимися массами и для тихоходных машин с средними движущимися массами (небольшие вентиляторы, токарные, сверлильные и шлифовальные станки, дисковые пилы, быстроходные легкие трансмиссии, механизмы подъемных кранов грузоподъемностью до 20 т и скоростью подъема до 20 м/мин, скребковые и ковшовые транспортеры, эксцентриковые и винтовые прессы, гильотинные ножницы, легкие карусельные станки и т. п.)  $t_1 = 1,5 \div 2,5$  сек.

3. Для быстроходных машин со средними движущимися массами и для тихоходных машин с большими движущимися массами (динамо-машины, воздуходувки, насосы, тележки мостовых кранов грузоподъемностью свыше 20 т, механизмы подъема тяжелых кранов, барабанные грохоты, жерновые и шаровые мельницы, глиномялки, тяжелые карусельные станки и т. п.)  $t_1 = 3,0 \div 5,0$  сек.

4. Для быстроходных машин с большими движущимися массами (трамваи, электропоезда, вагоноопрокидыватели, механизмы передвижения и поворота тяжелых кранов, экстракторы, автомобили и т. п.)  $t_1 = 4,0 \div 8,0 \div 8,0$  сек.

Очевидно, если полученное значение  $M_{\max}$  больше того, которым обладает выбранный двигатель, необходимо брать другой двигатель с большим пусковым моментом.

Не следует злоупотреблять выбором малого значения  $t_1$  и, следовательно, получением большого необходимого  $M_{\max}$ , так как от последнего зависит расчетная нагрузка механизма привода.

Номинальный момент двигателя  $M_n$ , т. е. момент, развиваемый двигателем при расходе мощности, соответствующей табличной, определяется формулой

$$M_n = 716,2 \frac{N}{n} \text{ кгм,}$$

где  $n$  — установившееся число оборотов вала двигателя в минуту;  $N$  — мощность двигателя в л. с.

## 5. Примеры расчетов

**Пример 1.** Требуется определить потребную мощность и подобрать электродвигатель для монтажной лебедки (фиг. 5).

**Данные.** Грузоподъемность  $Q = 1000$  кг; кратность полиспаста  $n = 2$ ; диаметр барабана  $D_6 = 400$  мм; вес барабана  $Q_1 = 100$  кг; диаметр тормозной муфты  $D_m = 225$  мм; вес тормозной муфты  $Q_2 = 15$  кг; скорость подъема груза  $v = 10$  м/мин; коэффициент полезного действия  $\eta = 0,8$ ; пуск двигателя реостатный.

**Расчет.** 1) Потребная мощность при установившемся движении

$$N = \frac{Qv}{75 \eta} = \frac{1000 \cdot 10}{60 \cdot 75 \cdot 0,8} \approx 2,78 \text{ л.с.}$$

2) При пуске лебедки потребная мощность будет несколько больше. Поэтому ориентировочно выбираем по каталогу электродвигатель крановый трехфазного тока КТ 22/1002, номинальной мощности при среднем режиме  $N_n = 3,0$  л.с. с числом оборотов  $n_m = 910$  об/мин.

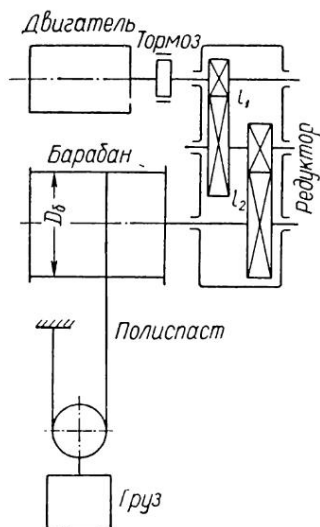
3) Для проверки выбранного двигателя и определения времени разгона находим значения моментов инерции разгоняемых масс, а также статического и максимального пускового момента двигателя.

а) Момент инерции разгоняемых масс, приведенный к валу двигателя, будет состоять из приведенных момента инерции ротора двигателя, тормозной муфты, барабана и груза (моментами инерции валов и передач пренебрегаем)

$$I = \frac{GD^2}{4g} + I_m + \frac{I_6}{i_1^2 i_2^2} + \frac{QD_6^2}{gn^2 i_1^2 i_2^2},$$

где  $GD^2$  — маховой момент ротора;  $g$  — ускорение силы тяжести;  $I_m$  и  $I_6$  — моменты инерции тормозной муфты и барабана.

Остальные обозначения указаны на фиг. 5. Более подробные сведения о способах приведения моментов инерции см. в гл. III.



Фиг. 5. Схема грузоподъемной лебедки.

Для электродвигателя КТ 22/1002 [14] находим

$$GD^2 = 0,19 \text{ кгм}^2.$$

Момент инерции муфты диаметром  $D_m = 0,225 \text{ м}$  и весом  $Q_2 = 15 \text{ кг}$  определяем по формуле из табл. 1

$$I_m = \frac{Q_2 D_m^2}{9g} = \frac{15 \cdot 0,225^2}{9 \cdot 9,81} \approx 0,0085 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции барабана диаметром  $D_b = 0,4 \text{ м}$  и весом  $Q_1 = 100 \text{ кг}$  определяем по формуле из табл. 1

$$I_b = \frac{Q_1 D_b^2}{6g} = \frac{100 \cdot 0,4^2}{6 \cdot 9,81} \approx 0,273 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Передаточное число редуктора

$$i_1 i_2 = \frac{\pi D_b n_m}{60 n_v} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 910 \cdot 60}{60 \cdot 2 \cdot 10} \approx 57,0.$$

Приведенный момент инерции разгоняемых масс

$$I = \frac{0,19}{4 \cdot 9,81} + 0,0085 + \frac{0,273}{57,0^2} + \\ + \frac{1000 \cdot 0,4^2}{9,81 \cdot 2^2 \cdot 57,0^2} \approx 0,0147 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

б) Статический момент на валу электродвигателя

$$M_c = \frac{Q D_b}{2 n i_1 i_2 \eta} = \frac{1000 \cdot 0,4}{2 \cdot 2 \cdot 57 \cdot 0,8} \approx 2,2 \text{ кгм}.$$

в) Кратность пускового момента электродвигателя КТ 22/1002 по каталогу [14] равна

$$\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,1,$$

где  $M_n$  — номинальный момент, равный

$$M_n = 716,2 \frac{N_n}{n_m} = 716,2 \frac{3,0}{910} \approx 2,36 \text{ кгм}.$$

Максимальный пусковой момент равен

$$M_{\max} = 2,1 M_n = 2,1 \cdot 2,36 = 4,96 \text{ кгм}.$$

4) Установившаяся угловая скорость вала двигателя

$$\omega_y = \frac{\pi n_m}{30} = \frac{3,14 \cdot 910}{30} \approx 95 \text{ 1/сек}.$$

5) Средний пусковой момент двигателя

$$M_{н.ср} = \frac{M_{\max} + M_c}{2} = \frac{4,96 + 2,2}{2} = 3,58 \text{ кгм.}$$

6) Время разгона

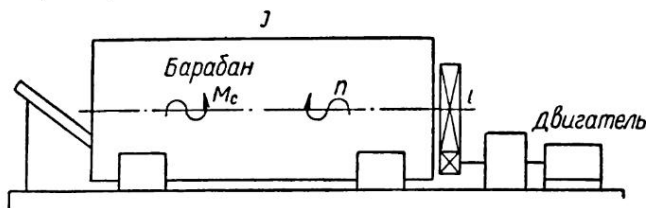
$$t_1 = \frac{I\omega_y}{M_{н.ср} - M_c} = \frac{0,0147 \cdot 95}{3,58 - 2,2} \approx 1,0 \text{ сек.}$$

7) Окончательно принимаем электродвигатель типа

КТ 22/1002,  $N_n = 3 \text{ л.с.}$ ,  $n_m = 910 \text{ об/мин.}$

Максимальный пусковой момент  $M_{\max} = 4,96 \text{ кгм.}$

Время разгона груза и механизма  $t = 1,0 \text{ сек.}$ , что соответствует рекомендуемым нормам для данной машины (см. стр. 12).



Фиг. 6. Схема барабанного грохота.

Пример 2. Требуется определить величину максимального пускового момента двигателя для разгона в течение заданного времени механизма вращения незагруженного барабанного грохота (фиг. 6).

Данные. Момент трения в опорах барабана равен  $M_c = 100 \text{ кгм}$  \*; маховой момент ротора двигателя  $GD^2 = = 0,19 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$ ; диаметр моторной муфты  $D_m = 140 \text{ мм}$ ; вес муфты  $Q_m = 8 \text{ кг}$ ; диаметр барабана  $D_b = 2 \text{ м}$ ; вес барабана  $Q = 3000 \text{ кг}$ ; установившееся число оборотов барабана  $n = 15 \text{ об/мин.}$

Время разгона задано и равно  $t_1 = 3 \text{ сек.}$  (см. рекомендуемые значения  $t_1$  для барабанных грохотов). Передаточное число механизма  $i = 60$ . Коэффициент полезного действия передач механизма  $\eta = = 0,8$ . Пуск производится непосредственным включением двигателя.

\* Определение величины моментов трения в опорах см. в гл. II.



*Расчет:* 1) Установившаяся угловая скорость вала двигателя

$$\omega_y = \frac{\pi n i}{30} = \frac{3,14 \cdot 15 \cdot 60}{30} \approx 94,5 \text{ 1/сек.}$$

2) Момент инерции ротора электродвигателя

$$I_p = \frac{GD^2}{4g} = \frac{0,19}{4 \cdot 9,81} \approx 0,00485 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

3) Момент инерции моторной муфты (по формуле из табл. 1)

$$I_m = \frac{Q_m D_m^2}{9g} = \frac{8 \cdot 0,14^2}{9 \cdot 9,81} \approx 0,00178 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

4) Момент инерции барабана (по формуле из табл. 1)

$$I_b = \frac{QD_b^2}{6g} = \frac{3000 \cdot 2^2}{6 \cdot 9,81} \approx 204 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

5) Приведенный (к валу двигателя) момент инерции всех вращающихся масс (массами валов и передач пренебрегаем)

$$I = I_p + I_m + \frac{I_b}{i^2} = 0,00485 + \\ + 0,00178 + \frac{204}{60^2} \approx 0,0632 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

6) Статический момент на валу электродвигателя

$$M_{c,\partial} = \frac{M_c}{i \cdot \eta} = \frac{100}{60 \cdot 0,8} \approx 2,09 \text{ кгм.}$$

7) Потребный пусковой момент на валу двигателя

$$M_{\max} = M_{c,\partial} + \frac{I \omega_y}{t_1} = 2,09 + \frac{0,0632 \cdot 94,5}{3} \approx 4,10 \text{ кгм.}$$

**Пример 3.** По данным, приведенным в предыдущем примере, определить потребную мощность привода барабанного грохота и подобрать электродвигатель.

*Расчет:* 1) Установившаяся угловая скорость барабана

$$\omega_b = \frac{\pi n_b}{30} = \frac{3,14 \cdot 15}{30} = 1,57 \text{ 1/сек.}$$

2) Потребная мощность установившегося движения

$$N = \frac{M_c \omega_y}{75 \eta} = \frac{100 \cdot 1,57}{75 \cdot 0,8} = 2,8 \text{ л.с.}$$

3) По каталогу подбираем короткозамкнутый электродвигатель типа КТК 22/1002 номинальной мощности  $N_n = 3 \text{ л. с.}$  с числом оборотов  $n_n = 910 \text{ об/мин.}$ , что соответствует требующимся условиям.

## II. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СТАТИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

### 1. Силы разрушения (резания, врезывания, дробления) материалов

Точное определение сил, требующихся для разрушения материалов путем резания, дробления, разламывания и тому подобных операций, весьма сложно. По этим вопросам существует обширная литература (см., например, [1, 10, 11]). В настоящей работе приведены лишь краткие сведения и рекомендации для приближенного определения усилий, возникающих при разрушении различных материалов.

1) *Силы резания.* Этому виду разрушения обычно подвергаются различные грунты (при работе экскаваторов, дорожных, сельскохозяйственных и других машин), а также обрабатываемые производственные материалы: металл, дерево, пластмассы и т. п. (при работе металло-режущих станков, ножниц, дыропробивных прессов, пил и т. п.).

Силы резания\* материалов могут быть двух видов: силы, возникающие при одновременном срезе (сдвиге) материала, происходящем по определенной площади (например, прошивка отверстий в листах металла пуансоном, резка листов или стержней ножницами и т. п.), и силы, возникающие при непрерывном снятии некоторого объема материала (стружки).

В первом случае величина силы резания приближенно определяется формулой

$$P = \kappa F_1 \text{ кг,}$$

---

\* Под силой резания понимается сила, взаимодействующая между режущим инструментом и обрабатываемым материалом. Линия действия силы резания совпадает с направлением движения режущего инструмента или материала в месте их касания.

где  $k$  — удельное сопротивление резанию (сдвигу) в  $кг/см^2$ , представляющее собой предел прочности материала срезу (в  $кг/см^2$ ) с учетом трения режущего инструмента о материал, а также формы режущего инструмента, степени его затупленности, скорости резания и т. п. (подробнее см. [1]);

$F_1$  — площадь среза (сдвига) в  $см^2$ .

В табл. 2 приведены примерные значения  $k$ .

Таблица 2

Примерные значения коэффициента  $k$  для различных материалов

Материал	$k$ в $кг/см^2$	Примечание
Алюминий . . . . .	2000 ÷ 2500	При нормальном состоянии режущего (сдвигающего) инструмента
Бронза катаная . . . . .	3700 ÷ 3900	То же
Дерево мягких пород (ель, лиственница, сосна, пихта и т. п.) параллельно волокнам . . . . .	70 ÷ 82	»
То же, перпендикулярно волокнам . . . . .	220 ÷ 280	»
Дерево твердых пород (бук, дуб, ясень и т. п.) параллельно волокнам . . . . .	85 ÷ 95	»
То же, перпендикулярно волокнам . . . . .	280 ÷ 300	»
Дюралюминий . . . . .	2500 ÷ 3000	»
Латунь . . . . .	1500 ÷ 2200	»
Медь катаная . . . . .	1600 ÷ 2200	»
Свинец . . . . .	190 ÷ 210	»
Сталь (прокат марок Ст. ОС, Ст. 2 Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5) . . . . .	3000 ÷ 4000	»
Стали легированные . . . . .	5000 ÷ 15000	»
Цинк катаный . . . . .	1400 ÷ 1600	»

Усилие резания материала путем снятия стружки того или иного материала приближенно выражается формулой

$$P = p F_2 \text{ кг,}$$

где  $p$  — удельная сила резания в  $кг/см^2$ ;

$F_2$  — площадь сечения срезанного слоя в  $см^2$ .

Этой формулой следует пользоваться только для ориентировочных расчетов.

Таблица 3

Значения  $p$  в  $кг/см^2$  для различных материалов

Материал	$p$ в $кг/см^2$	Примечание
Грунт I категории (пески, супески, растительный грунт, чернозем) . . . . .	0,5	При нормальном состоянии режущей кромки
Грунт II категории (суглинки, рыхлый лесс, мягкий солончак, мелкий гравий, торф с корнями, строительный грунт, насыщенный слежавшийся грунт с примесью щебня и гальки) . . . . .	0,8 ÷ 1,0	То же
Грунт III категории (жирная глина, тяжелые суглинки, гравий, щебень до $\varnothing$ 40 мм, сухой лесс, смешанный с галькой) . . . . .	1,5 ÷ 2,0	»
Грунт IV категории (комовая глина, тяжелые суглинки с примесью камней, сланцевая глина, мергель, отвердевший солончак, галька до $\varnothing$ 90 мм, меловые породы, трепел) . . . . .	2,5 ÷ 3,0 (редко до 4,0)	»
Дерево мягкой породы (липа, осина, ель, сосна, лиственница, клен)		Большее значения при малых толщинах
а) вдоль волокон . . . . .	150 ÷ 250	стружки и
б) поперек волокон . . . . .	100 ÷ 180	при затупленной ре-
в) по торцу . . . . .	350 ÷ 580	жущей кромке
Дерево твердой породы (ольха, береза, бук, ясень, дуб)		
а) вдоль волокон . . . . .	250 ÷ 380	То же
б) поперек волокон . . . . .	150 ÷ 230	»
в) по торцу . . . . .	450 ÷ 750	»
Сталь, предел прочности которой равен $\sigma_{вр} = 30 \div 40 \text{ кг/мм}^2$	10000 ÷ 16000	При оптимальном режиме и форме режущего инструмента и толщине стружки от 0,5 до 2 мм
Сталь, предел прочности которой равен $\sigma_{вр} = 50 \div 100 \text{ кг/мм}^2$	18000 ÷ 50000	То же
Медные сплавы . . . . .	9000 ÷ 12000	»
Чугун ковкий . . . . .	8000 ÷ 11500	»
Чугун серый . . . . .	10000 ÷ 14000	»

В табл. 3 приведены средние значения  $p$  для различных материалов.

Более точный подсчет силы резания для металлов может быть произведен по формуле

$$P = ct^x s^y H_B^n \text{ кг,}$$

где  $c$  — коэффициент, учитывающий механические качества обрабатываемого материала, материал и тип резца (табл. 4);  
 $t$  — глубина резания в мм;  
 $s$  — подача в мм/об или толщина стружки в мм;  
 $x, y$  и  $n$  — опытные коэффициенты (табл. 5 и 6);  
 $H_B$  — твердость по Бринелю (табл. 18) в кг/мм<sup>2</sup>.

Таблица 4  
Значения коэффициента  $c$

Типы резцов	Материал резцов	Обрабатываемый материал	
		Сталь, стальное литье, алюминиевые и магниевые сплавы	Чугун и медные сплавы
		$c$	$c$
Проходные	Быстрорежущая сталь	3,57 (при $H_B > 170$ ) 27,9 (при $H_B < 170$ )	6,35
Проходные	Твердые сплавы	3,57 (при $H_B > 170$ ) 27,9 (при $H_B < 170$ )	5,14
Прорезные и отрезные	Быстрорежущая сталь и твердые сплавы	4,42 (при $H_B > 170$ ) 34,42 (при $H_B < 170$ )	8,82

Таблица 5  
Значения коэффициентов  $x$  и  $y$

Типы резцов	Обрабатываемый материал			
	Сталь, стальное литье, алюминиевые и магниевые сплавы		Чугун и медные сплавы	
	$x$	$y$	$x$	$y$
Проходные	1,0	0,75	1,0	0,75
Прорезные и отрезные	1,0	1,0	1,0	1,0

Таблица 6

Значение коэффициента  $n$ 

Обрабатываемый материал	$n$
Сталь и стальное литье	0,35 (при $H_B < 170$ ) 0,75 (при $H_B > 170$ )
Чугуны	0,55

Для некоторых, наиболее часто встречающихся материалов (сталь и чугун с определенными механическими свойствами) можно пользоваться более простой формулой

$$P = c_p t s^{0,75} \text{ кг,}$$

где  $c_p$  — сила резания при  $t = 1 \text{ мм}$  и  $s = 1 \text{ мм/об}$  (табл. 7). Значение коэффициента  $c_p$  для различных металлов приведено в табл. 7.

Таблица 7

Значения коэффициента  $c_p$  для чугуна и стали

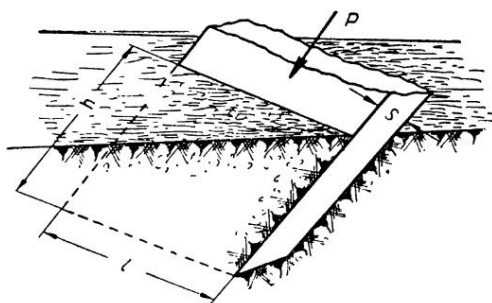
Обрабатываемый материал	$c_p$	Примечание	
Сталь и стальное литье:		При оптимальных форме и состоянии режущего инструмента	
$\sigma_{вр} = 35 \text{ кг/мм}^2$	140		
$\sigma_{вр} = 55 \text{ »}$	165		То же
$\sigma_{вр} = 75 \text{ »}$	200		»
$\sigma_{вр} = 115 \text{ »}$	270	»	
Чугун ковкий:		»	
$H_B = 110 \text{ кг/мм}^2$	80		
$H_B = 150 \text{ »}$	110		
$H_B = 200 \text{ »}$	115	»	
Чугун серый:		»	
$H_B = 150 \text{ кг/мм}^2$	100		
$H_B = 190 \text{ »}$	115		
$H_B = 270 \text{ »}$	140		

2) Силы врезывания. В отличие от сил резания, возникновение сил врезывания связано с преодолением сопротив-

## Твердость материалов по Бринелю

Материал	$H_{B^v}$ кг/мм <sup>2</sup>
Стали углеродистые горячекатаные обыкновенного качества:	
Сталь Ст. 0С	80 ÷ 152
» Ст. 1, Ст. 2, Ст. 3	130 ÷ 135
» Ст. 4	150
» Ст. 5	170
» Ст. 6	200
Стали качественные конструкционные углеродистые горячекатаные:	
Сталь 10, 15, 20	140 ÷ 155
» 25, 30, 35	170 ÷ 190
» 40, 45, 50, 60, 65	220 ÷ 255
« 15Г	163
» 50Г, 60Г и 65Г	255 ÷ 270
Стали легированные конструкционные:	
Сталь 15Х, 20Х	180 ÷ 187
» 30Х, 35Х	212 ÷ 217
» 40Х	288
» 45Х, 50Х	241 ÷ 248
» 30ХМ, 35ХМ	200 ÷ 220
» 20ХН, 30ХНЗ, 40ХН	
» 45ХН, 50ХН, 20ХГС	241
» 30ХГС	229
Стали конструкционные специальные:	
Сталь ШХ9, ШХ15	179
» 55С2	285
» 60С2, 50ХГ, 50ХФА	302
Стальное литье:	
Марки Л35-4518, Л55-6012	170 ÷ 210
» ХГСЛ	202 ÷ 228
Чугуны серые:	
Марки СЧ 12-28, СЧ 15-32, СЧ 18-36	143 ÷ 229
СЧ 21-40, СЧ 24-44, СЧ 28-48, СЧ 32-52	170 ÷ 241
Чугуны модифицированные:	
Марки СМЧ 28-48, СМЧ 32-52	170 ÷ 241
» СМЧ 35-56, СМЧ 38-60	200 ÷ 260
Медь отожженная	47
Латунь отожженная	90
Бронза	80 ÷ 120
Дюралюминий закаленный	100
Алюминиевые сплавы	65 ÷ 120

ления уплотняющегося материала врезающимся инструментом и сил трения, возникающих на боковых поверхностях последнего. Как правило, силы врезывания больше сил резания при снятии стружки. Эти силы возникают при работе грейферных кранов, ковшевых транспортеров, многоковшевых и канатно-ковшевых экскаваторов и других машин, при зачерпывании различных руд в измельченном состоянии, угля, песка, земли и т. п. (фиг. 7). Сила сопротивления врезыванию  $P$  зависит от площади поперечного



Фиг. 7. Схема процесса врезывания.

сечения и угла заострения режущей кромки, глубины врезывания, коэффициента трения материала о поверхность врезающегося тела  $f$ , удельного сопротивления врезанию ( $q_1$  кг/см<sup>2</sup>) и сжатию материала ( $q_2$  кг/см<sup>2</sup>). Величины  $q_1$  и  $q_2$  зависят от механических свойств материала. Величина силы  $P$  может быть определена по формуле

$$P = q_1 l s + 2 q_2 l h f \text{ кг,}$$

где  $l$ ,  $s$  и  $h$  — указаны на фиг. 7;

$q_1$  и  $q_2$  — удельные сопротивления врезыванию и сжатию материала (табл. 9);

$f$  — определяется по данным, приведенным в табл. 25.

3) *Силы дробления (раздавливания)*. Эти силы возникают при дроблении различных хрупких материалов (горных пород) камнедробилками, вальцевыми мельницами, прессами и т. п. машинами.

Существует доказательство [11], что работа дробления (раздавливания) геометрически подобных тел пропорциональна объемам этих тел. Согласно этой теории, удельная



работа, т. е. работа, затраченная на разрушение  $1 \text{ см}^3$  материала, выражается в виде

$$A = \frac{\sigma_a^2}{2E} \text{ кг см/см}^3,$$

где  $\sigma_a$  — предел прочности материала в  $\text{кг/см}^2$ ;

$E$  — модуль упругости материала в  $\text{кг/см}^2$ ;

Таблица 9

Значения удельных сопротивлений врезанию и сжатию для различных материалов

Материалы	$q_1$ в $\text{кг/см}^2$	$q_2$ в $\text{кг/см}^2$	Примечание
Песок сухой, зола, земля сухая, бурый и каменный уголь размером кусков до 50 мм, зерно, соль сухая	0,4 ÷ 0,5	0,2 ÷ 0,6	При угле заострения кромки $\alpha$ $30^\circ \div 45^\circ$
Глина влажная, суглинки, уголь каменный размером кусков до 100 мм, торф, конгломераты из слабых осадочных пород в кусках до 100 мм, соль влажная	0,7 ÷ 1,0	0,4 ÷ 0,7	То же
Галька, уголь каменный размером более 100 мм, торф с древесными корнями, глина моренная, цемент, антрациты в кусках более 100 мм, ракушечник, известняки выветренные, каменная соль в кусках . . . . .	1,2 ÷ 1,6	0,8 ÷ 1,5	»
Известняки, мел, известковые туфы, руды в кусках до 100 мм, мергель, песчаники . . . . .	1,9 ÷ 3,0	1,15 ÷ 2,5	»
Сланцы, руды в кусках более 100 мм, крепкие горные породы (древсяные граниты; мергелистые, песчаные и глинистые известняки, гнейсы, базальты и т. п.	3,75 ÷ 4,7	2,6 ÷ 3,65	»

Для ориентировочных расчетов можно пользоваться более простой формулой

$$p = q_0 / s \text{ кг},$$

где  $q_0$  — полный коэффициент экскавации (табл. 10).

Таблица 10

Величина суммарного удельного сопротивления врезыванию  
(коэффициент экскавации)

Материал	$q_0$ в кг/см <sup>2</sup>
Зола, земля сухая, песок сухой, уголь каменный размером до 50 мм, зерно, соль сухая . . . . .	0,9 ÷ 1,3
Уголь каменный несортированный, глина влажная, суглинки, ил слежавшийся, соль влажная, торф . . . . .	1,5 ÷ 2,5
Уголь каменный размером кусков до 100 мм, галька, торф с древесными корнями, глина моренная . . . . .	4,5 ÷ 6,0
Известняки, мел, известковые туфы, руды легкие, песчаники . . . . .	6,0 ÷ 9,0
Сланцы, тяжелые руды, крепкие горные породы (гнейсы, базальты, глинистые и песчаные известняки и т. п.) . . . . .	11,0 ÷ 15,0

Удельная максимальная сила дробления приблизительно может быть записана в виде

$$P_y = \frac{2A}{s} = \frac{\sigma_s^2}{Es} \text{ кг/см}^3,$$

где  $s$  — ход давящего тела (например, ход шатуна щековой дробилки в см).

Значение  $s$  целесообразно принимать равным (или немного большим) максимально возможной деформации материала, т. е.

$$s \geq \frac{\sigma_s D}{E} \text{ см},$$

где  $D$  — наибольший размер дробимых кусков в см.

Максимальное значение удельной силы дробления можно получить в виде

$$P_{y\max} = \frac{\sigma_s}{D} \text{ кг/см}^3,$$

а полную максимальную силу дробления одного куска размерами  $D \times D \times D$

$$P_{\max_1} = \sigma_s D^3 \text{ кг}.$$

Если подвергается раздавливанию площадь кусков  $a \times b$  в см<sup>2</sup>, то

$$P_{\max} = \sigma_s ab \text{ кг}.$$

Значения  $\sigma_s$  для различных материалов приведены в табл. 11. Более подробные сведения об определении сил

дробления при различных конструкциях дробильных машин приведены в [11].

Таблица 11

Пределы прочности горных пород

Материал	$\sigma_{\theta}$ в кг/см <sup>2</sup>	Материал	$\sigma_{\theta}$ в кг/см <sup>2</sup>
Андезиты . . . . .	1400 ÷ 1600	Каменный уголь . .	до 200
Антрациты . . . . .	250 ÷ 300	Каменная соль . .	200 ÷ 400
Базальты со следами выветривания . . .	1400 ÷ 1600	Конгломераты из осадочных пород	200 ÷ 400
Базальты свежие . . .	2000 ÷ 2500	Конгломераты из изверженных по- род . . . . .	1200 ÷ 1400
Базальты лабрадоровые и оливиновые . . .	2500 ÷ 3000	Конгломераты ока- менелые . . . . .	1400 ÷ 1600
Бурый уголь . . . . .	до 200	Кварциты . . . . .	2000 ÷ 2500
Габбро . . . . .	2000 ÷ 2500	Медная руда . . .	1500 ÷ 2000
Гнейсы . . . . .	1700 ÷ 2200	Мел плотный . . .	200 ÷ 400
Граниты дресвяные из- вестковые, мергелис- тые и глинистые . .	600 ÷ 800	Мергель плотный . .	200 ÷ 400
Граниты выветренные	800 ÷ 1200	Магнезиты . . . . .	1000 ÷ 1200
Граниты крупнозерни- стые свежие . . . . .	1200 ÷ 1400	Мрамор . . . . .	1000 ÷ 1200
Граниты среднезерни- стые свежие . . . . .	1600 ÷ 1800	Песчаники . . . . .	800 ÷ 1000
Граниты мелкозерни- стые и гранитогнейсы	1800 ÷ 2000	Песчаники на извест- ковом цементе . .	1000 ÷ 1200
Диориты . . . . .	1800 ÷ 2000	Песчаники на квар- цевом цементе . .	1200 ÷ 1400
Диабазы . . . . .	2000 ÷ 2200	Порфириты . . . . .	1600 ÷ 2000
Долмиты . . . . .	1000 ÷ 1200	Роговики . . . . .	2000 ÷ 2500
Железная руда . . . .	1000 ÷ 1500	Сланцы листоватые, чешуйчатые, уг- листые, глинис- тые . . . . .	300 ÷ 500
Змеевикн . . . . .	1200 ÷ 1400	Сланцы песчанис- тые и слюдястые	600 ÷ 800
Змеевикн оталькован- ные . . . . .	800 ÷ 1000	Сланцы песчано-из- вестковые . . . . .	800 ÷ 1000
Известняки выветрен- ные и известковый ракушечник . . . . .	200 ÷ 400	Сланцы слюдяные окварцованные	1400 ÷ 1600
Известняки песчаные и глинистые вывет- ренные . . . . .	400 ÷ 600	Сидериты . . . . .	800 ÷ 1000
Известняки свежие . .	900 ÷ 1100	Сиениты и трахиты	1400 ÷ 1600
Известняки кристалли- ческие . . . . .	1200 ÷ 1400	Трепел и туф . . .	200 ÷ 300
Известняки кремнен- ные . . . . .	1800 ÷ 2000		

## 2. Силы сопротивления пластическим деформациям

При ковке и штамповке различных пластических материалов (металлы, пластмассы, распаренное дерево) возникают усилия сопротивления пластическим деформациям. На-

званные операции осуществляются ковочными молотами и прессами.

Деформирующая сила при пластических деформациях может быть определена по формуле

$$P = \kappa F \text{ кг},$$

где  $\kappa$  — удельное давление течения материала в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  
 $F$  — деформируемая площадь в  $\text{см}^2$ .

Величина  $\kappa$  определяется выражением

$$\kappa = \sigma_s z \nu y t \text{ кг}/\text{см}^2,$$

где  $\sigma_s$  — предел прочности деформируемого материала в  $\text{кг}/\text{см}^2$  (табл. 12);

$z$  — коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения напряжений (табл. 13);

$\nu$  — коэффициент, учитывающий технологию процесса штамповки (табл. 14);

$y$  — коэффициент скорости штамповки (табл. 15);

$t$  — коэффициент, учитывающий соотношение размеров изделия (поковки) и трение штампа о материал.

Величину  $t$  рекомендуется определять по формуле

$$t = 1 + \frac{3b - a}{6b} f \frac{h}{a},$$

где  $a$  и  $b$  — размеры сечения фигуры, перпендикулярно расположенные к направлению действия силы  $P$  ( $a$  — меньший,  $b$  — больший из этих двух размеров);

$h$  — размер, совпадающий с направлением приложенной силы;

$f$  — коэффициент трения штампа о металл (табл. 16).

Таблица 12

Предел прочности пластических материалов при повышенных температурах

Предел прочности в холодном состоянии в $\text{кг}/\text{мм}^2$	Предел прочности при температуре в $\text{кг}/\text{мм}^2$							
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
40	12	8,5	6,5	4,5	3,0	2,5	2,0	1,5
60	25	15	11	7,5	5,5	3,5	2,5	2,0
80	37,6	25	16,5	11	7,5	5,0	3,5	2,5

Таблица 13

Значения коэффициента  $z$ 

Сложность формы штампа	$z$
Простая форма . . . . .	$1,1 \div 1,3$
Форма средней сложности . . . . .	$1,2 \div 1,4$
Сложная форма . . . . .	$1,3 \div 1,5$

*Примечание.* Простыми формами штампа или изделия следует считать такие, у которых количество поверхностей формы не превышает двух; форма средней сложности содержит от трех до пяти образуемых при штамповке поверхностей; свыше пяти поверхностей имеют сложные штампы.

Таблица 14

Значения коэффициента  $\nu$ 

Процесс деформации	$\nu$
Открытая осадка и вытяжка в плоских бойках . . . . .	1
Закрытая осадка и ковка в фигурных бойках и штампах . . . . .	1,25
Получение формы поковки путем истечения . . . . .	1,75

Таблица 15

Значения коэффициента  $y$ 

Скорость хода бойка (штампа) в см/сек	Значения коэффициента $y$			Ударное воздействие
	10 ÷ 25	25 ÷ 75	100 и более	
Значения $y$	$1,2 \div 1,6$	$1,6 \div 1,6$	2,5	$3 \div 4$

Таблица 16

Коэффициенты трения при штамповке в нагретом состоянии при температуре  $(0,3 \div 0,8) T_{пл}^*$ 

Деформируемые материалы	$f$
Железоуглеродные сплавы . . . . .	$0,3 \div 0,45$
Алюминий и его сплавы . . . . .	$0,3 \div 0,48$
Магний и его сплавы . . . . .	$0,24 \div 0,38$
Тяжелые цветные металлы и их сплавы . . . . .	$0,24 \div 0,34$
Никель и жаростойкие цветные сплавы . . . . .	$0,2 \div 0,26$

*Примечание.* При холодной штамповке со смазкой для всех металлов  $f \approx 0,06 \div 0,12$

\*  $T_{пл}$  — абсолютная температура плавления.

Величины  $a$ ,  $b$  и  $h$  являются размерами той простейшей фигуры (обычно параллелепипеда), в которую может быть вписана заготовка (поковка).

Подробнее о силах, возникающих при пластической деформации, см. [2] и [10].

### 3. Упругие силы (силы сопротивления упругой деформации материалов)

В практике машиностроения довольно часто используются упругие силы сформированных материалов (главным образом металлов). Эти силы применяются в качестве двигательных сил (заводные пружины в приборах времени, восстанавливающие торсионы тяжелых крышек вертикально расположенных люков и т. п.), в качестве сил, создающих постоянный потенциал (пружинная натяжка каретки безопасной станции транспортера, пружинная затяжка безопасных рукояток с фрикционным конусом и с ленточным тормозом и т. п.), в качестве сил, смягчающих толчки (торсионные подвески, рессоры, пружинные крюковые обоймы кранов и т. п.) и т. д.

Кроме этого, при изменении температуры закрепленных элементов также возникают упругие силы деформации.

Все перечисленные виды упругих сил в той или иной мере действуют на элементы машин, что необходимо учитывать при расчете последних. В качестве примеров действия упругих сил на элементы машин можно указать: упругую силу плоской изогнутой пружины безопасной рукоятки с ленточным тормозом, растягивающую тормозную ленту, упругую силу, сжимающую червяк червячного редуктора (если червяк установлен на двух радиально-упорных подшипниках) при повышении его температуры, момент упругих сил спиральной заводной пружины, скручивающий валик пружинного патефона, и т. д. Обычно упругие элементы рассчитывают по известным силам, однако в целом ряде случаев приходится по заданной деформации находить расчетную силу (например, пружины пружинных регуляторов, восстанавливающие торсионы тяжелых люков и т. п.).

Определение упругих сил осуществляется методами, применяемыми в учении о сопротивлении материалов. Основной величиной, характеризующей упругость того

или иного материала, является модуль упругости первого ( $E$ ) или второго ( $G$ ) рода, то есть отношение напряжения к соответствующей ему относительной деформации.

Следует добавить, что далеко не для всех материалов, применяющихся в машиностроении, деформация пропорциональна напряжению. Это усложняет определение упругих сил.

Значения модулей упругости для наиболее часто встречающихся в машиностроении материалов приведены в табл. 17.

Таблица 17

Значения модулей упругости первого ( $E$ ) и второго ( $G$ )  
рода в  $кг/см^2$

Наименование материала	$\frac{E}{10^6}$	$\frac{G}{10^6}$
Алюминий . . . . .	0,7	2,7
Бетон . . . . .	0,14 ÷ 0,40	0,5 ÷ 1,6
Бронза алюминидная . . . . .	1,05	4,2
Бронза марганцовая . . . . .	1,05	4,0
Бронза фосфористая . . . . .	1,1	4,4
Гранит . . . . .	0,3 ÷ 0,5	1,3
Дерево вдоль волокон . . . . .	0,08 ÷ 0,15	0,3 ÷ 0,6
Дюралюминий . . . . .	0,71	2,7
Каменная кладка . . . . .	0,03 ÷ 0,09	0,1 ÷ 0,3
Каучук . . . . .	0,0001	—
Латунь . . . . .	0,95	3,5
Медь листовая . . . . .	1,15	4,0
Мрамор . . . . .	0,3 ÷ 0,5	1,3
Никель . . . . .	2,0	7,8
Пластмассы (текстолит, гетинакс и др) . . . . .	0,007 ÷ 0,015	—
Олово . . . . .	10,4	1,6
Свинец . . . . .	0,17	0,7
Серебро . . . . .	0,75	2,7
Сталь . . . . .	2,1 ÷ 2,2	8,0 ÷ 8,5
Стекло . . . . .	0,56	2,2
Фарфор . . . . .	0,75	2,2
Целлулоид . . . . .	0,018	—
Цинк катаный . . . . .	0,84	3,2
Чугун ковкий . . . . .	1,05	4,0
Чугун литейный . . . . .	0,75	2,9

В зависимости от характера деформации упругие силы ( $P$ ) или моменты ( $M$ ) выражаются различными формулами. Приводим наиболее характерные из них.

1) Упругие силы растянутых и сжатых стержней

$$P = \frac{\Delta E F}{l} \text{ кг},$$

где  $\Delta$  — упругая деформация в см;

$F$  — площадь поперечного сечения растягиваемого или сжимаемого элемента в см<sup>2</sup>;

$E$  — модуль упругости первого рода в кг/см<sup>2</sup>;

$l$  — длина растягиваемого или сжимаемого элемента в см.

Приведенная формула справедлива для случая, когда растягиваемый или сжимаемый элемент имеет постоянное сечение. В случае переменного сечения упругая сила  $P$  может быть определена следующим путем.

Пусть растягиваемый или сжимаемый элемент состоит из ряда участков длиной  $l_1, l_2, l_3$  и т. д. (фиг. 8)

Площади поперечных сечений этих участков пусть будут соответственно равны  $F_1, F_2, F_3$  и т. д.

Полная деформация элемента найдется в виде

$$\Delta = \frac{Pl_1}{EF_1} + \frac{Pl_2}{EF_2} + \frac{Pl_3}{EF_3} + \dots$$

Отсюда упругая сила

$$P = \frac{\Delta E}{\left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{l_3}{F_3} + \dots\right)} \text{ кг}.$$

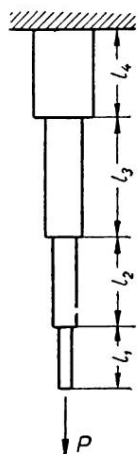
Упругая сила, возникающая в элементе с закрепленными концами, при изменении температуры может быть определена формулой

$$P = EF \alpha t \text{ кг},$$

где  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения (табл. 18);  
 $t$  — абсолютное значение температуры нагрева или охлаждения элемента в град.;

$E$  — модуль упругости 1-го рода в кг/см<sup>2</sup>;

$F$  — площадь поперечного сечения элемента в см<sup>2</sup>.



Фиг. 8. Схема сжимаемого или растягиваемого стержня.



Таблица 18

Коэффициенты линейного расширения  $\alpha$ 

Наименование материала	$\alpha \cdot 10^6$ 1/град.	Наименование материала	$\alpha \cdot 10^6$ 1/град.
Алюминий . . . . .	0,238	Никель	
Бакелит . . . . .	0,21	( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,130
Бронза ( $t = 10 \div 80^\circ$ )	0,14 $\div$ 0,18	Нихром	
Дерево, параллельно		( $t = 5 \div 25^\circ$ ) . .	0,123
слоям ( $t = 0 \div 40^\circ$ )	0,026 $\div$ 0,065	Олово ( $t = 0 \div 100^\circ$ )	0,270
Дерево, перпендику-		Платсмассы (тексто-	
лярно слоям		лит, гетинакс, во-	
( $t = 0 \div 40^\circ$ ) . .	0,48 $\div$ 0,60	локнит и др.) . . .	0,02 $\div$ 0,05
Дюралюминий		Свинец . . . . .	0,285
( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,220	Серебро	
Кварц		( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,197
( $t = 20 \div 50^\circ$ ) . .	0,08 $\div$ 0,14	Стекло	
Кварц плавленный		( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,060 $\div$ 0,090
( $t = 0 \div 80^\circ$ ) . .	0,0043	Сталь	
Константан		( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,115 $\div$ 0,120
( $t = 0 \div 25^\circ$ ) . .	0,122	Фарфор	
Кремний		( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,036
( $t = 0 \div 30^\circ$ ) . .	0,025	Целлулоид	
Латунь		( $t = 10 \div 50^\circ$ ) . .	0,074
( $t = 0 \div 25^\circ$ ) . .	0,166 $\div$ 198	Цементный раствор	
Лед ( $t = -10 \div 0^\circ$ )	0,507	( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,126
Магний		Цинк ( $t = 0 \div 100^\circ$ )	0,275
( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,260	Чугун ( $t = 0 \div 100^\circ$ )	
Медь ( $t = 0 \div 100^\circ$ )	0,165	( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,1 $\div$ 0,114
Молибден		Эбонит	
( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,052	( $t = 10 \div 30^\circ$ ) . .	0,70
Нейзильбер		Электрон	
( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,180	( $t = 0 \div 100^\circ$ ) . .	0,26

*Примечание.* Значения  $\alpha$  справедливы для указанных границ температуры  $t$ . Для иных температур (при которых не нарушается структура и механические качества материала) указанные в табл. 18 значения  $\alpha$  являются приближенными.

При наличии в элементе нескольких участков  $l_1, l_2, l_3$  и т. д. с площадями поперечного сечения  $E_1, F_2, F_3$  и т. д. упругая сила определяется следующей формулой:

$$P = \frac{\alpha t E (l_1 + l_2 + l_3 + \dots)}{\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{l_3}{F_3} + \dots} \text{ кг,}$$

(все обозначения указаны выше).

При переменной величине сечения сжимаемого или растягиваемого элемента задача определения упругой силы решается следующим путем:

Пусть переменная величина сечения элемента связана с его переменной длиной

$$F = \varphi(x).$$

Рассматривая элемент  $dx$ , вычислим для последнего величину элементарной деформации  $\frac{P dx}{E \varphi(x)}$ . Интеграл в пределах от  $x = 0$  до  $x = l$ , где  $l$  длина элемента, будет представлять собой полную деформацию элемента, т. е.

$$\Delta = \int_0^l \frac{P dx}{E \varphi(x)}.$$

Упругая сила  $P$  будет равна

$$P = \frac{\Delta E}{l} \int_0^l \frac{dx}{\varphi(x)}.$$

При равномерно по длине элемента изменяющемся сечении

$$\varphi(x) = F_1 + (F_2 - F_1) \frac{x}{l},$$

где  $F_1$  — наименьшая, а  $F_2$  — наибольшая площади сечения элемента;  $l$  — длина элемента.

Тогда

$$P = \frac{\Delta E}{\int_0^l \frac{dx}{F_1 + (F_2 - F_1) \frac{x}{l}}} = \frac{\Delta E (F_2 - F_1)}{l \ln \frac{F_2}{F_1}}.$$

При температурном растяжении или сжатии элемента формула для упругой силы  $P$  выводится аналогичным путем. Она имеет вид

$$P = \frac{E l \alpha t}{l} \int_0^l \frac{dx}{\varphi(x)}$$

(все обозначения указаны выше).

В случае равномерного по длине элемента изменения площади его сечения

$$P = \frac{E l \alpha t}{\int_0^l \frac{dx}{F_1 + (F_2 - F_1) \frac{x}{l}}} = \frac{E \alpha t (F_2 - F_1)}{\ln \frac{F_2}{F_1}}.$$

2) Упругие силы растянутых и сжатых винтовых пружин. а) Цилиндрическая пружина с круглым сечением витков (фиг. 9,а)

$$P = \frac{\Delta G d^4}{8 D^3 n} \kappa z,$$

где  $\Delta$  — осевая деформация пружин в см;  
 $G$  — модуль упругости второго рода материала пружины в кг/см<sup>2</sup>;  
 $d$  — диаметр сечения витков пружины в см;  
 $D$  — средний диаметр навивки в см;  
 $n$  — число витков.



Фиг. 9. Схемы винтовых пружин.

б) Коническая пружина с постоянным шагом и с круглым сечением витков (фиг. 9,б)

$$P = \frac{\Delta G d^4}{16 n (R^2 + r^2) (R + r)} \text{ кг},$$

где  $R$  — наибольший радиус пружины в см;

$r$  — наименьший радиус пружины в см.

Остальные обозначения указаны выше.

в) Коническая параболическая пружина с прямоугольным сечением витков (фиг. 9,в)

$$P = \frac{2 \Delta G I_p}{\pi n (R^2 + r^2) (R + r)} \text{ кг},$$

где  $I_p$  — условный полярный момент инерции сечения витков, равный

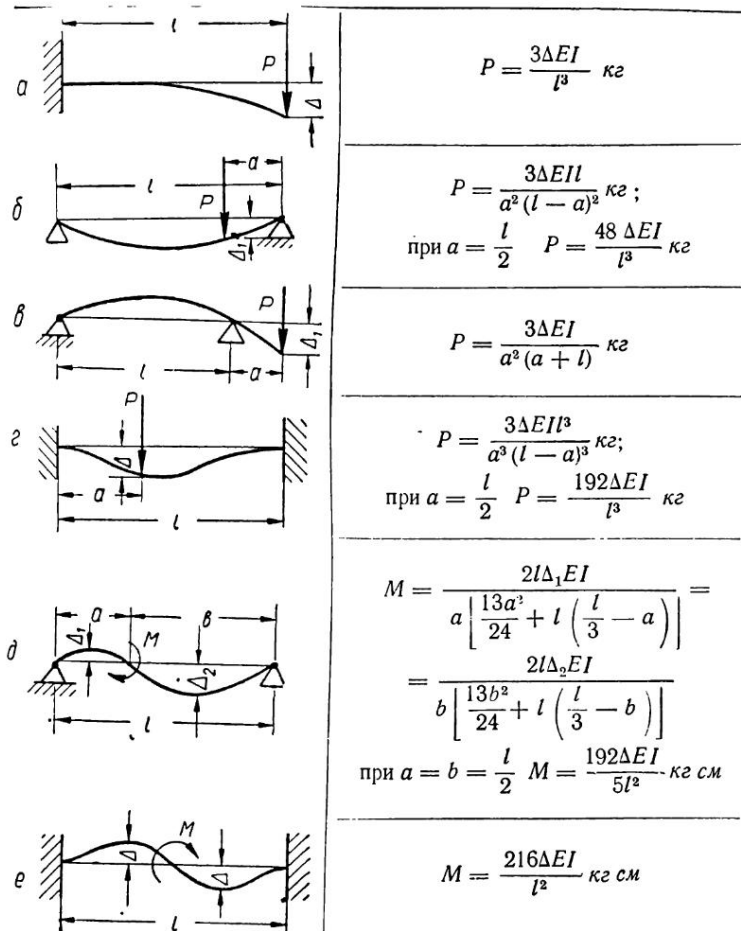
$$\beta h b^3 \text{ в см}^4,$$

где  $h$  и  $b$  — стороны сечения витка;

$\beta$  — коэффициент, определяемый соотношением  $\frac{h}{b}$ , значение которого приведено ниже.

$\frac{h}{b}$	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	4,0	10	100 и более
$\beta$	0,140	0,166	0,187	0,204	0,217	0,229	0,263	0,281	0,313	0,333

3) Упругие силы изгибаемых стержней. Упругие силы стержней, подвергнутых поперечному изгибу, зависят от размеров стержня, величины максимальной деформации, способа закрепления стержня и т. д. Подробные выводы соотношений между внешними силами (моментами) и деформациями прямых изгибаемых стержней приводятся в курсах сопротивления материалов. На фиг. 10 приведены только



Где  $\Delta$  — деформация в см;  $E$  — модуль упругости первого рода в кг/см<sup>2</sup>;  $I$  — экваториальный момент инерции сечения стержня в см<sup>4</sup>.  
Фиг. 10.

наиболее часто встречающиеся случаи изгиба стержней и соответственно для них выражения упругих сил  $P$  или моментов  $M$ .

4) *Упругие силы (моменты) скручиваемых стержней.* Момент упругих сил скручиваемого стержня круглого сечения выражается формулой

$$M = \frac{\pi G d^4 \varphi}{32 l} \text{ кг см,}$$

где  $G$  — модуль упругости 2-го рода в  $\text{кг/см}^2$ ;

$d$  — диаметр скручиваемого элемента в  $\text{см}$ ;

$l$  — длина скручиваемого элемента в  $\text{см}$ ;

$\varphi$  — угловая деформация стержня в радианах.

Для стержней прямоугольного сечения формула упругого момента имеет вид

$$M = \frac{G I_p \varphi}{l} \text{ кг см,}$$

где  $I_p$  — условный полярный момент инерции, равный  $\beta h b^3$ ;

$h$  и  $b$  — стороны сечения стержня;

$\beta$  — коэффициент (см. выше, упругие силы конических пружин с прямоугольным сечением витков).

5) *Упругий момент спиральной пружины.*

$$M = \frac{E I}{L} \varphi \text{ кг см,}$$

где  $E$  — модуль упругости первого рода в  $\text{кг/см}^2$ ;

$I$  — экваториальный момент инерции сечения витков пружины в  $\text{см}^4$ , равный  $\frac{b h^3}{12}$ ;

$h$  и  $b$  — размеры прямоугольного сечения витка.

При круглом сечении

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4,$$

где  $d$  — диаметр сечения витка в  $\text{см}$ ;

$L$  — длина пружины (сумма длины витков) в  $\text{см}$ ;

$\varphi$  — угол завивки (закручивания) пружины в радианах.

При переменном круглом сечении скручиваемого стержня упругий момент может быть определен следующим путем.

Пусть  $d_1$  и  $d_2$  — наименьший и наибольший диаметры стержня. Тогда для некоторого элемента длины  $dx$ , отстоящего от тонкого конца стержня на расстоянии  $x$ , диаметр

$$d = d_1 + (d_2 - d_1) \frac{x}{l}$$

где  $l$  — полная длина стержня.

Элементарный упругий момент

$$dM = \frac{G\varphi}{dx \cdot 32} \text{ кг см.} \\ \frac{\pi \left[ d_1 + (d_2 - d_1) \frac{x}{l} \right]^4}$$

Полный упругий момент

$$M = \frac{\pi G \varphi}{32} \int_0^l \frac{dx}{\left[ d_1 + (d_2 - d_1) \frac{x}{l} \right]^4} = \\ = \frac{3\pi G \varphi d_1^3 d_2^3}{32 l (d_2^2 + d_1 d_2 + d_1^2)} \text{ кг см.}$$

#### 4. Силы сопротивления движению тел в жидкости

При конструировании различных смесительных аппаратов и машин (смесителей, мешалок и т. п.) исходными данными для расчетов на прочность движущихся элементов (валов, передач, лопастей мешалок и т. п.) являются силы, действующие со стороны жидкости на перемещающие ее элементы машины (лопасти, диски и т. п.).

Сила сопротивления жидкой среды движущемуся в ней телу может быть определена по формуле

$$P = \xi F \frac{v^2 \gamma}{2g},$$

где  $\xi$  — безразмерный коэффициент, зависящий от характера движения среды, вызванного движущимся телом;

$F$  — проекция движущегося тела на плоскость, перпендикулярную к направлению движения, в  $\text{м}^2$ ;

$v$  — скорость движущегося тела в  $\text{м/сек}$ ;

$\gamma$  — плотность среды в  $\text{кг/м}^3$  (см. табл. 31);

$g$  — ускорение силы тяжести в  $\text{м/сек}^2$  ( $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ ).

Коэффициент  $\xi$  находится по данным, приведенным в табл. 19, в зависимости от так называемого числа Рей-

нольдса (Re). Последнее определяется формулой

$$Re = \frac{v \gamma d}{g \eta},$$

где  $\eta$  — вязкость среды в кг сек/м<sup>2</sup> (табл. 20);

$d$  — эквивалентный диаметр движущегося тела в м (табл. 21).

Остальные обозначения указаны выше.

Таблица 19

Зависимость коэффициента сопротивления  $\xi$  от числа Рейнольдса при движении тел различной формы в жидкой среде

Re	Формы тела				
	Шар	Диск: движение в направлении оси вращения	Цилиндр: движение в направлении, перпендикулярном оси вращения	Прямоугольная пластинка (стороны $a$ и $b$ ): движение в направлении, перпендикулярном к плоскости пластинки	
	$\xi$	$\xi$	$\xi$	$\xi$ при $1 < \frac{a}{b} < 10$	$\xi$ при $\frac{a}{b} > 10$
0,010	2800	2500	370	3000	3600
0,028	1000	820	190	980	1170
0,046	540	460	91	550	670
0,064	460	370	72	445	540
0,082	370	280	58	386	410
0,100	280	180	46	216	260
0,28	145	82	37	98	120
0,46	74	46	28	55	67
0,64	46	37	19	44	54
0,82	37	28	12	33	41
1,00	28	14,5	10	17,5	21
2,80	18	10	8	12	14,5
4,60	8,0	6,4	5,6	7,7	9,3
6,40	6,4	5,0	4,6	6,0	7,3
8,20	5,5	4,6	4,2	5,5	6,7
10,0	4,6	4,2	3,8	5,0	6,1
28,0	3,4	3,4	3,4	4,1	4,8
46,0	2,2	2,2	2,2	2,6	3,2
64,0	1,9	2,0	2,0	2,4	2,9
82,0	1,2	1,9	1,9	2,3	2,8
100	1,0	1,8	1,8	2,1	2,6
280	0,80	1,6	1,6	1,9	2,3
460	0,60	2,2	1,2	2,6	2,6
640	0,55	1,9	1,0	2,3	2,3
820	0,50	1,5	1,0	1,8	1,8
1000	0,46	1,2	1,0	1,4	1,4
5000	0,44	1,1	0,9	1,3	1,3
10000	0,42	1,0	0,9	1,2	1,2

Таблица 20

## Коэффициенты вязкости жидкостей

Наименование жидкостей	Температура в °С	Вязкость $\eta \cdot 10^{-4}$ в кг сек/м <sup>2</sup>
Аммиак . . . . .	—30	0,25
Анилин . . . . .	15	5,31
То же . . . . .	25	3,71
» . . . . .	35	2,71
Ацетон . . . . .	25	0,32
Бензин . . . . .	20	0,53
Бензол . . . . .	20	0,64
Бром . . . . .	20	1,00
Вода . . . . .	0	1,79
То же . . . . .	20	1,00
» . . . . .	40	0,65
» . . . . .	60	0,47
» . . . . .	80	0,35
Глицерин . . . . .	20	1393,0
Кислота азотная . . . . .	20	0,91
Кислота серная . . . . .	20	2,42
Кислота уксусная . . . . .	20	1,20
Масла индустриальные легкие (велосит, сепараторное, швейное, веретенное и др.) . . . . .	20	0,7÷1,0
Масла индустриальные средние (Машинное 2, Машинное Т) . . . . .	20	4,2÷7,5
Масла индустриальные тяжелые (судовое, цилиндрическое, моторное, автолы) . . . . .	20	6,2÷14,3
Медь . . . . .	1145	3,41
Олово . . . . .	245	0,913
Ртуть . . . . .	20	1,58
Раствор сахара 20% . . . . .	20	1,96
» 40% . . . . .	20	6,20
» 60% . . . . .	20	56,5
Раствор спирта от 20% до 80% . . . . .	20	2,00—2,90
Раствор цемента 50%÷70% . . . . .	20	1,18÷1,23 с вибрацией 9,6÷12,7 без вибрации
Раствор глины 5% . . . . .	20	1,7
» 10% . . . . .	20	2,5
» 20% . . . . .	20	3,85
Свинец . . . . .	850	1,185
Спирты (амиловый, пропиловый) . . . . .	20	2,1÷4,48
Смола . . . . .	10	235 · 10 <sup>10</sup>
То же . . . . .	50	491 · 10 <sup>4</sup>
» . . . . .	100	119 · 10 <sup>2</sup>
Спирты (метиловый, этиловый) . . . . .	20	0,61—1,20
Толуол . . . . .	20	0,58
Эфир этиловый . . . . .	20	0,24
Фенол . . . . .	20	1,27
Хлороформ . . . . .	20	0,56



Эквивалентные диаметры  $d$  для различных проекций тел

Проекция движущегося тела на плоскость, перпендикулярную направлению движения	$d$
Круг диаметром $D$ . . . . .	$D$
Квадрат со стороной $a$ . . . . .	$a$
Прямоугольник со сторонами $a$ и $b$ ( $b \approx 0,5a$ ) . . . . .	$1,3b$
Треугольник равносторонний со сторонами $c$ . . . . .	$0,58c$
Кольцо шириной $\delta$ . . . . .	$2\delta$

*Примечание.* Для приближенного определения  $d$  можно пользоваться формулой:  $d = \sqrt[3]{F}$ , где  $F$  — площадь проекции движущегося тела.

### 5. Силы ветра и силы воздушного сопротивления движению тел

Ветровая нагрузка на здания и сооружения (мосты, мачты, краны и т. п.) определяется формулой (см. [10])

$$P = Fqk \text{ кг},$$

где  $F$  — площадь сооружения, подвергающегося действию ветра (подветренная площадь), в  $m^2$ ;

$q$  — расчетный напор ветра в  $кг/м^2$ ;

$k$  — коэффициент аэродинамического сопротивления.

Подветренная площадь  $F$  для сплошных стенок определяется как площадь, ограниченная контуром сооружения; для решетчатых ферм — как площадь, ограниченная контуром ферм за вычетом проемов между стержнями. В последнем случае рекомендуется расчетную площадь принимать не менее 30% площади контура.

Значения  $q$  и  $k$  приведены в табл. 22 и 23.

Для подвижных сооружений (краны, канатные дороги и т. п.) во время их работы расчетный напор принимают:

а) для наземных сооружений  $q = 25 \text{ кг/м}^2$ ;

б) для пловучих сооружений  $q = 40 \text{ кг/м}^2$ .

Для неподвижных сооружений и для подвижных сооружений при нерабочем состоянии расчетный напор принимают:

а) Сооружения, установленные на берегу моря, в низовьях больших рек:

1) на высоте до 20 м  $q = 100 \text{ кг/м}^2$ ;

2) » от 20 до 100 м  $q = 150 \text{ кг/м}^2$ ;

3) » свыше 100 м  $q = 180 \text{ кг/м}^2$ .

б) Сооружения, установленные на плоскогорье, в долинах, на равнинах:

- 1) на высоте до 20 м  $q = 70 \text{ кг/м}^2$ ;
- 2) » от 20 до 100 м  $q = 100 \text{ кг/м}^2$ ;
- 3) » свыше 100 м  $q = 150 \text{ кг/м}^2$ .

Таблица 22

Значения скорости и напора ветра

Характеристика ветра и внешние признаки	Баллы	Скорость ветра в м/сек	Напор ветра $q$ в $\text{кг/м}^2$
Полное безветрие (листья деревьев неподвижны, дым поднимается вертикально, на море штиль) . . . . .	0	0 ÷ 0,5	0,03
Тихий ветер (дым слегка отклоняется, флюгер неподвижен, море очень спокойное) . . . . .	1	0,6 ÷ 1,7	0,4
Легкий ветер (листья заметно шевелятся, движение воздуха ощущается лицом, море спокойное) . . . . .	2	1,8 ÷ 3,3	1,4
Слабый ветер (тонкие ветви деревьев с листьями колышутся, флаги развеваются, на море легкая зыбь)	3	3,4 ÷ 5,2	3,4
Умеренный ветер (колышутся ветви деревьев, ветер поднимает пыль, на море средняя зыбь) . . . . .	4	5,3 ÷ 7,4	6,9
Свежий ветер (колеблются большие ветви, дым срывается при выходе из трубы, на море крупная зыбь) . . . . .	5	7,5 ÷ 9,8	12,0
Сильный ветер (качаются толстые сучья и тонкие стволы деревьев, гудят провода, море беспокойное)	6	9,9 ÷ 12,4	19,2
Весьма сильный (крепкий) ветер (качаются стволы деревьев, гнутся большие сучья, затрудняется движение пешеходов, море очень беспокойное) . . . . .	7	12,5 ÷ 15,2	28,8
Очень сильный ветер (ломаются тонкие ветви, гнутся средние деревья, на море слабый шторм) . . . . .	8	15,3 ÷ 18,2	41,4
Буря (ломаются деревья, срываются крыши, на море шторм) . . . . .	9	18,3 ÷ 21,5	57,8
Сильная буря (деревья вырываются с корнем, ломаются телеграфные столбы, на море сильный шторм) . . . . .	10	21,6 ÷ 25,1	78,8
Очень сильная буря и ураган (разрушаются здания, на море ураган)	11 ÷ 12	25,2 и более	105 и более

Таблица 23

Значения коэффициента аэродинамического сопротивления  $k$ 

Элементы сооружений	$k$
Фермы, балки, решетки и т. п. . . . .	1,4
Сплошные стенки . . . . .	1,2
Качаты, стяжки круглого сечения и т. п.	1,2

Таблица 24

Зависимость коэффициента сопротивления  $c$  от формы тела, движущегося в воздухе

Форма тела и направление движения	$c$
Круглая пластинка. Движение перпендикулярно плоскости пластинки . . . . .	0,555
Конус. Движение в сторону вершины . . . . .	0,222
Полупараболоид. Движение в сторону острого конца	0,111
Параболоид (дирижабль) . . . . .	0,022
Прямоугольная пластинка, стороны $a$ и $b$ , движение перпендикулярно плоскости пластинки . . . . .	$\frac{a}{b} = 1 \div 4 \dots 0,55$
	$\frac{a}{b} = 10 \dots 0,64$
	$\frac{a}{b} = \infty \quad 0,915$
Полушар. Движение вперед выпуклой стороной . . . . .	0,170
Полушар. Движение вперед срезанной стороной . . . . .	0,665
Цилиндр. Длина $l$ , диаметр $d$ . Движение перпендикулярно оси вращения . . . . .	$\frac{l}{d} = 1 \quad 0,316$
	$\frac{l}{d} = 5 \quad 0,37$
	$\frac{l}{d} = 40 \quad 0,6$
Цилиндр. Движение вдоль оси вращения . . . . .	0,420
Цилиндр с концами в виде полушаров. Движение вдоль оси вращения. . . . .	0,115
Автомобили различных форм . . . . .	0,24 — 0,46
Паровозы различных форм . . . . .	0,4 — 0,6
Пароходы различных форм . . . . .	0,2 — 0,4
Удобообтекаемый профиль (имеющий в сечении форму капли), обращенный тупым ребром в сторону движения . . . . .	0,005 — 0,008

Силы сопротивления воздуха движущимся телам определяются формулой

$$P = c\rho Fv^2 \text{ кг,}$$

где  $c$  — безразмерный коэффициент сопротивления;  
 $\rho$  — кинематическая плотность воздуха в  $\text{кг сек}^2/\text{м}^4$ ;  
 $F$  — проекция движущегося тела на плоскость, перпендикулярную направлению движения, в  $\text{м}^2$ ;  
 $v$  — скорость движения тела в  $\text{м/сек}$ .

Среднее значение плотности воздуха обычно принимают равным

$$\rho \approx 0,125 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4,$$

тогда сила  $P$  определяется формулой

$$P \approx 0,125 c F v^2 \text{ кг}.$$

Значения  $c$  приведены в табл. 24.

### 6. Силы трения

Определение сил трения необходимо при подсчете величины сопротивления перемещению различных экипажей (трамваев, крановых тележек и самих кранов, автомобилей и т. п.), при отыскании величины крутящего момента, передаваемого фрикционной муфтой, при расчете болтовых и заклепочных соединений (если болты или заклепки посажены с зазором, а соединение нагружено поперечными силами), при нахождении усилия запрессовки и выпрессовки соединений с гарантированным натягом и т. п.

Силы трения возникают при всяком относительном перемещении соприкасающихся тел, а также при начале перемещения одного из этих тел относительно другого. В связи с этим различают трение движения и трение покоя.

Трение, возникающее при скольжении одного тела по другому, называют трением скольжения, а при качении — трением качения.

Величина силы трения скольжения характеризуется коэффициентом трения, который зависит от свойств материалов трущихся поверхностей, качества этих поверхностей, смазки и других факторов и представляет собой отношение силы, способной перемещать то или иное тело, скользящее по другому с постоянной скоростью, к нормальной силе, действующей на перемещающиеся тела. Таким образом, при движении тел, взаимно прижатых друг к другу некоторой нормальной силой  $N$ , сила трения  $P$  равна произведению величины нормальной силы  $N$  на коэффициент трения  $f$ :

$$P = Nf.$$

(Подробнее о трении скольжения см. [4] и [10]).

Сила трения качения определяется произведением нормальной силы  $N$  на плечо трения качения  $\mu$ , отнесенным к радиусу катящегося тела,

$$P = \frac{N \mu}{R}.$$

(Подробнее о трении качения см. [10]).

Ниже в табл. 25 ÷ 28 приведены средние значения коэффициентов трения скольжения и плеч трения качения при различных условиях и для различных материалов.

Сила трения качения, как это было указано, зависит не только от плеча трения качения, но и от радиуса катящегося тела. Обычно катящееся тело (например, ходовое колесо тележки) насажено на ось и при его вращении сила трения качения дополняется силой трения скольжения колеса и оси. Полная сила  $P$  сопротивления передвижению некоторого груза  $Q$ , установленного на колесах, может быть определена по формуле

$$P = \frac{Q}{D} (2\mu + fd) \text{ кг},$$

где  $D$  — диаметр ходовых колес в мм;

$\mu$  — плечо трения качения в мм;

$f$  — коэффициент трения скольжения колеса и оси;

$d$  — диаметр оси в мм.

При качении колес по кривой появляется дополнительное трение скольжения реборд о рельсы (например, при движении вагона по криволинейному участку рельсового пути) или колес об опорную боковую поверхность, а также ступиц колес об ограничивающие устройства (например, при движении автомобиля по криволинейному участку дороги). В этих случаях в вышенаписанную формулу вводят коэффициент  $\beta > 1$ . Тогда выражение для полной силы сопротивления  $P$  будет иметь вид

$$P = \frac{Q}{D} (2\mu + fd) \beta \text{ кг}.$$

Величина  $\beta$  обычно принимается равной от 1,3 до 1,6.

Обозначим  $\frac{1}{D} (2\mu + fd) = c$ ; тогда  $P = Qc$  кг.

Величина  $c$  представляет собой безразмерный коэффициент общего сопротивления передвижению груза на колесах.

Таблица 25

**Коэффициенты трения для различных материалов и скоростей  
скольжения без смазки**

Трущиеся материалы	Коэффициент трения при скорости скольжения $v$ м/сек			Примечание
	$v = 0$	$v$ до 1 м/сек	$v$ от 1 до 20 м/сек	
Алюминий по алюминию	0,80	0,70	—	Обработка чистая, без шлифования То же »
Алюминий по латуни . . .	0,60	0,50	—	
Алюминий по меди . . . .	0,55	0,45	—	
Глина по металлу . . . .	0,33 ÷ 0,45	0,28 ÷ 0,35	—	Сталь, чугун, цветные металлы и сплавы; поверхность необработанная. Большие значения относятся к влажной глине
Дерево по дереву (вдоль волокон) . . . . .	0,62	0,43	0,36	При средней плотности снега
Дерево по дереву (поперек волокон) . . . . .	0,57	0,45	0,32	
Дерево по дереву (торец — вдоль волокон) . . . .	0,45	0,24	0,18	
Дерево по снегу . . . . .	0,10	0,06	—	
Дерево по металлу . . . .	0,65	0,50	0,26	
Дюралюминий по меди и фибре . . . . .	0,33	0,3	—	Поверхность металлов грубо обработанная
Известняк по металлу . . .	0,38	0,32	—	
Камень по камню . . . . .	0,50	0,45	—	Поверхность ровная
Камень по кирпичу . . . .	0,60	0,50	—	То же
Камень по металлу . . . . .	0,40	0,26	—	Поверхность металла грубо обработанная
Камень по грунту . . . . .	0,40	0,40	—	Металл: чугун или сталь. Поверхность обработанная
Камень по дереву . . . . .	0,52	0,50	—	
Кожа по металлу . . . . .	0,22	0,20	0,20	

Трущиеся материалы	Коэффициент трения при скорости скольжения $v$ м/сек			Примечание
	$v = 0$	$v$ до 1 м/сек	$v$ от 1 до 20 м/сек	
Латунь по латуни . . . .	0,50	0,40	0,30	Обработка чистая, без шлифования
Латунь по бронзе и чугуну	0,20	0,16	—	То же
Медь по меди . . . . .	0,60	0,50	—	
Олово по олову . . . . .	1,50	1,11	—	
Песок по стали . . . . .	$0,38 \div 0,8$	$0,32 \div 0,6$	—	
Сталь по стали (грубо обработанные поверхности)	0,50	0,20	0,15	Большие значения относятся к влажному песку
Сталь по стали (чисто обработанные поверхности)	0,22	0,15	0,10	
Сталь по алюминию . . .	0,60	0,50	0,40	
Сталь по бронзе . . . . .	0,18	0,13	0,10	
Сталь по резине . . . . .	0,46	0,40	—	То же
Сталь по латуни . . . . .	0,51	0,46	—	»
Сталь по меди . . . . .	0,53	0,48	—	»
Сталь по олову . . . . .	0,77	0,70	—	»
Сталь по текстолиту . . .	0,18	0,15	0,14	»
Сталь по тормозной асбестовой ленте . . . . .	0,40	0,37	0,35	»
Сталь по свинцу . . . . .	1,93	1,63	—	Снег плотный, укатанный
Сталь по снегу . . . . .	0,10	0,02	0,02	
Сталь по феродо . . . . .	0,35	0,25	0,20	Обработка стали чистая, удельное давление до $10 \text{ кг/см}^2$
Сталь по фибре . . . . .	0,19	0,17	0,15	Обработка чистая
Сталь по чугуно . . . . .	0,20	0,16	0,14	
Чугун по бронзе . . . . .	0,19	0,14	0,11	
Чугун по чугуно . . . . .	0,25	0,20	0,17	То же
Чугун по фибре . . . . .	0,31	—	—	

Таблица 26

Коэффициенты трения для различных материалов и скоростей скольжения  $v$  при смазке (трущиеся поверхности тщательно обработаны)

Трущиеся материалы	Слабая смазка		Хорошая смазка		Примечание
	$v$ до 1 м/сек	$v$ более 1 м/сек	$v$ до 1 м/сек	$v$ более 1 м/сек	
Алюминий по баббиту . . . . .	0,15	0,10	0,09	0,04	Смазка—машинное масло
Алюминий по бронзе . . . . .	0,16	0,11	0,10	0,05	То же
Алюминий по стали . . . . .	0,15	0,08	0,06	0,03	Смазка—мыло натровое
Алюминий по чугуну . . . . .	0,18	0,12	0,10	0,06	Смазка—машинное масло
Бронза по бронзе . . . . .	0,14	0,09	0,07	0,04	То же
Медь по стали . . . . .	0,18	0,12	0,09	0,06	Смазка—олеиновая кислота
Сталь по баббиту . . . . .	0,10	0,07	0,05	0,02	Смазка—машинное масло
Сталь по бронзе . . . . .	0,12	0,08	0,06	0,02	То же
Сталь по дереву . . . . .	0,16	0,14	0,11	0,08	Смазка—мыло натровое
Сталь по стали . . . . .	0,15	0,12	0,08	0,04	Смазка—машинное масло
Сталь по текстолиту . . . . .	0,12	0,09	0,06	0,03	Смазка—эмульсия из растительного масла и воды (1 : 5)
Сталь по чугуну . . . . .	0,16	0,10	0,07	0,04	Смазка—машинное масло
Чугун по бронзе . . . . .	0,10	0,07	0,05	0,04	То же
Чугун по чугуну . . . . .	0,16	0,10	0,08	0,06	То же

Примечание. При осуществлении жидкостной смазки коэффициент трения для всех трущихся пар изменяется в пределах от 0,002 до 0,01.

Таблица 27

Средние значения коэффициентов трения для соединений за счет натягов

Сопрягаемая пара		Удельное давление в кг/см <sup>2</sup>	Коэффициент трения $f$
Охватывающая	Охватываемая		
Сталь	Сталь	до 600	0,1 ÷ 0,12
Чугун	Сталь	до 600	0,075 ÷ 0,08
Чугун	Бронза	до 250	0,06 ÷ 0,07



Таблица 28

**Коэффициент трения качения (плеч трения качения) для различных материалов**

Материал катящегося тела	Материал опоры	Коэффициент трения качения $\mu$ в мм
Чугун	Чугун	0,5
Сталь сырая	Сталь сырая	$0,4 \div 0,6$
Сталь закаленная	Сталь закаленная	$0,2 \div 0,4$
Дерево твердое	Дерево твердое	$0,5 \div 0,8$
Дерево мягкое	Дерево мягкое	2,0
То же	Камень	1,5
Резина	Дерн	$10 \div 15$

В табл. 29 приведены средние значения  $s$  для разных материалов, из которых изготовлены колеса и опоры.

Таблица 29

**Коэффициенты общего сопротивления передвижению грузов на колесах**

Материал колес или бандажей	Материал опор	Коэффициент $s$	Примечание
Сталь	Сталь (рельс)	$0,006 \div 0,014$	Меньшие значения $s$ относятся к осям с подшипниками трения качения
То же	Асфальт	$0,01 \div 0,015$	
»	Плиты гранитные	$0,006 \div 0,009$	То же
»	Мостовая из брусчатки	$0,015 \div 0,017$	»
»	Булыжная мостовая	$0,02 \div 0,03$	»
»	Торцевая мостовая	$0,018 \div 0,02$	»
»	Грунтовая дорога	$0,08 \div 0,16$	»
»	Песок	$0,15 \div 0,3$	»
Резина (пневматические шины)	Асфальт	$0,02 \div 0,03$	»
»	Бетон	$0,012 \div 0,019$	»
»	Торцевая мостовая	$0,014 \div 0,018$	»
То же	Мостовая из брусчатки	$0,015 \div 0,03$	»
»	Грунтовая дорога	$0,025 \div 0,15$	»
»	Песок	$0,16 \div 0,20$	»
»	Болого сырое	$0,25 \div 0,3$	»
»	Укатанная снежная дорога	$0,03 \div 0,04$	»

При расчете тяговых усилий транспортных средств требуется знать величину так называемого коэффициента сцепления, т. е. отношение максимального допустимого (без буксования) окружного усилия на колесо к нормальной реакции между колесом и опорой. Коэффициент сцепления для гладких колес по существу является коэффициентом трения скольжения, определяющим полную силу трения покоя.

В табл. 30 приведены значения коэффициентов сцепления.

Таблица 30

Коэффициенты сцепления  $\psi$  для различных материалов и конструкций спср и клес

Материал или тип дороги	Коэффициент сцепления $\psi$		
	Колеса со ш.порами	Резиновые шины (баллоны)	Гусеницы
Асфальт . . . . .	—	0,8	—
Грунтовая дорога . . . . .	0,6 ÷ 1,0	0,6 ÷ 0,8	0,9 ÷ 1,1
Луговина . . . . .	0,8 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,7	0,6 ÷ 1,2
Стерня влажная . . . . .	0,7	0,6	0,9
Слежавшаяся пахота . . . . .	0,4	0,5	0,6
Свежевспаханное поле . . . . .	0,3	0,4	0,7
Песок . . . . .	0,2	0,3 ÷ 0,4	0,4 ÷ 0,5
Болото . . . . .	0,2	0,1	0,3
Укатанная степная дорога . . . . .	0,4	0,3	0,6

## 7. Силы веса

Конструктору-машиностроителю приходится иметь дело с самыми различными материалами и в частности определять вес материалов в различном их состоянии.

Определение силы веса какого-либо тела обычно не составляет трудности, если известен его объем и плотность или насыпной вес. Под плотностью материалов понимается вес единицы его объема при нормальном состоянии и при средней комнатной температуре. Под насыпным весом понимается также вес единицы объема свободно насыпанного материала. Насыпной вес зависит от крупности и формы кусков материала, т. е. от величины воздушных зазоров, образующихся между кусками материала при его свободном насыпании. Ниже, в табл. 31 и 32, приведены значения плотности и насыпных весов наиболее часто встречающихся материалов [5, 9 и 10].

Таблица 31

Плотность твердых и жидких тел в  $t/m^3$  или в  $g/cm^3$ 

Материал	Плотность	Материал	Плотность
Агат . . . . .	2,5 ÷ 2,8	Дюралюминий . . . . .	2,8
Алебастр . . . . .	2,4 ÷ 2,8	Железняк бурый . . . . .	2,1
Алмаз . . . . .	3,4 ÷ 3,6	Железо . . . . .	7,88
Алюминий литой . . . . .	2,6	Жир животный . . . . .	0,92 ÷ 0,94
Алюминий прокат . . . . .	2,7	Земля сухая . . . . .	1,1 ÷ 1,4
Анилин . . . . .	1,01	Земля горелая формо- вочная . . . . .	1,3 ÷ 1,6
Антрацит (куском) . . . . .	1,4 ÷ 1,7	Земля влажная . . . . .	1,5 ÷ 1,9
Асбест . . . . .	2,1 ÷ 2,8	Зола сухая . . . . .	0,4 ÷ 0,5
Асбестовый картон . . . . .	1,2	Зола влажная . . . . .	0,8 ÷ 1,0
Ацетон . . . . .	0,792	Золого . . . . .	19,3
Баббит . . . . .	7,0 ÷ 7,3	Известь хлорная . . . . .	0,6 ÷ 0,75
Бакелит . . . . .	1,4	Известь гашеная . . . . .	1,9 ÷ 2,2
Барий . . . . .	3,6	Известняк (бут) . . . . .	1,9 ÷ 2,5
Бериллий . . . . .	1,84	Инвар . . . . .	8,4
Бензин . . . . .	0,68 ÷ 0,74	Калий . . . . .	0,86
Бензол . . . . .	0,879	Кальций . . . . .	1,55
Бетон . . . . .	1,8 ÷ 2,4	Каменная кладка . . . . .	2,4 ÷ 2,6
Бром . . . . .	3,4	Канифоль . . . . .	1,07
Бронза оловянистая . . . . .	7,4 ÷ 8,8	Каолин . . . . .	2,2
Бронза алюминиевая . . . . .	7,7	Карболит . . . . .	1,2
Булыжник . . . . .	2,1	Каучук . . . . .	0,93
Бура . . . . .	1,7 ÷ 1,8	Кварц . . . . .	2,65
Ванадий . . . . .	5,6	Квасцы калиевые . . . . .	1,15
Висмут . . . . .	9,8	Квасцы натриевые . . . . .	1,68
Вольфрам . . . . .	19,1	Керосил . . . . .	0,79 ÷ 0,82
Воск . . . . .	0,95 ÷ 0,99	Кирпич . . . . .	1,4 ÷ 2,0
Гипс кристаллический . . . . .	2,1 ÷ 2,3	Кирпичная кладка . . . . .	1,4 ÷ 1,7
Гипс обожженный . . . . .	1,8	Кобальт . . . . .	8,8
Глина сухая . . . . .	1,8	Константан . . . . .	8,8
Глина сырая . . . . .	2 ÷ 2,4	Корунд . . . . .	3,9 ÷ 4
Глицерин безводный . . . . .	1,2	Кремень . . . . .	2,6 ÷ 2,8
Гнейс . . . . .	2,6 ÷ 2,7	Кремний . . . . .	2,34
Гранит . . . . .	2,4 ÷ 3,0	Ксилол . . . . .	0,85
Графит . . . . .	1,9 ÷ 2,3	Лагунь . . . . .	8,5 ÷ 8,6
Дерево сухое:		Лед . . . . .	0,88 ÷ 0,92
береза . . . . .	0,5 ÷ 0,8	Магний . . . . .	1,14
ель . . . . .	0,4 ÷ 0,7	Марганец . . . . .	1,3
дуб . . . . .	0,7 ÷ 1,0	Медь литая . . . . .	8,6 ÷ 8,9
сосна . . . . .	0,4 ÷ 0,7	Медь прокат . . . . .	8,9 ÷ 9,0
клен . . . . .	0,5 ÷ 0,8	Мел . . . . .	1,8 ÷ 2,6
Дерево свежесрублен- ное: береза . . . . .	0,6 ÷ 1,1	Мергель . . . . .	0,7 ÷ 1,8
ель . . . . .	0,5 ÷ 1,0	Молибден . . . . .	10,2
дуб . . . . .	0,8 ÷ 1,3	Наждак . . . . .	4,0
сосна . . . . .	0,5 ÷ 1,11	Натрий . . . . .	0,91
клен . . . . .	0,6 ÷ 1,2	Нафталин . . . . .	1,15
Доломит . . . . .	2,1 ÷ 2,95	Нашатырь . . . . .	1,5 ÷ 1,6

Материал	Плотность	Материал	Плотность
Нефть . . . . .	0,76	Спирт . . . . .	0,8 ÷ 0,82
Никелин . . . . .	8,11	Сталь . . . . .	7,5 ÷ 7,9
Никель . . . . .	8,8	Сурик свинцовый . . . . .	8,6 ÷ 9,1
Нитроглицерин . . . . .	1,6	Сурьма . . . . .	6,7
Нитробензол . . . . .	1,2	Текстолит . . . . .	1,3 ÷ 1,4
Олово . . . . .	7,29	Третил сухой	
Пемза . . . . .	0,4	порошковый	
Песок сухой . . . . .	1,4 ÷ 1,65	(инфузорная земля) . . . . .	0,5
Песок влажный . . . . .	1,9 ÷ 2,0	Уголь древесный . . . . .	0,3 ÷ 0,9
Песчаник . . . . .	2,2 ÷ 2,5	Уголь бурый . . . . .	1,2 ÷ 1,5
Платина . . . . .	21,4	Уголь каменный . . . . .	1,2 ÷ 1,5
Пластмассы . . . . .	1,4 ÷ 1,8	Уксусная кислота . . . . .	1,05
Плексиглас . . . . .	1,18	Урап . . . . .	18,7
Победит . . . . .	14,0	Фарфор . . . . .	2,4 ÷ 2,5
Поташ . . . . .	2,29	Фарфор белый . . . . .	1,83
Пробка . . . . .	0,24	Фарфор красный . . . . .	2,2
Ртуть . . . . .	13,596	Хром . . . . .	6,7
Сахар . . . . .	1,6	Целлюлоид . . . . .	1,35 ÷ 1,4
Свинец . . . . .	11,34	Цемент слепающийся . . . . .	1,5 ÷ 2,0
Серебро . . . . .	10,5 ÷ 10,6	Цинк . . . . .	6,8 ÷ 7,3
Сера ромбическая . . . . .	2,07	Чугун . . . . .	6,6 ÷ 7,8
Сера моноклиническая . . . . .	1,96	Шпат известковый . . . . .	2,6 ÷ 2,8
Сероуглерод . . . . .	1,26	Шпат плавиковый . . . . .	3,1 ÷ 3,2
Слюда . . . . .	2,6 ÷ 3,2	Шпат полевой . . . . .	2,5 ÷ 2,6
Смола . . . . .	1,07 ÷ 1,1	Эбонит . . . . .	1,8
Сплав Вуда . . . . .	9,7	Электроп . . . . .	1,6

## 8. Примеры расчетов

**Пример 1.** Требуется определить усилие строгания деревянного бруса мягкой породы. *Данные:* Ширина снимаемой стружки  $b = 40$  мм; толщина  $\delta = 0,5$  мм; строгание вдоль волокон.

*Расчет.* 1) Площадь сечения стружки

$$F = b\delta = 4 \cdot 0,05 = 0,2 \text{ см}^2.$$

2) Удельная сила резания (табл. 3)  $p = 200$  кг/см<sup>2</sup>.

3) Усилие строгания  $P = pF = 200 \cdot 0,2 = 40$  кг.

**Пример 2.** Требуется определить усилие резания ковкого чугуна ( $H_B = 150$  кг/мм<sup>2</sup>) при глубине резания  $t = 3$  мм и подаче  $s = 0,5$  мм/об.

Насыпной вес материалов в т/м<sup>3</sup>

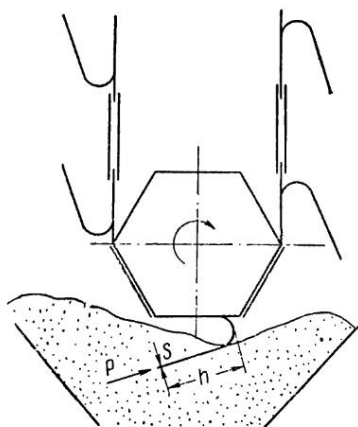
Материал	Насыпной вес	Материал	Насыпной вес
Алебастр молотый . . .	1,2 ÷ 1,3	Зола сухая . . . . .	0,4 ÷ 0,6
Алебастр кусками . . .	1,6	Известняк (камень) . . .	2,2 ÷ 2,8
Алюминий в чушках . . .	1,3 ÷ 1,7	Известняк ракушечник . . .	1,5
Алюминий лом . . . . .	0,7	Известь комовая . . . . .	0,95
Алюминий обрезки . . .	0,3	Известь пушенка и га- шеная в порошке . . . . .	0,5 ÷ 0,6
Антрацит . . . . .	0,8 ÷ 0,95	Известь гидравлическая в рыхлом состоянии . . . . .	0,6 ÷ 0,8
Апатит концентрат . . .	1,7	Известь в рыхлом состо- янии (тесто) . . . . .	1,3 ÷ 1,5
Асбест (непрессованная масса) . . . . .	0,38 ÷ 0,58	Ил сухой . . . . .	1,6
Асфальт в плитах . . . .	1,2 ÷ 1,5	Ил мокрый . . . . .	1,9
Бетон (масса с гравием)	2,0 ÷ 2,4	Калий хлористый . . . . .	0,54
Бетон с золой . . . . .	1,8	Камень бордюрный . . . . .	2,25
Бетон шлаковый . . . . .	1,5 ÷ 1,7	Камень бордюрный ша- шка . . . . .	1,8
Бетон с песчаником . . .	2,3	Камень брусчатка . . . . .	1,9 ÷ 2,7
Бетон с кирпичным щеп- нем . . . . .	1,8 ÷ 2,0	Камень булыжник . . . . .	1,8 ÷ 2,2
Бобы . . . . .	0,7 ÷ 0,8	Камень песчаник . . . . .	2,3
Бутылки пустые . . . . .	0,25	Камень строительный газобетонный . . . . .	0,6
Вика . . . . .	0,75 ÷ 0,85	Камень пустотелый строительный . . . . .	0,65 ÷ 1,3
Вулканист в плитах . . .	0,4	Камень шамотный . . . . .	1,8
Гипс формовочный . . . .	0,65 ÷ 0,85	Камень теплотонный . . . . .	1,35
Гипс (камень) . . . . .	1,3 ÷ 1,5	Камень шлакобетонный . . . . .	1,2 ÷ 1,35
Глина свежая комовая . . .	1,5 ÷ 2,7	Картофель . . . . .	0,65 ÷ 0,73
Глина сухая кусками . . .	1,0 ÷ 1,8	Кварц полевой дробле- ный . . . . .	1,45 ÷ 1,6
Горбыли деревянные . . .	0,6	Кварц полевой куски . . . . .	2,7 ÷ 2,85
Горох . . . . .	0,8	Каралунт (глина обож- женная до вспучива- ния) куски . . . . .	0,5 ÷ 0,7
Гравий . . . . .	1,6 ÷ 1,86	Кокс каменноугольный доменный . . . . .	0,42 ÷ 0,5
Графит . . . . .	0,7	Кокс газовый . . . . .	0,36 ÷ 0,7
Гречиха . . . . .	0,65 ÷ 0,75	Кокс рудничный . . . . .	0,38 ÷ 0,53
Диатомит . . . . .	0,3	Кокс торфяной . . . . .	0,3 ÷ 0,4
Дрова лиственных по- род сухие . . . . .	0,55	Колчедан необожжен- ный . . . . .	1,1 ÷ 1,75
Дрова хвойных пород сухие . . . . .	0,4	Колчедан обожженный . . . . .	0,31 ÷ 1,0
Древесная щепа при слабом уплотнении . . . .	0,5 ÷ 0,7	Кость разная . . . . .	0,3 ÷ 0,5
Железо чушки . . . . .	4,35	Кукуруза (зерно) . . . . .	0,7 ÷ 0,75
Жмыхи . . . . .	0,6 ÷ 0,7	Лед кусками . . . . .	0,88 ÷ 0,92
Жолуди . . . . .	0,6	Лом стальной и чугу- нный . . . . .	2,00
Жом сухой . . . . .	0,21	Лом медный и латунный . . . . .	2,3
Зелень огородная . . . .	0,25		
Земля рыхлая влажная . . .	1,7		
Земля рыхлая сухая . . . .	1,2		
Земля смерзшаяся . . . . .	1,4		
Земля формировочная . . .	1,15 ÷ 1,5		
Земля утрамбованная . . .	1,45 ÷ 1,6		
Зола влажная . . . . .	0,7		

Материал	Насыпной вес	Материал	Насыпной вес
Лом алюминиевый . . .	0,7	Сахар в мешках . . . .	1,0 ÷ 1,3
Магнезит . . . . .	1,4 ÷ 1,8	Свинец слитки . . . .	4,5 ÷ 5,0
Медь в слитках . . . .	4,35 ÷ 5,0	Сера . . . . .	0,93
Мел молотый . . . . .	0,93	Сланцы кровельные . .	1,9
Мел кусковой . . . . .	1,2 ÷ 1,35	Снег мокрый . . . . .	0,79
Мергель . . . . .	1,5 ÷ 2,2	Снег влажный . . . . .	0,45
Морковь . . . . .	0,54	Снег сухой . . . . .	0,12
Мрамор куски и крошка	1,69	Сода разная . . . . .	0,67 ÷ 0,7
Мука разная . . . . .	0,6 ÷ 0,8	Солод . . . . .	0,53
Мусор строительный . .	1,2 ÷ 1,4	Солома злаковая . . . .	0,15 ÷ 0,2
Никель слитки . . . . .	2,7	Соломит . . . . .	0,26 ÷ 0,36
Обрезки тонкие медные и латунные . . . . .	1,0	Соль сухая . . . . .	0,9 ÷ 1,3
Обрезки алюминиевые и дюралюминиевые . . . .	0,3	Соль влажная . . . . .	1,2 ÷ 2,2
Овес (зерно) . . . . .	0,4 ÷ 0,5	Стружки и опилки чер- ных металлов . . . . .	0,6
Овощи разные . . . . .	0,5 ÷ 0,6	Стружка медная . . . .	0,7
Олово слитки . . . . .	3,57	Стружка алюминиевая и дюралюминиевая . . . .	0,2
Олово лом . . . . .	1,05	Стружка древесная . . .	0,2 ÷ 0,3
Опилки древесные . . . .	0,2 ÷ 0,3	Термозит . . . . .	0,5
Отруби . . . . .	0,25 ÷ 0,3	Торф сухой . . . . .	0,2 ÷ 0,45
Пек в кусках . . . . .	1,25	Торф влажный . . . . .	0,5 ÷ 0,65
Пемза порошок . . . . .	0,6 ÷ 0,8	Трепел комовой . . . . .	0,5 ÷ 0,8
Пемза куски . . . . .	0,45 ÷ 0,5	Туф . . . . .	1,0 ÷ 1,3
Песок сухой . . . . .	1,4 ÷ 1,65	Уголь древесный . . . .	0,15 ÷ 0,25
Песок сырой . . . . .	1,9 ÷ 2,05	Уголь каменный . . . .	0,8 ÷ 0,85
Пшеница (зерно) . . . . .	0,7 ÷ 0,8	Уголь бурый . . . . .	0,68 ÷ 0,85
Ракушечник . . . . .	1,0 ÷ 1,4	Цемент . . . . .	1,27 ÷ 1,4
Растворы строительные на обыкновенном пес- ке . . . . .	2,0 ÷ 2,2	Цинк слитки . . . . .	3,5 ÷ 4,0
Растворы строительные на шлаковом песке . . . .	1,6 ÷ 1,8	Чечевича (зерно) . . . .	0,72 ÷ 0,85
Репа . . . . .	0,52 ÷ 0,57	Чугун чушки . . . . .	2,8 ÷ 3,3
Рис . . . . .	0,89	Чугун лом . . . . .	2,0 ÷ 2,3
Рожь (зерно) . . . . .	0,65 ÷ 0,79	Шлак доменный . . . . .	1,2 ÷ 1,35
Руда — боксит, кобаль- товая, магниевая, медная, никелевая . . . .	1,1 ÷ 1,75	Шлак мартеновский . . .	1,8
Руда вольфрамовая, сурьмяная, хромовая, цинковая, железная, мышьяк, марганцо- вая, свинцовая . . . . .	2,0 ÷ 3,5	Шлак котельный . . . . .	0,7 ÷ 1,0
		Щебень кирпичный . . . .	1,2 ÷ 1,35
		Щебень булыжный и гранитный . . . . .	1,5 ÷ 1,8
		Щебень ракушечника	0,6 ÷ 1,2
		Щебень известнякового туфа . . . . .	0,65 ÷ 0,85
		Щебень известняка . . . .	1,3 ÷ 1,5
		Ячмень (зерно) . . . . .	0,5 ÷ 0,75

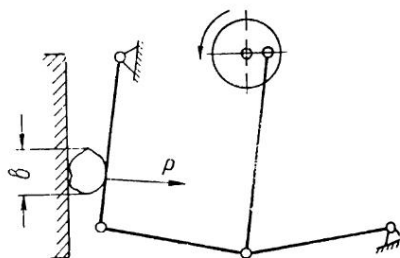
*Расчет.* Поскольку для данного материала имеется подсчитанное значение  $c_p = 110$  (см. табл. 8) можем воспользоваться для определения усилия резания упрощенной формулой (см. стр. 21). Сила резания

$$P = c_p t s^{0,75} = 110 \cdot 3 \cdot 0,5^{0,75} \approx 200 \text{ кг.}$$

**Пример 3.** Требуется определить усилие зачерпывания, действующее на кромку ковша ковшевого транспортера (элеватора).



Фиг. 11. Схема зачерпывания песка ковшевым транспортом.



Фиг. 12. Схема щековой дробилки.

*Данные:* Зачерпываемый материал—песок (фиг. 11); ширина кромки  $l = 250$  мм; толщина  $s = 3$  мм; глубина ковша  $h = 120$  мм.

*Расчет.* 1) Удельные сопротивления врезыванию и сжатию материала (песка, табл. 3)

$$q_1 = 0,45 \text{ кг/см}^2, \quad q_2 = 0,4 \text{ кг/см}^2.$$

2) Коэффициент трения песка о сталь (табл. 25)  $f = 0,45$ .

3) Усилие зачерпывания

$$P = q_1 l s + 2 q_2 l h f = 0,45 \cdot 25 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,4 \cdot 25 \cdot 12 \cdot 0,45 \approx 111,4 \text{ кг.}$$

**Пример 4.** Требуется определить усилие, воспринимаемое дробящей плитой щековой дробилки при дроблении белого выветренного известняка (фиг. 12). Ширина

дробящей плиты  $a = 60$  см; наибольший размер дробимых кусков  $b = 8$  см.

Расчет. 1) Предел прочности белого известняка (табл. 11)

$$\sigma_a = 400 \text{ кг/см}^2.$$

2) Площадь одновременного дробления кусков (одновременно дробится один ряд кусков)

$$ab = 60 \cdot 8 = 480 \text{ см}^2.$$

3) Максимальная сила дробления

$$P_{\max} = \sigma_a ab = 400 \cdot 480 = 192000 \text{ кг.}$$

Пример 5. Требуется определить усилие штамповки стальной фигурной крышки средней сложности.

Данные: Диаметр штампа  $D = 100$  мм; толщина заготовки  $h = 10$  мм; нагрев перед штамповкой до  $1200^\circ$ ; предел прочности материала заготовки  $6000$  кг/см<sup>2</sup>.

Расчет. 1) Деформируемая площадь

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \approx 78,6 \text{ см}^2.$$

2) Предел прочности стали при температуре  $1200^\circ$  (табл. 12)

$$\sigma_e = 250 \text{ кг/см}^2.$$

3) Коэффициент неравномерности напряжений (табл. 13) для изделий средней сложности  $z \approx 1,3$ .

4) Коэффициент, учитывающий технологию процесса штамповки (табл. 14), для случая закрытой осадки в фигурных бойках  $v = 1,25$ .

5) Коэффициент скорости штамповки (табл. 15) при скоростях до  $25$  см/сек  $y = 1,4$ .

6) Коэффициент трения при штамповке (табл. 16)  $f = 0,4$

7) Коэффициент  $m$ , учитывающий соотношение размеров изделия и трение, определяется формулой

$$m = 1 + \frac{3b - a}{6b} f \frac{h}{a};$$

В нашем случае  $a = b = D = 10$  см,  $h = \delta = 1,0$  см.

$$m = 1 + \frac{3 \cdot 10 - 10}{6 \cdot 10} \cdot 0,4 \frac{1}{10} \approx 1,013.$$

8) Удельное давление течения материала

$$k = \sigma_e z v y t = 250 \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,013 \approx 575 \text{ кг/см}^2.$$

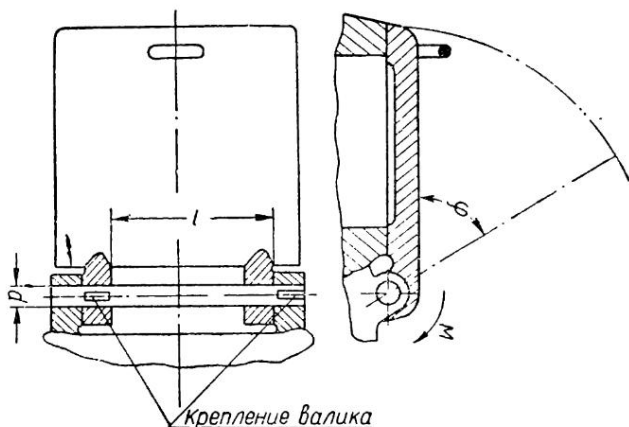


9) Усилие штамповки

$$P = \kappa F = 575 \cdot 78,6 \approx 45\,000 \text{ кг.}$$

Пример 6. Стальная прямая труба без внешней изоляции, наружный диаметр которой равен  $D = 140 \text{ мм}$  и внутренний  $d = 130 \text{ мм}$ , проложена между двумя зданиями на открытом воздухе.

Расстояние между зданиями  $l = 20 \text{ м}$ . В местах входа в здания концов трубы последние жестко закреплены.



Фиг. 13. Схема крепления крышки при помощи торсионного валика.

Определить растягивающее усилие трубы при минимальной температуре  $t_1 = -30^\circ$ , если монтаж трубы производится при температуре  $t_1 = 20^\circ$ .

Расчет. 1) Площадь сечения материала трубы

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(14^2 - 13^2)}{4} \approx 20,2 \text{ см}^2.$$

2) Абсолютная температура охлаждения

$$t = |t_1| + |t_2| = 30 + 20 = 50^\circ.$$

3) Коэффициент линейного расширения для стали по табл. 18

$$\alpha = 0,12 \cdot 10^{-4} \text{ 1/град.}$$

4) Модуль упругости для стали по табл. 17

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2.$$

5) Растягивающее усилие

$$P = EF \alpha t = \frac{2\,100\,000 \cdot 20 \cdot 2 \cdot 0,12 \cdot 50}{10000} \approx 25\,500 \text{ кг.}$$

**Пример 7.** Требуется определить момент, создаваемый стальным торсионным валиком тяжелого люка (фиг. 13) при закручивании валика на  $\varphi = 60^\circ \approx 1,04$  радиана.

*Данные:* Диаметр валика  $d = 200$  мм, длина  $l = 1200$  мм.

*Расчет:* 1) Модуль упругости по табл. 17 для стали

$$G = 830\,000 \text{ кг/см}^2.$$

2) Момент, создаваемый валиком,

$$M = \frac{\pi G d^4 \varphi}{32 l} = \frac{3,14 \cdot 830\,000 \cdot 2^4 \cdot 1,04}{32 \cdot 120} \approx 11300 \text{ кгсм.}$$

*Примечания:* 1. Торсионный валик предназначен для уменьшения необходимого усилия при открывании люка. В наклонном положении (под углом  $\varphi$ ) валик не закручен. 2. Торсионные валики изготовляются из легированных сталей с повышенным пределом усталости.

**Пример 8.** Определить усилие, создаваемое стальной цилиндрической винтовой пружиной с круглым сечением витков (фиг. 9,а), при сжатии ее на  $\Delta = 5$  см.

*Данные:* Число витков пружины  $n = 20$ ; диаметр сечения витков  $d = 1$  см; средний диаметр навивки пружины  $D = 8$  см.

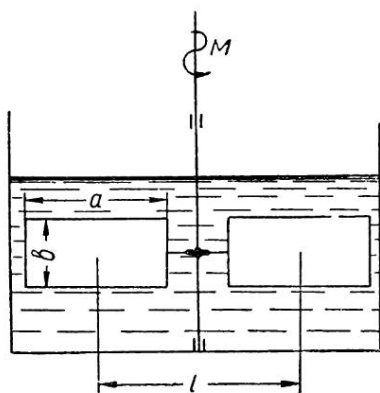
*Расчет:* 1) Модуль упругости 2-го рода для стали (по табл. 17)

$$G = 830\,000 \text{ кг/см}^2.$$

2) Усилие, создаваемое пружиной,

$$P = \frac{\Delta G d^4}{8 D^3 n} = \frac{5 \cdot 830\,000 \cdot 1^4}{8 \cdot 8^3 \cdot 20} \approx 50,6 \text{ кг.}$$

**Пример 9.** Требуется определить необходимый крутящий момент для вращения вала мешалки для размешивания 60-процентного раствора сахара (фиг. 14).



Фиг. 14. Схема к расчету крутящего момента вала мешалки.

*Данные:* Число оборотов вала  $n = 60$  об/мин.; размер лопаток  $a \times b = 300 \times 150$  мм; расстояние между центрами лопаток  $l = 370$  мм.

*Расчет:* 1) Эквивалентный диаметр (табл. 21) равен  $d = 1,3b = 1,3 \cdot 0,15 = 0,195$  м.

2) Средняя скорость движения лопаток

$$v = \frac{\pi n l}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,37 \cdot 60}{60} \approx 1,18 \text{ м/сек.}$$

3) Определение плотности раствора. По табл. 31 плотность сахара  $\gamma_c = 1600$  кг/м<sup>3</sup>. Плотность воды  $\gamma_e = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Плотность 60% раствора сахара

$$\gamma = 0,6\gamma_c + 0,4\gamma_e = 0,6 \cdot 1600 + 0,4 \cdot 1000 = 1360 \text{ кг/м}^3.$$

4) Вязкость 60% сахарного раствора по табл. 20

$$\eta = 56,5 \cdot 10^{-4} \text{ кгсек/м}^2.$$

5) Число Рейнольдса (см. гл. II, п. 4)

$$Re = \frac{v\gamma d}{g\eta} = \frac{1,18 \cdot 1360 \cdot 0,195 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 56,5} \approx 5660.$$

6) Коэффициент сопротивления  $\xi$  (табл. 19)

для  $Re = 5660$  и при  $\frac{a}{b}$  от 1 до 10 равен  $\sim 1,6$ .

7) Определение силы сопротивления среды, действующей на одну лопатку (см. гл. II, п. 4).

$$P = \xi ab \frac{v^2 \gamma}{2g} = 1,3 \cdot 0,3 \cdot 0,15 \frac{1,18^2 \cdot 1360}{2 \cdot 9,81} \approx 4,06 \text{ кг.}$$

8) Момент на валу лопаток

$$M = Pl = 4,06 \cdot 37 \approx 150 \text{ кг см.}$$

**Пример 10.** Требуется определить максимальную ветровую нагрузку на фабричную трубу цилиндрической формы.

*Данные:* Диаметр трубы  $D = 1,0$  м. Высота  $h = 20$  м. Фабрика расположена в равнинной местности, удаленной от моря.

*Расчет:* 1) Принимаем напор ветра (табл. 22), а также рекомендуемые значения расчетного напора для неподвижных сооружений равным

$$q = 70 \text{ кг/м}^2.$$

2) Подветренная площадь

$$F = Dh = 1,0 \cdot 20 = 20 \text{ м}^2.$$

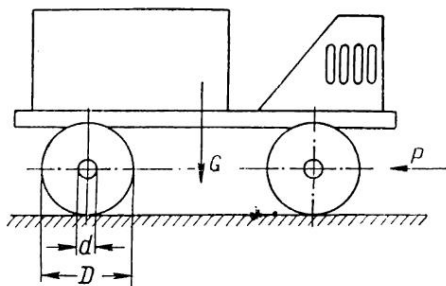
3) Аэродинамический коэффициент (табл. 23)  $k = 1,2$ .

#### 4) Ветровая нагрузка

$$P = qkF = 70 \cdot 1,2 \cdot 20 \approx 1680 \text{ кг.}$$

*Примечание.* Точка приложения равнодействующей ветровой нагрузки находится примерно на расстоянии половины высоты трубы от ее основания, т. е. на расстоянии 10 м.

**Пример 11.** Требуется определить максимальную, минимальную и среднюю силы сопротивления движения железнодорожной дрезины, движущейся по прямому участку (фиг. 15) при полностью заторможенных ведущих колесах так, что последние скользят по рельсам, не вращаясь.



Фиг. 15. Схема к расчету сил сопротивления движению железнодорожной дрезины.

*Данные:* Вес дрезины с грузом  $G = 2500 \text{ кг}$ ; ходовых колес 4, из них 2 ведущих и 2 холостых; диаметр ходовых колес  $D = 0,5 \text{ м}$ ; материал ходовых колес — сталь; втулки чугунные; диаметр оси (шипа) ходовых колес  $d = 40 \text{ мм}$ .

*Расчет:* 1) Полагаем, что обе оси дрезины воспринимают одинаковую часть ее веса, т. е.  $\frac{G}{2}$ .

2) Коэффициент трения стали по стали без смазки при грубо обработанных поверхностях находим по табл. 25. Максимальный коэффициент трения  $f_{\max} = 0,5$ , минимальный коэффициент трения  $f_{\min} = 0,15$ .

3) Сила трения скольжения ведущих колес по рельсам (колеса заторможены и не вращаются)  $P_1 = \frac{G}{2} f$ . Подставляя значения  $G$ , а также  $f_{\max}$  и  $f_{\min}$ , находим максимальное и минимальное значения:

$$P_{1 \max} = \frac{2500}{2} \cdot 0,5 = 625 \text{ кг;}$$

$$P_{1 \min} = \frac{2500}{2} \cdot 0,15 = 188 \text{ кг.}$$

4) Плечо трения качения холостых колес по рельсам находим по табл. 28. Максимальное плечо  $\mu_{\max} = 0,6 \text{ мм}$ , минимальное плечо  $\mu_{\min} = 0,4 \text{ мм}$ .

5) Коэффициент трения скольжения шипа по втулке колеса (сталь по чугуну при хорошей смазке) находим по табл. 26  $f'_{\max} = 0,07 \div 0,04$ .

6) Сила трения качения холостых колес по рельсам

$$P_2 = \frac{G}{2D} [2\mu + fd].$$

Подставляя значения  $G$ ,  $D$ ,  $\mu$ ,  $f$  и  $d$ , получим

$$P_{2 \max} = \frac{2500}{2 \cdot 500} [2 \cdot 0,6 + 0,07 \cdot 40] \approx 10 \text{ кг};$$

$$P_{2 \min} = \frac{2500}{2 \cdot 500} [2 \cdot 0,4 + 0,04 \cdot 40] \approx 6 \text{ кг.}$$

7) Полная сила сопротивления движению дрезины при заторможенных ведущих колесах

$$W_{\max} = P_{1 \max} + P_{2 \max} = 625 + 10 = 635 \text{ кг.}$$

$$W_{\min} = P_{1 \min} + P_{2 \min} = 188 + 6 = 194 \text{ кг.}$$

Среднее значение силы сопротивления

$$W_{\text{ср}} = \frac{W_{\max} + W_{\min}}{2} = \frac{635 + 194}{2} \approx 415 \text{ кг.}$$

П р и м е р 12. Определить силу сопротивления передвижению железнодорожной дрезины (см. предыдущий пример) на криволинейном участке пути при свободном вращении всех ходовых колес.

Данные:

$$G = 2500 \text{ кг}; \quad D = 500 \text{ мм}; \quad \mu = 0,4 \div 0,6 \text{ мм};$$

$$f = 0,04 \div 0,07; \quad d = 40 \text{ мм.}$$

Расчет: Полную силу сопротивления определяем по формуле

$$P = \frac{G}{D} (2\mu + fd) \beta.$$

Принимаем  $\beta = 1,5$ .  
Максимальное сопротивление

$$W_{\max} = \frac{2500}{500} [2 \cdot 0,6 + 0,07 \cdot 40] 1,5 \approx 30 \text{ кг.}$$

Минимальное сопротивление

$$W_{\min} = \frac{2500}{500} [2 \cdot 0,4 + 0,04 \cdot 40] 1,5 \approx 18 \text{ кг.}$$

Среднее сопротивление

$$W_{\text{cp}} = \frac{W_{\max} + W_{\min}}{2} = \frac{30 + 18}{2} = 24 \text{ кг.}$$

*Примечание.* Для приближенного определения сопротивления  $W$  можно было воспользоваться данными, приведенными в табл. 29, в которой коэффициент общего сопротивления передвижению грузов на стальных колесах по рельсам равен от 0,006 до 0,014.

Сопротивление движению

$$W_{\max} = 2500 \cdot 0,014 = 35 \text{ кг.}$$

$$W_{\min} = 2500 \cdot 0,006 = 15 \text{ кг.}$$

$$W_{\text{cp}} = \frac{35 + 15}{2} = 25 \text{ кг.}$$

**Пример 13.** Требуется определить максимальное усилие запрессовки стального валика диаметром  $d = 30$  мм и длиной  $l = 50$  мм в чугунную втулку (фиг. 16).

Внутреннее давление сопряжения (посадки)  $p_s = 350 \text{ кг/см}^2$ .

Запрессовка производится в холодном состоянии со смазкой.

*Расчет:* 1) Максимальная поверхность трения

$$F = \pi dh = 3,14 \cdot 3 \cdot 5 \approx 47,1 \text{ см}^2.$$

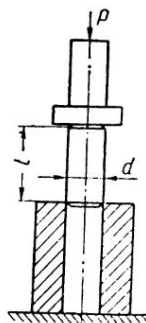
2) Коэффициент трения стали по чугуну по табл. 26 равен  $f = 0,1$ .

3) Максимальное усилие запрессовки

$$P_{\max} = F p_s f = 47,1 \cdot 350 \cdot 0,1 = 1649 \text{ кг.}$$

**Пример 14.** Требуется определить тяговое усилие трактора ЧТЗ «Сталинец» при движении его по укатанной проселочной дороге.

*Данные:* Вес трактора с водителем  $G = 7650$  кг. Трактор на гусеничном ходу.



Фиг. 16. Схема запрессовки стального валика.

*Расчет:* 1) Коэффициент сцепления по табл. 30 равен  $\varphi = 0,6$ .

2) Тяговое усилие

$$Q = G\varphi = 7650 \cdot 0,6 = 4590 \text{ кг.}$$

**Пример 15.** Требуется определить расчетную грузоподъемность грейферного крана.

*Данные:* Объем грейфера  $V = 2,5 \text{ м}^3$ . Собственный вес грейфера  $G = 8 \text{ т}$ . Грейфер предназначен для захвата и подъема тяжелых руд.

*Расчет:* 1) По табл. 32 находим максимальное значение насыпного веса тяжелых руд (вольфрамовой, сурьмяной, хромовой и т. д.

$$\gamma = 3,5 \text{ т/м}^3.$$

2) Наибольший вес материала в грейфере

$$P = V\gamma = 2,5 \cdot 3,5 = 8,75 \text{ т.}$$

3) Расчетная грузоподъемность

$$Q = P + G = 8,75 + 8 = 16,75 \text{ т.}$$

### III. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА

#### 1. Соотношение скоростей и ускорений в механизмах

Механизмы привода предназначены для передачи и преобразования движения от двигателя до исполнительного органа машины. Они состоят из валов, муфт и передач. В приводных механизмах имеет место, вообще говоря, как вращательное, так и поступательное движение. На фиг. 17 представлена схема некоторого приводного устройства, состоящего из двигателя, двух зубчатых передач, кривошипно-шатунного механизма, шатун которого соединен с поршнем, перемещающимся в шарнирно укрепленном (качающемся) цилиндре.

Если вал двигателя делает  $n_1$  оборотов в минуту, то следующий вал имеет  $n_2 = \frac{n_1}{i_1}$  об/мин., а следующий за ним  $n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{n_1}{i_1 i_2}$ , где  $i_1$  и  $i_2$  — передаточные числа первой и второй передач (передаточным числом называют отношение угловой скорости ведущего вала к угловой

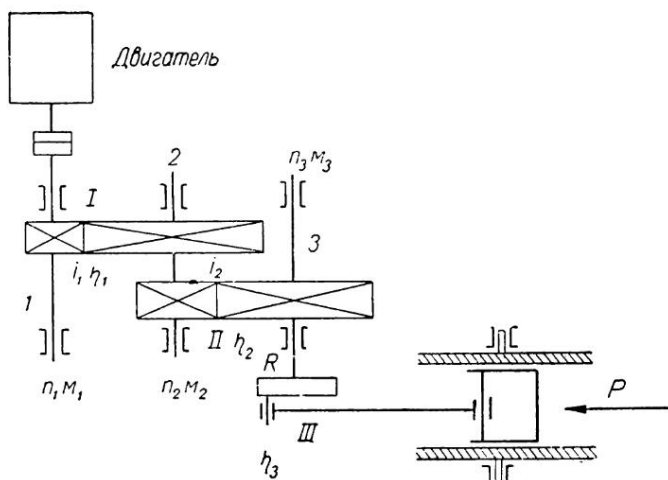
скорости ведомого). Если обозначить радиус кривошипа  $R$ , то скорость поршня равна

$$v = \frac{\pi n_3}{30} R \sin \frac{\pi n_3}{30} t = \frac{\pi n_1 R}{30 i_1 i_2} \sin \frac{\pi n_1}{30 i_1 i_2} t \text{ м/сек},$$

где  $t$  — текущее время.

Максимальное абсолютное значение скорости

$$v_{\max} = \pm \frac{\pi n_1 R}{30 i_1 i_2}.$$



Фиг. 17. Схема приводного механизма.

Минимальное  $v_{\min} = 0$ ; знаки  $+$  и  $-$  показывают переменность направления движения.

Если вал двигателя вращается неравномерно, например, с некоторым постоянным угловым ускорением  $\epsilon$  1/сек<sup>2</sup>, тогда ускорение всех валов (I, II и III) будет одинаковым. Ускорение поршня будет выражаться формулой

$$j = \frac{\pi^2 n_1^2 R}{30^2 i_1^2 i_2^2} \cos \frac{\pi n_1}{30 i_1 i_2} t \text{ м/сек}^2$$

(все обозначения указаны выше).

Максимальное абсолютное ускорение

$$j_{\max} = \pm \frac{\pi^2 n_1^2 R}{30^2 i_1^2 i_2^2} \text{ м/сек}^2.$$

Минимальное  $j_{\min} = 0$ .



## 2. Соотношение сил (моментов) и мощностей в механизмах привода

Для поступательного движения связь между усилием, скоростью движения и мощностью выражается формулой

$$P = \frac{75N}{v} \text{ кг},$$

где  $P$  — усилие в кг;

$N$  — передаваемая мощность в л. с.;

$v$  — скорость движения в м/сек.

Для вращательного движения аналогично

$$M = \frac{75N}{\omega} \cdot 100 \text{ кгсм},$$

где  $M$  — момент в кгсм;

$\omega$  — угловая скорость вращения в 1/сек.

Заменяя

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где  $n$  — число оборотов вращающегося тела в минуту, получим очень распространенную в технике формулу

$$M = 71620 \frac{N}{n} \text{ кгсм}.$$

Из формул, определяющих  $P$  и  $M$ , видно, что при увеличении скорости движения силовые факторы (усилия, моменты) соответственно уменьшаются. Однако во избежание ошибки при истолковании этих формул следует помнить, что сказанное выше справедливо лишь при неизменном значении мощности. Очень часто внешняя (полезная) нагрузка, преодолеваемая машиной, при увеличении скорости сохраняется постоянной или даже увеличивается. В этих случаях увеличение скорости вызывает соответствующее увеличение потребляемой мощности.

Рассмотрим несколько подробнее преобразование энергии в приводном механизме.

Представим приводной механизм в виде некоторой схемы (фиг. 17), в которой есть вращающиеся и поступательно движущиеся элементы. Обозначим:

$M_1$  и  $n_1$ ,  $M_2$  и  $n_2$  — крутящие моменты и числа оборотов первого, второго и третьего валов механизма;

$i_1$  и  $i_2$  — передаточные числа  $\left( i_1 = \frac{n_1}{n_2} \text{ и } i_2 = \frac{n_2}{n_3} \right)$ ;

$N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  и  $N_4$  — мощность на первом, втором и третьем валах и на ползуне;

$R$  — радиус кривошипа;

$\eta_{11}$ ,  $\eta_{12}$ , и  $\eta_{13}$  — коэффициенты полезного действия первой, второй и третьей передач (включая потери в опорах);

$P$  — усилие, развиваемое ползуном.

В соответствии с ранее написанными формулами можно записать для установившейся работы механизма следующие соотношения:

1) момент на первом валу

$$M_1 = 71620 \frac{N_1}{n_1};$$

2) момент на втором валу

$$M_2 = M_1 \frac{n_1}{n_2} \eta_{11} = M_1 i_1 \eta_{11} = 71620 \frac{N_1}{n_2} \eta_{11};$$

мощность на втором валу

$$N_2 = N_1 \eta_{11};$$

3) момент на третьем валу

$$M_3 = M_2 \frac{n_2}{n_3} \eta_{12} = M_2 i_2 \eta_{12} = M_1 i_1 i_2 \eta_{11} \eta_{12} = 71620 \frac{N_1}{n_3} \eta_{11} \eta_{12};$$

мощность на третьем валу

$$N_3 = N_2 \eta_{12} = N_1 \eta_{11} \eta_{12};$$

4) усилие, развиваемое ползуном при наибольшей скорости его движения,

$$P = \frac{M_3}{R} \eta_{13} = \frac{M_1 i_1 i_2}{R} \eta_{11} \eta_{12} \eta_{13} = 71620 \frac{N_1}{n_3 R} \eta_{11} \eta_{12} \eta_{13};$$

мощность на ползуне

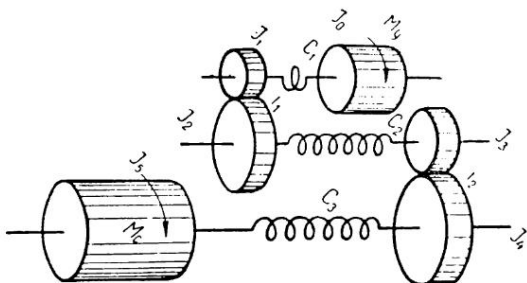
$$N_4 = N_3 \eta_{13} = N_1 \eta_{11} \eta_{12} \eta_{13}.$$

Таким образом, моменты на валах механизма возрастают пропорционально передаточным числам и убывают пропорционально величинам потерь. Мощности на отдельных звеньях механизма уменьшаются пропорционально величинам потерь на пути от источника энергии (двигателя) до рассматриваемого звена.

### 3. Приведенные схемы механизмов

Поскольку механизмы машин представляют собой часто весьма сложное в кинематическом отношении сочетание различных элементов, представляется удобным при

расчетах (в частности динамических) заменить действительные схемы механизмов приведенными. Ниже будут показаны правила приведения масс и жесткостей упругих систем, а также случаи, при которых возможна замена действительных схем приведенными без существенного ущерба для точности расчетов. Каждая приводная система может быть представлена в виде схемы (фиг. 18), состоящей из элементов, каждый из которых обладает некоторым моментом инерции ( $I_0, I_1, I_2$  и т. д.).



Фиг. 18. Пример приведенной схемы механизма.

Пусть передаточные числа системы равны  $i_1$  и  $i_2$ . Валы, муфты и передачи привода обладают некоторой упругостью (на схеме эта упругость условно изображена в виде пружины). Упругость каждого элемента характеризуется его жесткостью, т. е. отношением усилия или момента к деформации элемента, вызванной ими. Размерность жесткости  $кг/см$  (линейная жесткость) или  $кгсм/рад$  (угловая жесткость).

Для того чтобы изображенную на фиг. 18 схему заменить более простой, необходимо привести массы (моменты инерции) и жесткости к одному из элементов. Приведенные массы (моменты инерции) и жесткости могут соответствующим образом складываться и вычитаться. Пусть приведенные моменты инерции схемы (фиг. 18) производится к валу двигателя. Тогда приведенное значение момента инерции всей системы будет равно (подробнее см. [7])

$$I_{np} = (I_0 + I_1) + \frac{(I_2 + I_3)}{i_1^2} + \frac{(I_4 + I_5)}{i_1^2 i_2^2} \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

Если приведение осуществляется к последнему от двигателя валу, тогда

$$I_{np} = (I_4 + I_5) + (I_2 + I_3) i_2^2 + (I_0 + I_1) i_2^2 i_1^2 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

Если, наконец, необходимо привести моменты инерции к промежуточному валу, тогда

$$I_{np} = (I_0 + I_1) i_1^2 + (I_2 + I_3) + \frac{(I_4 + I_5)}{i_2^2} \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

При наличии поступательного движения элементов привода масса этих элементов может быть представлена в виде соответствующих моментов инерции и также быть приведена к соответствующему валу. Выражение массы через момент инерции осуществляется путем умножения массы на квадрат радиуса ее действительного или условного вращения (например, масса тележки  $m$ , движущейся на колесах радиуса  $R$ , может быть представлена в виде момента инерции относительно оси колеса  $I = mR^2$ ).

Приведенное значение жесткости системы определяется приближенно (без учета потерь на трение) следующим путем (подробнее см. [7]):

Приведение к валу двигателя

$$C_{np} \approx \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{i_1^2}{C_2} + \frac{i_1^2 i_2^2}{C_3}} \text{ кгсм/рад.}$$

где  $C_1, C_2, C_3$  — жесткости элементов системы.

Приведение к последнему от двигателя валу

$$C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_2 i_2^2} + \frac{1}{C_1 i_2^2 i_1^2}} \text{ кгсм/рад.}$$

Приведение к промежуточному валу

$$C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_1 i_1^2} + \frac{1}{C_2} + \frac{i_2^2}{C_3}} \text{ кгсм/рад.}$$

Отдельные жесткости элементов ( $C_1, C_2, C_3$ ) могут быть определены обычными методами сопротивления материалов. В приводах наиболее упругими элементами являются валы.

Жесткость вала длины  $l$  см и диаметра  $d$  см определяется по формуле

$$C = \frac{G \pi d^4}{32l} \text{ кгсм/рад},$$

где  $G$  — модуль упругости второго рода в  $\text{кг/см}^2$ .

Упругость остальных элементов привода (кроме упругой муфты) обычно мала и ею можно пренебречь.

Угловая жесткость упругой муфты может быть подсчитана так: пусть окружное усилие, действующее на упругий элемент муфты, равно  $P$ , а соответствующая линейная деформация на радиусе  $R$  муфты, вызванная силой  $P$ , равна  $\Delta$ . Тогда жесткость муфты

$$C = \frac{PR^2}{\Delta} \text{ кгсм/рад}.$$

Теперь схему, представленную на фиг. 17, можно заменить приведенной схемой, состоящей из одной или нескольких масс, расположенных на общем валу и соединенных одним упругим элементом.

Наиболее удобно для последующих расчетов представлять действительную схему в виде приведенной, состоящей из двух масс. Это возможно делать без ущерба для точности практических расчетов, если приведенные массы крайних элементов рассматриваемой схемы составляют не менее 80% приведенного значения масс всей системы. Если промежуточные массы имеют значение примерно того же порядка, что и крайние массы, то уподобление действительной схемы двухмассовой при последующих расчетах внесет известную неточность, поэтому полученные результаты расчетов могут рассматриваться только как приближенные.

Однако в большинстве приводных систем именно крайние массы имеют наибольшее приведенное значение, поэтому, как правило, при динамических расчетах можно пользоваться двухмассовой схемой.

Место приведения целесообразно выбирать в наиболее упругой части механизма (наиболее длинный вал). Массы, находящиеся по одну сторону этой части, приводятся, складываются и образуют первую массу приведенной системы, а массы, находящиеся по другую сторону, также приводятся и после сложения образуют вторую массу приведенной системы.

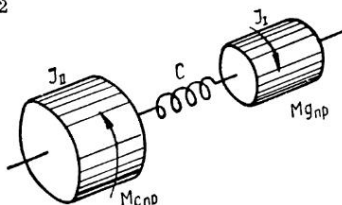
Приведенная схема приводной системы, изображенной на фиг. 18, представлена на фиг. 19.

Пусть приведение произведено к промежуточному валу. Тогда приведенные значения моментов инерции и жесткости новой схемы будут равны

$$I_I = (I_0 + I_1) i_1^2 + I_2;$$

$$I_{II} = \frac{(I_3 + I_4)}{i_2^2} + I_3.$$

В большинстве приводных систем основную часть составляют масса ротора двигателя с моторной муфтой или маховик и масса исполнительного органа машины. Массами валов и передач, как правило, можно пренебречь. Для данной схемы приведенные моменты инерции приблизительно



Фиг. 19. Расчетная двухмассовая схема механизма.

могут выражаться в виде

$$I_I \approx I_0 i_1^2; \quad I_{II} \approx \frac{I_3}{i_2^2}.$$

Приведенная жесткость

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1 i_1^2} + \frac{1}{C_2} + \frac{i_2^2}{C_3}}.$$

Внешние моменты в новой схеме также должны иметь приведенное значение.

Приведенный момент двигателя

$$M_{\partial np} = M_{\partial 1} \eta_1.$$

Приведенный момент статического (внешнего) сопротивления

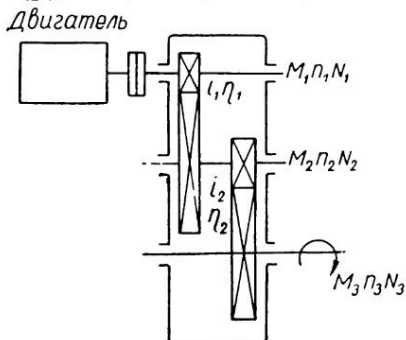
$$M_{c np} = \frac{M_c}{i_2 \eta_2},$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  — коэффициенты полезного действия первой и второй передач.

#### 4. Примеры расчетов

Пример 1. Требуется определить значения моментов, чисел оборотов и мощности на валах редуктора (фиг. 20).

Данные: Момент на выходном валу  $M_3 = 5000$  кгсм; число оборотов вала двигателя  $n_1 = 1000$  об/мин., передаточное число  $i = i_1 i_2 = 5 \cdot 4 = 20$ ; коэффициент полезного действия  $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,95 \cdot 0,95 \approx 0,9$ .



Фиг. 20. Схема редуктора.

Расчет: 1) Числа оборотов второго и третьего валов:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ об/мин.};$$

$$n_3 = \frac{n_1}{i_1 i_2} = \frac{1000}{5 \cdot 4} = 50 \text{ об/мин.}$$

2) Моменты на втором и первом валах:

$$M_2 = \frac{M_3}{i_2 \eta_2} = \frac{5000}{4 \cdot 0,95} \approx 1310 \text{ кгсм};$$

$$M_1 = \frac{M_3}{i_2 i_1 \eta_2 \eta_1} = \frac{5000}{4 \cdot 5 \cdot 0,95 \cdot 0,95} \approx 277 \text{ кгсм.}$$

3) Угловая скорость выходного вала

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 50}{30} \approx 5,23 \text{ 1/сек.}$$

4) Мощность на третьем, втором и первом валах:

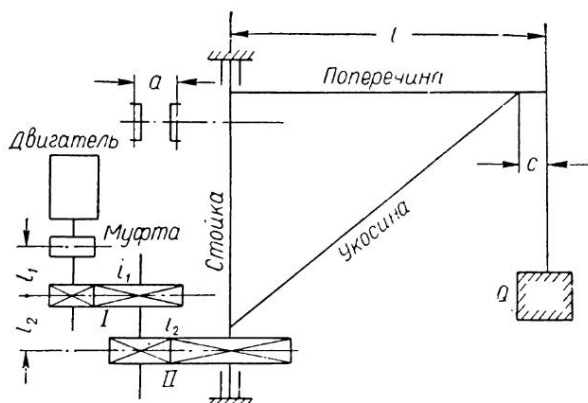
$$N_3 = \frac{M_3 \omega_3}{75 \cdot 100} = \frac{5000 \cdot 5,23}{75 \cdot 1000} \approx 3,49 \text{ л. с.};$$

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_2} = \frac{3,49}{0,95} \approx 3,68 \text{ л. с.};$$

$$N_1 = \frac{N_3}{\eta_1 \eta_2} = \frac{3,49}{0,95 \cdot 0,95} = 3,87 \text{ л. с.}$$

Пример 2. Требуется определить для последующих динамических расчетов (для определения максимальной пусковой нагрузки элементов привода) приведенные значения моментов инерции элементов механизма поворота и фермы поворотного крана с грузом (фиг. 21).

Данные:  $Q = 1000$  кг; вес поперечины  $Q_1 = 120$  кг; вес укосины  $Q_2 = 180$  кг; вес стойки  $Q_3 = 150$  кг; маховой



Фиг. 21. Схема поворотного крана.

момент двигателя  $GD^2 = 0,19$  кгм·сек<sup>2</sup>; вес муфты  $Q_4 = 20$  кг; диаметр муфты  $D_m = 15$  см;  $l = 500$  см;  $c = 20$  см;  $a = 15$  см,  $i_1 = 3$ ,  $i_2 = 8$ . Вес первого вала механизма  $Q_5 = 2$  кг, вес второго вала механизма  $Q_6 = 5$  кг. Веса зубчатых колес (от двигателя):  $q_1 = 1,5$  кг,  $q_2 = 4,5$  кг,  $q_3 = 3$  кг,  $q_4 = 25$  кг. Диаметры зубчатых колес (от двигателя):

$D_1 = 6$  см,  $D_2 = 18$  см,  $D_3 = 7$  см,  $D_4 = 56$  см.

Расчет: Приведение производим к второму валу механизма (от двигателя).

1) Приведенный момент инерции двигателя и первой передачи механизма

$$I_1 = \frac{25GD^2}{g} i_1^2 + \frac{Q_4 D_m^2}{9g} i_1^2 + \frac{Q_5 d_1^2}{8g} i_1^2 + \frac{q_1 D_1^2}{7g} i_1^2 + \frac{q_2 D_2^2}{7g} +$$

$$+ \frac{Q_6 d_2^2}{8g} = \frac{25 \cdot 0,19}{981} \cdot 3^2 + \frac{20 \cdot 15^2}{9 \cdot 981} 3^2 + \frac{2 \cdot 3^2}{8 \cdot 981} 3^2 + \frac{1,5 \cdot 6^2}{7 \cdot 981} 3^2 +$$

$$+ \frac{4,5 \cdot 18^2}{7 \cdot 981} + \frac{5 \cdot 4^2}{8 \cdot 981} \approx 9,23 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$



2) Приведенный момент инерции крана с грузом и второй передачи механизма

$$\begin{aligned}
 I_2 &= \frac{Ql^2}{gi_2^2} + \frac{Q_1 l^2}{3gi_2^2} + \frac{Q_2 (l-c)^2}{3gi_2^2} + \frac{Q_3 \left(\frac{a}{2}\right)^2}{gi_2^2} + \frac{q_4 D_4^2}{7gi_2^2} + \frac{q_3 D_3^2}{7g} = \\
 &= \frac{1000 \cdot 500^2}{981 \cdot 8^2} + \frac{120 \cdot 500^2}{3 \cdot 981 \cdot 8^2} + \frac{180 \cdot 480^2}{3 \cdot 981 \cdot 8^2} + \frac{150 \cdot \left(\frac{15}{2}\right)^2}{981 \cdot 8^2} + \\
 &\quad + \frac{25 \cdot 56^2}{7 \cdot 981 \cdot 8^2} + \frac{3 \cdot 7^2}{7 \cdot 981} \approx 4350 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.
 \end{aligned}$$

Пример 3. Требуется определить приведенную линейную жесткость полиспаста и балки монорельса (данный расчет нужен для последующего определения максимальной нагрузки названных элементов при резком отрыве груза от пола, см. гл. IV).

Данные: Число ветвей полиспаста — 2; канат состоит из 6 прядей по 37 проволок, диаметр проволок  $\delta = 0,6$  мм; длина полиспаста (высота балки над полом)  $H = 16$  м; модуль упругости каната при растяжении  $E_k = 1\,000\,000$  кг/см<sup>2</sup> (см. [7]). Балка состоит из двух швеллеров № 10; расстояние между опорами балки  $l = 4$  м. Жесткость определяется для середины балки.

Расчет: 1) Площадь сечения двух ветвей каната

$$\Omega = \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot 6 \cdot 37 \cdot 2 = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} \cdot 6 \cdot 37 \cdot 2 = 1,26 \text{ см}^2.$$

2) Жесткость полиспаста

$$C_1 = \frac{E_k \Omega}{H} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 1,26}{1600} = 786 \text{ кг/см}.$$

3) Момент инерции сечения балки

По ОСТ проката (швеллера) находим момент инерции сечения одного швеллера № 10  $I_x = 198,3$  см<sup>4</sup>.

Момент инерции сечения балки

$$I_0 = 2I_x = 2 \cdot 198,3 = 396,6 \text{ см}^4.$$

4) Прогиб балки от силы  $P$  (см. ф-лу на стр. 35)

$$\Delta = \frac{Pl^3}{48EI_0}.$$

5) Жесткость балки

$$C_2 = \frac{P}{\Delta} = \frac{48EI_0}{l^3}.$$

Принимая для стали

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2,$$

$$C_2 = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 396,6}{400^3} = 625 \text{ кг/см}.$$

6) Приведенная жесткость полиспада и балки

$$C_n = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}} = \frac{1}{\frac{1}{786} + \frac{1}{625}} \approx 345 \text{ кг/см}.$$

**Пример 4.** Приводной домкрат (фиг. 22) состоит из винта, двух зубчатых передач и электродвигателя, смонтированных в литом корпусе. Для определения максимальной нагрузки элементов привода домкрата при подъеме груза  $Q$  толчком требуется найти максимальную приведенную жесткость валов механизма.

*Данные:* Передаточные числа  $i_1 = 4,5$ ;  $i_2 = 4$ ;

диаметры валов  $d_1 = 25 \text{ мм}$ ,  
 $d_2 = 35 \text{ мм}$ ;

длины валов  $l_1 = 100 \text{ мм}$ ,  
 $l_2 = 250 \text{ мм}$ .

Материал валов — сталь.

*Расчет:* Модуль упругости при кручении стали

$$G = 800\,000 \text{ кг/см}^2.$$

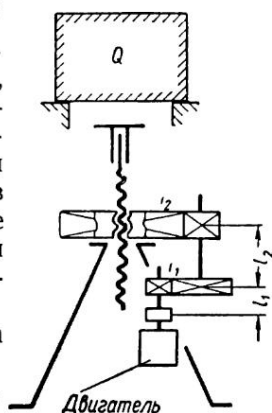
Приведение производим ко второму (от двигателя) валу. Продольной жесткостью винта пренебрегаем, так как в нижнем положении головки домкрата длина деформируемой части винта незначительна.

1) Собственная жесткость первого (от двигателя) вала

$$C_1 = \frac{G\pi d_1^4}{32l_1} = \frac{800\,000 \cdot 3,14 \cdot 2,5^4}{32 \cdot 10} = 306\,000 \text{ кгсм/рад}.$$

2) Собственная жесткость второго (от двигателя) вала

$$C_2 = \frac{G\pi d_2^4}{32l_2} = \frac{800\,000 \cdot 3,14 \cdot 3,5^4}{32 \cdot 25} = 473\,000 \text{ кгсм/рад}.$$



Фиг. 22. Схема приводного домкрата.

### 3) Приведенная жесткость механизма

$$C_n = \frac{1}{\frac{1}{C_1 i_1^2} + \frac{1}{C_2}} = \frac{1}{\frac{1}{306\,000 \cdot 4,5^2} + \frac{1}{473\,000}} \approx 440\,000 \text{ кгсм/рад.}$$

## IV. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ МАШИН

### 1. Общие замечания

Определение динамических нагрузок машин расчетным путем весьма сложно, так как величина этих нагрузок и характер их возникновения зависят от большого числа факторов.

Необходимо различать динамические нагрузки, возникающие только в периоды пуска и останова машин, и нагрузки, действующие на машину в течение всего времени ее работы.

Примерами первого вида динамической нагрузки могут являться усилие (дополнительное к статическому), воспринимаемое канатами грузоподъемного механизма при его пуске в сторону подъема груза, или момент (дополнительный к статическому), воспринимаемый передачами и валами механизма передвижения трамвая в период его трогания с места.

В качестве примеров второго вида динамической нагрузки можно привести усилие (дополнительное к статическому), воспринимаемое элементами обычной цепной передачи, которое возникает вследствие неравномерности движения цепи и периодически изменяется в пределах некоторых максимальных (положительного и отрицательного) значений, или момент (дополнительный к статическому), воспринимаемый передачами и валами приводного механизма строгального станка и т. п.

Динамическая нагрузка может одновременно содержать два слагаемых: нагрузку, вызываемую внешним динамическим приложением усилия или момента (вес груза, усилие резания металла, ускоряющий момент двигателя и т. п.), и нагрузку, возникающую вследствие внутренних особенностей, присущих данной машине, определяемых характером движения частей машины, частотой ее собственных колебаний, сбалансированностью движущихся масс, точностью исполнения и т. п.

Таким образом, следует различать динамические явления, вызываемые внешними и внутренними факторами.

При определении полных (расчетных) усилий (моментов); воспринимаемых элементами машин, следует также различать два вида нагружения машин статическими (полезными) нагрузками.

Если статическая нагрузка прикладывается до пуска (разгона) машины или сохраняется в момент ее останова то это будет один вид нагружения машины, которому соответствуют определенные начальные условия, определяющие величину динамических нагрузок.

Если статическая нагрузка прикладывается после пуска (разгона) машины и снимается до ее останова, то это будет другой вид нагружения машины, которому соответствуют иные начальные условия, и динамические нагрузки элементов машины, определяемые из этих условий, будут отличаться от первых.

Примерами первого вида нагружения машин могут служить: подъем груза краном, пуск и останов электропоезда, пуск вагоноопрокидывателя и др. Примерами второго вида нагружения машин являются: пуск и останов металлорежущих станков, кузнечных прессов, деревообрабатывающих машин и т. п. При прочих равных условиях элементы машин в первом случае будут испытывать большие нагрузки, чем во втором.

Существуют некоторые особенности *восприятия* элементами машин *внешних нагрузок*. В технике распространено мнение о том, что *всякая* внезапная нагрузка вызывает удвоенную деформацию детали, воспринимающей эту нагрузку. Данное мнение неправильно. Удвоенная деформация упругих систем может появляться при внезапном приложении только *свободных* (массовых) сил, например силы веса.

При определении динамических нагрузок, испытываемых деталями машин, часто приходится встречаться с силами, изменяющимися в функции времени, с силами, ограниченными во времени, с силами, зависящими от взаимного расположения машины и обрабатываемого ею изделия, и т. п.

Примерами таких сил могут являться: ускоряющая сила (избыточный момент) электродвигателя, изменяющаяся в функции числа оборотов ротора и лимитируемая по величине ограничительными устройствами (пусковая аппаратура, максимальные реле), силы, возникающие при движении с постоянным числом оборотов кривошипно-шатунного

механизма, сила сопротивления резанию какого-либо материала и т. п.

Динамическое приложение таких сил может вызвать самые различные деформации элементов, воспринимающих эти силы. Однако внезапное нагружение машины силой этого рода может вызвать, как правило, деформацию элементов машины меньшую, чем в случае приложения свободной силы. Поэтому для некоторых случаев динамического нагружения элементов машин до известной степени оправданным можно считать применяемый конструкторами метод учета динамических сил коэффициентами, имеющими среднее числовое значение в пределах от 1 до 2.

Краткое рассмотрение различных условий, при которых машины и их элементы испытывают динамические нагрузки, показывает, что именно эти условия в первую очередь нужно учитывать при определении расчетных силовых факторов (силы, моменты).

Пользоваться во всех случаях при расчетах машин динамическими коэффициентами, величина которых не связана с особенностями возникновения динамических нагрузок, следует весьма осторожно, и им следует всегда предпочесть хотя бы приближенное расчетное определение динамических нагрузок.

## 2. Пуск и торможение машин без нагрузки

Весьма многие машины пускаются (разгоняются) до приложения нагрузки. И только после разгона постепенно (а иногда и сразу) машина нагружается внешним (полезным) сопротивлением. Остановка (торможение) машин также весьма часто осуществляется в разгруженном состоянии.

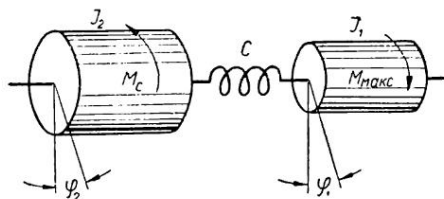
К числу машин, пускаемых и останавливаемых без нагрузки, относятся: металлорежущие станки, деревообрабатывающие станки, прокатные станы и т. п. Неправильно полагать, что в процессе пуска и останова холостой машины элементы последней не испытывают нагрузок. Практика показывает, что в эти периоды вследствие динамического перенапряжения имеют место аварии машин.

В работах по динамике упругих систем [7] показано, что максимальное значение динамической нагрузки машины в период ее холостого пуска или торможения равно

$$M_{1 \max} = \frac{2M_{\max} I_2}{I_1 + I_2} \text{ кгсм},$$

где  $M_{\max}$  — приведенное максимальное значение пускового момента двигателя или момента тормоза в кгсм;  
 $I_1$  — приведенный момент инерции ведущего элемента привода (ротор или маховик двигателя и моторная муфта) в кгсм·сек<sup>2</sup>;  
 $I_2$  — приведенный момент инерции ведомого элемента (исполнительный орган машины) в кгсм·сек<sup>2</sup>.

Значение максимальной нагрузки  $M_{1\max}$  здесь получается также приведенным к тому валу привода, к которому приводились  $I_1$  и  $I_2$ .



Фиг. 23. Расчетная двухмассовая схема механизма.

Из формулы, определяющей  $M_{1\max}$ , видно, что чем больше ведомая масса системы  $I_2$ , тем больше ее (системы) нагрузка. Если  $I_2$  значительно больше  $I_1$ , то приближенно  $M_{1\max} \approx 2M_{\max}$ . Величина  $M_{\max}$  при пуске, как указано выше, обычно равна от 1,25 до 3 (при торможении до 2) величин номинального момента двигателя, который примерно равен статическому моменту. По величине последнего производят расчет элементов привода. Отсюда очевидно, что в худшем случае механизм привода при холостом пуске может испытывать нагрузку, в несколько раз большую по сравнению с нагрузкой при установившемся движении в нагруженном состоянии.

Величина  $I_1$  машин, как правило, больше  $I_2$  и только в отдельных случаях может быть несколько меньше. Поэтому нагрузка при холостом пуске и торможении обычно не превышает удвоенного значения статического момента.

Для уменьшения перегрузок механизмов привода при пуске применяют реостатный пуск (см. гл. I).

Формула, определяющая  $M_{1\max}$ , получена следующим путем. Рассматривается двухмассовая система  $I_1$  и  $I_2$  с упругим звеном жесткости  $C$  (фиг. 23). Обозначая координаты ведущего и ведомого элементов

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и учитывая, что при холостом пуске  $M_c = 0$ , составляют дифференциальное уравнение движения системы

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_2) C = M_{\max};$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2) C = 0.$$

Эти уравнения решаются относительно  $C(\varphi_1 - \varphi_2)$ , что представляет собой нагрузку упругого звена  $M_1$ . Общее решение имеет вид

$$M_1 = A \sin \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + \frac{M_{\max} I_2}{I_1 + I_2},$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования. Подставляя начальные условия:

$$t = 0, M_1 = 0 \text{ и } \frac{dM_1}{dt} = 0,$$

получаем 
$$M_1 = \frac{M_{\max} I_2}{I_1 + I_2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t \right].$$

Очевидно, при  $\cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t = -1$  имеет место максимум, т. е.

$$M_{1 \max} = \frac{2M_{\max} I_2}{I_1 + I_2}.$$

### 3. Нагружение машин после разгона

Нагружение машин после разгона производится разными способами. В большинстве машин (например, токарные, фрезерные и сверлильные станки, центробежные пилы, воздуходувки, транспортеры ленточные и т. п.) нагрузка после разгона нарастает плавно, что не вызывает, или почти не вызывает, увеличения нагрузки сверх статической. В некоторых машинах (автомобили, фрикционные прессы, центрифуги и прочие машины, запуск которых производится после разгона двигателя при помощи фрикционной муфты) к статической нагрузке, прикладываемой сравнительно быстро, добавляется также динамическая нагрузка, возникающая вследствие появления ускоренного движения элементов машин, находящихся за фрикционной муфтой. В этом случае перегрузка механизма может быть значительной. Величина этой нагрузки зависит от опытности рабочего, включающего муфту, от величины момента трения в муфте, от величины момента инерции разгоняемых масс и т. п. Наконец, имеют место случаи, когда после разгона

двигателя нагрузка к машине прикладывается почти мгновенно (строгальные станки, грузоподъемные механизмы, эксцентриковые прессы и т. п.), т. е. происходит ударное нагружение. Величина этих нагрузок может быть в несколько раз больше статических нагрузок и зависит от скорости и величины движущихся масс машины, а также от упругости передач и соединений привода.

Определение максимальной нагрузки привода при нагружении машины с помощью фрикционной муфты после разгона двигателя может быть произведено по формуле

$$M_{2 \max} \approx \frac{2(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c,$$

где  $M_{\max}$  — максимальный приведенный момент трения в фрикционной муфте в кгсм;

$M_c$  — приведенный статический момент в кгсм;

$I_1$  — приведенный момент инерции части фрикционной муфты, которая начинает двигаться после включения муфты, в кгсм · сек<sup>2</sup>;

$I_2$  — приведенный момент инерции ведомого элемента машины (автомобиль, ползун эксцентрикового прессы и т. п.).

Формула, определяющая  $M_{2 \max}$ , получается путем следующих рассуждений. Предполагается, что при включении фрикционной муфты, момент трения в последней плавно нарастает до величины  $M_c$ . При этом ведомая масса машины неподвижна (муфта проскальзывает). После достижения в муфте момента трения, равного  $M_c$ , начинается движение ведомой массы  $I_2$ . Система уподобляется двум массам (ведущей и ведомой), соединенным упругим звеном жесткости  $C$  (фиг. 23).

Ведущей массой здесь является часть фрикционной муфты, которая начинает двигаться после начала включения муфты и в которой приложен внешний момент — максимальный момент трения в муфте  $M_{\max}$ . Ведомую массу представляет собой приводимая в движение машина или ее часть. Она при движении испытывает внешнюю нагрузку  $M_c$ .

Жесткость приведенной системы  $C$  представляет собой приведенную жесткость элементов привода между фрикционной муфтой и ведомой массой  $I_2$ .

После начала движения всей системы ее движение может быть записано в виде дифференциальных уравнений:

$$I \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_2) C = M_{\max};$$

$$I_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2) C = -M_c,$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — координаты масс  $I_1$  и  $I_2$ .



Общее решение этих уравнений относительно  $(\varphi_1 - \varphi_2) C$  имеет вид

$$M_2 = A \sin \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c,$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования.

Поскольку в начале движения ведомой массы упругое звено было нагружено моментом  $M_c$ , принимаем: при  $t = 0$ ,  $M_2 = M_c$  и изменение  $M_2$  во времени  $\frac{dM_2}{dt}$  полагаем равным нулю (при  $t = 0$ ).

Подставляя эти условия в написанное выше уравнение, получим

$$M_2 = \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t \right] + M_c.$$

Очевидно, при  $\cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t = -1$   $M_2$  будет иметь максимальное значение

$$M_{2 \max} \approx \frac{2(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c \text{ кгсм.}$$

Более подробно рассматриваемые вопросы освещены в работах [6] и [7]. Для ориентировочной оценки нагрузок машин при описанном виде пуска можно пользоваться данными, приведенными в табл. 33.

При ударном приложении статической нагрузки (толчек) после разгона машины максимальный расчетный момент может быть определен по формуле

$$M_{3 \max} \approx \omega \sqrt{I_2 C} + M_c \text{ кгсм,}$$

где  $\omega$  — угловая скорость движущейся части машины при встрече ее с соударяемым телом в 1/сек;

$I_2$  — приведенный (к месту соударения) момент инерции ведомого элемента машины (ползун или стол строгального станка, головка эксцентрикового пресса и т. п.) в  $\text{кгсм} \cdot \text{сек}^2$ ;

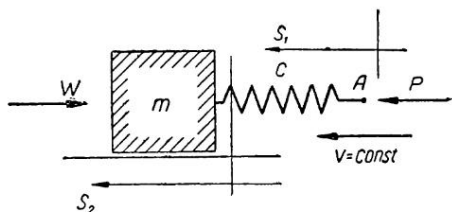
$C$  — приведенная (к месту соударения) жесткость передач и валов между двигателем и ведомым элементом в  $\text{кг см/рад}$ .

Поскольку ударное нагружение машин имеет место чаще в механизмах, совершающих возвратно-поступательное движение, и сам элемент, непосредственно воспринимающий ударную нагрузку, движется поступательно, удобно применять приведенную выше формулу в виде

$$F_{2 \max} = v \sqrt{mC} + Q,$$

где  $v$  — скорость соударения в  $см/сек$ ;  
 $m$  — масса ведомого элемента в  $кгсек^2/см$ ;  
 $C$  — приведенная (к месту соударения) линейная жесткость привода в  $кг/см$ ;  
 $Q$  — статическая нагрузка в  $кг$ .

Формулы, определяющие ударную нагрузку, выводятся следующим образом. Предполагается, что ведущий элемент системы, имея установившуюся скорость, сохраняет эту скорость и после соударения. Это допущение основывается на том, что многие двигатели после разгона имеют жесткую (пологую) механическую характеристику (см. главу I). Это значит, что с увеличением нагрузки число оборотов двигателя почти сохраняется. Кроме этого, маховые моменты (моменты инерции) масс вращающихся частей двигателей (рогор, маховик) значительно больше приведенных значений масс ведомых частей машин,



Фиг. 24. Расчетная схема механизма при ударной нагрузке.

что придает устойчивость движению вала двигателя. Делаемое допущение преувеличивает ударную нагрузку и таким образом способствует увеличению запаса прочности рассчитываемых машин.

В момент контакта движущейся части машины (например, башмака толкателя нагревательной печи, крюка крана и т. п.) и тела, сопротивляющегося движению (толкаемого слитка, отрываемого краном резко от пола груза и т. п.), привод машины начнет нагружаться до величины статического сопротивления. При этом та часть машины, которая непосредственно воспринимает силу статического сопротивления (башмак и винты толкателя, канаты крана и т. п.), после контакта будет, вследствие собственной упругости и упругости элементов привода, а также тела, сопротивляющегося движению, двигаться замедленно. Если масса части машины, непосредственно воспринимающей статическое сопротивление не велика, то к моменту напряжения элементов привода до величины, соответствующей статическому сопротивлению, она полностью потеряет скорость.

Этот случай будет соответствовать самым неблагоприятным условиям работы машины, и, принимая его, допускается при этом некоторое увеличение запаса прочности машины.

При выводе формул ударной нагрузки приводная система уподобляется схеме, приведенной на фиг. 24, где  $m$  — приведенная масса части машины, непосредственно воспринимающей удар, а  $C$  — приведенная жесткость элементов привода.

Если координаты точки  $A$  упругого звена и массы  $m$  суть  $s_1$  и  $s_2$ , то уравнения движения системы запишутся в виде:

$$s_1 = vt; \quad m \frac{d^2 s_2}{dt^2} - C(s_1 - s_2) = -Q.$$

Совместно решая эти уравнения относительно  $(s_1 - s_2)$   $C$ , что равно нагрузке упругого звена  $F$ , получаем

$$F = A \sin \sqrt{\frac{C}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{C}{m}} t + Q.$$

Начальные условия: при  $t = 0$ ,  $F = Q$ ;  $\frac{dF}{dt} = v$ ,

где  $v$  — скорость соударения.

Подставляя эти условия в уравнение, выражающее общее решение, найдем

$$F = v \sqrt{mC} \sin \sqrt{\frac{C}{m}} t + Q.$$

Максимального значения  $F$  достигнет при  $\sin \sqrt{\frac{C}{m}} t = 1$ , т. е.

$$F_{\max} = v \sqrt{mC} + Q.$$

Для вращательного движения заменяем силы моментами, линейную скорость  $v$  угловой скоростью  $\omega$  и массу  $m$  — моментом инерции  $I$ .

Тогда  $M_{3 \max} = \omega \sqrt{IC} + M_c.$

Здесь  $C$  в отличие от предыдущего имеет размерность не  $кг/см$ , а  $кгсм/рад$ .

Для ориентировочной оценки ударных нагрузок можно пользоваться данными, приведенными в табл. 33. Подробнее об ударных нагрузках машин см. [7].

#### 4. Пуск и торможение нагруженных машин

Условия эксплуатации некоторых машин требуют их пуска и останова в нагруженном состоянии. К таким машинам относятся: грузоподъемные машины, трамваи, электропоезда, вагоноопрокидыватели и т. п.

Пуск машин в нагруженном состоянии обычно осуществляют при помощи реостата (электропривод) или путем постепенного открывания регулятора (паровой привод). Пуск нагруженных машин, оборудованных двигателем внутреннего сгорания, обычно не производят: сначала пускают двигатель вхолостую, а затем включение передач производят при помощи фрикционной муфты.

При реостатном пуске электродвигателя могут иметь место два случая.

Первый — когда в реостате имеется ступень сопротивлений, соответствующая или близкая к соответствию, статическому моменту сопротивления. В этом случае до начала движения всех элементов машины валы и передачи привода будут нагружены моментом, близким по величине к статическому. Примерно так же получается и при медленном открытии регулятора паровой машины.

Назовем описанный вид пуска плавным пуском.

Второй случай — когда упомянутой ступени сопротивлений реостат не имеет и нагрузка прикладывается к элементам привода более резко.

Этот случай назовем резким пуском.

При плавном пуске полная расчетная нагрузка элементов привода определяется формулой

$$M_{4 \max} = \frac{2(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c,$$

где  $M_{\max}$  — приведенный максимальный пусковой момент двигателя в *кгсм*;

$M_c$  — приведенный момент статической нагрузки в *кгсм*;

$I_1$  и  $I_2$  — приведенные моменты инерции ведущего и ведомого элементов двухмассовой системы в *кгсм · сек<sup>2</sup>*.

Вывод приведенной выше формулы производится следующим образом. Привод уподобляется двухмассовой схеме (см. гл. III). Ведущий элемент при пуске испытывает нагрузку, равную максимальному пусковому моменту двигателя  $M_{\max}$ . Ведомый элемент испытывает нагрузку, равную статической  $M_c$ . Если  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — координаты ведущего и ведомого элементов, а  $C$  — жесткость упругого звена, то уравнения движения системы будут иметь вид:

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\max};$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c.$$

Решая написанные уравнения относительно  $(\varphi_1 - \varphi_2) C$ , что равно нагрузке упругого звена  $M_4$ , получаем

$$M_4 = A \sin \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c,$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования.

Начальные условия при плавном пуске:

$$t = 0 \dots M_4 = M_c \dots \frac{dM_4}{dt} \approx 0.$$

Тогда

$$M_4 \approx \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t \right] + M_c.$$

Очевидно,

$$M_{4 \max} \approx \frac{2(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c.$$

При резком пуске нагруженной машины процесс разгона состоит из двух периодов. Первый — от момента включения двигателя (выключение первой группы сопротивлений реостата, соответствующей максимальному пусковому моменту двигателя) до начала движения всей машины и второй — после начала движения всей машины. В течение первого периода происходит нагружение элементов привода от нуля до величины статического сопротивления. К моменту окончания первого периода нагрузка элементов привода равна статической, а скорость нарастания ее, в отличие от случая плавного пуска, не равна нулю, а имеет некоторое конечное значение. Вследствие этого максимальное значение расчетной нагрузки всегда при резком пуске больше, чем при плавном.

Величина максимальной нагрузки элементов привода при резком пуске определяется формулой

$$M_{5 \max} = \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + \sqrt{\frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \left[ M_c + \frac{M_{\max} M_c}{M_{\max} - M_c} + \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \right]} + M_c,$$

(все обозначения указаны выше).

Приведенная выше формула получается следующим образом: приводная система уподобляется двум элементам, соединенным упругим звеном (см. гл. III).

Значения моментов инерции обоих элементов и жесткости упругого звена являются приведенными. В первом периоде движения (только ведущего элемента) уравнение движения ведущего элемента записывается в виде

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \varphi_1 C = M_{\max}.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$\varphi_1 = A_0 \sin \sqrt{\frac{C}{I_1}} t + B_0 \cos \sqrt{\frac{C}{I_1}} t + \frac{M_{\max}}{C},$$

где  $A_0$  и  $B_0$  — постоянные интегрирования.

Начальные условия:  $t = 0, \quad \varphi_1 = 0, \quad \frac{d\varphi_1}{dt} = 0.$

Теперь

$$\varphi_1 = \frac{M_{\max}}{C} \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{C}{I_1}} t \right).$$

Момент, воспринимаемый упругим звеном при окончании первого периода, равен  $M_c$ .

$$M_s = \varphi_1 C = M_{\max} \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{C}{I_1}} \tau \right) = M_c, \quad (a)$$

где  $\tau$  — представляет собой время окончания первого периода. Значение  $\tau$  может быть найдено из написанного выше уравнения:

$$\tau = \sqrt{\frac{I_1}{C}} \arccos \frac{M_{\max} - M_c}{M_{\max}}. \quad (б)$$

Изменение момента во времени при окончании первого периода найдется дифференцированием уравнения (а), в котором  $\tau$  принимается при дифференцировании переменной

$$\left( \frac{dM}{dt} \right)_{\tau} = M_{\max} \sqrt{\frac{C}{I_1}} \sin \sqrt{\frac{C}{I_1}} \tau. \quad (в)$$

Выражения  $M_s$  и  $\left( \frac{dM}{dt} \right)_{\tau}$  являются начальными условиями второго периода. Значение  $\tau$  при этом находится из уравнения (б).

Для второго периода, уравнения движения системы имеют вид:

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\max};$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c.$$

Общее решение этих уравнений находится в виде

$$\begin{aligned} (\varphi_1 - \varphi_2) C = M_s = A \sin \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + \\ + B \cos \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} t + \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c, \end{aligned}$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования.

Подставляя начальные условия [см. выражения (а) и (в)], находим формулу для выражения  $M_5$ , исследуя которую на максимум, получают значение

$$M_{5 \max} = \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + \sqrt{\frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \left[ M_c + \frac{M_{\max} M_c}{M_{\max} - M_c} + \frac{(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} \right]} + M_c$$

Более подробный вывод см. [6].

Торможение машин в нагруженном состоянии обычно осуществляют при помощи механического тормоза (колодочного, ленточного, фрикционного конуса и т. п.). В некоторых случаях (например, в грузоподъемных машинах) применяют также электроторможение (динамическое, сверхсинхронное, противовключением). Последнее обеспечивает сохранение скорости или снижение ее до некоторой величины, но полной остановки и последующего сохранения заторможенного состояния машины осуществить не может [10]. Таким образом, главными тормозными и остановочными устройствами машин являются механические тормозы. Обычно при расчетах принимают, что момент трения, создаваемый тормозом, величина постоянная. Тормозы чаще всего располагаются на валу двигателя, однако бывают случаи (например, в электропоездах, трамваях и т. п.), когда тормоз устанавливается вблизи ведомой массы (на ходовых колесах экипажа, на барабане лебедки и т. п.).

При торможении наибольшую динамическую нагрузку, как правило, испытывает участок системы тормоз — ведомая масса. Участок же тормоз — ведущая масса (при установке тормоза не на валу двигателя) обычно нагружается меньше. Торможение может происходить при двух различных состояниях системы. Если система перед началом торможения находится в нагруженном состоянии (деформация системы соответствует статической нагрузке) и направление тормозного момента совпадает с направлением деформации системы (например, состояние системы тормоз — ведомая масса у грузоподъемной машины при торможении во время опускания груза), то в этом случае максимальная нагрузка привода для участка тормоз — ведомая масса (при установке тормоза на

валу двигателя или на одном из промежуточных валов привода) выразится формулой

$$M_{6 \max} = \frac{2(M_m - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c,$$

где  $M_m$  — приведенный момент тормоза в кгсм.

Остальные обозначения прежние.

Если же в момент начала торможения направление тормозного момента не совпадает с деформацией системы от статических нагрузок (например, в механизмах передвижения: мостовых кранов, трамваев, электропоезда и т. п.), то для этого случая максимальное значение нагрузки элементов привода на участке тормоз — ведомая масса определится формулой

$$M_{7 \max} = \frac{2(M_m - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + \frac{M_c(I_2 - I_1)}{I_1 + I_2}.$$

Для участка тормоз—ведущая масса (при установке тормоза непосредственно у ведомой массы или на одном из промежуточных валов привода) в обоих случаях состояния системы максимальная нагрузка элементов привода будет определяться общей формулой

$$M_{8 \max} = \frac{2(M_m - M_c) I_1}{I_1 + I_2} + M_c.$$

*Примечание.* Вывод формул для определения максимальных нагрузок элементов привода машины при ее торможении получается путем составления и решения дифференциальных уравнений движения двухмассовых систем (аналогичных уравнениям, приведенным на стр. 85) и затем подстановкой соответствующих начальных условий (подробнее см. [6] и [7]).

## 5. Динамические нагрузки, испытываемые машинами при установившемся движении

Как уже было сказано, элементы некоторых машин испытывают динамические нагрузки не только в периоды их пуска и останова и не только при действии внешних сил, а также в результате неравномерности движения некоторых звеньев машины. Системы с неравномерным установившимся движением даже при отсутствии внешней нагрузки могут испытывать весьма значительные динамические нагрузки. Примерами названных систем могут являться: кривошипно-шатунный механизм, цепная передача, колебательные системы радиоустановок и т. п.



Таблица 33

## Ориентировочные значения динамических коэффициентов для различных типов машин и условий их работы

Наименование машин	Динамический коэффициент при разных видах пуска и нагружения после пуска				
	Холостый пуск	Плавный пуск с нагрузкой	Резкий пуск с нагрузкой	Нагрузка после пуска при помощи фрикционной муфты	Ударная нагрузка после пуска
Небольшие вентиляторы и воздуходувки, токарные, винторезные, сверлильные станки, динамомашинны, ленточные транспортеры и т. п. . . .	1,2 ÷ 1,3	—	—	1,2 ÷ 1,4	—
Легкие трансмиссии, пластинчатые транспортеры, фрезерные станки и автоматы, насосы и т. п.	1,3 ÷ 1,5	—	—	1,3 ÷ 1,5	—
Фрикционные лебедки, кабестаны, строгальные и долбежные станки, скребковые транспортеры, ткацкие и прядильные станки, автомобили, фрикционные прессы и т. п. .	1,3 ÷ 1,5	1,4 ÷ 1,6	1,5 ÷ 1,7	1,4 ÷ 1,6	1,8 ÷ 2,5
Эксцентрикковые прессы, мельницы: жерновые, шаровые и вальцовые; винтовые прессы, ножницы, глиномялки, карусельные станки . . . . .	1,4 ÷ 1,8	1,7 ÷ 1,9	1,8 ÷ 2,0	1,7 ÷ 1,9	2,0 ÷ 2,2

Наименование машин	Динамический коэффициент при разных видах пуска и нагружения после пуска				
	Холостой пуск	Плавный пуск с нагрузкой	Резкий пуск с нагрузкой	Нагрузка после пуска при помощи фрикционной муфты	Ударная нагрузка после пуска
Экскаваторы, грузоподъемные машины:					
а) механизмы подъема груза . . .	—	1,1 ÷ 1,25	1,2 ÷ 1,3	—	1,3 ÷ 2,0 (подъем с подхватом груза)
б) механизмы горизонтального передвижения груза . . .	—	1,6 ÷ 1,9	1,8 ÷ 3,0	—	
Трамваи, электропоезда, электрокары, троллейбусы, вагоноопрокидыватели и т. п.	—	1,6 ÷ 1,9	1,8 ÷ 2,5	—	2,0 ÷ 2,5
Камнедробилки, молоты воздушные и пружинные, экстракторы, механизмы специальных грузоподъемных машин, толкатели и т. п.	—	2,0 ÷ 2,2	2,0 ÷ 2,6	—	2,5 ÷ 3,5
Машины с кривошипно-шатунными, эксцентриковыми механизмами и цепными передачами при больших значениях ведомых масс и скоростей их движения . . .	1,3 ÷ 1,9	1,5 ÷ 2,2	1,8 ÷ 2,5	1,5 ÷ 2,2	2,0 ÷ 3,0

К динамическим нагрузкам элементов машин при установившемся движении относятся также центробежные нагрузки, вызываемые наличием нормальных ускорений вращающихся масс.

При установившейся работе приводных машин перегрузки отдельных ее элементов могут быть также вызваны совпадением собственных частот колебаний с вынужденными (явление резонанса).

1) *Нагрузки механизмов с возвратно-поступательным движением.* Для кривошипно-шатунных и эксцентрикковых механизмов приближенное значение расчетной нагрузки определяется формулой

$$F_{\max} \approx r \omega^2 m + W \text{ кг},$$

где  $r$  — радиус кривошипа или эксцентриситета эксцентрика в см;

$\omega$  — угловая скорость кривошипа или вала эксцентрика в 1/сек.;

$m$  — приведенное (к колену кривошипа) значение ведомой массы (массы элементов машин, находящихся за механизмом) в кгсек<sup>2</sup> · см;

$W$  — приведенная (к колену кривошипа) внешняя нагрузка, действующая на ведомую массу, в кг.

Максимальную нагрузку кривошипно-шатунных и эксцентрикковых механизмов можно представить в виде момента

$$M_{\max} = \omega^2 I + M_c \text{ кгсм},$$

где  $I$  — приведенное к оси кривошипа значение момента инерции ведомой массы (массы элементов машин, находящиеся за механизмом, если смотреть со стороны двигателя (в кгсм · сек<sup>2</sup>);

$M_c$  — приведенный к оси кривошипа момент внешних нагрузок (статический момент).

Остальные обозначения прежние (способы приведения масс и моментов см. гл. III).

Величины  $F_{\max}$  и  $M_{\max}$  представляют собой максимальные нагрузки привода в месте приведения масс и моментов. Если требуется найти максимальную нагрузку всех элементов привода, то удобнее найти расчетный динамический коэффициент в виде

$$k_{\text{дин}} = 1 + \frac{r \omega^2 m}{W},$$

или

$$k_{\text{дин}} = 1 + \frac{\omega^2 I}{M_c}.$$

Теперь, умножая  $k_{дин}$  на соответствующее значение статической нагрузки того или иного элемента привода, получим значения максимальных расчетных нагрузок.

Подробнее о динамике кривошипно-шатунных и эксцентровых механизмов см. [10].

2) *Нагрузка механизмов с цепной передачей.* Для приводов, имеющих в своем составе цепную передачу, максимальная нагрузка подсчитывается приближенно по формуле

$$F_{max} \approx r\omega^2 m \sin \frac{180^\circ}{z} + W \text{ кг},$$

где  $r$  — радиус ведущей звездочки в см;

$\omega$  — угловая скорость ведущей звездочки в 1/сек.;

$m$  — приведенная (к радиусу ведущей звездочки) масса ведомого элемента (масса элементов машины, находящейся за передачей) в кгсек<sup>2</sup>/см;

$z$  — число зубьев ведущей звездочки;

$W$  — приведенная (к радиусу ведущей звездочки) внешняя нагрузка в кг.

Величину  $r$  можно выразить через шаг цепи  $l$ :

$$r = \frac{l}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}} \text{ см.}$$

Тогда максимальная нагрузка привода с цепной передачей при установившемся движении будет определяться формулой

$$F_{max} \approx \frac{l\omega^2 m}{2} + W \text{ кг.}$$

Максимальную нагрузку механизма с цепной передачей можно представить в виде момента

$$M_{max} = \omega^2 l \sin \frac{180^\circ}{z} + M_c \text{ кгсм},$$

где  $I$  — момент инерции ведомой массы, приведенный к оси ведущей звездочки в кгсм · сек<sup>2</sup>;

$M_c$  — приведенный статический момент.

Величины  $F_{max}$  и  $M_{max}$  представляют собой приведенные максимальные расчетные нагрузки механизмов с цепными передачами на участке ведущая звездочка — последняя ведомая масса.

Таким образом,  $F_{max}$  есть максимальная растягивающая сила рабочей ветви самой цепи. Для определения максимальной нагрузки всех элементов привода в пределах

названного участка удобно выразить расчетный динамический коэффициент в виде

$$k_{дин} = 1 + \frac{l\omega^2 m}{2W},$$

или

$$k_{дин} = 1 + \frac{\omega^2 I \sin \frac{180^\circ}{z}}{M_c}.$$

Умножая  $k_{дин}$  на статическую нагрузку соответствующих элементов привода, получим величину максимальной расчетной нагрузки данного элемента. Подробнее о динамике цепных передач см. [10].

3) *Центробежные нагрузки.* Центробежную нагрузку испытывают в большей или меньшей степени все вращающиеся (или принудительно движущиеся по какой-либо кривой) детали. Величина центробежной силы, которую испытывают связи вращающегося (криволинейно движущегося) тела определяется формулой

$$P_{ц} = \frac{mv^2}{R} \text{ кг},$$

где  $m$  — масса тела в  $\text{кгсек}^2/\text{м}$ ;

$v$  — линейная скорость тела в  $\text{м/сек}$ ;

$R$  — радиус кривизны траектории (радиус вращения) центра тяжести тела в  $\text{м}$ .

Подробнее о центробежных нагрузках см. [12].

4) *Колебания приводных систем (критические скорости).* Для каждой машины существует некоторое критическое число оборотов, при котором наблюдается быстрое нарастание амплитуд колебаний, что вызывает поломку элементов машины.

Колебания элементов машины могут быть трех видов: продольные, поперечные (изгибные) и крутильные.

Критическое число оборотов при продольных и поперечных колебаниях определяется формулой

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ об/мин.},$$

где  $C$  — линейная жесткость упругих связей системы в  $\text{кг/м}$ ;

$m$  — колеблющаяся масса системы в  $\text{кгсек}^2/\text{м}$ .

При крутильных колебаниях

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{I}} \text{ об/мин.},$$

где  $C$  — угловая жесткость упругих связей в  $кгм/рад$ ;  
 $I$  — момент инерции колеблющихся элементов системы в  $кгм \cdot сек^2$ .

Приведенные выше формулы получены следующим путем:

1) Для продольных и поперечных колебаний. Система уподобляется грузу, висящему на упругой связи (фиг. 25). Дифференциальное уравнение движения груза записывается в виде

$$\frac{d^2s}{dt^2} + \frac{C}{m} s = 0,$$

где  $s$  — координата груза;  
 $t$  — время.

Общее решение уравнения имеет вид

$$s = A \sin \sqrt{\frac{C}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{C}{m}} t.$$

Начальные условия: при  $t = 0$ ,  $s = s_0$ ,  $\frac{ds}{dt} = 0$ .

Теперь  $s = s_0 \cos \sqrt{\frac{C}{m}} t$ .

Очевидно, что деформация упругой связи будет периодически изменяться. Время полного периода одного колебания найдется в виде

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{C}} \text{ сек.};$$

частота

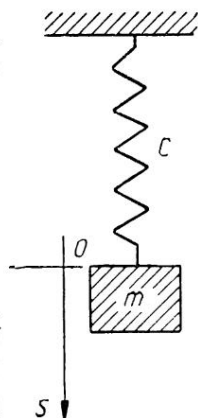
$$\frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ 1/сек.}$$

При совпадении собственной частоты колебаний системы с частотой возмущающей силы имеет место так называемый резонанс, при котором амплитуды колебаний неограниченно растут. Поскольку абсолютной балансировки вращающихся частей машин достигнуть невозможно, при каждом обороте более или менее массивной детали имеет место изменение нагрузки упругих связей. Следовательно, критическое число оборотов будет равно

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}.$$

2) Для крутильных колебаний. Система уподобляется упругому (скручиваемому) валу с массой на конце (фиг. 26). Дифференциальные уравнения вращательного движения массы относительно оси вала записываются в виде

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{C}{I} \varphi = 0.$$



Фиг. 25. Расчетная схема механизма при определении продольных и поперечных колебаний.

Общее решение

$$\varphi = A \sin \sqrt{\frac{C}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{C}{I}} t.$$

При  $t = 0$ ,  $\varphi = \varphi_0$ ,  $\frac{d\varphi}{dt} = 0$ .

Теперь

$$\varphi = \varphi_0 \cos \sqrt{\frac{C}{I}} t$$

Период полного колебания

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{C}};$$

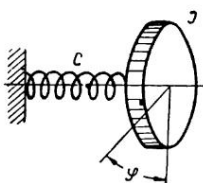
частота

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{I}}.$$

Критическое число оборотов

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{I}}.$$

Для нормальной работы машин с постоянным передаточным отношением (машины, приводы которых содержат



Фиг. 26. Расчетная схема механизма при определении крутильных колебаний.

только зубчатые, червячные, фрикционные, винтовые, ременные передачи) необходимо и достаточно, чтобы числа оборотов ее вращающихся частей были меньше или больше критического числа на 15—20%. Если в приводе содержатся цепная, кривошипно-шатунная или эксцентриковая передачи, т. е. если машина имеет переменное передаточное число, то, помимо указанного выше условия для избежания резонанса, необходимо также, чтобы

критическое число оборотов не было равно числу двойных ходов поступательно движущихся частей машины (при наличии кривошипно-шатунных и эксцентриковых передач) или числу, равному или кратному количеству зубьев ведущей звездочки (при наличии цепных передач).

Следует указать, что практический подсчет критического числа оборотов для сложных машин представляет большие трудности, так как часто практически невозможно теоретическим путем в достаточной мере точно подсчитать

жесткость деталей сложной конфигурации (определение жесткости для простейших случаев см. гл. III). Тем не менее на основании приведенных выше формул видно, что для изменения критического числа оборотов, т. е. для избежания резонанса, если таковой возникает, необходимо изменить жесткость системы или величину колеблющихся масс. Практически обычно так и делают.

## 6. Примеры расчетов

**Пример 1.** Требуется определить полную расчетную нагрузку механизмов привода карусельного станка при холостом пуске.

*Данные:* Двигатель типа АД:  $N = 15$  л.с.;  $n = 1000$  об/мин.; маховой момент ротора двигателя и моторной муфты  $GD^2 \approx 3$  кгм<sup>2</sup>; кратность пускового момента по каталогу  $\frac{M_{\max}}{M_n} = 1,25$ ; число оборотов шпинделя максимальное  $n_{\text{ш}} = 180$  об/мин.; диаметр планшайбы  $D_1 = 600$  мм; вес планшайбы  $G_1 = 40$  кг; наибольший вес заготовки  $G_2 = 800$  кг; наибольший диаметр заготовки  $D_2 = 600$  мм.

*Расчет:* Приведение производим к валу двигателя.

1) Номинальный момент двигателя

$$M_n = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{15}{1000} \approx 1070 \text{ кгсм.}$$

2) Максимальный пусковой момент

$$M_{\max} = 1,25M_n = 1,25 \cdot 1070 \approx 1340 \text{ кгсм.}$$

3) Момент инерции ротора двигателя и моторной муфты

$$I_1 = \frac{25 GD^2}{g} = \frac{25 \cdot 3}{9,81} \approx 7,64 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

4) Приведенный момент инерции планшайбы и заготовки

$$I_2 = \frac{G_1 D_1^2}{8g \left(\frac{n}{n_{\text{ш}}}\right)^2} + \frac{G_2 D_2^2}{8g \left(\frac{n}{n_{\text{ш}}}\right)^2} = \frac{40 \cdot 60^2}{8 \cdot 981 \cdot 5,5^2} + \frac{800 \cdot 60^2}{8 \cdot 981 \cdot 5,5^2} \approx 12,7 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$



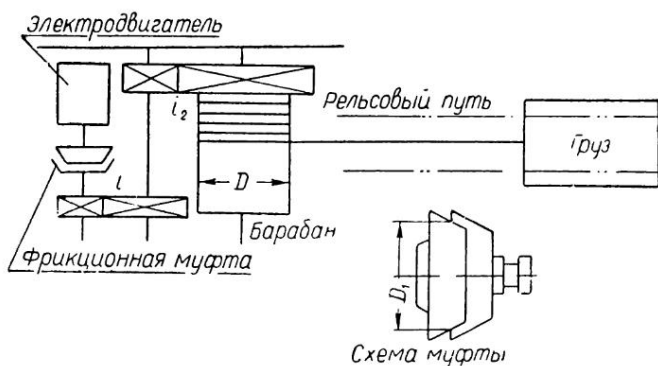
5) Определяем максимальное значение динамической перегрузки

$$M_{\max} = \frac{2 \cdot 1340 \cdot 12,7}{7,64 + 12,7} \approx 1700 \text{ кгсм.}$$

6) Перегрузка

$$\frac{M_{\max}}{M_n} = \frac{1700}{1070} \approx 1,58.$$

Отсюда следует, что если двигатель станка подобран точно, т. е. его номинальный момент  $M_n$  равен максимальному значению статического момента  $M_c$ , то расчет валов



Фиг. 27. Схема фрикционной лебедки.

и передач механизма необходимо вести с учетом пусковой перегрузки, т. е. расчетный крутящий момент будет равен  $1,58 M_c$ .

**Пример 2.** Требуется определить полную расчетную нагрузку фрикционной лебедки при передвижении грузов по рельсовым путям (фиг. 27).

**Данные:** Вес перемещаемого груза  $Q = 50 \text{ т}$ ; номинальное тяговое усилие лебедки  $W = 1000 \text{ кг}$ ; диаметр барабана  $D = 300 \text{ мм}$ ; передаточное отношение  $i = i_1 i_2 = 18$ ; диаметр фрикционной муфты  $D_1 = 250 \text{ мм}$ ; вес полумуфты со стороны барабана  $G_1 = 18 \text{ кг}$ ; максимальный момент трения в муфте  $M_{\max} = 1500 \text{ кгсм}$ ; коэффициент полезного действия передач  $\eta = 0,9$ .

**Расчет:** Приведение масс и моментов производим к муфте.

1) Приведенный момент статического сопротивления

$$M_c = \frac{WD}{2i\eta} = \frac{1000 \cdot 30}{2 \cdot 18 \cdot 0,9} \approx 926 \text{ кгсм.}$$

2) Момент трения в муфте

$$M_m = M_{\max} = 1500 \text{ кгсм.}$$

3) Приведенный момент инерции груза

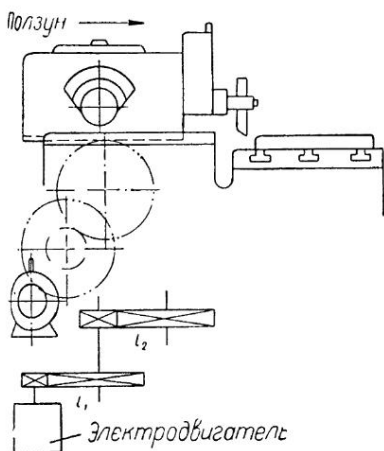
$$I_2 = \frac{QD^2}{g4i^2} = \frac{50\,000 \cdot 30^2}{981 \cdot 4 \cdot 18^2} \approx 35,3 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

4) Момент инерции полумуфты

$$I_1 = \frac{G_1 D_1^2}{7g} = \frac{18 \cdot 25^2}{7 \cdot 981} \approx 1,64 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

5) Максимальная нагрузка привода

$$M_{\max} = \frac{2(1500 - 1040) 35,3}{1,64 + 35,3} + 926 \approx 1801 \text{ кгсм.}$$



Фиг. 28. Схема механизма строгального станка.

Данные: Двигатель типа АД 22/6, мощность  $N=0,85$  квт;  $n=940$  об/мин; передаточное число механизма  $i=i_1 i_2=6 \times 5=30$ ; усилие резания максимальное  $W=80$  кг; вес ползуна  $Q=40$  кг; радиус зубчатого колеса сцепленного с рейкой  $R=10$  см; коэффициент полезного действия  $\eta=0,9$ .

Расчет: 1) Схему механизма приводим к виду, представленному на фиг. 29,а

Перегрузка

$$\frac{M_{\max}}{M_c} = \frac{1801}{926} \approx 1,94.$$

Таким образом, при расчете механизма лебедки необходимо принимать нагрузку, равную 1,94  $M_c$ . Другими словами, расчетная нагрузка будет в 1,94 раза больше статической.

Пример 3. Требуется определить максимальную перегрузку механизма хода ползуна строгального станка с шестеренно-реечным приводом (фиг. 28).

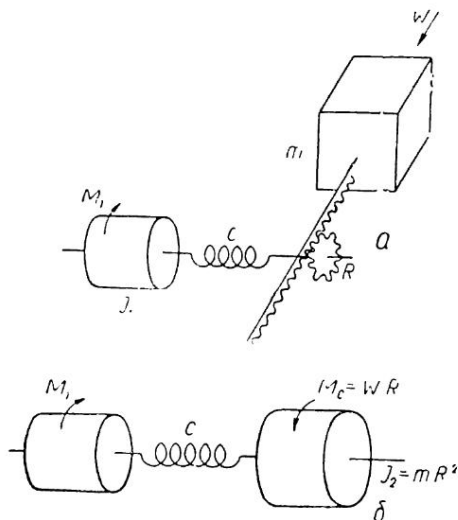
2) Приведение моментов, масс и жесткостей производим к валу двигателя; массами передач и валов пренебрегаем.

а) приведенный момент резания

$$M_c = \frac{WR}{i\eta} = \frac{80 \cdot 10}{30 \cdot 0,9} \approx 29,7 \text{ кгсм.}$$

б) приведенный момент инерции массы ползуна

$$I = \frac{QR^2}{gi^2} = \frac{40 \cdot 10^2}{981 \cdot 30^2} \approx 0,0045 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$



Фиг. 29. Приведенная схема механизма строгального станка.

в) приведенная жесткость механизма: пусть при максимальном усилии резания механизм (включая оправку и резец) со стороны резца деформируется на  $\Delta = 2 \text{ мм}$ . Тогда жесткость механизма, приведенная к валу двигателя, будет равна (фиг. 29,б)

$$C = \frac{WR^2}{\Delta i^2} = \frac{80 \cdot 10^2}{0,2 \cdot 30^2} \approx 44,4 \text{ кгсм/рад.}$$

3) Угловая скорость вала двигателя .

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 940}{30} \approx 98,5 \text{ 1/сек.}$$

4) Максимальный расчетный момент

$$M_{\max} = 98,5 \sqrt{0,0045 \cdot 44,4} + 29,7 \approx 73 \text{ кгсм.}$$

5) Перегрузка

$$\frac{M_{\max}}{M_c} = \frac{73}{29,7} \approx 2,36,$$

т. е. расчетная нагрузка превышает в 2,36 раза статическую.

**Пример 4.** Требуется определить максимальную нагрузку, воспринимаемую механизмом подъемной лебедки при резком отрыве груза от опоры (подъем с подхватом).

**Данные:** Грузоподъемность  $Q = 5000 \text{ кг}$ ; высота подъема (расстояние от груза до лебедки)  $h = 16 \text{ м}$ ; полиспаг двукратный сдвоенный; канат  $6 \times 37$  диаметром  $d = 13 \text{ мм}$ ; площадь сечения проволок  $\Omega = 0,63 \text{ см}^2$ ; установившаяся скорость грузозахватного устройства (при которой происходит подхват груза)  $v = 10,7 \text{ м/мин}$ .

**Расчет:** 1) Масса поднимаемого груза

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{5000}{9,81} \approx 510 \text{ кгсек}^2/\text{м.}$$

2) Жесткость механизма. Поскольку жесткость канатов значительно меньше приведенной жесткости механизма (приведение к грузу), последней пренебрегаем и принимаем в расчет только первую.

Примем модуль упругости каната равным  $E_k \approx 1\,200\,000 \text{ кг/см}^2$ .

Жесткость четырех ветвей каната

$$C = \frac{E_k \Omega^4}{h} = \frac{1\,200\,000 \cdot 0,63 \cdot 4}{16} \approx 189000 \text{ кг/м.}$$

3) Наибольшее усилие в канатах определяем по формуле

$$F_{\max} = v \sqrt{mC} + Q = \frac{10,7}{60} \sqrt{510 \cdot 189\,000} + 5000 \approx 6740 \text{ кг.}$$

4) Перегрузка механизма

$$\frac{F_{\max}}{Q} = \frac{6740}{5000} \approx 1,35.$$

5) Расчетная нагрузка канатов равна  $1,35Q$ .

**Пример 5.** Требуется определить перегрузку механизма подъема мостового крана при пуске двигателя в сторону подъема подвешенного груза. Пуск плавный.

**Данные:** Грузоподъемность  $Q = 10\,000 \text{ кг}$ ; двигатель типа КТ 400/607, мощность  $N = 54,5 \text{ л. с.}$ ;  $n = 585 \text{ об/мин.}$ ;

маховой момент ротора двигателя и тормозной муфты  $GD^2 \approx 254\,000 \text{ кгсм}^2$ ; кратность максимального момента  $\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,6$ ; передаточное число механизма и полиспаста  $i = 48,8$ ; радиус барабана  $R = 250 \text{ мм}$ ; коэффициент полезного действия механизма  $\eta = 0,85$ .

*Расчет:* Приведение масс и моментов производим к грузу (массами передач и валов пренебрегаем).

1) Приведенный момент инерции ведущего элемента (ротор двигателя и моторная муфта)

$$I_1 = \frac{GD^2 i^2}{4g} = \frac{254\,000 \cdot 48,8^2}{4 \cdot 981} \approx 151\,500 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

2) Момент инерции груза (остальными элементами привода пренебрегаем)

$$I_2 = \frac{Q}{g} R^2 = \frac{10\,000}{981} \cdot 25^2 \approx 6370 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

3) Статический момент

$$M_c = QR = 10\,000 \cdot 25 = 250\,000 \text{ кгсм}.$$

4) Номинальный момент двигателя (на валу двигателя)

$$M_n = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{54,5}{585} \approx 6640 \text{ кгсм}.$$

5) Максимальный пусковой момент двигателя (на валу двигателя)

$$M_{\partial \max} = 2,6 \cdot 6640 \approx 17\,250 \text{ кгсм}.$$

6) Приведенный максимальный пусковой момент двигателя

$$M_{\partial \max} i \eta = 17\,250 \cdot 48,8 \cdot 0,85 \approx 715\,000 \text{ кгсм}.$$

7) Максимальная нагрузка механизма

$$M_{\max} = \frac{2(715\,000 - 250\,000) 6370}{151\,500 + 6370} + 250\,000 \approx 287\,500 \text{ кгсм}.$$

8) Перегрузка механизма

$$\frac{M_{\max}}{M_c} = \frac{287\,500}{250\,000} \approx 1,14.$$

**Пример 6.** Требуется определить перегрузку механизма передвижения трамвая при трогании его на горизонтальном участке пути. Пуск двигателя плавный.

*Данные:* Вес вагона с пассажирами  $Q = 14000 \text{ кг}$ ; двигатель типа КПД 640/467; маховой момент ротора

$GD^2 = 436\,000 \text{ кгсм}^2$ ; максимальный момент двигателя  $M_{\partial \max} = 5050 \text{ кгсм}$ ; диаметр ходовых колес  $D_1 = 80 \text{ см}$ ; передача зубчатая  $i = 5$ ; коэффициент полезного действия механизма  $\eta = 0,9$ ; сопротивление передвижению вагона  $W = 300 \text{ кг}$ . Приведение масс производим к оси ходовых колес. Массами передач, валов и колес пренебрегаем.

*Расчет:* 1) Приведенный момент инерции ротора

$$I_1 = \frac{GD^2 i^2}{4g} = \frac{436\,000}{4 \cdot 981} \cdot 25 \approx 2780 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

2) Приведенный момент инерции вагона с грузом

$$I_2 = \frac{Q}{g} \frac{D_1^2}{4} = \frac{14000 \cdot 80^2}{981 \cdot 4} \approx 22800 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

3) Приведенный максимальный пусковой момент двигателя

$$M_{\partial \max} i \eta = 5050 \cdot 5 \cdot 0,9 \approx 22\,700 \text{ кгсм}.$$

4) Статический момент

$$M_c = W \frac{D_1}{2} = 300 \frac{80}{2} \approx 12\,000 \text{ кгсм}.$$

5) Максимальная нагрузка механизма

$$M_{\max} = \frac{2(22\,700 - 12\,000) \cdot 22\,800}{2780 + 22800} + 12\,000 \approx 31\,000 \text{ кгсм}.$$

6) Перегрузка механизма

$$\frac{M_{\max}}{M_c} = \frac{31\,000}{12\,000} \approx 2,59.$$

**Пример 7.** Требуется определить перегрузку механизма передвижения трамвая по данным предыдущего примера при резком пуске

*Данные:*  $I_1 = 2780 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2$ ;  $I_2 = 22\,800 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2$ ;

$M_{\partial \max} i \eta = 22\,700 \text{ кгсм}$ ;  $M_c = 12\,000 \text{ кгсм}$ .

*Расчет:* 1) Максимальная нагрузка механизма

$$M_{\max} = \frac{(22\,700 - 12\,000) 22\,800}{2780 + 22800} + \sqrt{9550 [12\,000 + 25\,400 + 9550]} + 12\,000 \approx 42\,750 \text{ кгсм}.$$

2) Перегрузка  $\frac{M_{\max}}{M_c} = \frac{42\,750}{12\,000} \approx 3,56$ , т. е. на 37% больше,

чем при плавном пуске (см. предыдущий пример).

**Пример 8.** Требуется определить максимальную нагрузку приводного механизма одноцилиндрового поршневого насоса.

*Данные:* Давление жидкости на поршень  $W = 100$  кг; радиус кривошипа  $r = 50$  мм; число оборотов кривошипа  $n = 200$  об/мин; вес поршня и шатуна  $G = 10$  кг.

*Расчет:* 1) Угловая скорость кривошипа

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} \approx 21 \text{ 1/сек.}$$

2) Масса поршня и шатуна

$$m = \frac{G}{g} = \frac{10}{9,81} \approx 1 \text{ кгсек}^2/\text{м.}$$

3) Максимальная нагрузка

$$F_{\max} = \eta \omega^2 m + W = 0,05 \cdot 21^2 \cdot 1 + 100 \approx 122 \text{ кг.}$$

4) Перегрузка механизма

$$\frac{E_{\max}}{W} = \frac{122}{100} = 1,22.$$

5) Расчетная нагрузка равна  $1,22W$ .

**Пример 9.** Определить центробежные силы, действующие на шары центробежного регулятора.

*Данные:* Вес шара  $Q = 1$  кг; число оборотов регулятора  $n = 500$  об/мин; радиус вращения центров тяжести шаров  $R = 50$  мм.

*Расчет:* 1) Окружная скорость шаров

$$v = \frac{2\pi R n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 500}{60} \approx 2,62 \text{ м/сек.}$$

2) Центробежная сила

$$P_u = \frac{mv^2}{R} = \frac{Qv^2}{gR} = \frac{1 \cdot 2,62^2}{9,81 \cdot 0,05} \approx 13,95 \text{ кг.}$$

**Пример 10.** Требуется определить критическое число оборотов для редукторной установки, расположенной на четырех вертикальных стойках (швеллерах), жестко заделанных в массивный бетонный фундамент, и прикрепленной сверху болтами к жесткой чугунной плите (см. фиг. 30).

*Данные:* Высота стоек  $l = 1$  м. Швеллера нормальные № 10. Вес плиты и редукторной установки  $Q = 1000$  кг.

Центр тяжести — в середине плиты.

**Расчет:** Рассматриваемая система может иметь два вида колебаний: горизонтальное и вертикальное.

а) Горизонтальные колебания. Поскольку все валы редукторной установки расположены параллельно длинным полкам швеллеров, будем искать частоту собственных колебаний в направлении плоскости чертежа. Полагаем, что крепление плиты к швеллерам шарнирное

$$\Delta = \frac{Pl^3}{3EI};$$

где  $P$  — нагрузка;

$l$  — длина швеллера;

$E$  — модуль упругости;

$I$  — момент инерции сечения швеллера.

2) Поперечная жесткость одного швеллера

$$C_{1n} = \frac{P}{\Delta} = \frac{3EI}{l^3}.$$

Для стали  $E = 2\,100\,000 \text{ кг/см}^2$  (см. табл. 17) момент инерции сечения швеллера № 10 относительно главной оси, перпендикулярной коротким полкам, по каталогу равен  $25,6 \text{ см}^4$ ;

$$C_{1n} = \frac{3 \cdot 2\,100\,000 \cdot 25,6}{100^3} = 160 \text{ кг/см}.$$

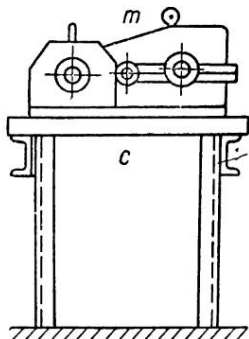
3) Поперечная жесткость всех швеллеров

$$C_n = 160 \cdot 4 = 640 \text{ кг/см}.$$

4) Критическое число оборотов при поперечных колебаниях

$$n_{кр. n} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ng}}{Q}} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{640 \cdot 981}{1000}} = 240 \text{ об/мин}.$$

б) Вертикальные колебания. При вертикальных колебаниях для рассматриваемой системы крайние критические числа оборотов соответствуют положениям, когда возбуждающую силу будут воспринимать только две или четыре стойки.



Фиг. 30. Схема редукторной установки.



1) Продольная жесткость двух швеллеров

$$C_2 = \frac{2E\Omega}{l},$$

где  $\Omega$  площадь сечения швеллера (по каталогу  $\Omega = 12,74 \text{ см}^2$ );

$$C_2 = \frac{2 \cdot 2100000 \cdot 12,74}{100} = 536000 \text{ кг/см.}$$

2) Первое крайнее критическое число оборотов при продольном колебании

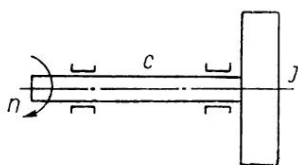
$$n_{кр1} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{536000 \cdot 981}{1000}} = 6960 \text{ об/мин.}$$

3) Продольная жесткость четырех швеллеров

$$C_4 = 2C_2 = 2 \cdot 536000 = 1072000 \text{ кг/см.}$$

4) Второе крайнее критическое число оборотов при продольном колебании

$$n_{кр2} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{1072000 \cdot 981}{1000}} = 31000 \text{ об/мин.}$$



Фиг. 31. Схема вала с маховиком.

в) Диапазоны допустимых чисел оборотов. Из расчетов видно, что резонанс может наступить при критическом числе оборотов, соответствующем 240 об/мин., и в диапазоне от 6960 об/мин. до 31000 об/мин.

Очевидно, диапазонами допустимых оборотов для всех

вращающихся частей установки будут:

1) от 0 до  $240 \cdot 0,85 \approx 200$  об/мин.;

2) от  $240 \cdot 1,15 = 300$  об/мин. до  $6960 \cdot 0,85 = 5900$  об/мин.

Допускаемые числа оборотов для всех валов редуктора  $> 64 > n > 1146$ .

Пример 11. Требуется определить критическое число оборотов вала с маховиком (фиг. 31).

Данные: Длина скручиваемой части вала  $l = 1,8 \text{ м}$ ; вес маховика  $Q = 800 \text{ кг}$ ; диаметр вала  $d = 60 \text{ мм}$ ; диаметр маховика  $D = 1000 \text{ мм}$ ; модуль упругости при кручении  $G = 800000 \text{ кгсм}^2$  (см. табл. 17).

Расчет: 1) Угловая жесткость скручиваемого участка вала (см. гл. III)

$$C = \frac{G\pi d^4}{32l} = \frac{800000 \cdot 3,14 \cdot 6^4}{32 \cdot 180} \approx 5650 \text{ кгм/рад.}$$

2) Момент инерции маховика вычисляем по формуле (см. табл. 1)

$$I = \frac{QD^2}{6g} = \frac{800 \cdot 1^2}{6 \cdot 9,81} \approx 13,6 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

3) Критическое число оборотов

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{I}} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{5650}{13,6}} = 194 \text{ об/мин.}$$

4) Допускаемые числа оборотов

$$0,85 \cdot 194 = 165 > n > 1,15 \cdot 194 = 223.$$

## V. СООТНОШЕНИЕ СИЛ (МОМЕНТОВ) В МЕХАНИЗМАХ И УЗЛАХ МАШИН

### 1. Соотношение сил в винтовой паре

Связь между окружной силой  $P$  (на среднем радиусе) и осевой силой  $Q$  винтовой пары выражается формулой

$$P = Q \operatorname{tg}(\rho \pm \alpha) \text{ кг},$$

где  $\alpha$  — угол подъема винтовой линии в град.;

$\rho$  — угол трения в град.

Знак  $+$  в этой формуле принимается, когда направление движения винта или гайки не совпадает с направлением действия силы  $Q$  и знак  $-$ , когда эти направления совпадают.

Угол трения определяется по формуле

$$\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f,$$

где  $f$  — коэффициент трения материалов винта и гайки (см. гл. II).

Момент  $M_n$  в резьбе может быть выражен в виде

$$M_n = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\rho \pm \alpha) \text{ кгсм},$$

где  $d_{cp}$  — средний диаметр резьбы в см.

*Примечание.* Для остроугольных и трапециевидных резьб при определении  $\rho$  следует принимать не обычный коэффициент трения материалов винта и гайки, а так называемый приведенный коэффициент трения

$$f' = \frac{f}{\cos \varphi},$$

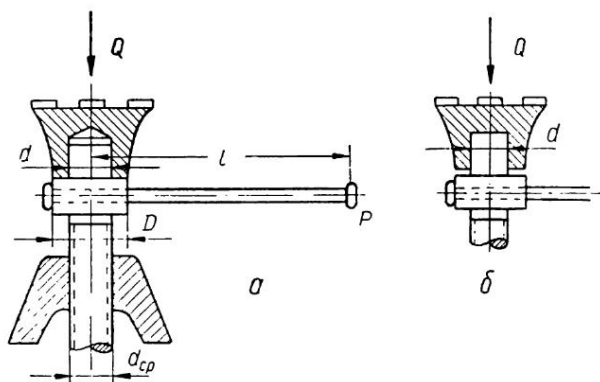
где  $\varphi$  — половина угла профиля резьбы (в остроугольных резьбах  $2\varphi = 55$  и  $60^\circ$ , в трапециевидных —  $2\varphi = 30^\circ$ ).

В винтовых передачах, кроме трения в резьбе, имеет место также трение на торце (например, в домкрате трение возникает на торцевой поверхности винта, соприкасающейся с головкой домкрата, фиг. 32).

В этом случае полный момент (для домкрата см. фиг. 32,а — момент, создаваемый силой  $P$  на плече  $l$ ) может быть выражен в виде

$$M_n = M_n + M_m,$$

где  $M_n$  — момент, возникающий в резьбе винта;  
 $M_m$  — момент на торцевой поверхности винта.



Фиг. 32. Схема для определения момента трения в домкрате.

Если торцевая поверхность трения представляет собой кольцо (фиг. 32,а) с диаметрами  $D$  и  $d$ , то момент трения будет равен

$$M_m = Qf \frac{D^3 - d^3}{3(D^2 - d^2)} \text{ кгсм},$$

где  $f$  — коэффициент трения торцевых поверхностей.

Если торцевая поверхность сплошная (круг, фиг. 32,б), то

$$\frac{M_m}{2} = Qf \frac{d}{3} \text{ кгсм}.$$

Из приведенных формул очевидно, что момент трения на кольцевой поверхности больше, чем на сплошной. Поэтому, с точки зрения уменьшения потерь на трение, в домкрате рекомендуется конструкция, показанная на фиг. 32,б.

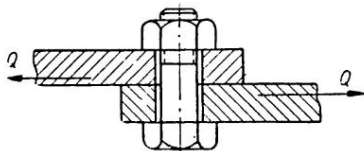
Момент в резьбе при постоянных  $Q$  и  $d_{cp}$ , очевидно, будет тем больше, чем больше коэффициент трения и (при несовпадении направления движения винта или гайки с направлением силы  $Q$ ) чем больше угол подъема резьбы.

Осевая нагрузка  $Q$  распределяется между витками гайки неравномерно. По исследованиям проф. Н. Е. Жуковского [3], на первый виток гайки приходится около 30% всей нагрузки, на второй — около 20% всей нагрузки, на третий — около 10% и т. д. 10-й виток воспринимает всего около 3% нагрузки. Поэтому для равномерного износа витков гайки рекомендуется для ходовых винтов принимать гайки с числом витков не более  $6 \div 8$ , что соответствует ее высоте, примерно равной  $1,5 d_0$ , где  $d_0$  — наружный диаметр резьбы.

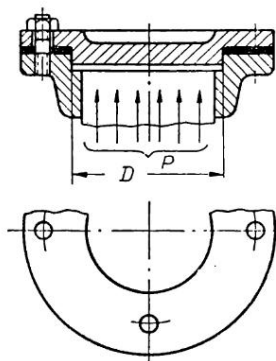
## 2. Соотношение сил в болтовых соединениях

Соотношение сил в болтовых соединениях покажем на примерах, часто встречающихся в машиностроении.

1) *Соединение одиночным болтом при поперечной нагрузке.* При установке болта без зазора усилие  $Q$  воспринимается болтом непосредственно. Следовательно, расчетной нагрузкой болта (на срез) будет сила  $Q$ . В случае,



Фиг. 33. Схема поперечного нагружения болтового соединения.



Фиг. 34. Крепление фланца.

если болт посажен с зазором (фиг. 33), расчетная нагрузка (растяжение) болта будет равна

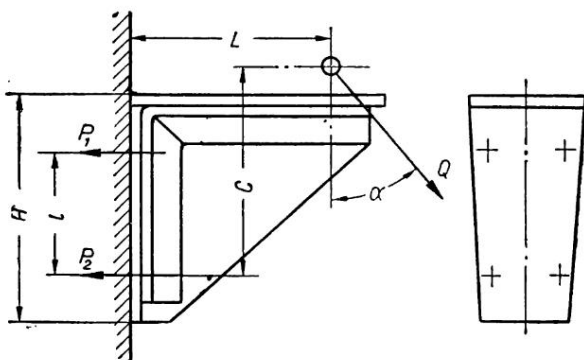
$$P = \frac{Q}{f},$$

где  $f$  — коэффициент трения на поверхности соединенных листов.

2) Соединение фланца с крышкой. Усилие растяжения, приходящееся на один болт, приблизительно определяется формулой

$$P = \frac{\pi D^2 p}{4z\alpha},$$

где  $D$  — внутренний диаметр фланца (фиг. 34);  
 $p$  — избыточное давление в резервуаре (трубе) в  $\text{кг/см}^2$  или  $\text{атм}$ ;  
 $z$  — число болтов (шпилек);  
 $\alpha$  — коэффициент, учитывающий упругую силу прокладки, неравномерность затяжки болтов (шпилек) и т. п. факторы.



Фиг. 35. Схема нагружения болтов, крепящих кронштейн.

Обычно принимают  $\alpha = 0,4 \div 0,6$ ; меньшие значения  $\alpha$  следует применять при металлических прокладках (алюминиевых, медных, латунных), а большие — при эластичных прокладках (картон, асбест, резина).

3) Крепление кронштейнов и стоек. При нагружении кронштейна (стойки) произвольно направленной силой  $Q$  (фиг. 35) определение нагрузки, приходящейся на один болт, будет зависеть от материала основания, к которому крепится кронштейн. В случае, если основание жесткое (металл), максимальное растяжение (усилие, приходящееся на один болт) может приблизительно определяться формулой

$$P_{\max} = \frac{P_1}{2} = \frac{Q(L \cos \alpha + c \sin \alpha)}{2l} \text{ кг},$$

где все обозначения указаны на фиг. 35 ( $Q$  в  $\text{кг}$ ,  $L$ ,  $l$  и  $c$  в  $\text{см}$ ).

Для предотвращения сдвига вдоль плоскости стыка необходимо обеспечить дополнительное условие

$$[2(P_1 + P_2) - Q \sin \alpha] f \geq Q \cos \alpha,$$

где  $f$  — коэффициент трения в стыке.

Если принять, как обычно,

$$P_1 = P_2 = \frac{zP_{\max}}{2},$$

где  $z$  — число болтов,

то условие, при выполнении которого будет предотвращен сдвиг, запишется в виде

$$P_{\max} z \geq Q \left[ \frac{\cos \alpha}{f} + \sin \alpha \right].$$

Если основание, к которому крепится кронштейн, податливое (стена здания, деревянная балка и т. п.), то максимальное растягивающее усилие  $P_{\max}$ , приходящееся на один болт (фиг. 35), может быть приближенно найдено по той же формуле, но условие, при выполнении которого будет предотвращен сдвиг кронштейна, будет другое:

$$2(P_1 + P_2) f \geq Q \cos \alpha,$$

или, по-прежнему, принимая

$$P_1 = P_2 = \frac{zP_{\max}}{2},$$

$$P_{\max} z \geq \frac{Q \cos \alpha}{f}.$$

В случае невыполнения этих условий, необходимо увеличить значение расчетных сил  $P_{\max}$  до требуемой величины. Подробнее расчет болтов, крепящих кронштейны, см. [3].

4) *Специальные болтовые (клеммовые) соединения.* Основным расчетным усилием клеммовых соединений является усилие, воспринимаемое болтами. Примеры типичных клеммовых соединений показаны на фиг. 36.

Для этих типичных клеммовых соединений расчетная растягивающая нагрузка болтов может быть определена по формулам.

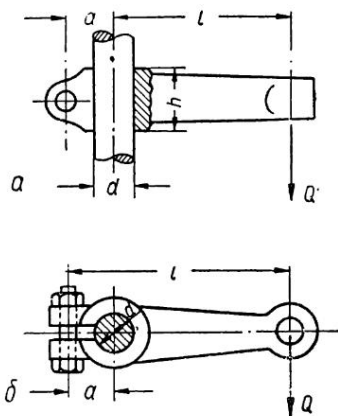
Для соединения, представленного на фиг. 36,а,

$$P = \frac{Qd(h - 6f)}{2fh(d + 2a)} \text{ кг},$$

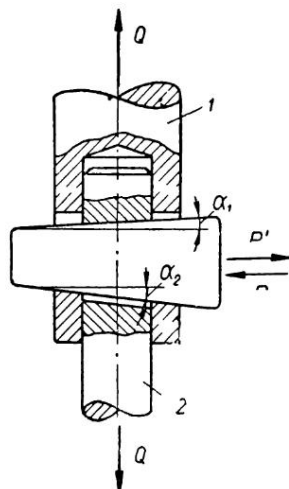
где  $Q$  — внешняя нагрузка в кг;  
 $d, l, h$  и  $a$  — размеры элементов соединения,  
 приведенные на фиг. 36, в см;  
 $f$  — коэффициент трения скольжения.

*Примечание.* При отсутствии гарантии точного изготовления клеммы и колонны величиной  $6fl$  следует пренебречь. Тогда формула для определения нагрузки болтов будет иметь вид

$$P = \frac{Qd}{2f(d+2a)} \text{ кг.}$$



Фиг. 36. Схемы клеммовых соединений.



Фиг. 37. Схема клинового соединения.

Для схемы, показанной на фиг. 36,б,

$$P = \frac{Ql}{(d+2a)f} \text{ кг,}$$

где все обозначения приняты прежними.

### 3. Соотношение сил в клиновых соединениях

Связь между усилием  $Q$ , действующим по оси соединяемых клином деталей (фиг. 37), и усилием  $P$ , направленным по оси клина при его заколачивании (затягивании), определяется уравнением

$$P = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)] \text{ кг,}$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — углы заострения клина в град.;

$\rho_1$  и  $\rho_2$  — углы трения клина о деталь 1 и 2 (фиг. 37).

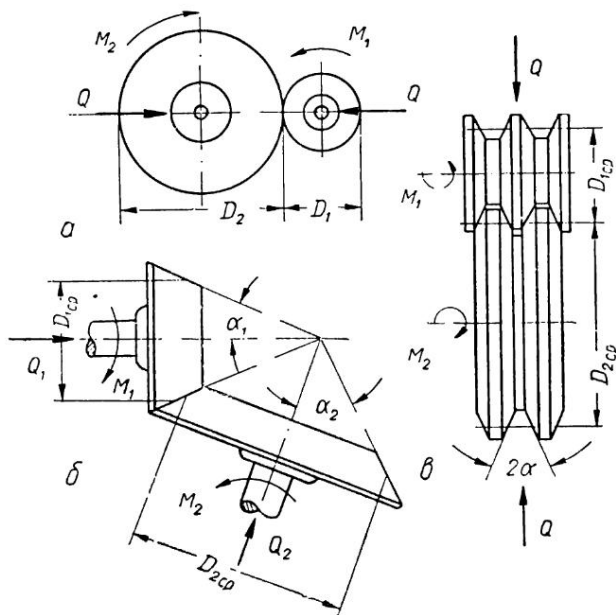
При выколачивании (вытягивании) клина необходимо приложить силу

$$P' = Q [\operatorname{tg}(\rho_1 - \alpha_1) + \operatorname{tg}(\rho_2 - \alpha_2)] \text{ кг}$$

(все обозначения указаны выше).

#### 4. Соотношение сил в фрикционных передачах и конусах

В передачах с гладкими цилиндрическими катками (фиг. 38, а) соотношение между силой прижатия катков



Фиг. 38. Схемы фрикционных передач.

и моментами на валах первого ( $M_1$ ) и второго ( $M_2$ ) катков выражаются в виде

$$Q = \frac{2M_1}{D_1 f} = \frac{2M_2}{D_2 f} \text{ кг},$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах катков в  $\text{кгсм}$ ;  
 $D_1$  и  $D_2$  — диаметры катков в  $\text{см}$ ;  
 $f$  — коэффициент трения скольжения (см. гл. II).



В конических фрикционных передачах (фиг. 38,б) силы прижатия катков, прикладываемые по оси первого и второго катков, различны ( $Q_1$  и  $Q_2$ ). Их величины приближенно определяются формулами:

$$Q_1 \approx \frac{2M_1 \sin \alpha_1}{D_{1\text{ср}} f} \approx \frac{2M_2 \sin \alpha_1}{D_{2\text{ср}} f} \text{ кгс};$$

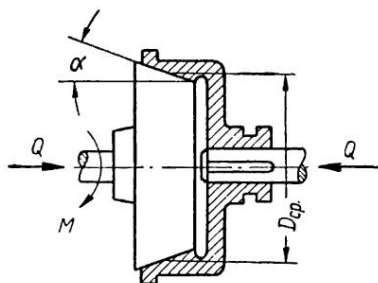
$$Q_2 \approx \frac{2M_2 \sin \alpha_2}{D_{2\text{ср}} f} \approx \frac{2M_1 \sin \alpha_2}{D_{1\text{ср}} f} \text{ кгс},$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах катков в кгс $\cdot$ см;

$D_{1\text{ср}}$  и  $D_{2\text{ср}}$  — средние диаметры катков в см;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — углы между образующими и осями катков (фиг. 38, б) в град.;

$f$  — коэффициент трения скольжения.



Фиг. 39. Схема фрикционного конуса.

В клинчатой фрикционной передаче (фиг. 38, в) сила прижатия катков может быть определена приближенно выражением

$$Q \approx \frac{2M_1 \sin \alpha}{D_{1\text{ср}} f} \approx \frac{2M_2 \sin \alpha}{D_{2\text{ср}} f} \text{ кгс},$$

где  $\alpha$  — угол заострения клиновидных выступов (фиг. 38,в) в град.;

$D_{1\text{ср}}$  и  $D_{2\text{ср}}$  — средние диаметры катков в см;

$M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах катков в кгс $\cdot$ см;

$f$  — коэффициент трения скольжения.

При передаче крутящего момента фрикционным конусом (конической фрикционной муфтой) усилие необходи-

мого прижатия конусов может быть приближенно определено по формуле

$$Q \approx \frac{2M \sin \alpha}{D_{cp} f} \text{ кг},$$

где  $M$  — передаваемый крутящий момент в  $\text{кгсм}$ ;

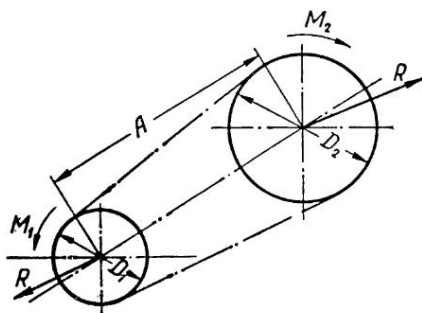
$D_{cp}$  — средний диаметр конуса в  $\text{см}$ ;

$\alpha$  — угол между образующей и осью конуса (фиг.39) в град.;

$f$  — коэффициент трения скольжения.

### 5. Соотношение сил в передачах гибкой связью (ременные, канатные и цепные передачи)

В передачах гибкой связью при помощи сил трения (ременные, канатные передачи) или зацепления (цепные передачи) величины нагрузок на валы и опоры шкивов или звездочек переменные.



Фиг. 40. Схема передачи гибкой связью.

Для плоскоремennых передач радиальная нагрузка  $R$  изменяется в пределах

$$R \approx (2,5 \div 4) \frac{2M_1}{D_1} \approx (2,5 \div 4) \frac{2M_2}{D_2} \text{ кг},$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах меньшего и большего шкивов в  $\text{кгсм}$ ;

$D_1$  и  $D_2$  — диаметры шкивов (фиг. 40) в  $\text{см}$ .

Для клиноремennых и канатных передач

$$R \approx (1,5 \div 2,5) \frac{2M_1}{D_1} \approx (1,5 \div 2,5) \frac{2M_2}{D_2} \text{ кг},$$

где  $D_1$  и  $D_2$  — средние диаметры шкивов в  $\text{см}$ .

Остальные обозначения прежние.

Более точное определение радиальной нагрузки в передачах гибкой связью при помощи сил трения можно (без учета веса связи) определить по формуле

$$R = \frac{2M_1}{D_1(e^{f\alpha} - 1)} \sqrt{1 + e^{f\alpha} \left[ e^{f\alpha} - 2 \left( \frac{D_2 - D_1}{A} - 1 \right) \right]} \text{ кг,}$$

или

$$R = \frac{2M_2}{D_2(e^{f\alpha} - 1)} \sqrt{1 + e^{f\alpha} \left[ e^{f\alpha} - 2 \left( \frac{D_2 - D_1}{A} - 1 \right) \right]} \text{ кг,}$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах шкивов в *кгсм*;

$D_1$  и  $D_2$  — диаметры шкивов в *см* (для клиноременных и канатных передач — средние диаметры шкивов):

$A$  — межцентровое расстояние в *см* (фиг. 40);

$e$  — основание натуральных логарифмов ( $e \approx 2,718$ );

$f$  — коэффициент трения скольжения связи по шкиву (для клиноременных и канатных передач вместо  $f$  ставится  $\frac{f}{\sin \varphi}$ ).

$\varphi$  — половина угла профиля канавки или ручья в шкиве в град.;

$\alpha$  — угол обхвата меньшего шкива в рад.

Для цепных передач радиальная нагрузка  $R$ , воспринимаемая валами, находится приближенно следующим способом:

а) для горизонтальных передач

$$R \approx (1,2 \div 1,4) \frac{2M}{D} \text{ кг,}$$

где  $M$  — передаваемый крутящий момент в *кгсм*;

$D$  — диаметр звездочки, на валу которой действует момент  $M$ , в *см*;

б) для вертикальных передач

$$R \approx (1,2 \div 1,4) \frac{2M}{D} \text{ кг (верхняя звездочка);}$$

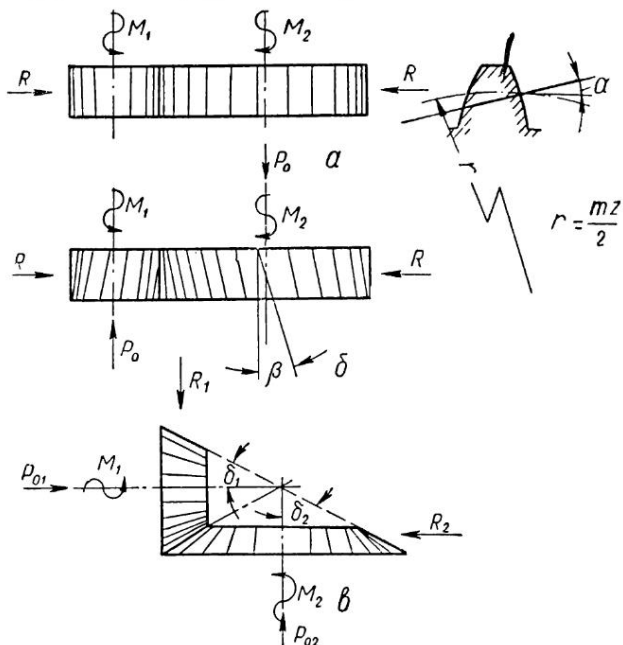
$$R \approx \frac{2M}{D} \text{ кг (нижняя звездочка)}$$

(все обозначения указаны выше).

## 6. Соотношение сил в зубчатых передачах

При работе зубчатых передач радиальные и осевые усилия воспринимаются валами и подшипниками.

В цилиндрических прямозубых передачах (фиг. 41,а) возникает только радиальное усилие.



Фиг. 41. Схемы зубчатых передач.

Оно определяется формулой

$$R = \frac{2M_1}{mz} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2M_2}{mz} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \text{ кг},$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты на валах зубчатых колес в кг/мм;

$m$  — модуль зацепления (отношение шага по начальной окружности колеса к числу  $\pi$  в мм);

$z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев малого и большого зубчатых колес;

$\alpha$  — угол зацепления (фиг. 41); обычно  $\alpha = 20^\circ$  или  $15^\circ$ .

В косозубых цилиндрических передачах (фиг. 41,б) возникают как радиальные  $R$ , так и осевые  $P_0$  силы.

Эти силы определяются из выражений

$$R = \frac{2M_1}{m_n z_1} \sqrt{\cos^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2M_2}{m_n z_2} \sqrt{\cos^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha} \text{ кг};$$

$$P_0 = \frac{2M_1}{m_n z_1} \sin \beta = \frac{2M_2}{m_n z_2} \sin \beta \text{ кг},$$

где  $\beta$  — угол наклона зуба к оси колеса;

$m_n$  — нормальный модуль в мм (нормальный модуль равен диаметру начальной окружности колеса, деленному на число зубьев и умноженному на  $\cos \beta$ ).

Остальные обозначения указаны выше.

В конических прямозубых передачах (фиг. 41,в) также возникают при их работе радиальная  $R$  и основная  $P_0$  силы. Эти силы определяются из выражений:

1) Для малого зубчатого колеса

$$R_1 = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = \frac{2M_2}{m_{cp} z_2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \text{ кг};$$

$$P_{01} = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = \frac{2M_2}{m_{cp} z_2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \text{ кг}.$$

2) Для большого зубчатого колеса

$$R_2 = \frac{2M_2}{m_{cp} z_2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \text{ кг};$$

$$P_{02} = \frac{2M_2}{m_{cp} z_2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \text{ кг},$$

где  $m_{cp}$  — средний модуль в мм (средний модуль может быть определен как отношение среднего диаметра колеса в мм к числу зубьев);

$\delta_1$  и  $\delta_2$  — углы начальных конусов колес (фиг. 41,в).

Остальные обозначения указаны выше.

## 7. Соотношение сил в червячных передачах

При работе червячной передачи в месте контакта червяка с червячным колесом, для обоих элементов передачи (червяк и червячное колесо) возникают по три вида сил: усилия окружные (для червяка  $P_w$ , для колеса  $P_k$ ), усилия осевые (для червяка  $P_k$ , для колеса  $P_w$ ) и усилия распорные (для обоих элементов  $P_p$ ).

Эти усилия связываются между собой следующими приближенными (без учета трения) соотношениями:

$$P_u = \frac{2M_u}{d_{cp}} \text{ кг}; \quad P_k = \frac{P_u}{\text{tg } \beta} = \frac{2M_u}{d_{cp} \text{ tg } \beta} = \frac{2M_k}{D_{н.о}} \text{ кг};$$

$$P_p = \frac{P_u \text{ tg } \alpha}{2 \sin \beta} = \frac{2M_u}{d_{cp}} \cdot \frac{\text{tg } \alpha}{\sin \beta} = \frac{2M_k}{D_{н.о}} \frac{\text{tg } \alpha}{\cos \beta} \text{ кг},$$

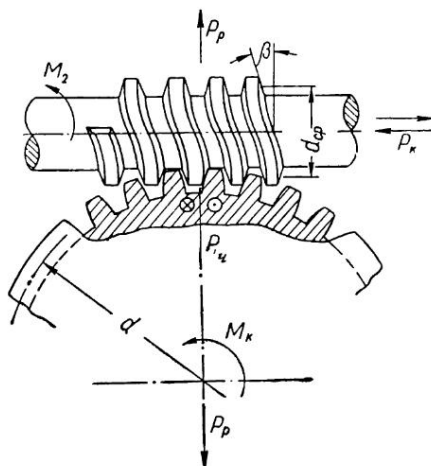
где  $M_u$  и  $M_k$  — крутящие моменты на валах червяка и колеса в  $\text{кгсм}$ ;

$d_{cp}$  — средний диаметр резьбы червяка в  $\text{см}$ ;

$D_{н.о}$  — начальная окружность червячного колеса в  $\text{см}$ ;

$\beta$  — угол подъема винтовой линии червяка (фиг. 42);

$\alpha$  — угол зацепления.



Фиг. 42. Схема червячной передачи.

Более подробные выводы соотношений усилий в червячных передачах см. [3].

## 8. Примеры расчетов

**Пример 1.** Требуется определить необходимое усилие рабочего при подъеме груза  $Q = 1000 \text{ кг}$  домкратом конструкции, представленной на фиг. 32,б.

Данные:  $d = 3 \text{ см}$ ;  $l = 40 \text{ см}$ ;  $d_{cp} = 3,4 \text{ см}$ ; шаг резьбы  $t = 0,8 \text{ см}$ ; резьба прямоугольная, винт стальной, гайка бронзовая, головка стальная.

Расчет: 1) Угол подъема винтовой линии

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi d_{cp}} = \operatorname{arctg} \frac{0,8}{3,14 \cdot 3,4} \approx 4^{\circ}20'.$$

2) Угол трения  $\rho$ .

По данным, приведенным в табл. 26, коэффициент трения стали по бронзе при слабой смазке  $f = 0,12$ ;  $\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,12 \approx 6^{\circ}50'$ .

3) Коэффициент трения на торце винта.

По данным, приведенным в табл. 26, коэффициент трения стали по стали при слабой смазке  $f = 0,15$ .

4) Полный момент трения

$$\begin{aligned} M_n &= Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + Qf \frac{d}{3} = \\ &= 1000 \left[ \frac{3,4}{2} \operatorname{tg}(4^{\circ}20' + 6^{\circ}50') + 0,15 \cdot \frac{3}{3} \right] \approx 486 \text{ кгсм}. \end{aligned}$$

5) Усилие рабочего

$$P = \frac{M_n}{l} = \frac{486}{40} \approx 12,15 \text{ кг}.$$

Пример 2. Требуется определить расчетное усилие для болтов, крепящих кронштейн к кирпичной стене (фиг. 35).

Данные:  $Q = 500 \text{ кг}$ ;  $\alpha = 30^{\circ}$ ;  $L = 400 \text{ мм}$ ;  $c = 500 \text{ мм}$ ;  $l = 350 \text{ мм}$ .

Расчет: 1) Максимальное усилие одного болта

$$P_{\max} = \frac{Q(L \cos \alpha + c \sin \alpha)}{2l} = \frac{500(40 \cos 30^{\circ} + 50 \sin 30^{\circ})}{2 \cdot 35} \approx 425 \text{ кг}.$$

2) Условие, предотвращающее сдвиг кронштейна вдоль стенки,

$$P_{\max} z \geq \frac{Q \cos \alpha}{f};$$

число болтов  $z = 4$ ;

коэффициент трения принимаем равным  $f = 0,3$ .

Так как  $425 \cdot 4 = 1700 > \frac{500 \cdot \cos 30^{\circ}}{0,3} = 1440$ , то условие выдерживается.

Пример 3. Требуется определить расчетное усилие для болта клеммового соединения (фиг. 36,б).

*Данные:*  $Q = 300 \text{ кг}$ ;  $l = 200 \text{ мм}$ ;  $d = 50 \text{ мм}$ ;  $a = 70 \text{ мм}$ ;  
коэффициент трения (сталь по стали)  $f = 0,15$ .

$$\text{Расчет: } P = \frac{Ql}{(d + 2a)f} = \frac{300 \cdot 20}{(5 + 2 \cdot 7) 0,15} \approx 2100 \text{ кг.}$$

**Пример 4.** Требуется определить усилие забивки и выбивки клина в соединении (фиг. 37).

*Данные:*  $Q = 1000 \text{ кг}$ ;  $\alpha_1 = 0^\circ$ ;  $\alpha_2 = 5^\circ$ . Все детали соединения стальные.

*Расчет:* 1) Коэффициент трения стали по стали (табл. 26)  $f = 0,15$ . Углы трения  $\rho_1 = \rho_2 = \arctg f = \arctg 0,15 = 8^\circ 40'$ .

2) Усилие забивки

$$P = Q [\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} (\alpha_2 + \rho_2)] = \\ = 1000 [\operatorname{tg} 8^\circ 40' + \operatorname{tg} (5^\circ + 8^\circ 40')] \approx 384 \text{ кг.}$$

3) Усилие выбивки

$$P' = Q [\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} (\rho_2 - \alpha_2)] = \\ = 1000 [\operatorname{tg} 8^\circ 40' + \operatorname{tg} (8^\circ 40' - 5^\circ)] \approx 210 \text{ кг.}$$

**Пример 5.** Требуется определить усилие прижатия фрикционных гладких цилиндрических катков (фиг. 38,а) при передаче крутящего момента  $M_1 = 2500 \text{ кгсм}$ .

Диаметр меньшего катка  $D_1 = 150 \text{ мм}$ . Катки чугунные.

*Расчет:* 1) По данным, приведенным в табл. 25, коэффициент трения чугуна по чугуну  $f = 0,2$ .

2) Усилие прижатия

$$Q = \frac{2M_1}{D_1 f} = \frac{2 \cdot 2500}{15 \cdot 0,2} \approx 1665 \text{ кг.}$$

**Пример 6.** По данным предыдущего примера определить усилие прижатия катков с клиновидными канавками (фиг. 38,б)  $D_{cp} = 150 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 15^\circ$ .

*Расчет:* 1) Усилие прижатия

$$Q = \frac{2M_1 \sin \alpha}{D_{cp} f} = \frac{2 \cdot 2500 \cdot \sin 15^\circ}{15 \cdot 0,2} \approx 431 \text{ кг.}$$

**Пример 7.** Определить усилие прижатия конуса (фиг. 39) при передаче крутящего момента  $M = 1500 \text{ кгсм}$ .

*Данные:* Материал конуса — чугун,  $\alpha = 20^\circ$ ;  $D_{cp} = 200 \text{ мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,2$ .

*Расчет:* 1) Усилие прижатия

$$Q = \frac{2M \sin \alpha}{D_{cp} f} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot \sin 20^\circ}{20 \cdot 0,2} \approx 257 \text{ кг.}$$



Пример 8. Требуется определить радиальную нагрузку валов ременной передачи (см. схему на фиг. 40).

Данные:  $M_1 = 1000$  кгсм;  $D_1 = 200$  мм;  $D_2 = 600$  мм;  $A = 700$  мм,  $\alpha = 145^\circ \approx 2,5$  рад.

Коэффициент трения ремня по шкиву  $f = 0,22$ .

Расчет: 1) Радиальная нагрузка

$$R = \frac{2M_1}{D_1(e^{f\alpha} - 1)} \sqrt{1 + e^{f\alpha} \left[ e^{f\alpha} - 2 \left( \frac{D_2 - D_1}{A} - 1 \right) \right]} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1000}{20(2,7^{0,22 \cdot 2,5} - 1)} \times$$

$$\times \sqrt{1 + 2,7^{0,22 \cdot 2,5} \left[ 2,7^{0,22 \cdot 2,5} - 2 \left( \frac{60 - 20}{70} - 1 \right) \right]} \approx$$

$$\approx 325 \text{ кг.}$$

Пример 9. Требуется определить радиальное и осевое усилия, воспринимаемые валами цилиндрической зубчатой передачи с косыми зубьями (см. схему на фиг. 41,б).

Данные:  $M_1 = 3000$  кгсм;  $m_n = 5$  мм;  $z_1 = 20$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$ .

Расчет: 1) Радиальное усилие

$$R = \frac{2M_1}{m_n z_1} \sqrt{\cos^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2 \cdot 3000}{0,5 \cdot 20} \sqrt{\cos^2 30^\circ + \operatorname{tg}^2 20^\circ} \approx$$

$$\approx 564 \text{ кг.}$$

2) Осевое усилие

$$P_0 = \frac{2M_1}{m_n z_1} \sin \beta = \frac{2 \cdot 3000}{0,5 \cdot 20} \sin 30^\circ = 300 \text{ кг.}$$

Пример 10. Требуется определить радиальное и осевое усилия, воспринимаемые валом малого колеса конической зубчатой передачи (см. схему на фиг. 41,в).

Данные:  $M_1 = 2500$  кгсм;  $m_{cp} = 6$  мм;  $z_1 = 18$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\delta_1 = 35^\circ$ .

Расчет: 1) Радиальное усилие

$$R_1 = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = \frac{2 \cdot 2500}{0,6 \cdot 18} \operatorname{tg} 20^\circ \sin 35^\circ \approx 97 \text{ кг.}$$

2) Осевое усилие

$$P_{01} = \frac{2M_1}{m_{cp} z_1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = \frac{2 \cdot 2500}{0,6 \cdot 18} \operatorname{tg} 20^\circ \cos 35^\circ \approx 139 \text{ кг.}$$

**Пример 11.** Требуется определить радиальную и осевую нагрузки, воспринимаемые червяком червячной передачи (см. схему на фиг. 42).

*Данные:* Передаваемый момент на червяке  $M_ч = 1500$  кгсм; средний диаметр червяка  $d_{ср} = 60$  мм; угол подъема резьбы червяка  $\beta = 18^\circ$ ; угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$ .

*Расчет:* 1) Окружное усилие на червяке

$$P_ч = \frac{2M_ч}{d_{ср}} = \frac{2 \cdot 1500}{6} = 500 \text{ кг.}$$

2) Распорное усилие

$$P_p = P_ч \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta} = 500 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 18^\circ} \approx 590 \text{ кг.}$$

3) Радиальное усилие, действующее на червяк,

$$R = \sqrt{P_ч^2 + P_p^2} = \sqrt{500^2 + 590^2} \approx 768 \text{ кг.}$$

4) Осевое усилие

$$P_0 = \frac{P_ч}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{500}{\operatorname{tg} 18^\circ} \approx 1535 \text{ кг.}$$

## VI. ОБЩИЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРИМЕРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

### 1. Пример определения расчетных нагрузок механизма круглопильного станка

Станок предназначен для резки деревянных брусьев и досок при помощи вращающейся круглой (дисковой) пилы. Схема станка приведена на фиг. 43.

*Технические условия:* 1) Высота пропила  $h = 150$  мм.

2) Скорость резания  $v = 50$  м/сек.

3) Радиальная подача  $s = 4$  мм/об.

4) Инструмент — пила дисковая  $D = 500$  мм; число зубьев  $z = 75$ ; толщина  $\delta = 2,11$  мм (см. [10]).

*Расчет:* 1) Определение силы резания.

Усилие резания определяется по формуле

$$P = rF \text{ кг,}$$

где  $r$  — удельная сила резания в кг/см<sup>2</sup>;

$F$  — площадь среза в см<sup>2</sup> (см. гл. II).

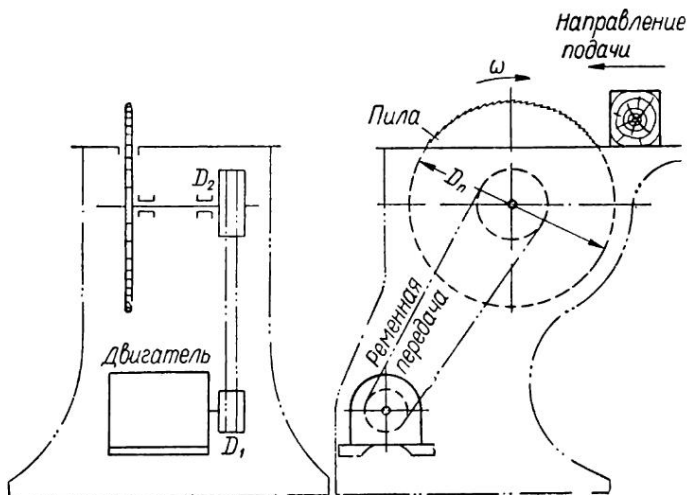
По данным, приведенным в табл. 3, среднее значение  $r$  для дерева различных пород при резке поперек и вдоль волокон составляет  $\sim 300$  кг/см<sup>2</sup>.

Подача на 1 зуб

$$s_1 = \frac{s}{z} = \frac{4}{75} \approx 0,053 \text{ мм на 1 зуб.}$$

Число одновременно режущих зубьев

$$z_1 = \frac{hz}{\pi D} = \frac{150 \cdot 75}{3,14 \cdot 500} \approx 7,15.$$



Фиг. 43. Схема круглопильного станка.

Площадь среза

$$F = s_1 \delta z_1 = 0,053 \cdot 2,11 \cdot 7,15 \approx 0,8 \text{ мм}^2.$$

Средняя сила резания

$$P = \frac{300 \cdot 0,8}{100} = 2,4 \text{ кг.}$$

2) Определение мощности двигателя и выбор типа двигателя.

Потребная мощность

$$N = \frac{Pv}{75\eta} \text{ л. с.}$$

Принимаем  $\eta = 0,8$ , тогда

$$N = \frac{2,4 \cdot 50}{75 \cdot 0,8} = 2 \text{ л. с.}$$

По каталогу электродвигателей выбираем электродвигатель типа АО41—4/2,  $N = 2,3$  л. с.,  $n = 2850$  об/мин.

3) Передаточное число ременной передачи.

Число оборотов пилы

$$n_n = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,5} \approx 1900 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число

$$i = \frac{n}{n_n} = \frac{2850}{1900} = 1,5.$$

4) Определение расчетных крутящих моментов валов механизма.

Поскольку пуск станка производится без нагрузки, а нагрузка прикладывается плавно, учитываем динамический момент коэффициентом по данным, приведенным в строке 1, табл. 33. Динамический коэффициент принимаем равным 1,3.

а) Момент на валу двигателя

$$M_1 = 71620 \frac{N}{n} \cdot 1,3 = 71620 \frac{2}{2850} \cdot 1,3 \approx 65,5 \text{ кгсм.}$$

б) Момент на валу пилы

$$M_2 = M_1 i \eta = 65,5 \cdot 1,5 \cdot 0,8 \approx 78,7 \text{ кгсм.}$$

5) Определение радиальных нагрузок валов, создаваемых ременной передачей.

Диаметр ведущего шкива  $D_1$  принимаем равным 100 мм. Максимальное значение радиального усилия, создаваемого ременной передачей (см. гл. V, п. 5), равно

$$R = 4 \frac{2M_1}{D_1} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 65,5}{10} \approx 52,5 \text{ кг.}$$

6) Определение окружного усилия в ременной передаче

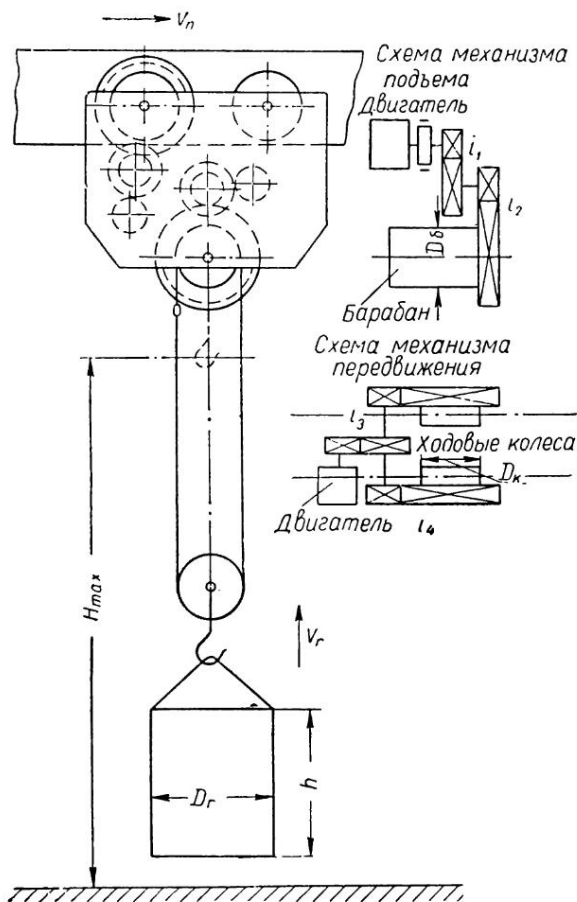
$$P_0 = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{65,5 \cdot 2}{10} = 13,1 \text{ кг.}$$

По полученным расчетным усилиям могут быть определены размеры элементов механизма.

## 2. Пример определения расчетных нагрузок механизмов грузоподъемной тележки

Грузоподъемная тележка предназначена для подъема и горизонтального переноса бадьи сыпучих грузов. Схема тележки показана на фиг. 44.

- Технические условия: 1) Размеры грузовой бадьи  $D_g = 0,80$  м,  $h = 1,25$  м.  
 2) Транспортируемый материал — земля формовочная



Фиг. 44. Схема грузоподъемной тележки.

- 3) Скорость подъема груза  $v_g = 15$  м/мин.  
 4) Скорость передвижения тележки  $v_n = 50$  м/мин.  
 5) Максимальная высота подъема  $H_{max} = 24$  м.

Примечания 1. При работе тележки возможны случаи подъема груза с подхватом. 2. Пуск двигателей механизма подъема и передвижения реостатный.

Расчет: 1) Определение грузоподъемности тележки. Объем грузовой бадьи

$$V = \frac{\pi D_c^2}{4} h = \frac{3,14 \cdot 0,8}{4} \cdot 1,25 \approx 0,63 \text{ м}^3.$$

Насыпной вес формовочной земли (табл. 32)

$$\gamma = 1,5 \text{ т/м}^3.$$

Вес земли

$$V\gamma = 0,63 \cdot 1,5 \approx 0,945 \text{ т}.$$

Учитывая собственный вес бадьи, принимаем грузоподъемность тележки равной  $Q = 1000 \text{ кг}$ .

2) Ориентировочный выбор каната и определение диаметра барабана.

Принимаем двухкратный полиспаст. На каждую ветвь каната будет действовать сила  $S \approx 500 \text{ кг}$ . По каталогу (см. [14]) подбираем ориентировочно канат (при ориентировочном запасе прочности  $n = 5$ ) диаметром  $d = 7,7 \text{ мм}$ , диаметр проволок  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ , разрывное усилие не менее  $2700 \text{ кг}$ . Диаметр барабана по существующим рекомендациям (см. [14]) будет равен

$$D_c = 400\delta = 400 \cdot 0,5 = 200 \text{ мм}.$$

3) Определение потребной мощности и выбор электродвигателя для механизма подъема груза.

Коэффициент полезного действия механизма принимаем  $\eta = 0,8$ .

Мощность установившегося движения (статическая)

$$N_c = \frac{Qv_z}{75\eta} = \frac{1000 \cdot 15}{60 \cdot 75 \cdot 0,8} \approx 4,15 \text{ л. с.}$$

Выбираем по каталогу (см. [14]) электродвигатель крановый переменного тока типа КТ 40/1003. Номинальная мощность при среднем режиме  $N_n = 5,44 \text{ л. с.}$  Число оборотов  $n_{\partial} = 925 \text{ об/мин.}$ , маховой момент ротора  $GD^2 = = 0,45 \text{ кгм}^2$ , кратность максимального момента  $\frac{M_{\max}}{M_n} = = 2,4$ .

Соответствующая данному двигателю тормозная муфта  $D_m = 150 \text{ мм}$ , вес  $Q_1 = 9,1 \text{ кг}$ .

4) Определение передаточного числа механизма подъема груза.

Число оборотов барабана

$$n_6 = \frac{2 \cdot 60 \cdot v_a}{\pi D_6} = \frac{2 \cdot 60 \cdot 15}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 60} \approx 47,8 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число

$$i = \frac{n_d}{n_6} = \frac{925}{47,8} \approx 19,3.$$

Разбивка передаточного числа

$$i = i_1 i_2 = 5 \cdot 3,85.$$

5) Проверка выбранного электродвигателя на время разгона. Приводим моменты инерции механизма и груза к валу двигателя.

В расчет принимаем: массы груза, тормозной муфты и ротора двигателя. Остальными массами пренебрегаем (см. гл. III).

Момент инерции ротора двигателя (см. гл. I)

$$I_D = \frac{GD^3}{4g} = \frac{0,45}{4 \cdot 9,81} \approx 0,0114 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции тормозной муфты (см. гл. I табл. I)

$$I_M = \frac{Q_1 D_M^2}{6g} = \frac{9,1 \cdot 0,15^2}{6 \cdot 9,81} \approx 0,0348 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции груза, приведенный к валу барабана (см. гл. III),

$$I_a = \frac{QD_6^2}{2^2 \cdot 2^2 \cdot g} = \frac{1000 \cdot 0,2^2}{4 \cdot 4 \cdot 9,81} \approx 0,254 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Суммарный момент инерции, приведенный к валу двигателя,

$$I = I_D + I_M + \frac{I_a}{i^2} = 0,0114 + 0,0348 + \frac{0,254}{19,3^2} \approx 0,047 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Номинальный момент двигателя (см. гл. III)

$$M_n = 716,2 \frac{N_n}{n_D} = 716,2 \frac{5,44}{925} \approx 4,2 \text{ кгм.}$$

Максимальный пусковой момент (см. параметры выбранного двигателя)

$$M_{\max} = 2,4 M_n = 2,4 \cdot 4,2 = 10 \text{ кгм.}$$

Грузовой статический момент, приведенный к валу двигателя (см. гл. III),

$$M_c = \frac{QD_6}{2 \cdot 2 \cdot i \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 0,2}{2 \cdot 2 \cdot 19,3 \cdot 0,8} \approx 3,23 \text{ кгм.}$$

Установившаяся угловая скорость вала двигателя

$$\omega_y = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 925}{30} \approx 96,5 \text{ 1/сек.}$$

Средний пусковой момент

$$M_{n. \text{ ср}} = \frac{M_{\max} + M_c}{2} = \frac{10 + 3,23}{2} = 6,61 \text{ кгм.}$$

Время разгона (см. гл. I)

$$t_1 = \frac{I \omega_y}{M_{n. \text{ ср}} - M_c} = \frac{0,047 \cdot 96,5}{6,61 - 3,23} \approx 1,34 \text{ сек.}$$

Полученное время разгона приемлемо, так как находится в пределах рекомендуемых значений (см. гл. I).

Таким образом, считаем приемлемым выбранный выше электродвигатель типа КТ 40/1003.

б) Определение расчетных нагрузок механизма подъема груза при его пуске.

а) Подъем груза из положения на весу (нормальный подъем). Уподобляем механизм двухмассовой системе. Ведущая масса — ротор двигателя и тормозная муфта, ведомая масса — груз.

Приведенный момент инерции ведущей массы

$$I_1 = I_d + I_m = 0,0462 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Приведенный момент инерции ведомой массы

$$I_2 = \frac{I_g}{i^2} = \frac{0,254}{19,3^2} \approx 0,0007 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Расчетная нагрузка механизма при нормальном подъеме (см. гл. IV), приведенная к валу двигателя,

$$M = \frac{2I_2 (M_{\max} - M_c)}{I_1 + I_2} + M_c = \\ = \frac{2 \cdot 0,0007 (10 - 3,23)}{0,0462 + 0,0007} + 3,23 \approx 3,43 \text{ кгм.}$$



Перегрузка механизма

$$\frac{M}{M_c} = \frac{3,43}{3,23} \approx 1,06.$$

б) Подъем груза с подхватом. Жесткость механизма подъема груза (без учета жесткости валов и монорельса, см. гл. III)

$$C = \frac{E_k \Omega}{H_{\max}} \text{ кг/м},$$

где  $E_k$  — модуль упругости канатов (обычно принимается равным  $1\,200\,000 \text{ кг/см}^2$ );

$\Omega$  — площадь сечения канатов (по каталогу [14]  $\Omega = 2 \cdot 22 \text{ мм}^2$ );

$$C = \frac{1\,200\,000 \cdot 2 \cdot 22}{100 \cdot 24} \approx 22\,000 \text{ кг/м}.$$

Масса груза

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{1000}{9,81} \approx 102 \text{ кгсек}^2/\text{м}.$$

Расчетная нагрузка механизма при подъеме с подхватом, приведенная к грузу (см. гл. IV),

$$F = v \sqrt{mC} + Q = \frac{15}{60} \sqrt{102 \cdot 22\,000} + 1000 \approx 1380 \text{ кг}.$$

Перегрузка механизма

$$\beta = \frac{F}{Q} = \frac{1380}{1000} \approx 1,38.$$

Во втором случае перегрузка значительно больше, чем в первом. Следовательно, для дальнейших расчетов примем перегрузочный коэффициент равным 1,38.

7) Определение расчетных моментов на валах механизма.

Момент на барабане

$$M_1 = \frac{QD_0}{2 \cdot 2} \beta = \frac{1000 \cdot 0,2}{2 \cdot 2} 1,38 \approx 69 \text{ кгм}.$$

Момент на промежуточном валу

$$M_2 = \frac{M_1}{i_2 \eta_2},$$

где  $\eta_2$  — к.п.д. второй (от двигателя) передачи ( $\eta_2 \approx 0,9$ );

$$M_2 = \frac{69}{3,85 \cdot 0,9} \approx 20 \text{ кгм}.$$

Момент на валу двигателя

$$M_3 = \frac{M_2}{i_1 \eta_1},$$

где  $\eta_1 = 0,9$  — к. п. д. первый (от двигателя) передачи;

$$M_3 = \frac{20}{5 \cdot 0,9} \approx 4,45 \text{ кгм.}$$

8) Определение сопротивления передвижения тележки. Ориентировочно принимаем собственный вес тележки  $G_1 = 400$  кг. Вместе с грузом вес тележки

$$Q + G_1 = 1000 + 400 = 1400 \text{ кг.}$$

Диаметр ходовых колес принимаем равным  $D_k = 150$  мм. Подшипники ходовых колес шариковые. По данным, приведенным в табл. 29 (см. гл. II), общий коэффициент сопротивления передвижению тележки принимаем равным 0,01.

Предполагая, что монорельс может иметь кривые участки по рекомендации (см. гл. II), для учета трения реборд принимаем коэффициент 1,5. Теперь полный коэффициент сопротивления передвижению тележки будет равен

$$1,5 \cdot 0,01 = 0,015.$$

Сила сопротивления передвижению тележки

$$W = (Q + G_1) 0,015 = 1400 \cdot 0,015 \approx 21 \text{ кг.}$$

9) Определение потребной мощности механизма передвижения и подбор двигателя. Мощность установившегося движения (статическая)

$$N_c = \frac{Wv_n}{75\eta}.$$

Принимаем  $\eta = 0,8$ ;

$$N_c = \frac{21 \cdot 50}{60 \cdot 75 \cdot 0,8} \approx 0,291 \text{ л. с.}$$

Учитывая, что в механизмах передвижения экипажей основная часть мощности расходуется на разгон масс механизма при пуске, ориентировочно выбираем электродвигатель типа АОЗ1—4/2, номинальной мощности при среднем режиме  $N_n = 0,62$  л. с. Число оборотов  $n_d = 1420$  об/мин., маховой момент ротора  $GD^2 = 0,015$  кгм<sup>2</sup>, кратность максимального момента

$$\frac{M_{\max}}{M_n} = 2.$$

Передаточное число механизма при выбранном электродвигателе

$$i = \frac{n_{\partial} \pi D_{\kappa}}{v_n} = \frac{1420 \cdot 3,14 \cdot 0,15}{50} \approx 13,4.$$

Разбивка передаточного числа

$$i = i_3 \cdot i_4 = 4 \cdot 3,33.$$

10) Проверка выбранного электродвигателя на время разгона. Приводим массы тележки и груза к валу двигателя. В расчет принимаем ротор двигателя, тележку, ходовые колеса и груз. Массой остальных элементов механизма пренебрегаем.

Момент инерции ротора двигателя

$$I_{\partial} = \frac{GD^2}{4g} = \frac{0,015}{4 \cdot 9,81} \approx 0,00038 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции ходовых колес: принимаем вес одного ходового колеса  $Q_2 = 10 \text{ кг}$ . По формуле из гл. I (табл. I)

$$I_{\kappa} = 4 \frac{Q_2 D_{\kappa}^2}{8g} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 0,15^2}{8 \cdot 9,81} \approx 0,011 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции груза и тележки относительно оси ходовых колес

$$I_a = \frac{Q + G_1}{g} \cdot \frac{D_{\kappa}^2}{4} = \frac{1400 \cdot 0,15^2}{4 \cdot 9,81} \approx 0,804 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

Приведенный суммарный момент инерции

$$I = I_{\partial} + \frac{I_{\kappa}}{i^2} + \frac{I_a}{i^2} = 0,00038 + \frac{0,011 + 0,804}{13,4^2} \approx 0,0049 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Номинальный момент двигателя

$$M_n = 716,2 \frac{N_n}{n_3} = 716,2 \frac{0,62}{1450} \approx 0,31 \text{ кгм}.$$

Максимальный момент

$$M_{\max} = 2 \cdot 0,31 = 0,62 \text{ кгм}.$$

Статический момент на валу двигателя

$$M_c = \frac{WD_{\kappa}}{2 \cdot i \eta} = \frac{21 \cdot 0,15}{2 \cdot 13,4 \cdot 0,8} \approx 0,146 \text{ кгм}.$$

Угловая скорость вала двигателя (установившаяся)

$$\omega_y = \frac{\pi n_D}{30} = \frac{3,14 \cdot 1420}{30} \approx 148 \text{ 1/сек.}$$

Средний пусковой момент

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + M_c}{2} = \frac{0,62 + 0,146}{2} = 0,383 \text{ кг см}$$

Время разгона двигателя (см. гл. I)

$$t_1 = \frac{I \omega_y}{M_{п.ср} - M_c} = \frac{0,0049 \cdot 148}{0,383 - 0,146} \approx 3,06 \text{ сек.}$$

Полученный результат укладывается в рамки рекомендуемых значений [14]. Поэтому принимаем выбранный выше тип электродвигателя.

11) Определение расчетных нагрузок механизма передвижения при пуске. Уподобляем механизм двухмассовой системе. Ведущая масса — ротор двигателя, ведомая масса — тележка, ходовые колеса и груз.

Приведенный момент инерции ведущей массы

$$I_1 = I_D = 0,00038 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Приведенный момент инерции ведомой массы

$$I_2 = \frac{I_k + I_a}{i^2} = \frac{0,011 + 0,804}{13,4^2} \approx 0,00453 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Расчетную нагрузку определяем по формуле (см. гл. IV)

$$M = \frac{2I_2 (M_{\max} - M_c)}{I_1 + I_2} + M_c = \\ = \frac{2 \cdot 0,00453 (0,62 - 0,146)}{0,00038 + 0,00453} + 0,146 \approx 1,02 \text{ кгм.}$$

Перегрузка

$$\beta = \frac{M}{M_c} = \frac{1,02}{0,146} \approx 7.$$

12) Определение расчетных моментов на валах механизма (см. гл. III).

а) момент на приводных ходовых колесах

$$M_1 = \frac{WD_k}{2} \beta = \frac{21 \cdot 0,15}{2} \cdot 7 \approx 11 \text{ кгм;}$$

б) момент на промежуточном валу

$$M_2 = M_1 \frac{1}{i_4 \eta_4} = \frac{11}{3,33 \cdot 0,9} \approx 3,67 \text{ кгм,}$$

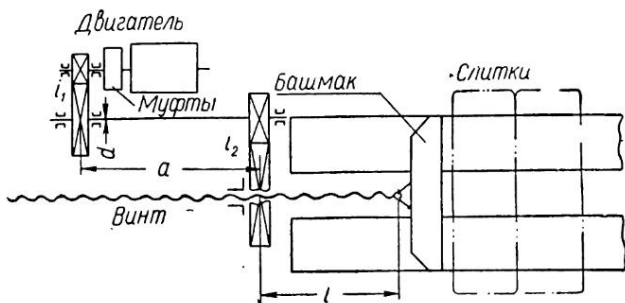
где  $\eta_4$  — к. п. д. второй от двигателя передачи ( $\eta \approx 0,9$ );

в) момент на валу двигателя: принимаем к. п. д. первой от двигателя передачи  $\eta \approx 0,9$ , тогда

$$M_3 = \frac{M_2}{i_{373}} = \frac{3,67}{4 \cdot 0,9} = 1,02 \text{ кгм.}$$

### 3. Пример определения расчетных нагрузок механизма толкателя

Толкатель предназначен для загрузки стальных слитков в нагревательную печь. Схема толкателя приведена на фиг. 45.



Фиг. 45. Схема толкателя.

*Технические условия:* 1) Средние размеры толкаемых слитков  $500 \times 500 \times 1500$  мм.

2) Количество одновременно толкаемых слитков 3.

3) Скорость движения слитков  $v = 0,1$  м/сек.

4) Направляющие, по которым движутся слитки, — чугунные, грубо обработанные.

*Расчет:* 1) Определение веса слитков: плотность стали принимаем по данным, приведенным в табл. 31;  $\gamma = 7,5$  г/см<sup>3</sup>.

Вес трех слитков

$$Q = \frac{3 \cdot 50 \cdot 50 \cdot 150 \cdot 7,5}{1000} = 8450 \text{ кг.}$$

2) Усилие сопротивления передвижению слитков: коэффициент трения стали по чугуну без смазки при скорости скольжения до 1 м/сек по данным, приведенным в табл. 25, принимаем равным  $f = 0,16$ .

Сила трения

$$F = Qf = 8450 \cdot 0,16 = 1350 \text{ кг.}$$

3) Потребная мощность двигателя

$$N = \frac{Fv}{75\eta};$$

принимая общий коэффициент полезного действия механизма  $\eta = 0,5$ ,  
тогда

$$N = \frac{1350 \cdot 0,1}{75 \cdot 0,5} \approx 3,6 \text{ л. с.}$$

По каталогу (см. [14]) подбираем электродвигатель типа КТС 30/1002, номинальная мощность которого при среднем режиме составляет  $N_n = 4 \text{ л. с.}$ ,

число оборотов  $n = 900$  об/мин., кратность пускового момента к номинальному  $\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,2$ , маховой момент ротора

$GD^2 = 0,24 \text{ кгм}^2$ . Соответствующая данному электродвигателю муфта (см. [14]) имеет диаметр  $D_m = 140 \text{ мм}$  и вес  $Q_1 = 7,9 \text{ кг}$ .

4) Определение передаточного числа передач и хода винта: выбираем винт двухзаходный, ход винта  $s = 40 \text{ мм}$ , средний диаметр винта  $d_{cp} = 60 \text{ мм.}$ , угол подъема винтовой линии  $\alpha = 12^\circ$ .

Число оборотов винта

$$n_6 = \frac{v}{s} = \frac{0,1 \cdot 60}{0,04} = 150 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число механизма

$$i = \frac{n_6}{n_8} = \frac{900}{150} = 6.$$

Разбивка передаточного числа

$$i = i_1 i_2 = 3 \cdot 2.$$

5) Приведение масс механизма к башмаку толкателя: в расчет принимаем массы ротора двигателя и муфты. Массами передач и валов пренебрегаем (см. гл. IV):

Момент инерции ротора двигателя (см. гл. I)

$$I_0 = \frac{GD^2}{4g} = \frac{0,24}{4 \cdot 9,81} \approx 0,0061 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции муфты. По формуле из табл. 1

$$I_m = \frac{Q_1 D_m^2}{9g} = \frac{7,9 \cdot 0,14^2}{9 \cdot 9,81} \approx 0,0017 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Суммарный момент инерции ротора и муфты

$$I_1 = I_\partial + I_m = 0,0061 + 0,0017 = 0,0078 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Масса слитков

$$m_c = \frac{Q}{g} = \frac{8450}{9,81} \approx 862 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Ориентировочно учитываем вес башмака толкателя  $Q_2 = 100 \text{ кг}$  и вес винта  $Q_3 = 80 \text{ кг}$ . Масса винта и башмака

$$m_\partial = \frac{Q_2 + Q_3}{g} = \frac{180}{9,81} = 18,3 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Масса слитков, башмака и винта, приведенная к валу двигателя и представленная в виде момента инерции,

$$I_2 = \frac{(m_c + m_\partial) d_{cp}^2}{4 \cdot i^2} \text{tg}^2 \alpha = \\ = \frac{(862 + 18,3) 0,06^2}{4 \cdot 6^2} \text{tg} 12^\circ \approx 0,00094 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

б) Определение максимальной нагрузки механизма при пуске двигателя в положении, когда башмак толкателя соприкасается со слитками: номинальный момент на валу двигателя

$$M_n = 716,2 \frac{N_m}{n_\partial} = 716,2 \frac{4}{900} \approx 3,18 \text{ кгм}.$$

Пусковой момент

$$M_{\max} = 2,2M_n = 2,2 \cdot 3,18 \approx 7 \text{ кгм}.$$

Статический момент

$$M_c = \frac{F \text{tg} \alpha d_{cp}}{2i\eta} = \frac{1350 \cdot 0,212 \cdot 0,06}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} \approx 2,86 \text{ кгм}.$$

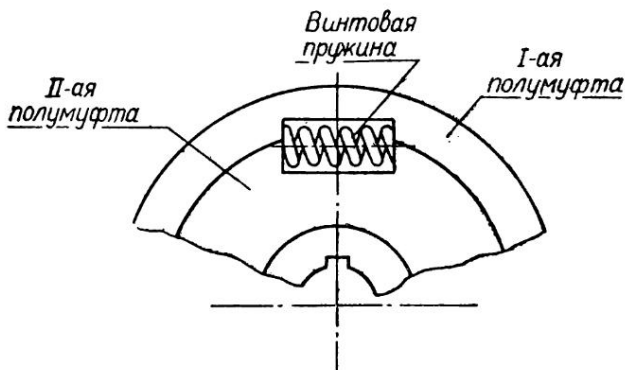
Представляя механизм в виде двухмассовой схемы, состоящей из ведущего и ведомого элементов  $I_1$  и  $I_2$ , соединенных упругим звеном, определяем расчетную нагрузку механизма (см. гл. IV), приведенную к валу двигателя (пуск предполагаем плавный)

$$M_1 = \frac{2(M_{\max} - M_c) I_2}{I_1 + I_2} + M_c = \\ = \frac{2(7 - 2,86) 0,00094}{0,0078 + 0,00094} + 2,86 \approx 3,75 \text{ кгм}.$$

## Перегрузка механизма

$$\frac{M_1}{M_e} = \frac{3,75}{2,86} \approx 1,31.$$

7) Определение максимальной нагрузки механизма при толчке башмаком слитков после разгона электродвигателя. Механизм будет наименее упругим, что соответствует наиболее опасному случаю нагружения, когда расстояние



Фиг. 46. Схема муфты с винтовой пружиной.

между башмаком и гайкой ( $l$ ) наименьшее. Полагая это расстояние равным нулю и считая, что основную часть упругости механизма составляет упругость промежуточного вала диаметром  $d$  и длиной  $a$  (см. схему) и упругость муфты, находим приведенную жесткость механизма.

Ориентировочно задаемся размерами вала:

$$d = 35 \text{ мм}; \quad a = 2000 \text{ мм}.$$

Угловая жесткость вала (см. гл. III)

$$C_e = \frac{GI_p}{a} = \frac{800\,000 \cdot 3,14 \cdot 3,5^4}{32 \cdot 200 \cdot 100} \approx 590 \text{ кгм/рад}.$$

8) Жесткость муфты: пусть выбрана муфта упругая с винтовыми пружинами (фиг. 46). Число пружин 6, радиус расположения пружин  $R = 50 \text{ мм}$ .

Пружины винтовые, диаметр проволоки  $d_1 = 3 \text{ мм}$ , диаметр свивки  $D = 15 \text{ мм}$ , число витков  $z = 7$ . Линейная усадка одной пружины (см. гл. II)

$$\Delta = \frac{8PD^3z}{Gd_1^4}.$$



Линейная жесткость всех шести пружин

$$C_n = \frac{6P}{\Delta} = \frac{6Gd_1^4}{8D^3z} = \frac{6 \cdot 800\,000 \cdot 0,3^4 \cdot 100}{8 \cdot 1,5^3 \cdot 7} \approx 20500 \text{ кгм.}$$

Угловая жесткость муфты

$$C_m = C_n R^2 = 20\,500 \cdot 0,05^2 \approx 51,3 \text{ кгм/рад.}$$

Приведенная жесткость механизма (см. гл. III)

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_m} + \frac{i^2}{C_g}} = \frac{1}{\frac{1}{51,3} + \frac{6^2}{590}} \approx 12,4 \text{ кгм/рад.}$$

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} \approx 94 \text{ 1/сек.}$$

Максимальная нагрузка механизма при толчке (см. гл. IV)

$$M_2 = \omega \sqrt{CI_2} + M_c = 94 \sqrt{12,4 \cdot 0,00094} + 2,86 \approx 12,9 \text{ кгм.}$$

Перегрузка

$$\frac{M_2}{M_c} = \frac{12,9}{2,86} \approx 4,5.$$

Полученный результат показывает, что максимальная нагрузка механизма будет иметь место во втором случае, т. е. в случае толчка слитков башмаком после разгона двигателя.

9) Расчетная нагрузка вала и винта: расчетный момент вала

$$M_g = M_2 i_1 = 12,9 \cdot 3 \approx 38,7 \text{ кгм.}$$

Расчетное усилие винта

$$P = \frac{M_2 i_2 \eta}{d_{cp} \operatorname{tg} \alpha} = \frac{12,9 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 0,5}{0,06 \cdot 0,212} \approx 6080 \text{ кг,}$$

или

$$P = F \frac{M_2}{M_c} = 1350 \cdot 4,5 = 6080 \text{ кг.}$$

*Примечания.* 1. При определении расчетных усилий размеры некоторых деталей (вала, муфты, пружин) выбирались ориентировочно. Они подлежат проверке на прочность обычными методами. 2. Для ограничения перегрузки механизма при толчке башмаком слитков можно установить вместо упругой муфты фрикционную муфту предельного момента.

#### 4. Пример определения расчетных нагрузок карусельного станка

**Данные:** Станок предназначен для обработки заготовок максимального диаметра  $D_2 = 600$  мм и веса  $G_2 = 800$  кг. При обработке наиболее прочных материалов (легированные стали) должны допускаться: глубина резания  $t = 4$  мм и подача  $s = 0,08$  мм/об. Максимальное число оборотов шпинделя  $n_{ш} = 180$  об/мин.

При заданных глубине резания и подаче скорость резания должна быть допустимо максимальной.

Диаметр планшайбы  $D_1 = 600$  мм. Вес планшайбы  $G_1 = 40$  кг. Пуск двигателя станка производится непосредственным включением и только вхолостую.

**Расчет:** 1) Максимальная сила резания. Принимая заданные шаг и подачу и находя по табл. 7 наибольшую твердость стали ( $H_B = 270$ ) по формуле (см. стр. 20), определяем силу резания

$$P = ct^x s^y H_B^n;$$

Коэффициенты  $c$ ,  $x$ ,  $y$  и  $n$  находим по данным, приведенным в табл. 4, 5 и 6;

$$P = 3,57 \cdot 4 \cdot 0,08 \cdot 270^{0,75} \approx 173 \text{ кг.}$$

2) Мощность двигателя при установившемся движении: принимаем к. п. д. передач  $\eta = 0,9$ ;

$$N = \frac{P D_2 n_{ш}}{60 \cdot 75 \eta} = \frac{173 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 180}{60 \cdot 75 \cdot 0,9} = 14,5 \text{ л. с.}$$

3) Выбираем по каталогу двигатель типа АД,

$$N = 15 \text{ л. с., } n = 1000 \text{ об/мин.}$$

Маховой момент ротора и моторной муфты

$$GD^2 = 3 \text{ кгм}^2.$$

Кратность пускового момента по каталогу

$$\frac{M_{\max}}{M_n} = 1,25.$$

4) Максимальный статический момент на шпинделе

$$M_{с.ш} = P \frac{D_2}{2} = 173 \frac{60}{2} = 5200 \text{ кг см.}$$

5) Статический момент, приведенный к валу двигателя,

$$M_c = M_{с.ш} \frac{n_{ш}}{n \eta} = 5200 \frac{180}{1000 \cdot 0,9} = 1040 \text{ кгсм.}$$

Моменты  $M_{с.ш}$  и  $M_c$  представляют собой нагрузки вала шпинделя и первого вала передач (от двигателя) при установившейся работе станка.

Определим расчетные нагрузки при пуске станка (согласно условий — см. задание на расчет, пуск производится вхолостую).

6) Номинальный момент двигателя

$$M_n = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{15}{1000} = 1070 \text{ кгсм.}$$

7) Максимальный пусковой момент

$$M_{\max} = 1,25 \cdot M_n = 1,25 \cdot 1070 = 1340 \text{ кгсм.}$$

8) Момент инерции ротора двигателя и моторной муфты

$$I_1 = \frac{25GD^2}{g} = \frac{25 \cdot 3}{9,81} = 7,64 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

9) Приведенные моменты инерции планшайбы и заготовки (см. табл. 1)

$$I_2 = \frac{G_1 D_1^2}{8g \left(\frac{n}{n_{ш}}\right)^2} + \frac{G_2 D_2^2}{8g \left(\frac{n}{n_{ш}}\right)^2} = \frac{40 \cdot 60^2}{8 \cdot 981 \cdot 5,5^2} +$$

$$+ \frac{800 \cdot 60^2}{8 \cdot 981 \cdot 5,5^2} \approx 12,7 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

10) Максимальная нагрузка при пуске (см. гл. IV) первого вала (от двигателя) передач

$$M_n = \frac{2M_{\max} I_2}{I_1 + I_2} = \frac{2 \cdot 1340 \cdot 12,7}{7,64 + 12,7} \approx 1700 \text{ кгсм.}$$

11) Максимальная нагрузка вала шпинделя при пуске

$$M_{n.ш} = M_n \frac{n}{n_{ш}} \eta = 1700 \frac{1000}{180} 0,9 \approx 8500 \text{ кгсм.}$$

Таким образом, нагрузка механизма при пуске (холостом) оказывается больше, чем при установившейся работе нагруженного станка. Очевидно, расчетными нагрузками должны являться для первого (от двигателя) вала  $M_n = 1700 \text{ кгсм}$ , для вала шпинделя  $M_{n.ш} = 8500 \text{ кгсм}$ .

Прочие валы передач следует рассчитывать по статическим моментам, умноженным на коэффициент перегрузки, т. е. на

$$\frac{M_{n.ш}}{M_{с.ш}} = \frac{M_n}{M_c} = \frac{8500}{5200} = \frac{1700}{1040} = 1,64.$$

## 5. Пример определения расчетных нагрузок приводного домкрата

Требуется определить максимальную нагрузку приводного домкрата (см. пример 4, гл. III) при подъеме груза толчком.

*Данные:* грузоподъемность  $Q = 20 \text{ т}$ , скорость подъема груза  $v = 5 \text{ м/мин}$ , жесткость элементов привода, приведенная к второму от двигателя валу (см. расчет в примере 4, гл. III)  $C_n = 440\,000 \text{ кгсм/рад}$ .

Передаточные числа зубчатой передачи:  $i_1 = 45$ ;  $i_2 = 4$ ; к. п. д. винта  $\eta = 0,6$ ; к. п. д. зубчатой передачи  $\eta_1 = \eta_2 = 0,95$ .

Средний диаметр винта  $d_{cp} = 65 \text{ мм}$ . Винт однозаходный, шаг  $s = 20 \text{ мм}$ .

*Расчет:* 1) Масса груза

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{20\,000}{981} = 20,17 \text{ кгсек}^2/\text{см}.$$

2) Жесткость механизма, приведенная к грузу и выраженная в линейных величинах,

$$C_1 = \frac{C_n 2\pi d_{cp}}{i_2^2 d_{cp} s} = \frac{440\,000 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6,5}{4^2 \cdot 6,5 \cdot 2} = 86\,000 \text{ кг/см}.$$

3) Максимальная нагрузка винта при подъеме груза толчком

$$F_{\max} = v \sqrt{m C_1} + Q = \frac{500}{60} \sqrt{20,17 \cdot 86\,000} + 20\,000 = 31\,000 \text{ кг}.$$

4) Максимальная нагрузка второго (от двигателя) вала механизма

$$M_2 = F_{\max} \frac{d_{cp}}{2} \frac{s}{\pi d_{cp} i_2 \eta_2} = \frac{31\,000 \cdot 2}{2 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 0,6 \cdot 0,95} = 4340 \text{ кгсм}.$$

5) Максимальная нагрузка первого (от двигателя) вала механизма

$$M_1 = \frac{M_2}{i_1 \eta_1} = \frac{4340}{4,5 \cdot 0,95} = 1010 \text{ кгсм}.$$

Полученные значения  $F_{\max}$ ,  $M_1$  и  $M_2$  являются расчетными нагрузками элементов привода домкрата.

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Вульф А. М.*, Основы резания металлов, Машгиз, 1954.
2. *Губкин С. И.*, Теория обработки металлов давлением, Металлургияздат, 1947.
3. *Добровольский В. А.*, Детали машин, Машгиз, 1951.
4. *Зайцев А. К.*, Основы учения о трении, износе и смазке машин, Машгиз, 1947.
5. *Зиновьев В. А.* и др., Краткий технический справочник, Гостехиздат, 1949.
6. *Кожевников С. Н.*, Динамические явления при разгоне станков, имеющих упругое звено, «Вестник металлопромышленности», 12, 1935.
7. *Комаров М. С.*, Динамика грузоподъемных машин, Машгиз, 1953.
8. *Маликов Л. М.*, Основы конструирования измерительных приборов, Машгиз, 1950.
9. *Найденев Б. Ф.*, Справочник по объемным весам, перевозимым автотранспортом, Изд. Мин. Ком. хоз. РСФСР, 1954.
10. Энциклопедический справочник «Машиностроение» тт. 2, 6, 7, 9, Машгиз, 1951.
11. *Левинсон Л. Б.*, Дробильно-сортировочные машины и установки, 1952.
12. *Левинсон Л. Б.*, Статика и динамика машин, Гостехиздат, 1934.
13. *Касаткин А. Г.*, Основные процессы и аппараты химической технологии, Гостехиздат, 1950.
14. *Кифер Л. Г.* и *Абрамович М. И.*, Грузоподъемные машины с атласом, ч. I и II, Машгиз, 1948.

## СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

<i>Введение</i> . . . . .	3
<i>I. Двигатели машин и их характеристики</i> . . . . .	5
1. Общие замечания . . . . .	5
2. Механические характеристики двигателей . . . . .	6
3. Скорость и ускорения двигателей при разгоне . . . . .	8
4. Мощность и крутящие моменты двигателя . . . . .	10
5. Примеры расчетов . . . . .	12
<i>II. Определение сил статических сопротивлений</i> . . . . .	17
1. Силы разрушения (резания, врезывания, дробления) материалов . . . . .	17
2. Силы сопротивления пластическим деформациям . . . . .	26
3. Упругие силы (силы сопротивления упругой деформации материалов) . . . . .	29
4. Силы сопротивления движению тел в жидкости . . . . .	37
5. Силы ветра и силы воздушного сопротивления движению тел . . . . .	40
6. Силы трения . . . . .	43
7. Силы веса . . . . .	49
8. Примеры расчетов . . . . .	51
<i>III. Кинематический и силовой анализ механизмов привода</i> . . . . .	62
1. Соотношение скоростей и ускорений в механизмах . . . . .	62
2. Соотношение сил (моментов) и мощностей в механизмах привода . . . . .	64
3. Приведенные схемы механизмов . . . . .	65
4. Примеры расчетов . . . . .	70
<i>IV. Динамические нагрузки машин</i> . . . . .	74
1. Общие замечания . . . . .	74
2. Пуск и торможение машин без нагрузки . . . . .	76
3. Нагружение машин после разгона . . . . .	78
4. Пуск и торможение нагруженных машин . . . . .	82
5. Динамические нагрузки, испытываемые машинами при установившемся движении . . . . .	87
6. Примеры расчетов . . . . .	95
<i>V. Соотношение сил (моментов) в механизмах и узлах машин</i> . . . . .	105
1. Соотношение сил в винтовой паре . . . . .	105
2. Соотношение сил в болтовых соединениях . . . . .	107
3. Соотношение сил в клиповых соединениях . . . . .	110
4. Соотношение сил в фрикционных передачах и конусах . . . . .	111
5. Соотношение сил в передачах гибкой связью (ременные, канатные и цепные передачи) . . . . .	113

6. Соотношение сил в зубчатых передачах . . . . .	115
7. Соотношение сил в червячных передачах . . . . .	116
8. Примеры расчетов . . . . .	117
<i>VI. Общие практические примеры определения расчетных нагрузок механизмов и машин . . . . .</i>	<i>121</i>
1. Пример определения расчетных нагрузок механизма круглопильного станка . . . . .	121
2. Пример определения расчетных нагрузок механизмов грузоподъемной тележки . . . . .	123
3. Пример определения расчетных нагрузок механизма толкателя . . . . .	132
4. Пример определения расчетных нагрузок карусельного станка . . . . .	137
5. Пример определения расчетных нагрузок приводного домкрата . . . . .	139
<i>Литература . . . . .</i>	<i>140</i>

---

### ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
4	1-я сверху	[1]	[3]
7	8-я снизу	[1]	[10]
58	16-я снизу	$P = \xi ab \frac{v^2 \gamma}{2g} = 1,3 \cdot 0,3 \cdot$ $\cdot 0,15 \frac{1,18^2 \cdot 1360}{2 \cdot 9,81} \approx 4,06 \text{ кг.}$	$P = \xi ab \frac{v^2 \gamma}{2g} = 1,3 \cdot 0,3 \cdot$ $\cdot 0,15 \frac{1,19^2 \cdot 1360}{2 \cdot 9,81} \approx 5,64 \text{ кг}$
58	14-я снизу	$M = Pl = 4,06 \cdot$ $\cdot 37 \approx 150 \text{ кгсм.}$	$M = Pl = 5,64 \cdot$ $\cdot 37 \approx 208 \text{ кгсм.}$
104	10-я снизу	$> 64 > n > 1146$	$> 200 > n > 300 \text{ до } 5900$

Заказ № 989.

*Комаров Михаил Степанович*

**Определение расчетных нагрузок производственных механизмов и машин**

Корректоры *Л. Ф. Бобовникова* и *Р. С. Козач*

Подписано к печати 2. IV. 1958. Формат  $84 \times 108/32$ . Печ. л. 7,38. Уч.-изд. л. 7,57. БФ 00083. Тираж 10000. Украинское отделение Машгиза, Киев, ул. Парижской коммуны, 11. Зак. № 989. Напечатано с матриц Киевской Книжно-журнальной фабрики Министерства Культуры УССР в Областной типографии, Житомир, Комсомольская, 17.



Цена 3 р. 80 к.