

# ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методическое пособие  
к практическим занятиям по дисциплине  
«Современные технологии и оборудование  
строительного производства»

Московский автомобильно-дорожный  
государственный технический университет  
(МАДИ)

Кафедра «Автоматизация производственных процессов»

# **ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Методическое пособие  
к практическим занятиям по дисциплине  
«Современные технологии и оборудование строительного производства»

Электронное текстовое издание

Санкт-Петербург  
Наукоемкие технологии  
2024

© Коллектив авторов, 2024  
© МАДИ, 2024  
ISBN 978-5-907804-28-9

УДК 69.002.5  
ББК 38.6-5  
О-22

Авторы:

М. Ю. Абдулханова, Х. А. Джабраилов, Р. А. Гематудинов, Е. В. Марсова

О-22 **Абдулханова М. Ю.**

Оборудование предприятий строительного производства [Электронный ресурс]: методическое пособие к практическим занятиям по дисциплине «Современные технологии и оборудование строительного производства» / М. Ю. Абдулханова, Х. А. Джабраилов, Р. А. Гематудинов, Е. В. Марсова. – СПб.: Наукоемкие технологии, 2024. – 105 с. – URL: <https://publishing.intelgr.com/archive/Oborudovanie-predpriyatii-stroitel'nogo-proizvodstva.pdf>.

ISBN 978-5-907804-28-9

В методическом пособии приведены общие положения по подбору основного технологического и транспортного оборудования и определению его технических характеристик и конструктивных решений, приведена система расчетных формул и примеры определения параметров и выбора машин в зависимости от условий эксплуатации.

УДК 69.002.5  
ББК 38.6-5

ISBN 978-5-907804-28-9

© Коллектив авторов, 2024  
© МАДИ, 2024

Научное издание

**Абдулханова** Марина Юрьевна  
**Джабраилов** Хизар Абубакарович  
**Гематудинов** Ринат Арифулаевич  
**Марсова** Екатерина Вадимовна

**Оборудование предприятий строительного производства**

Методическое пособие

Электронное текстовое издание

Подписано к использованию 07.02.2024.  
Объем издания – 3,9 Мб.

Издательство «Наукоемкие технологии»  
ООО «Корпорация «Интел Групп»  
<https://publishing.intelgr.com>  
E-mail: [publishing@intelgr.com](mailto:publishing@intelgr.com)  
Тел.: +7 (812) 945-50-63

ISBN 978-5-907804-28-9



9 785907 804289 >

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА .....	5
1.1. Бункера, наклонные лотки, затворы .....	5
1.2. Задачи и примеры расчетов .....	9
1.3. Производительность машин непрерывного транспорта .....	13
1.4. Задачи и примеры расчетов .....	24
2. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ БЕТОННЫХ РАБОТ .....	28
2.1. Щековые камнедробилки .....	30
2.2. Конусные дробилки .....	45
2.3. Валковые дробилки .....	46
2.4. Сортировочные машины .....	47
3. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ БЕТОНОВ И РАСТВОРОВ .....	51
3.1. Питатели с поступательным движением рабочего органа .....	51
3.2. Питатели с колебательным движением .....	52
3.3. Питатели с вращательным движением .....	52
3.4. Дозаторы .....	53
3.5. Задачи и примеры расчетов .....	54
4. БЕТОНОСМЕСИТЕЛИ .....	64
4.1. Элементы теории и расчетные формулы .....	64
4.2. Задачи и примеры расчетов .....	68
4.3. Виброударные формовочные установки .....	74
4.4. Расчет виброударных установок .....	77
4.5 Задачи и примеры расчетов .....	79
5. МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ .....	90
5.1. Взаимодействие рабочих органов машин с грунтом .....	90
5.2. Бульдозеры и рыхлители .....	92
5.3. Скреперы .....	98
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	105

# 1. МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

## 1.1. Бункера, наклонные лотки, затворы

К машинам непрерывного транспорта в строительстве относятся ленточные конвейеры, ковшовые элеваторы, винтовые конвейеры, аэрожелоба, устройства пневматического транспорта и самотечные установки.

Основными свойствами сыпучих и мелкозернистых материалов, которые надо учитывать при транспортировании, являются: гранулометрический состав, угол естественного откоса в покое и в движении, плотность, коэффициент трения между материалом и поверхностью, состояние материала.

Гранулометрический состав материала определяют на ситах. В зависимости от содержания частиц той или иной крупности различают рядовые материалы, где отношение размеров наибольших и наименьших кусков превышает 2,5, и сортированные, где оно меньше.

Свободно насыпанный на горизонтальную поверхность материал образует конус, угол наклона образующей которого к горизонтальной поверхности является углом естественного откоса материала в покое  $\rho_1$ . Если материал поместить на движущуюся поверхность (ленту конвейера), то в результате толчков и встряхивания угол естественного откоса уменьшается. Такой угол называют углом естественного откоса материала в движении:

$$\rho_2 \approx 0,7\rho_1$$

Плотность – масса единицы объема материала при насыпке его без уплотнения, обычно измеряется в килограммах на кубический метр.

Коэффициент трения материала о поверхность обуславливает углы наклона стенок бункеров, лотков, конвейеров. Коэффициент трения  $f = \operatorname{tg} \varphi$ , где  $\varphi$  – угол трения, град.

Транспортируемый материал может быть хрупким, липким, абразивным и пылящим. Характеристика свойств материалов, учитываемых при выборе транспортирующего оборудования, приведена в табл. 1.

Бункера служат для хранения и перегрузки сыпучих и мелкокусковых материалов. Наиболее часто применяются пирамидальные, пирамидально-призматические и цилиндроконические бункера.

Минимальные размеры выпускных отверстий бункеров в значительной мере зависят от физических свойств материала и составляют, мм:

Таблица 1

Характеристика транспортируемых материалов

Наименование материалов	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Угол естественного откоса, град	Коэффициент трения материала о сталь
		в покое/в движении	
Гравий	1700...1900	45/30	1/0, 58
Щебень	1800...2000	45/35	1/0, 7
Песок	1400...1700	45/30	1/0, 58
Грунт сухой	1200...1300	45/30	1/0, 58
Глина сухая	1100...1500	50/35	1, 2/0, 7
Цемент	1100...1300	43/38	0, 93/0, 78

Для сухого песка 150×150, песка сырого 450×450, цемента 225×225, гравия и шлака крупностью до 35 мм 300×300, гравия крупностью до 100 мм 500×500, щебня крупностью до 150 мм 650×650.

Размеры наименьших квадратных и круглых выпускных отверстий бункеров можно определить по формуле

$$a = k(d_{\text{макс}} + 80)\text{tg}\rho_1,$$

где  $k = 2,6$  для сортированного материала;  $k = 2,4$  для рядового материала;  $d_{\text{макс}}$  – размер максимальных кусков, мм;  $\rho_1$  – угол естественного откоса материала в покое, град.

Пропускная способность бункера проверяется зависимостью:

$$\Pi = 3600Fv,$$

где  $F$  – площадь выпускного отверстия, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость истечения материала, м/с ( $v \approx 0,5 \dots 2$  м/с).

Меньшие значения – для рядовых влажных материалов; большие – для сухих сортированных.

Углы наклона стенок бункера к горизонту

$$\alpha = \rho_1 + (5 \dots 10^\circ).$$

Углы наклона ребер бункера к горизонту

$$\alpha' = \varphi + (5 \dots 10^\circ).$$

где  $\varphi$  – угол трения материала о стенки бункера, град.

Наклонные лотки и желоба служат для перемещения насыпных материалов под действием силы тяжести. Для перемещения под уклон пылящих материалов применяют спускные трубы. Размеры сечения желоба зависят от заданной производительности и от крупности кусков материала. Так, для перемещения кусковых материалов с частицами крупностью до 400 мм применяют открытые и закрытые желоба сечением, мм (табл. 2)

Таблица 2

Размеры желобов

Крупность частиц	Закрытый желоб	Открытый желоб
25	200×150	200×100
40	300×200	300×150
65	400×250	400×200
100	500×300	500×200
250	800×450	800×300
400	1000×600	1000×400

Угол наклона лотков устанавливают в зависимости от угла трения материала о внутреннюю поверхность лотка.

Минимальный угол наклона лотка, град,

$$\alpha_{\text{мин}} = \varphi + (5 \dots 10^\circ).$$

Затворы служат для регулирования скорости истечения материалов из бункеров, а также для перекрывания их выпускных отверстий.



Наиболее распространены клапанные, секторные, пальцевые и шибберные затворы (рис. 1).

Давление материала, Па, действующего на горизонтальный затвор:

$$p = 10\rho R/\mu k,$$

где  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $R = F/S$  – гидравлический радиус выпускного отверстия, м; здесь  $F$  – площадь поперечного сечения выпускного отверстия, м<sup>2</sup>;  $S$  – периметр выпускного отверстия, м<sup>2</sup>;  $\mu \approx \operatorname{tg} \rho_1^0$  – коэффициент трения материала о материал;  $\rho_1^0$  – угол естественного откоса материала в покое;  $k$  – коэффициент подвижности материала:

$$k = (1 - \sin \rho_1^0)/(1 + \sin \rho_1^0).$$

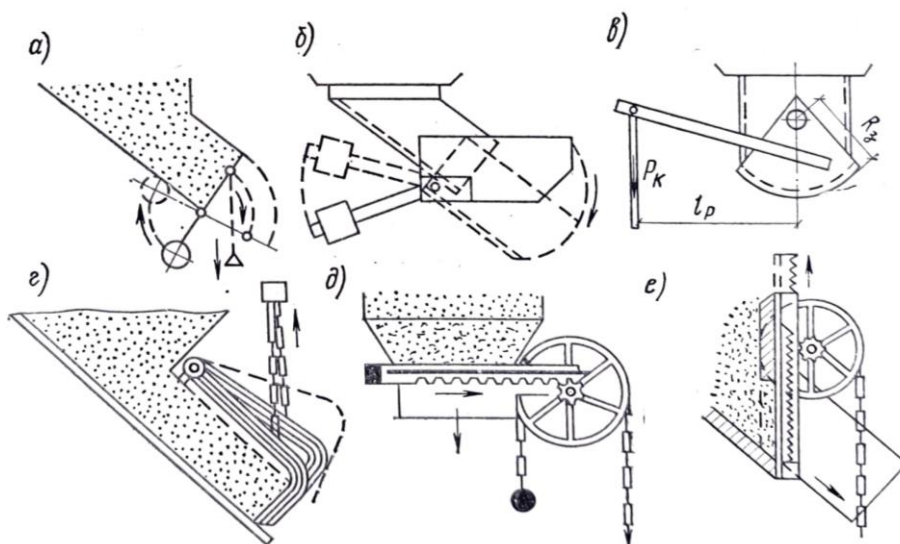


Рис. 1. Затворы бункеров:

а – клапанный; б – лотковый; в – секторный; г – рычажный;  
 д – шибберный горизонтальный; е – шибберный вертикальный

Усилие  $P_k$ , затрачиваемое на открывание затвора, определяется из равенства:

$$P_k l_p = P R_3 \mu_2 + (P + G) \frac{d}{2} \mu_1,$$

где  $l_p$  – длина рукоятки, м (рис. 78, в);  $P = pa^2$  – нормальная нагрузка на затвор, Н;  $R_3$  – радиус сектора затвора, м;  $\mu_2$  – коэффициент трения материала сектора по материалу в бункере;  $G$  – вес затвора;  $d$  – диаметр оси крепления сектора, м;  $\mu_1$  – коэффициент трения в оси крепления сектора ( $\mu_1 = 0,1 \dots 0,2$ ).

## 1.2. Задачи и примеры расчетов

**Задача 1.** Определить основные параметры пирамидально-призматического бункера, предназначенного для хранения 20 т сортированного гравия крупностью до 50 мм. Размер бункера в плане  $b \times b = 2,5 \times 2,5$  м (рис. 2).

**Решение.** Определение размеров выпускного отверстия бункера:  
 $a = k(d_{\text{макс}} + 80) \operatorname{tg} \rho_1^0 = 2,6(50 + 80) \cdot 1 = 340$  мм, где  $k = 2,6$ ;  
 $d_{\text{макс}} = 50$  мм;  $\rho_1^0 = 45^\circ$ .

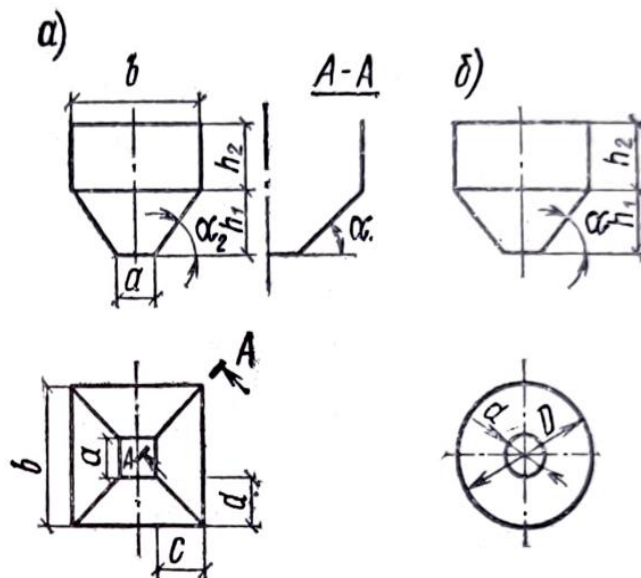


Рис. 2. Схемы комбинированных бункеров:  
 а – пирамидально-призматический; б – цилиндро-конический

Принимаем размеры разгрузочного отверстия  $a \times a = 350 \times 350$  мм. В течение часа через отверстие бункера может быть выгружено:  
 $V_1 = 3600Fv = 3600a^2v = 3600 \times 0,35^2 \cdot 1,5 = 660$  м<sup>3</sup>/ч.

Объем материала в бункере

$$V_0 = \frac{Q}{\rho} = \frac{20}{1,6} = 12,5 \text{ м}^3.$$

На разгрузку бункера затрачивается

$$t = 3600 \frac{V_0}{V_1} = 3600 \frac{12,5}{660} = 68 \text{ с.}$$

Определение основных размеров бункера. Углы наклона стенок (граней) бункера к горизонту  $\alpha^\circ = \rho_1^0 + 10^\circ = 45^\circ + 10^\circ = 55^\circ$ .

Высота пирамидальной части бункера

$$h_1 = \frac{b - a}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2,5 - 0,35}{2} \operatorname{tg} 55^\circ = 1,53 \text{ м.}$$

Высота призматической части бункера может быть найдена из формулы объема бункера:

$$\begin{aligned} V &= h_2 b^2 + \frac{h_1}{3} (b^2 + ab + a^2); \\ h_2 &= \frac{V - \frac{h_1}{3} (b^2 + ab + a^2)}{b^2} = \\ &= \frac{12,5 - \frac{1,53}{3} (2,5^2 + 0,35 \cdot 2,5 + 0,35^2)}{2,5^2} = 1,42 \text{ м.} \end{aligned}$$

Полная высота бункера  $H = h_1 + h_2 = (1,53 + 1,42) = 2,95 \text{ м} = 2950 \text{ мм}$ .

Проверка угла наклона ребра бункера к горизонту. Диагонали оснований пирамидальной части бункера:

$$D = b\sqrt{2} = 2,5 \cdot 1,4 = 3,5 \text{ м}; \quad d = a\sqrt{2} = 0,35 \cdot 1,4 = 0,49 \text{ м.}$$

Угол наклона ребер бункера

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{2h_1}{D - d} = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot 1,53}{3,5 - 0,49} = \operatorname{arctg} 1,02 = 45^\circ.$$

При угле трения гравия по стали  $\varphi = 40^\circ$  получим  $\alpha_1 \geq \varphi + 5^\circ = 40^\circ + 5^\circ = 45^\circ$ , т. е. материал во внутренних углах бункера оставаться не будет.

**Задача 2.** Определить основные размеры спускного лотка, подающего щебень на вторичное дробление. Крупность щебня 50...70 мм. Плотность  $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ . Пропускная способность лотка  $\Pi = 16 \text{ т/ч}$ . Высота спуска  $h=4 \text{ м}$ . Начальная скорость  $v_0 = 0,2 \text{ м/с}$ . Конечная скорость  $v \leq 2 \text{ м/с}$ .

**Решение.** Выбираем односекционный открытый спускной лоток (рис. 3, а). Коэффициент трения щебня по стали  $\mu = 0,58$ ;  $\varphi = 30^\circ$ . Угол наклона желоба  $\alpha = \varphi + (5 \dots 10^\circ) = 30^\circ + 5^\circ = 35^\circ$ .

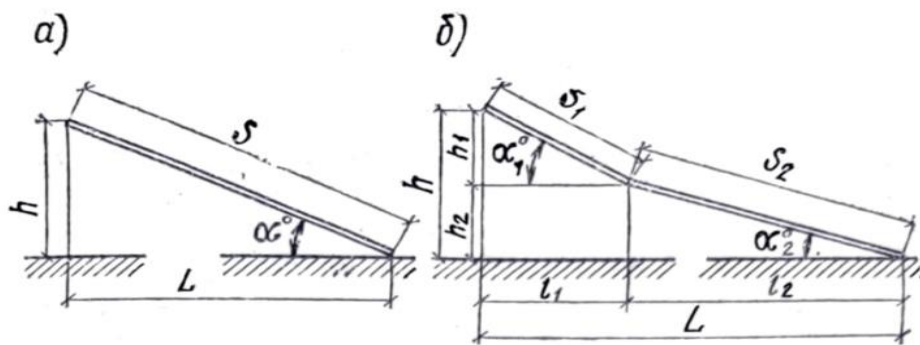


Рис. 3. Схемы к расчету лотка: а – одинарного; б – составного

Конечная скорость

$$v = \sqrt{2g \left(1 - \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha}\right) h + v_0^2} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(1 - \frac{0,58}{\operatorname{tg} 35^\circ}\right) \cdot 4 + 0,2^2} = 3,8 \text{ м/с.}$$

Скорость  $v = 3,8$  м/с оказалась выше допустимой  $v = 2$  м/с. Приходится переходить на составной спускной лоток (рис. 3, б).

Длина составного спускного лотка при  $v_0 = 0,2$  м/с и  $v = 2$  м/с:

$$L = \frac{2gh + v_0^2 - v^2}{2g\mu} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 4 + 0,2^2 - 2^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,58} = 6,7 \text{ м.}$$

Высота  $h_1$  начального участка спуска при  $v_0 = 0,2$  м/с и  $v = 2$  м/с:

$$h_1 = \frac{(v^2 - v_0^2) \operatorname{tg} \alpha}{2g(\operatorname{tg} \alpha - \mu)} = \frac{(2^2 - 0,2^2) \cdot \operatorname{tg} 35^\circ}{2 \cdot 9,81 \cdot (\operatorname{tg} 35^\circ - 0,58)} = 1,16 \text{ м.}$$

Высота  $h_2$  конечного участка спуска  $h_2 = h - h_1 = 4 - 1,16 = 2,84$  м.

Угол наклона конечного тормозящего участка

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{h_2}{L - \frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1}} = \frac{2,84}{6,7 - \frac{1,16}{0,7}} = 0,558; \alpha_2 = 29^\circ.$$

Конечная скорость на тормозящем участке, для которого  $v_0 = 2$  м/с;  $h_2 = 2,84$  м и  $\alpha_2 = 29^\circ$ :

$$v = \sqrt{2g \left(1 - \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha_2}\right) h_2 + v_0^2} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(1 - \frac{0,58}{\operatorname{tg} 29^\circ}\right) \cdot 2,84 + 2^2} = 1,3 \text{ м/с,}$$

что не превышает допустимую конечную скорость.

Ширина желоба  $b = 500$  мм, высота бортов желоба  $c = 200$  мм. Площадь поперечного сечения желоба  $F = bc = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$  м<sup>2</sup>.

**Задача 3.** Рассчитать секторный затвор, перекрывающий бункер песка. Радиус затвора  $R_3 = 0,4$  м, длина рукоятки  $l_p = 0,7$  м, размер выпускного отверстия бункера  $a \times a = 0,35 \times 0,35$  м (рис. 1, в).

**Решение.** Площадь поперечного сечения выпускного отверстия  $F = a^2 = 0,35^2 = 0,123$  м<sup>2</sup>.

Периметр выпускного отверстия  $S = 4a = 4 \cdot 0,35 = 1,4$  м.

Гидравлический радиус выпускного отверстия

$$R = \frac{F}{S} = \frac{0,123}{1,4} = 0,09 \text{ м.}$$

Угол естественного откоса песка в покое  $\rho_1^0 = 45^\circ$ .

Коэффициент подвижности материала

$$k = \frac{1 - \sin \rho_1^0}{1 + \sin \rho_1^0} = \frac{1 - \sin 45^\circ}{1 + \sin 45^\circ} = 0,176.$$

Коэффициент трения песка о материал затвора  $\mu = 1$ . Давление материала, действующее на горизонтальный затвор, по формуле

$$p = 10 \frac{1800 \cdot 0,09}{1 \cdot 0,176} = 9100 \text{ Па.}$$

Нормальная нагрузка на затвор  $P = p\alpha^2 = 9100 \times 0,35^2 = 1120$  Па.

Вес затвора принимаем равным:  $G = 100$  Н, диаметр оси  $d = 15$  мм = 0,015 м. Усилие, затрачиваемое на открывание затвора:

$$P_k = \frac{PR_3\mu_2 + (P + G) \frac{d}{2} \mu_1}{l_p} =$$
$$= \frac{1120 \cdot 0,4 \cdot 1 + (1120 + 100) \cdot \frac{0,015}{2} \cdot 0,2}{0,7} = 650 \text{ Н.}$$

### 1.3. Производительность машин непрерывного транспорта

Машины, транспортирующие материал непрерывным потоком, имеют производительность, определяемую количеством материала, проходящего через данное сечение в единицу времени, м<sup>3</sup>/ч,

$$\Pi = 3600Fv$$

или, т/ч,

$$\Pi = 3600Fv\rho,$$

где  $F$  – сечение потока материала, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость движения материала, м/с;  $\rho$  – плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>.

При непрерывном транспортировании материала отдельными равными порциями, а также штучных грузов производительность машины, т/ч, составляет:

$$\Pi = 3600 \frac{v}{t} G_0 \frac{1}{1000} \rho = 3,6 \frac{v}{t} G_0 \rho,$$

где  $v$  – скорость перемещения тягового органа, м/с;  $t$  – шаг размещения скребков (отдельных грузов), м;  $G_0$  – масса одной порции или единицы транспортируемого груза, кг.

При транспортировании материала в отдельных ковшах (элеваторы, ковшовые конвейеры) производительность зависит от объема отдельных ковшей  $q_{\text{л}}$ , л, среднего коэффициента наполнения  $k_{\text{н}}$ , скорости их движения  $v$ , м/с, и шага  $t$ , м:

$$\Pi = 3,6v \frac{q_{\text{л}}}{t} k_{\text{н}} \text{ или } \Pi = 3,6v \frac{q_{\text{л}}}{t} k_{\text{н}} \rho.$$

Нагрузка от материала на 1 м длины конвейера, Н/м, соответственно составляет: при непрерывном потоке материала  $q = 1000F\rho$ ; при перемещении штучных грузов  $q = G_0/t$ ; при транспортировании материала в ковшах  $q = q_{\text{л}}k_{\text{н}}\rho/t$ .

Производительность машин непрерывного транспорта, т/ч,

$$\Pi = 3,6vq,$$

где  $v$  – скорость рабочего органа, м/с;  $q$  – нагрузка от материала на 1 м длины конвейера, Н/м.

Для *ленточных* конвейеров величина  $F$ ,  $m^2$ , зависит от конструкции роlikоопор рабочей ветви: при желобчатой ленте (рис. 4, а)  $F \cong 0,11 B^2$ , где  $B$  – ширина конвейерной ленты; при плоской ленте  $F \cong 0,05 B^2$ .

Ширина тканевой прорезиненной конвейерной ленты по ГОСТ 20–76\*, мм: 300, 400, 500, 650, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000. Лента состоит из тканевых прокладок толщиной 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2 мм и резиновых обкладок. Толщина обкладок нерабочей стороны 0,15...1,15 мм, рабочей – 1,5...6 мм.

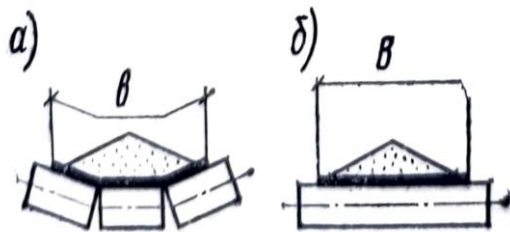


Рис. 4. Поперечное сечение материала на ленте:  
а – желобчатой; б – плоской



Рис. 5. Схема к расчету винтового конвейера

Ширина конвейерной ленты, определенная из условия заданной производительности, должна быть проверена по крупности транспортируемого материала:  $B \geq 2d_{\text{макс}} + 0,2$  м для рядового материала;  $B \geq 3,3d_{\text{макс}} + 0,2$  м для сортированного материала;  $B \geq d_{\text{макс}} + 0,1$  м при транспортировании штучных грузов, где  $d_{\text{макс}}$  – максимальная крупность перемещаемого материала, м. В зависимости от вида транспортируемых материалов рекомендуются следующие скорости, м/с, конвейерной ленты: зола, опилки  $u \cong 0,5 \dots 1$ , щебень, гравий  $u \cong 1 \dots 1,5$ , песок, земля  $u \cong 1,5 \dots 2,5$ .

Таблица 3

Число прокладок в ленте

Ширина ленты $B$ , мм	300	400	500...600	700	800...1000	Более 1000
Число прокладок $i$	3...5	3...8	3...9	3...10	3...11	3...12

Производительность ленточного конвейера, т/ч, снижается с увеличением угла наклона к горизонту (обычно угол наклона конвейера не превышает  $18...22^\circ$ ):

$$\Pi = 3,6vqk,$$

где  $k$  – коэффициент снижения производительности наклонного конвейера ( $k=0,95$  при  $\alpha = 10...15^\circ$ ;  $k=0,9$  при  $\alpha = 16...20^\circ$ ;  $k=0,86$  при  $\alpha \approx 20...22^\circ$ ).

Для винтовых конвейеров площадь поперечного сечения потока материала,  $m^2$ ,

$$F = \pi D^2 k_H / 4,$$

где  $D$  – диаметр винта, м (по ГОСТ 2037-75  $D = 150; 200; 250; 300; 400; 500; 600$  мм);  $k_H$  – коэффициент наполнения желоба материалом ( $k_H = 0,25...0,4$ ; причем меньшие значения принимаются для более абразивных материалов);  $v = Sn/60$  – скорость движения материала вдоль желоба, м/с;  $S$  – шаг винта, м (рис. 5)  $S = (0,8...1)D$ , м;  $n$  – частота вращения винта за 1 мин ( $n = 40...120$  мин $^{-1}$ ; большие значения принимаются для хорошо сыпучих материалов; при транспортировании материалов в крутонаклонном направлении, т. е. при  $\alpha = 65...75^\circ$ ,  $n = 250...300$  мин $^{-1}$ ).

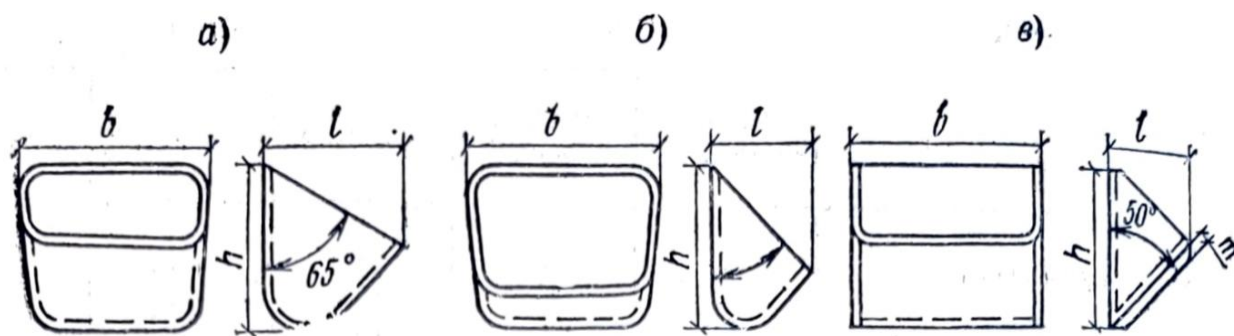


Рис. 6. Ковши элеваторов:

а – глубокий (для сухих, легко высыпавшихся грузов);

б – мелкий (для вязких зависающих грузов);

в – остроугольный чешуйчатый (для крупнокусковых грузов)

Производительность наклонного винтового конвейера, т/ч, снижается с увеличением угла наклона. Коэффициент снижения производительности наклонного шнека  $k = 1$  при  $\alpha = 0^\circ$ ;  $k = 0,9$  при  $\alpha = 5^\circ$ ;  $k = 0,8$  при  $\alpha = 10^\circ$ ;  $k = 0,7$  при  $\alpha = 15^\circ$ ;  $k = 0,65$  при  $\alpha = 20^\circ$ .



Диаметр винта проверяется по крупности транспортируемого материала:  $D \geq (4 \dots 6)d_{\text{макс}}$  для рядового материала;  $D \geq (8 \dots 10)d_{\text{макс}}$  для сортированного материала.

Для ковшовых элеваторов скорость рабочего органа (ленты или цепи с ковшами) принимается:  $v \cong 0,4 \dots 1$  м/с – для тихоходных элеваторов,  $v \cong 1,25 \dots 2$  м/с – для быстроходных элеваторов. Шаг ковшей обычно составляет:  $t = (2; 2,5; 3)h$  (для чешуйчатых ковшей  $t = h$ ),  $h$  – высота ковша (рис. 6). Размеры ковшей элеваторов приведены в табл. 4, 5.

Коэффициент наполнения ковшей элеваторов:

$k_H \cong 0,75$  – пылевидные материалы (цемент, гипс, мел) и сухи – мелкозернистые материалы (песок);

$k_H \cong 0,7$  – мелкокусковые материалы (шлак, мелкий щебень и гравий);

$k_H \cong 0,6$  – влажные мелкозернистые материалы;

$k_H \cong 0,5$  – крупнокусковые материалы (щебень, гравий).

Таблица 4

Размеры остроугольных ковшей с бортовыми направляющими, мм

Тип ковша	Вместимость $q_l$ , л	Ширина ковша $b$	Вылет $l$	Высота $h$	Высота борта
Чешуйчатый	1, 3	160	110	155	20
	3, 3	250	145	195	25
	7, 6	350	175	245	30
	16	450	225	310	40
	34	600	280	390	50
	67, 2	750	350	490	60
	130	900	450	620	70

Таблица 5

## Размеры ковшей с цилиндрическим днищем, мм

Тип ковша	Вместимость $q_l$ , л	Ширина ковша $b$	Вылет $l$	Высота $h$	Радиус боковой стенки
Глубокий	0, 8	135	94	101	31, 5
	1	160	105	110	35
	2, 4	200	125	135	50
	3, 2	250	140	150	45
	7, 2	350	180	200	60
	14	450	220	240	70
	30	600	280	310	00
Мелкий	0, 6	160	75	100	35
	2	200	86	118	39
	2, 4	250	120	160	55
	6, 5	350	165	220	80
	14, 1	450	215	285	100
	33, 5	600	285	375	135

Коэффициент соответствия вылета ковша  $l$  крупности транспортируемого материала  $d_{\text{макс}}$ :

$k_H \cong 2 \dots 2,5$  для рядового материала;

$k_H \cong 4 \dots 4,5$  для сортированного материала.

Необходимо соблюдение условий  $l \geq d_{\text{макс}}$

*Мощность привода транспортирующих машин.* Энергия во время работы транспортирующих машин затрачивается на подъем транспортируемого материала в наклонном и вертикальном направлениях, на преодоление сопротивлений перемещению материала, на преодоление сопротивлений в приводных механизмах и др.

Мощность привода

$$N_{\text{дв}} = N / \eta_M,$$

где  $N$  – мощность на приводном валу;  $\eta_M$  – КПД передачи от вала двигателя до приводного вала.

Мощность на приводном валу ленточного конвейера, кВт

$$N = (0,00015PL_r + 0,003ПH + 0,03L_rBv)k_1k_2 + k_3П,$$

где  $П$  – производительность конвейера, т/ч;  $H$  – высота подъема материала конвейером, м;  $v$  – скорость движения ленты, м/с;  $k_1$  – коэффициент, учитывающий влияние относительной длины конвейера (1; 1,05; 1,15; 1,25 для длины конвейера соответственно более 50, 30...50, 15...30, менее 15 м);  $k_2$  – коэффициент, равный 1, если разгрузочная тележка отсутствует, и 1,25, если используют разгрузочную тележку;  $k_3$  – коэффициент, учитывающий расход энергии на разгрузку конвейера (0; 0,008; 0,005 при разгрузке соответственно через концевой барабан, с помощью плужкового сбрасывателя и с помощью разгрузочной тележки).

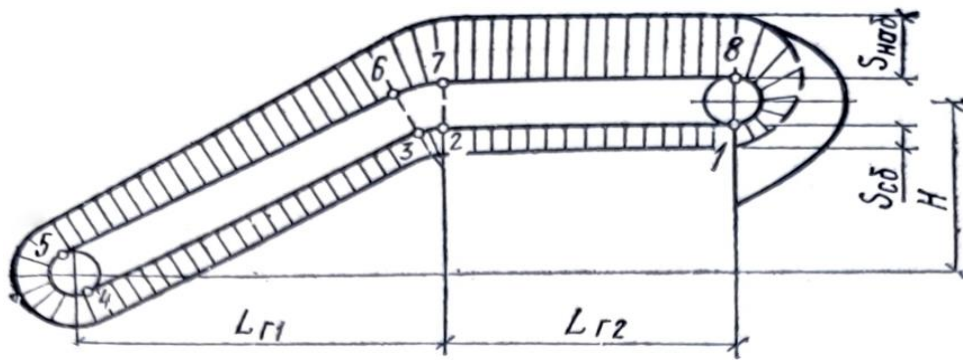


Рис. 7. Схема к расчету ленточного конвейера

Окружное усилие на ободу приводного барабана

$$P = 1000N/v.$$

Усилия в набегающей и сбегавшей ветвях ленты:

$$S_{наб} = Pe^{\mu\alpha} / (e^{\mu\alpha} - 1); S_{сб} = P / (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Число прокладок тканевой прорезиненной ленты

$$i = 1,1S_{наб} / (B[\sigma'_p]),$$

где  $B$  – ширина ленты, см;  $[\sigma'_p]$  – удельное допускаемое напряжение на растяжение 1 см одной прокладки ( $[\sigma'_p] \approx 45 \dots 60 \text{ Н/см}$ ).

Диаметр приводного барабана конвейера  $D_б = (120..150)i$ ; длина барабана  $L_б = B + 100 \text{ мм}$ , где  $i$  – число прокладок в ленте;  $B$  – ширина

ленты, мм. Диаметр натяжного барабана  $D_H = 100i$ . Диаметр отклоняющего барабана натяжного устройства, размещенного на холостой ветви конвейера,  $D_0 = (40 \dots 50) i$ .

Более точно значение потребной для привода конвейера мощности находят расчетом, предусматривающим определение потерь энергии на всех участках конвейера (рис. 7).

Тяговое усилие в ленте

$$W = P = S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} + W_{\text{пр}},$$

где  $W_{\text{пр}}$  – сопротивление на приводном барабане:

$$W_{\text{пр}} = (0,01 \dots 0,02)(S_{\text{наб}} + S_{\text{сб}}).$$

здесь  $S_{\text{наб}} = S_8$  – усилие в набегающей ветви ленты;  $S_{\text{сб}} = S_1$  – усилие в сбегающей ветви ленты.

Минимальное натяжение в рабочей ветви ленты определяется из условия допустимого провеса ленты между роlikоопорами, Допускаемый провес ленты

$$f = 0,025l_p \approx \frac{(q + g_l)l_p^2}{8S_H},$$

где  $l_p$  – расстояние между роlikоопорами грузовой ветви, м ( $l_p \approx 11,5$  м; в холостой ветви  $l_x \approx 2,5 \dots 3$  м; в месте загрузки  $l_3 \approx 0,4 \dots 0,5$  м);  $q = \Pi/(3,6v)$  – нагрузка от материала на 1 м длины конвейера;  $g_l$  – вес 1 м конвейерной ленты, Н/м:

$$g_l = 1,1B(is + s' + s''),$$

здесь  $B$  – ширина ленты, м;  $i$  – число прокладок в ленте;  $s$  – толщина одной прокладки, мм;  $s'$  – толщина обкладки, мм;  $s''$  – толщина внутренней обкладки, мм;  $S_H$  – натяжение ленты, обеспечивающее допустимый провес:

$$S_H = S_5 = (q + g_l)l_p^2/8f; \quad S_6 = S_5 + W_{5-6}.$$

Сопротивление на участке 5–6

$$W_{5-6} = (q + g_r)(L_r\omega + H),$$

где  $g_r = g_l + g_p$  – вес 1 м ходовой части – ленты и вращающихся элементов роlikоопор;  $\omega$  – коэффициент сопротивления передвижению ходовой части

( $\omega \cong 0,03 \dots 0,04$  при подшипниках качения);  $L_r$  – горизонтальная проекция участка;  
 $H$  – высота подъема материала.

Вес 1 м вращающихся элементов роликоопор грузовой и холостой ветви

$$g_p = G_p/l_p \text{ и } g_x = G_p/l_x,$$

где  $G_p$  – вес вращающихся элементов роликоопор.

Таблица 6

Масса вращающихся элементов роликоопор

Ширина ленты, мм	500	650	700	800	1000	1200
Масса вращающихся элементов роликоопор, кг:						
грузовой ветви	18	21	24	37	41	51
холостой ветви	11	13	16	28	33	41

При ширине ленты 500...800 мм можно принимать

$$g_p \cong 300 \dots 500 \text{ Н/м.}$$

Сопротивление при огибании криволинейного участка:

$$W_{6-7} = S_{\text{наб}} \omega \beta; S_{\text{наб}} = S_6; S_7 = S_6 + W_{6-7}; S_8 = S_7 + W_{7-8},$$

где  $\omega = 0,03 \dots 0,04$  при подшипниках качения;  $\beta$  – угол между прямолинейными участками конвейера в радианах.

Сопротивление на прямолинейном участке

$$W_{7-8} = (q + g_l + g_p) L_r \omega.$$

Натяжение ленты в точках 5 и 4:

$$S_5 = (1,04 \dots 1,1) S_4.$$

Натяжение ленты в точке 3

$$S_3 = S_4 + W_{3-4} = (g_l + g_p) L_r \omega.$$

Натяжение ленты в точке 2

$$S_2 = S_3 - W_{2-3}; W_{2-3} = S_2 \omega \beta.$$

Натяжение ленты в точке 1

$$S_1 = S_2 - W_{1-2}.$$

Сопротивление на горизонтальном участке

$$W_{1-2} = (g_d + g_p)L_r\omega.$$

Сила натяжения концевого барабана  $S_H = S_4 + S_5$ .

Ход натяжения  $l_H \cong 0,01L$  – для горизонтального конвейера,  $l_H \cong 0,015L$  – для наклонного, где  $L$  – длина конвейера.

Мощность на приводном валу, кВт

$$N = Wv/1000,$$

где  $W$  – тяговое усилие на приводном барабане, Н:

$$W = S_8 - S_1 + W_{8-1};$$

$$W_{8-1} \cong (0,01 \dots 0,02)(S_8 + S_1).$$

Мощность на приводном валу ковшового элеватора, кВт

$$N = 0,003\Pi H \left[ 1 + \omega ctg\alpha + \frac{q_T v}{\Pi} (7,2\omega ctg\alpha + A) + \frac{cv^2}{H} \right],$$

где  $\Pi$  – производительность элеватора, т/ч;  $H$  – высота подъема материала, м;  $\omega$  – коэффициент сопротивления (для ленточных элеваторов  $\omega \cong 0,07$ , для цепных –  $\omega = 0,11$ );  $\alpha$  – угол наклона элеватора к горизонту, град;  $q_T$  – масса 1 м длины тягового органа с ковшами,  $q_T$  можно принимать в зависимости от производительности  $\Pi$ , выраженной в т/ч:

$$q_m = k\Pi,$$

здесь  $k \cong 0,45; 0,6; 0,9$  для элеваторов соответственно ленточных, одноцепных и двухцепных;  $A$  – коэффициент, зависящий от типа элеватора ( $A \cong 1,5$  для ленточных элеваторов и  $A \cong 1,1; 0,85$  для цепных элеваторов с ковшами, соответственно закругленными и остроугольными);  $c$  – коэффициент, характеризующий затраты мощности на зачерпывание материалов (для пылевидных и мелкозернистых материалов  $c \cong 0,25$ , для кусковых  $c \cong 0,65$ );  $v$  – скорость движения тягового органа, м/с.

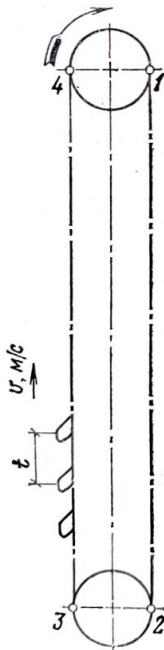


Рис. 8. Схема к расчету ковшового элеватора

Более точное значение потребной для привода элеватора мощности получается определением натяжений в тяговом органе элеватора в различных точках (рис. 8). Первоначальное натяжение в тяговом органе от натяжного усилия можно принимать:

$$S_H = (1500 \dots 2000)H; S_1 = 0,5S_H + W_{1-2}; S_2 = 0,5S_H.$$

где  $W_{1-2}$  – натяжение от веса тягового органа с ковшами:

$$W_{1-2} = g_T H,$$

здесь  $g_T$  – вес 1 м тягового органа с ковшами;

$$S_3 = S_2 + W_{2-3},$$

$W_{2-3}$  – сопротивление на натяжной оси, учитывает затрату усилия на преодоление трения в подшипниках, на перегиб цепей или ленты, на преодоление сопротивлений на барабанах или зубьях звездочки, а также на преодоление сопротивлений зачерпыванию материала:

$$W_{2-3} = W'_{2-3} + W''_{2-3}.$$

При цепном элеваторе

$$W'_{2-3} = 2,1S_2 \frac{\delta}{D_{3B}} f_2 + (2,1S_2 + G_{3B}) \frac{d}{D_{3B}} f_3,$$

при ленточном элеваторе

$$W'_{2-3} = (2,05S_2 + G_6) \frac{d}{D_6} f_3 + kB_i,$$

где  $\delta$  – диаметр цапфы шарнира цепного звена;  $D_{3B}$  – диаметр звездочек;  $f_2$  – коэффициент трения в шарнирах цепей ( $f_2 \cong 0,4$ );  $G_{3B}$  – вес звездочки;  $d$  – диаметр цапфы вала звездочки;  $f_3$  – коэффициент трения в цапфах ( $f_3 \cong 0,1 \dots 0,15$  при подшипниках скольжения,  $f_3 \cong 0,02$  при подшипниках качения);  $G_6$  – вес барабана;  $D_6$  – диаметр барабана;  $k$  – коэффициент, учитывающий перегиб ленты ( $k = 1,5$  при  $D_6 > 0,6$  м и  $k = 2$  при  $D_6 < 0,6$  м);  $B$  – ширина ленты;  $i$  – число прокладок в ленте.

$$W''_{2-3} = cq,$$

где  $c$  – удельная работа зачерпывания материала (табл. 7);  $q$  – вес материала, проходящего на 1 м длины рабочего органа.

Таблица 7

Значения коэффициента  $c$ 

Ширина ленты, мм	500	650	700	800	1000	1200
Масса вращающихся элементов роликкоопор, кг:						
груженой ветви	18	21	24	37	41	51
холостой ветви	11	13	16	28	33	41

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}; W_{3-4} = (q + g_T)H;$$

Тяговое усилие на приводном барабане, Н:

$$W = S_4 - S_1 + W_{4-1}; W_{4-1} = (0,01 \dots 0,02)(S_4 + S_1);$$

Мощность на приводном валу, кВт,

$$N = Wv/1000.$$

Мощность, необходимая для привода винтового конвейера, кВт,

$$N = \frac{\Pi L_r \omega_s}{367} + \frac{\Pi H}{367},$$

где  $\Pi$  – производительность винтового конвейера, т/ч;  $L_r$  – длина горизонтальной проекции вента, м;  $\omega_s$  – коэффициент сопротивления;  $H$  – высота транспортирования материала, м.

Таблица 8

Значения коэффициента сопротивления  $\omega_s$ 

Материал	$\omega_s$
неабразивного:	
сухого (песок, известь)	1,2
влажного	1,5
полуабразивного (мел, песок)	2,5
абразивного (котельные шлаки, цемент)	3,2
сильно абразивного и липкого (зола, бетонные смеси)	4

Зная потребную для привода мощность, можно определить вращающий момент на валу, Н·м,  $M_{вр} = 9550N/v$  и окружное усилие, Н,  $P = 1000N/v$ .



По вращающему моменту можно определить осевую силу, действующую вдоль винта конвейера,

$$P_s = 2M_{\text{вр}}/[D_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)],$$

где  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр винта;  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии;  $\rho$  – угол трения материала о винт конвейера.

#### 1.4. Задачи и примеры расчетов

**Задача 4.** Определить основные размеры ленты ленточного конвейера, перемещающего сортированный гравий плотностью  $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$ , крупностью до  $d_{\text{макс}} = 50 \text{ мм}$ . Высота подъема материала  $H = 10 \text{ м}$ . Угол наклона конвейера  $\beta = 18^\circ$ . Производительность конвейера  $\Pi = 160 \text{ т/ч}$ . Длина горизонтального участка  $L_{\Gamma_2} = 20 \text{ м}$ .

**Решение.** *Определение ширины конвейерной ленты.* Площадь поперечного сечения материала при желобчатой ленте  $F = 0,11B^2$ , производительность, т/ч, по формуле

$$\Pi = 3600 \cdot 0,11B^2 v \rho.$$

Скорость ленты для транспортирования гравия  $v = 1,2 \text{ м/с}$ . Ширина ленты

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{3600 \cdot 0,11 v \rho}} = \sqrt{\frac{160}{3600 \cdot 0,11 \cdot 1,2 \cdot 1,3}} = 0,43 \text{ м}.$$

Из условия крупности перемещаемого материала ширина ленты  $B \geq 3,3d_{\text{макс}} + 0,2 = 3,3 \cdot 0,05 + 0,2 = 0,365 < 0,43 \text{ м}$ . По ГОСТ принимаем ширину ленты  $B = 500 \text{ мм}$ .

*Определение потребной мощности двигателя.* Длина горизонтальной проекции конвейера

$$L_{\Gamma} = L_{\Gamma_1} + L_{\Gamma_2} = \frac{H}{\operatorname{tg} \beta} + L_{\Gamma_2} = \frac{10}{\operatorname{tg} 18^\circ} + 20 = 50,8 \text{ м}.$$

Длина конвейера

$$L = \frac{H}{\sin \beta} + L_{\Gamma_2} = \frac{10}{\sin 18^\circ} + 20 = 32,3 + 20 = 52,4 \text{ м}.$$

Значения коэффициентов:  $k_1 = 1$  при  $L > 50$  м;  $k_2 = 1$  – нет разгрузочной тележки;  $k_3 = 0$  – разгрузка с концевой барабана.

Мощность на валу приводного барабана по формуле

$$N = (0,00015 \Pi L_r + 0,003 \Pi H + 0,03 L_r B v) k_1 k_2 + k_3 \Pi$$

$$N = (0,00015 \cdot 160 \cdot 50,8 + 0,003 \cdot 160 \cdot 10 + 0,03 \times \\ \times 50,8 \cdot 0,5 \cdot 1,2) \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 160 = 6,9 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу двигателя при  $\eta_M = 0,8$

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_M} = \frac{6,9}{0,8} = 8,6 \text{ кВт.}$$

Определение числа прокладок в ленте. Окружное усилие на приводном барабане

$$P = \frac{1000N}{v} = \frac{1000 \cdot 6,9}{1,2} = 5800 \text{ Н.}$$

Усилие в набегающей ветви ленты

$$S_{наб} = \frac{P e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{5800 \cdot 3}{3 - 1} = 8700 \text{ Н.}$$

При  $\mu = 0,35$  и  $\alpha = 180^\circ$ ;  $e^{\mu\alpha} = 3$ .

Число прокладок в ленте при  $[\sigma'_p] = 50$  Н/см

$$i = \frac{1,1 S_{наб}}{B [\sigma'_p]} = \frac{1,1 \cdot 8700}{50 \cdot 50} = 3,8.$$

По ГОСТ принимаем число прокладок в ленте  $i = 4$ .

*Определение основных размеров барабанов.* Диаметр приводного барабана  $D_6 = (120 \dots 150) i = 125 \cdot 4 = 500$  мм. Диаметр натяжного барабана  $D_H = 100i = 100 \cdot 4 = 400$  мм. Длина барабана  $L_6 = B + 100 = 500 + 100 = 600$  мм.

**Задача 5.** Определить диаметр винта и мощность двигателя винтового конвейера длиной  $L = 24$  м, предназначенного для перемещения 40 т цемента в час с подъемом на высоту до  $H = 6$  м. Частота вращения винта  $n = 80$  мин<sup>-1</sup>.

**Решение.** *Определение диаметра винта.*

Производительность, т/ч,

$$\Pi = 3600Fv\rho k = 3600 \frac{\pi D^2}{4} k_H \frac{Sn}{60} \rho k.$$

Принимаем  $S = 0,8D, k_H = 0,3, \rho = 10^3 \text{Н/м}^3; k = 0,7.$

Угол наклона  $\beta$ :

$$\sin \beta = \frac{H}{L} = \frac{6}{24} = 0,25; \beta = 10^\circ 30'; k = 0,7.$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi}{37,7k_H n \gamma k}} = \sqrt[3]{\frac{40}{37,7 \cdot 0,3 \cdot 80 \cdot 1,1 \cdot 0,7}} = 0,39 \text{ м.}$$

По ГОСТ принимаем диаметр винта  $D = 400$  мм.

*Определение потребной мощности двигателя.* Горизонтальная проекция винтового конвейера  $L_r = L \cos \beta = 24 \cdot \cos 10^\circ 30' = 23,2$  м. Коэффициент сопротивления при перемещении цемента  $\omega_s = 3,2$ .

По формуле

$$N = \frac{\Pi L_r \omega_s}{367} + \frac{\Pi H}{367}$$
$$N = \frac{40 \cdot 23,2 \cdot 3,2}{367} + \frac{40 \cdot 6}{367} = 9,2 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу двигателя при  $\eta_m = 0,85$

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_m} = \frac{9,2}{0,85} = 10,8 \text{ кВт.}$$

**Задача 6.** Определить производительность и мощность двигателя ковшового элеватора, предназначенного для транспортирования песка на высоту до  $H = 10$  м. движения ковшей элеватора  $q_{\text{л}} = 2,4$  л. Скорость движения ковшей  $v = 1,5$  м/с. Элеватор вертикальный, ленточный с глубокими ковшами.

**Решение.** *Определение производительности.* Шаг ковшей  $t = 3h = 3 \cdot 135 = 405$  мм = 0,4 м.

Производительность

$$\Pi = 3,6 \frac{V}{t} q_{\text{л}} r_{\text{н}} \gamma = 3,6 \frac{1,5}{0,4} 2,4 \cdot 0,75 \cdot 1,6 = 39 \text{ т/ч}$$

*Определение мощности привода.* Нагрузка от материала на 1 м ленты элеватора

$$q = \frac{\Pi}{3.6V} = \frac{39 \cdot 10}{3.6 \cdot 1.5} = 72 \text{ Н/м}$$

Погонная нагрузка тягового органа с ковшами

$$q_T \sim r\Pi = 0.458 \cdot 39 \cdot 10 = 174 \text{ Н/м}$$

Принимаем первоначальное натяжение тягового органа  $S = 1500 \text{ Н}$ .

Натяжение от веса тягового органа с ковшами:

$$W_{1-2} = g_T H = 174 \cdot 10 = 1740 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0.5S_H + W_{1-2} = 0,5 \cdot 1500 + 1740 = 2490 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0.5S_H = 0,5 \cdot 1500 = 750 \text{ Н};$$

$$W_{2-3} = W_{2-3} + W_{2-3} = (2.05S_2 + G_6) \frac{d}{D_6} f_3 + rBi + cq$$

Предварительно принимаем  $G_6 = 400 \text{ Н}$ ;  $\frac{d}{D_6} = \frac{1}{6}$ ;  $f_3 = 0.02$ ;  $r = 2$ ;

$B = b + 50 = 200 + 50 = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$ ;  $i = 4$ ;  $c = 3$ . Тогда:

$$W_{2-3} = (2.05 + 750 + 400) \frac{1}{6} 0.02 + 2 \cdot 0.25 \cdot 4 + 3 \cdot 72 = 225 \text{ Н};$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 750 + 225 = 975 \text{ Н};$$

$$W_{3-4} = (q + g_T)H = (72 + 174) \cdot 10 = 2460 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 975 + 2460 = 3435 \text{ Н};$$

$$W_{4-1} = 0.02(S_4 + S_1) = 0.02(3435 + 2490) = 84 \text{ Н}.$$

Потребная мощность на ведущем валу

$$N = \frac{WV}{1000} = \frac{2770 \cdot 0.5}{1000} = 4.2 \text{ кВт}.$$

Мощность на валу двигателя при  $\eta_M = 0,8$

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_M} = \frac{4,2}{0,2} = 5.3 \text{ кВт}.$$

*Определение поперечных размеров ленты.* Ширина ленты (определена по ширине ковшей)  $B = 250 \text{ мм}$ .

Усилие в набегающей ветви ленты:

$$S_{\text{наб}} = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}; P = W = 2770 \text{ Н; при } \alpha = 180^\circ \text{ и } \mu = 0,35, e^{\mu\alpha} = 3;$$

$$S_{\text{наб}} = \frac{2770 \cdot 3}{3 - 1} = 4200 \text{ Н.}$$

Число прокладок

$$i = \frac{1.1S_{\text{наб}}}{B [\sigma_p]} = \frac{1.1 \cdot 4200}{25 \cdot 50} = 3.7.$$

Принимаем  $i = 4$ . Диаметр барабанов  $L_B = B + 100 = 250 + 100 = 350$  мм.

Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{60V}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 1.5}{3.14 \cdot 0.48} = 59.5 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число привода

$$U = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_6} = \frac{2860}{59.5} = 4.8.$$

Усиление натяжение ленты

$$S = S_2 + S_3 = 750 + 975 + 1725 \text{ Н.}$$

Принимаем винтовое натяжное устройство с двумя винтами М16. Площадь поперечного сечения, ослабленного резьбой,  $F_0 = 1,4 \text{ см}^2$ . Допускаемое напряжение материала винтов на растяжение  $[\sigma_p] = 54 \text{ МПа}$ .

Тогда

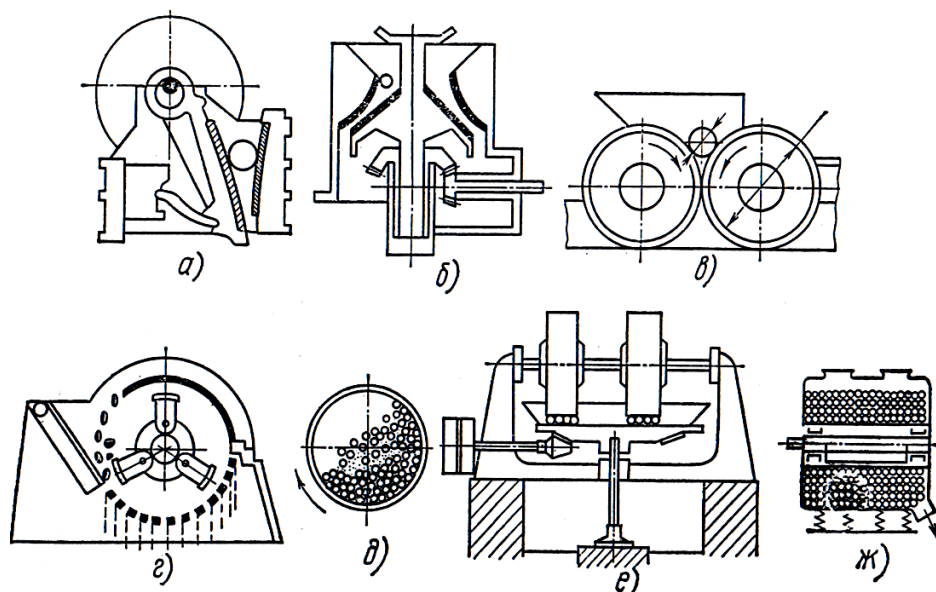
$$\sigma_p = \frac{S}{2F_0} = \frac{1725}{2 \cdot 1.4 \cdot 10^{-4}} = 6150000 \text{ Па} = 6,15 \text{ МПа} < [\sigma_p].$$

## 2. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ БЕТОННЫХ РАБОТ

Для приготовления бетонных смесей в качестве составляющих используют цемент, песок, воду, а также щебень, гравий, керамзит и другие заполнители. Для измельчения каменных материалов применяют камнедробилки (щековые, конусные, валковые, молотковые и ударные), бегуны сухого и мокрого помола, шаровые и стержневые

мельницы, а также вибромельницы тонкого помола. Измельчение каменных материалов в дробилках достигается раздавливанием, раскалыванием, изгибом, истиранием, ударом.

В щековых дробилках (рис 9, а) дробление камня производится раздавливанием, а в некоторых конструкциях частично и истиранием между дробящими плитами подвижной и неподвижной щек. В конусных дробилках (рис 9, б) камень подвергается раздавливанию, истиранию, а в некоторых случаях – раскалыванию и изгибу между неподвижным и подвижным дробящими конусами. Подвижный конус, обкатываясь без принудительного вращения по внутренней дробящей поверхности неподвижного, измельчает камень. В валковых дробилках (рис 9, в) камень раздавливается и частично истирается в пространстве между вращающимися навстречу друг другу валками. В молотковых и ударных дробилках (рис 9, г) камень измельчается силой ударов наносимых молотками роторов.



*Рис. 9. Схема работы дробильно-размольных машин:  
а – щековой; б – конусной; в – валковой; г – ударной; д – бегунов;  
е – шаровой мельницы; ж – вибромельницы*

Бегуны (рис 9, е) раздавливают материал, попадающий в пространство между катками бегунов и рабочей поверхностью чаши. В шаровых (рис 9, д) и стержневых мельницах измельчение материала достигается истиранием, раздавливанием и частично ударами мелющих

тел (металлических шаров и стержней), загружаемых вместе с измельчаемым материалом внутрь вращающегося барабана. Вибромельницы тонкого помола (рис 9, ж) измельчают материал, попадающий в промежутки между соударяющимися шарами. Шары ударяются друг о друга в результате вибрации барабана, установленного на пружинах. Вибрация барабана обеспечивается вращающимся дебалансным валом.

## 2.1. Щековые камнедробилки

Служат для измельчения пород средней и большой твердости, имеют приемные отверстия размером от 160 x 250 до 2100 x 2500 мм. Применяются как на первой, так и на последующих ступенях дробления.

Частота вращения эксцентрикового вала,  $\text{мин}^{-1}$ ,

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{\text{tg}\alpha}{s}},$$

где  $\alpha$  – угол захвата (обычно  $\alpha = 15 \dots 25^\circ$ );  $s$  – максимальный отход подвижной щеки, м.

Производительность щековой дробилки

$$\Pi = 60Vn\mu\rho,$$

где  $V$  – объем призмы материала, выпадающего из дробилки за один отход подвижной щеки,  $\text{м}^3$ .

$$V = \frac{2e + s}{2} hb,$$

при

$$h = \frac{s}{\text{tg}\alpha} \quad V = \frac{2e + s}{2} \frac{s}{\text{tg}\alpha} b;$$

$e$  – минимальный зазор между дробящими плитами;  $b$  – длина разгрузочного отверстия дробилки;  $\mu$  – коэффициент разрыхления дробимого материала, имеющий различные значения в зависимости от формы дробимого материала, его прочности и степени измельчения ( $\mu = 0,3 \dots 0,65$ ). Меньшие значения  $\mu$  применяют при более крупном дроблении;  $\rho$  – плотность раздробленного материала (табл. 9).

## Характеристика горных пород

Порода	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\sigma$ , МПа	$E$ , МПа
Известняк мягкий	1400	40...60	35 000...50 000
Песчаник	2000	50...80	34 000...50 000
Сланец глинистый	1200	25...40	11 000...19 000
Известняк прочный	2700	100...120	35 000...50 000
Гранит мелкозернистый	3300	180...200	60 000...70 000

*Потребляемая мощность щековой дробилки.* Для дробилок с длиной загрузочного отверстия до 1 000 мм

$$N = [\sigma^2 n b (D^2 - d^2) / (0,23E)]$$

где  $\sigma$  – предел прочности дробимого материала, МПа;  $n$  – частота вращения эксцентрикового вала, мин<sup>-1</sup>;  $b$  – длина загрузочного отверстия, м;  $D$  – диаметр загружаемых в дробилку камней, м (обычно  $D = 0,8..0,9a$ );  $a$  – ширина загрузочного отверстия, м;  $d$  – диаметр раздробленного материала, м; средний диаметр раздробленного материала:

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{макс}} + d_{\text{мин}}}{2}; \quad d = d_{\text{ср}} = \frac{(e + s) + e}{2} = e + 0,5s;$$

$E$  – модуль упругости дробимого материала, МПа.

Для дробилок с длиной загрузочного отверстия более 1000 мм

$$N = \frac{\sigma^2 n (D^3 - d^3)}{0,23E}$$

*Расчет основных частей щековой дробилки с простым движением щеки. Шатун.* Растягивающее усилие, воспринимаемое шатуном, изменяется от 0 до  $P$ , поэтому можно записать

$$P_{\text{средн}} = 0,5(0 + P) = 0,5P.$$

Работа, выполняемая этой силой за 1 оборот вала,

$$A = P_{\text{средн}} \cdot 2r = 0,5P \cdot 2r = Pr.$$

Мощность

$$N = Prn / (6 \cdot 10^4),$$



откуда

$$P = 6 \cdot 10^4 N / (rn).$$

Размеры шатуна определяют из условия

$$\sigma_p = P_p / \leq [\sigma_p],$$

при этом

$$P_p \sim 2P.$$

Для стали марки 35Л  $[\sigma_p] = 110 \dots 120$  МПа.

*Болты крепления головки шатуна.* Площадь поперечного сечения болтов

$$F_0 = \frac{P_p}{z[\sigma'_p]},$$

где  $z$  – число болтов.

Для стали марки Ст5  $[\sigma'_p] = 60 \dots 70$  МПа с учетом неравномерности распределения нагрузки и напряжений от затяжки болтов.

*Распорные плиты.* Усилие в распорной плите (рис. 10, а)

$$T = P / (2 \cos \beta),$$

где  $\beta = 78 \dots 82^\circ$ .

Напряжение в распорной плите криволинейной формы

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma_{и}; \quad \sigma = T/F + M_{и}/W_{и}.$$

Для прямолинейной распорной плиты

$$\sigma = T_p/T_0.$$

Распорная плита является предохранительным устройством и должна выходить из строя при перегрузках ранее других деталей, поэтому рассчитывают ее при меньшем запасе прочности  $T_p \sim (1,3 \dots 1,4)T$ .

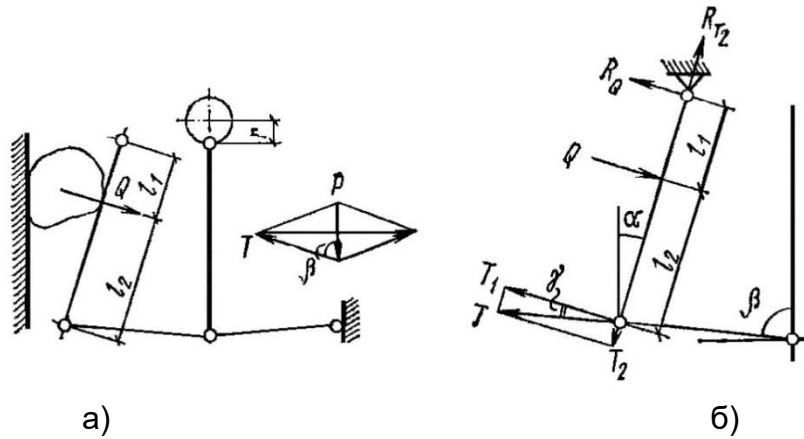


Рис. 10. Схемы к расчету: а – к расчету распорной плиты;  
б – к расчету подвижной щеки

Часто распорные плиты изготавливают из чугуна марки СЧ15-32, для которого  $\sigma_{сж} = 65 \dots 75$  МПа. В необходимых случаях распорную плиту рассчитывают на сжатие с учетом продольного изгиба. Для клепаной распорной плиты проверяют или определяют площадь поперечного ее сечения  $F_0$  и, задавшись числом заклепок  $z$ , находят их диаметр:

$$\tau_{ср} = T_p / zF_0 \leq [\tau_{ср}].$$

Для стали марки Ст3  $[\tau_{ср}] = 120 \dots 160$  МПа.

Подвижная щека (рис. 10, б):

$$T_1 = T \cos \gamma; T_2 = T \sin \gamma;$$

$$\gamma = \alpha - 90^\circ + \beta.$$

Напряжение в подвижной щеке для стали 35  $[\sigma] = 120$  МПа:

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_{и}} \pm \frac{T_2}{F} \leq [\sigma]; M_{и} = T_1 l_2;$$

$$W_{и} = l_x / (h - Y),$$

где  $l_x$  – момент инерции поперечного сечения, см<sup>4</sup>.

Координата центра тяжести подвижной щеки (рис 11 а):

$$Y = \frac{3F_1 y_1 + F_2 y_2}{3F_1 + F_2};$$

$$l_x = 3 \frac{b_1 h_1^3}{12} + 3b_1 h_1 (y_1 - Y)^2 + \frac{b h_2^3}{12} + b h^2 (Y - y_2)^2;$$

$$F_1 = b_1 h_1; F_2 = b h_2.$$

*Ось подвижной щеки.* Опорная реакция в оси подвижной щеки:

$$R = \sqrt{R_{T_2}^2 + R_Q^2};$$

$$R_{T_2} = T_2; R_Q = \frac{Q l_2}{(l_1 + l_2)}.$$

Изгибающий момент (рис 11, б): от действующих сил  $M_{и1} = Ra/2$ , от веса подвижной щеки  $M_{и2} = Ga/2$ .

Общий момент, действующий на ось подвижной щеки:

$$M_0 = \sqrt{M_{и1}^2 + M_{и2}^2}; \sigma_{и} = \frac{M_0}{W_{и}} \leq [\sigma_{и}].$$

*Маховик.* Уравнение махового момента:

$$GD^2 = 88 \cdot 10^5 N / (n^3 \delta),$$

где  $G$  – вес маховиков, Н;  $D$  – диаметр маховика, м;  $N$  – мощность, расходуемая на дробление, кВт;  $n$  – частота вращения эксцентрикового вала, мин<sup>-1</sup>;  $\delta$  – коэффициент неравномерности ( $\delta = 0,01 \dots 0,03$ ).

Диаметр маховика  $D = 60v / (\pi n)$ .

Линейную скорость принимают 15...20 м/с.

Из уравнения махового момента определяют массу обода маховиков  $m = G/g$ .

Площадь поперечного сечения обода маховика  $F = m(2\pi D\rho)$ , где  $\rho$  – плотность металла, кг/м<sup>3</sup>.

Задавшись шириной обода  $B$ , определяют толщину  $h' = F/B$ .

*Эксцентриковый вал* рассчитывают на одновременное действие изгибающих и вращающего моментов, поэтому  $\sigma = M_{пр}/W_{и} \leq [\sigma_{и}]$ , для стали 35Х  $[\sigma_{и}] = 160$  МПа.

*Станина.* Поперечные стенки цельнолитой или сварной станины работают на изгиб, продольные – на одновременное действие растягивающих усилий и изгибающих моментов.

Продольные стенки сборной станины рассчитывают на растяжение, а поперечные на изгиб.

**Определение крупности щебня.** Гранулометрический состав дробленого продукта определяется по графику, изображенному на рис. 12. В процессе дробления при ширине разгрузочного отверстия  $d_{\text{макс}} = e + s = 60 + 20 = 80$  мм образуется материал крупностью 0...5 мм 5% ; 5...25 мм (22–5) = 17% (точка II); 25...50 мм (50–22) = 28% (точка III); 50...80 мм (85–50) = 35% (точка IV) и более 80 мм 15%.

Зная часовую производительность дробилки при установленном значении  $(e + s)$  и пользуясь графиком гранулометрического состава, определяют количество щебня каждой фракции.

**Задача 7.** Определить основные параметры щековой дробилки с простым качанием подвижной щеки. Дробимый материал – известняк:  $\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$ ;  $\sigma = 100 \text{ МПа}$ ,  $E = 45 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ . Эксцентриситет вала  $r = 25 \text{ мм}$ ; минимальный зазор между щеками  $e = 60 \text{ мм}$ ; отход подвижной щеки  $s = 30 \text{ мм}$ ; размер загрузочного отверстия  $a \times b = 500 \times 800 \text{ мм}$ ; угол захвата  $\alpha = 20^\circ$ .

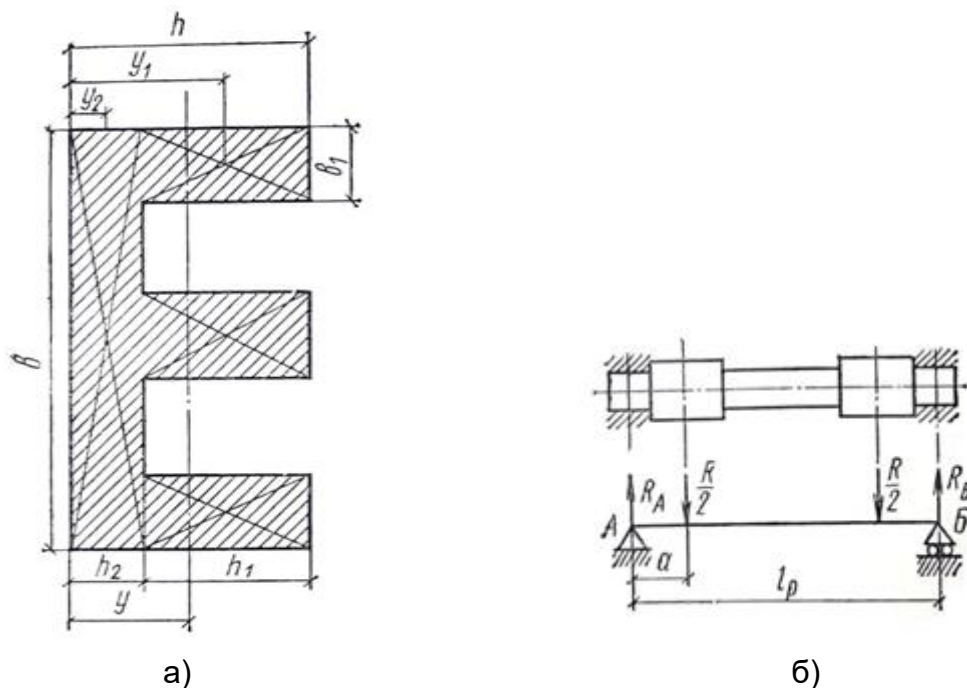


Рис. 11. Схемы к расчету подвижной щеки: а – сечение подвижной щеки; б – схема к расчету оси подвижной щеки

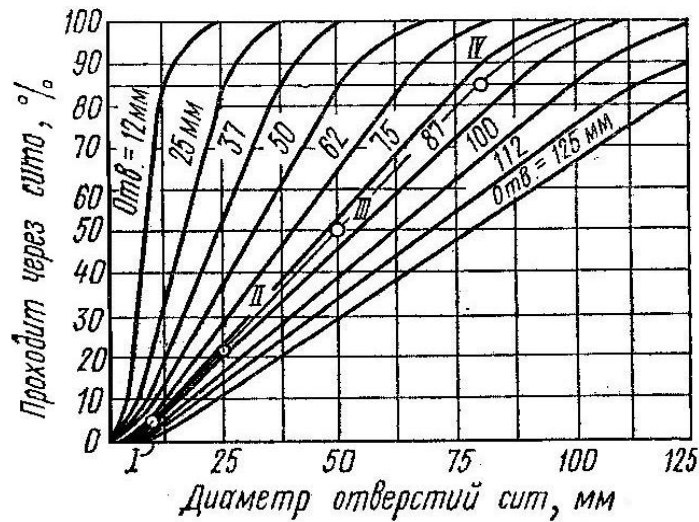


Рис. 12. График для определения гранулометрического состава дробленого материала

**Решение.** Частота вращения эксцентрикового вала по формуле (161)  $n = 66,5 \sqrt{\frac{tg 20^\circ}{0,03}} = 230 \text{ мин}^{-1}$ . Принимаем  $n = 240 \text{ мин}^{-1}$ .

Объем призмы материала, выпадающего из зоны дробления за один ход подвижной щеки:

$$V = \frac{2e + s}{2} \frac{s}{tg\alpha} b = \frac{2 \cdot 0,06 + 0,03}{2} \frac{0,03}{tg 20^\circ} 0,8 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Производительность дробилки при  $\mu = 0,4$  по формуле

$$\Pi = 60Vn\mu = 60 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 240 \cdot 0,4 = 28,8 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\Pi = 28,8 \cdot 2 = 57,6 \text{ т/ч.}$$

Крупность щебня

$$d = \frac{2e + s}{2} = \frac{2 \cdot 0,06 + 0,03}{2} = 0,075 \text{ м.}$$

Крупность загруженных камней  $D = 0,9a$ ;  $D = 0,9 \times 500 = 450 \text{ мм}$ .

Мощность привода по формуле

$$N = \frac{\sigma^2 n (D^3 - d^3)}{0,23E}$$

$$N = \frac{100^2 \cdot 240 \cdot 0,8 (0,45^3 - 0,075^3)}{0,23 \cdot 45 \cdot 10^3} = 37 \text{ кВт.}$$

**Шатун.** Максимальное усилие, действующее вдоль шатуна,

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 N}{rn} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 37}{0,025 \cdot 240} = 370000 \text{ Н} = 370 \text{ кН}$$

Расчётное усилие  $P_p = 2 P = 2 \cdot 370 = 740 \text{ кН}$ .

Принимаем размеры поперечного сечения шатуна  $a_1 \times b_1 = 100 \times 600 \text{ мм}$ ; площадь  $F = a_1 b_1 = 0,1 \times 0,6 = 0,06 \text{ м}^3$ .

Напряжение от растягивающих сил

$$\sigma = \frac{P_p}{F_1} = \frac{740 \cdot 10^3}{0,06 \cdot 10^6} = 12,3 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 110 \dots 120 \text{ МПа}.$$

Площадь болтов крепления головки шатуна

$$F' = \frac{P_p}{z[\sigma_p]} = \frac{740000}{8 \cdot 64 \cdot 10^6} = 0,0014 \text{ м}^2 = 14 \text{ см}^2$$

Принимаем  $z = 8$

Материал болтов Ст5.  $[\sigma_p] = 64 \text{ МПа}$ .

Внутренний диаметр болта

$$d' = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14}{3,14}} = 4,2 \text{ см} = 42 \text{ мм}.$$

В соответствии со стандартом Ст СЭВ 180–75 принимаем  $d = 48 \text{ мм}$ .

*Распорные плиты.* Усилие, действующее на распорную плиту принимаем  $\beta = 80^\circ$ :

$$T = \frac{P}{2 \cos \beta} = \frac{370}{2 \cos 80^\circ} = \frac{370}{2 \cdot 0,175} = 1060 \text{ кН}.$$

Расчетное усилие  $T_p = 1,3 T = 1,3 \cdot 1060 = 1380 \text{ кН}$ .

При распорных плитах из серого чугуна СЧ 15-32  $[\sigma_{сж}] = 70 \text{ МПа}$  площадь поперечного сечения плиты

$$F_2 = \frac{T_p}{[\sigma_{сж}]} = \frac{1380000}{70 \cdot 10^6} = 0,0197 \text{ м}^2$$

Толщина плиты при ширине  $b_2 = 560 \text{ мм}$

$$a = \frac{F_2}{b_2} = \frac{197}{56} = 3,5 \text{ см}.$$

Окончательная толщина плиты уточняется расчетом, учитывающим возможный ее продольный изгиб.

Например после установления всех основных размеров дробилки длина распорной плиты оказалась равной:  $l_{пл} = 420$  мм, тогда расчётная длина  $l_p = l_{пл} = 420$  мм.

Момент инерции

$$I_2 = \frac{b_2 a_2^3}{6} = \frac{56 \cdot 3,5^3}{6} = 193 \text{ см}^3.$$

Радиус инерции поперечного сечения

$$r = \sqrt{\frac{I_2}{F_2}} = \sqrt{\frac{193}{197}} = 0,98 \text{ см.}$$

При гибкости  $\lambda = \frac{l_p}{r} = \frac{42}{0,98} = 43$  для чугуна коэффициент  $\varphi = 0,65$ .

Напряжение в распорной плите

$$\sigma_{сж} = \frac{T_p}{\varphi F_2} = \frac{1380\,600}{0,6 \cdot 0,0197 \cdot 10^6} = 106 \text{ МПа,}$$

что значительно превышает допускаемую величину  $[\sigma_{сж}] = 70$  МПа ...  
Требованиям прочности удовлетворяет толщина плиты

$$a_2 = \frac{F_2}{b_2}; F_2 = \frac{T_p}{\varphi [\sigma_{сж}]} = \frac{1380000}{0,65 \cdot 70 \cdot 10^6} = 0,03 \text{ м}^3 = 300 \text{ см}^2;$$

$$b = 560 \text{ мм} = 56 \text{ см, } a_2 = \frac{300}{56} = 5,4 \text{ см.}$$

При клепаной распорной плите площадь поперечного сечения заклепо  $F_3 = T_p / [\tau_{ср}]$ ; коэффициент запаса прочности на срез заклепок принимают пониженным  $k_3 = 1,5$ , так как заклепки – предохранительные устройства. Допускаемое напряжение  $[\tau_{ср}] = \tau_{пред} / k_3$ , для заклепок из стали

$$\text{Ст3 } [\tau_{ср}] = 0,8 = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ МПа; } [\tau_{ср}] = \frac{320}{1,5} = 214 \text{ МПа.}$$

$$F_3 = \frac{1380000}{214 \cdot 10^6} = 0,0064 \text{ м}^2 = 64 \text{ см}^2$$

Принимая число заклепок  $z=8$ , получим диаметр одной заклепки

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_3}{z\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 64}{8 \cdot 3,14}} = 3,18 \text{ см},$$

принимаем  $d_3 = 32 \text{ мм}$ .

*Подвижная щека.* Длина подвижной щеки

$$l = \frac{a - e}{\sin\alpha} = \frac{500 - 60}{\sin 20^\circ} = \frac{440}{0,34} = 1300 \text{ мм}.$$

Расстояние от места приложения нагрузки (рис. 10)

$$l_1 \cong 0,33 l = 0,33 \cdot 1300 = 430 \text{ мм}.$$

$$\text{Угол } \gamma = \beta + \alpha - 90^\circ = 80^\circ + 20^\circ - 90^\circ = 10^\circ.$$

Усилия, действующие на подвижную щеку:

$$T_1 = T \cos \gamma = 1060 \cos 10^\circ = 1060 \cdot 0,98 = 1040 \text{ кН};$$

$$T_2 = T \sin \gamma = 1060 \sin 10^\circ = 1060 \cdot 0,173 = 184 \text{ кН};$$

$$Q = T_1 \frac{l}{l_1} = 1040 \frac{1,3}{0,43} = 3160 \text{ кН}.$$

Максимальный изгибающий момент  $M_{\text{и}} = T_1 l_2 = T_1 (l - l_1) = 1040(1,3 - 0,43) = 930 \text{ кНм}$ .

Принимаем размеры поперечного сечения щеки (рис. 11):

$$b = 800 \text{ мм} = 80 \text{ см}; \quad b_1 = 120 \text{ мм} = 12 \text{ см};$$

$$h_1 = 240 \text{ мм} = 24 \text{ см}; \quad h_2 = 120 \text{ мм} = 12 \text{ см};$$

$$h = h_1 + h_2 = 240 + 120 = 360 \text{ мм} = 36 \text{ см}.$$

Площадь поперечного сечения щеки  $F = F_2 + 3F_1$ ;

$$F_1 = b_1 h_1 = 12 \cdot 24 = 288 \text{ см}^2; \quad F_2 = b h_2 = 80 \cdot 12 = 960 \text{ см}^2;$$

$$F = 960 + 3 \cdot 288 = 1824 \text{ см}^2 = 0,1824 \text{ м}^2.$$

Расстояния от центров тяжести сечений до оси  $X - X$ :

$$y_1 = 0,5h_1 + h_2 = 0,5 \cdot 24 + 12 = 24 \text{ см}; \quad y_2 = 0,5h_2 = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ см}.$$

Расстояние от края сечения до оси  $X - X$

$$Y = \frac{F_2 y_2 + 3F_1 y_1}{F} = \frac{960 \cdot 6 + 3 \cdot 288 \cdot 24}{1824} = 14,5 \text{ см}.$$



Момент инерции площади поперечного сечения относительно оси  $X - X$ .

$$\begin{aligned}
 I_x &= 3 \frac{b_1 h_1^3}{12} + 3 F_1 (y_1 - Y)^2 + \frac{b h_2^3}{12} + F_2 (Y - y_2)^2 = \\
 &= 3 \frac{12 \cdot 24^3}{12} + 3 \cdot 288 (24 - 14,5)^2 + \frac{80 \cdot 12^3}{12} + 800 (14,5 - 6)^2 = \\
 &= 41\,600 + 78\,000 + 11\,540 + 58\,000 = 189\,140 \text{ см}^2.
 \end{aligned}$$

Момент сопротивления поперечного сечения изгибу

$$W_x = \frac{I_x}{h - Y} = \frac{189140}{36 - 14,5} = 8800 \text{ см}^3 = 0,0088 \text{ м}^3.$$

Напряжение в щеке

$$\begin{aligned}
 \sigma_0 &= \frac{M_{\text{и}}}{W_x} \pm \frac{T_2}{F} = \frac{910000}{0,0088 \cdot 10^6} \pm \frac{184000}{0,1824 \cdot 10^6} = 105 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] \\
 &= 120 \text{ МПа для стали 35.}
 \end{aligned}$$

*Ось подвижной щеки.* Нагрузка, действующая на ось подвижной щеки в процесс дробления:

$$R_Q = \frac{Q(l - l_1)}{l} = \frac{3160(130 - 43)}{130} = 2120 \text{ кН.}$$

Принимаем длину шеек оси  $l_{\text{ш}} = 200$  мм, расчетная длина оси (рис. 100)  $l_{\text{ш}} = 200$  мм, расчетная длина оси (рис. 100)  $l_p = 0,5 l_{\text{ш}} + b + 0,5 l_{\text{ш}} = 0,5 \cdot 200 + 800 + 0,5 \cdot 200 = 1000$  мм.

Длина щеки с головкой  $l_{\text{щ}} \cong 1,2 l \cong 1,2 \cdot 1,3 = 1,56$  м. Объем щеки  $l_{\text{щ}} \cong F l_{\text{щ}} = 0,1824 \cdot 1,56 = 0,29 \text{ м}^3$ .

Масса щеки  $m_{\text{щ}} = V_{\text{щ}} \gamma = 0,29 \cdot 7800 = 2300$  кг. Вес щеки с учётом веса дробящей плиты

$$G_{\text{щ}} \cong 1,25 m_{\text{щ}} g = 1,25 \cdot 2300 \times 9,8 = 28000 \text{ Н} = 28 \text{ кН.}$$

С небольшим запасом прочности считаем, что направления действия сил  $R_Q$  и  $G_{\text{щ}}$  взаимно перпендикулярны, тогда общая сила, действующая на ось подвижной щеки:

$$R = \sqrt{R_Q^2 + G_{\text{щ}}^2} = \sqrt{2120^2 + 28^2} = 2122 \text{ кН.}$$

Нагрузка на ось передается через подшипники, находящиеся от опор на расстоянии  $a = 0,25 l_p = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$ . Изгибающий момент, действующий в плоскости равнодействующей:  $M_{и} = 0,5 R \cdot a = 0,5 \cdot 2122 \cdot 0,25 = 265 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

Диаметр оси

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{и}}{0,1[\sigma_{и}]}}$$

для стали 45X с термообработкой допустимое напряжение на изгиб

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_{пред}}{k_3} = \frac{1030}{3} = 344 \text{ МПа},$$

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{265000}{0,1 \cdot 344 \cdot 10^6}} = 0,19 \text{ м}.$$

принимаем  $d_0 = 200 \text{ мм}$ .

*Маховики.* Уравнение махового момента

$$GD^2 = \frac{88 \cdot 10^6 N}{n^3 \delta}.$$

Принимая окружную скорость на ободе маховика  $v = 15 \text{ м/с}$ , получим

$$D = \frac{60v}{\pi n} = \frac{60 \cdot 15}{3,14 \cdot 240} = 1,2 \text{ м}.$$

Масса маховиков

$$m = \frac{G}{g} = \frac{88 \cdot 10^6 \cdot 37}{9,81 \cdot 1,2^2 \cdot 240^3 \cdot 0,01} = 1630 \text{ кг}.$$

Площадь сечения обода одного маховика

$$F = \frac{G}{g} = \frac{88 \cdot 10^6 N}{g D^2 \cdot n^3 \delta} = \frac{88 \cdot 10^6 \cdot 37}{9,81 \cdot 1,2^2 \cdot 240^3 \cdot 0,01} = 1630 \text{ кг}.$$

При ширине обода  $B = 200 \text{ мм} = 20 \text{ см}$  его толщина составит:

$$h' = \frac{F}{B} = \frac{280}{20} = 14 \text{ см} = 140 \text{ мм}.$$

**Эксцентриковый вал.** На эксцентриковый вал действуют: усилие в шатуне  $P = 370 \text{ кН}$ , вес маховиков

$$G_M = 1,2 \cdot 0,5 \cdot mg = 1,2 \cdot 0,5 \cdot 1630 \cdot 9,81 = 9650 \text{ Н} = 9,65 \text{ кН},$$

усилие в ременной передаче  $S_p$  (рис. 13). Последнее можно считать в сторону увеличения изгибающего момента.

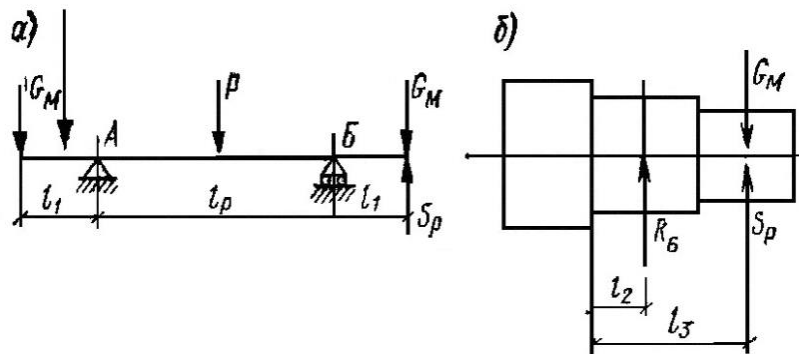


Рис. 13. Схемы к определению размеров элементов эксценткового вала: а – диаметр вала; б – диаметр шейки под подшипник

Крутящий момент на валу

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{37}{240} = 1470 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Передаваемое ременной передачей усилие

$$P_0 = \frac{2M_{кр}}{D} = \frac{2 \cdot 1470}{1,2} = 2460 \text{ Н} = 2,46 \text{ кН}.$$

Усилие от ременной передачей  $S_p \cong S_{наб} + S_{сб} \cong 3P_0 = 3 \cdot 2460 = 7380 \text{ Н} = 7,38 \text{ кН}$ .

Расчётная длина вала  $l_p = 1000 \text{ мм}$ , принимаем длину шейки  $2l_2 = 200 \text{ мм}$ , расстояния  $l_1 = l_3 - l_2 = 200 \text{ мм}$ ,  $l_3 = l_1 + l_2 = 200 + 100 = 300 \text{ мм}$ .

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; & -G_M(l_p + l_1) + R_A l_p - P \cdot 0,5 l_p - S_p l_1 + G_M l_1 = 0; R_A = \\ & = \frac{1}{l_p} [G_M(l_p + l_1) + 0,5 P l_p + S_p l_1 - G_M l_1] = \\ & = \frac{1}{1} [9,65 \cdot (1 + 0,2) + 370 \cdot 0,5 \cdot 1 + 7,38 \cdot 0,2 - 9,65 \cdot 0,2 = 196,15 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Изгибающий момент

$$\begin{aligned} M_{\text{и}} &= -G_M(l_1 + 0,5l_p) + R_A \cdot 0,5l_p = \\ &= -9,65(0,2 + 0,5 \cdot 1) + 196,15 \cdot 0,5 \cdot 1 = 89,3 \text{ кНм}. \end{aligned}$$

Крутящий момент на валу  $M_{\text{кр}} = 1,47 \text{ кНм}$ .

Приведенный момент на валу

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{89,3^2 + 1,47^2} = 89,4 \text{ кНм}.$$

Диаметр вала для стали 35Х при

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{k_3} = \frac{0,45\sigma_{\text{в}}}{k_3} = \frac{0,45 \cdot 916}{3} = 136 \text{ МПа}.$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{89400}{0,1 \cdot 136 \cdot 10^6}} = 0,18 \text{ м}.$$

Принимаем  $d_{\text{в}} = 200 \text{ мм}$ .

Диаметр шейки вала  $d_{\text{ш}} (0,8 \dots 0,9) da = 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ мм}$ .

Момент, изгибающий шейку относительно тела вала,  $M_{\text{и}} = R_{\text{Б}}l_2 - G_M l_3 + S_p l_3$ .

Опорная реакция

$$\begin{aligned} R_{\text{Б}} &= 2G_M + P - S_p - R_A = 2 \cdot 9,65 + 370 - \\ &- 7,38 - 196,15 = 186 \text{ кН}. \end{aligned}$$

$$M_{\text{и}} = 186 \cdot 0,1 - 9,65 \cdot 0,3 + 7,38 \cdot 0,3 = 17,9 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Напряжение, возникающее в материале шейки вала:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{и}} &= \frac{M_{\text{и}}}{0,1d_{\text{ш}}^3} = \frac{17900}{0,1 \cdot 0,18^3 \cdot 10^6} = \\ &= 30,6 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] = 136 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

**Станина.** Считаем, что станина сборная и имеет следующие размеры поперечного сечения стенки (рис.14):  $b_1 = 10 \text{ см}$ ;

$$h_1 = 16 \text{ см}; b_2 = 126 \text{ см}; h_2 = 12 \text{ см}. \text{ Значит:}$$

$$F_1 = b_1 h_1 = 10 \cdot 16 = 160 \text{ см}^2;$$

$$F_2 = b_2 h_2 = 126 \cdot 12 = 1512 \text{ см}^2;$$

$$F = 4F_1 + F_2 = 4 \cdot 160 + 1512 = 2152 \text{ см}^2;$$

$$h = h_1 + h_2 = 16 + 12 = 28 \text{ см.}$$

Координаты центра тяжести

$$y_1 = h_2 + 0,5h_1 = 12 + 0,5 \cdot 16 = 20 \text{ см.}$$

$$y_2 = 0,5h_2 = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ см;}$$

$$Y = \frac{4F_1 y_1 + F_2 y_2}{F} = \frac{4 \cdot 160 \cdot 20 + 1512 \cdot 6}{2152} = 10 \text{ см.}$$

Момент инерции поперечного сечения

$$\begin{aligned} I_x &= 4 \frac{b_1 h_1^3}{12} + 4F_1 (y_1 - Y)^2 + \frac{b_2 h_2^3}{12} + F_2 (Y - y_2)^2 = \\ &= 4 \frac{10 \cdot 16^3}{12} + 4 \cdot 160 (20 - 12)^2 + \frac{126 \cdot 12^3}{12} + \\ &\quad + 1512 (10 - 6)^2 = 116100 \text{ см}^4 \end{aligned}$$

Момент сопротивления поперечного сечения

$$W_{\text{и}} = \frac{I_x}{h - Y} = \frac{116100}{28 - 10} = 6440 \text{ см}^3 = 0,0064 \text{ м}^3.$$

Допускаемое напряжение на изгиб для стали 35Л

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{\text{и}}}{k_3} = \frac{0,46 \cdot 530}{2,4} = 102 \text{ МПа.}$$

Изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = \frac{Ql}{4} = 3160 \frac{0,8}{4} = 632 \text{ кНм} = 632000 \text{ Нм.}$$

Напряжение в материале стенки станины

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} = \frac{632000}{0,0064 \cdot 10^6} = 98,4 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] = 102 \text{ МПа.}$$

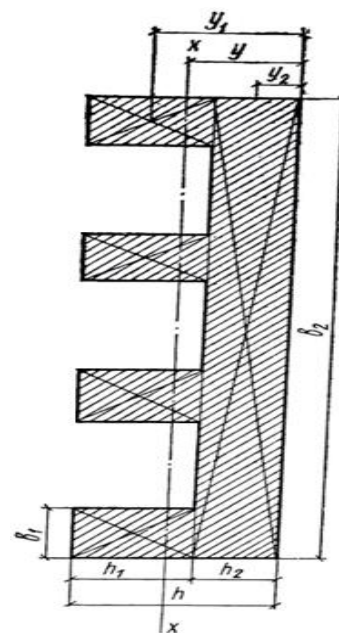


Рис 14. Схема поперечного сечения стенки станины

## 2.2. Конусные дробилки

Производительность дробилки, м<sup>3</sup>/ч

$$\Pi = 60Vn\mu,$$

где  $V$  – объем материала, выпадающего из зоны дробления за один оборот эксцентрикового стакана, м<sup>3</sup>.

Для дробилки с крутым дробящим конусом

$$V = \frac{2r(e+r)\pi D_{cp}}{tg\beta_1 + tg\beta_2}$$

где  $n$  – частота вращения эксцентрикового стакана за одну минуту:

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{tg\beta_1 + tg\beta_2}{s}};$$

$\mu$  – коэффициент, учитывающий наличие пустот между камнями в зоне дробления ( $\mu \cong 0,3 \dots 0,7$ );  $e$  – установленный зазор между дробящими конусами, м;  $r$  – эксцентриситет подвижного дробящего конуса, м;  $s = 2r$  – отклонение подвижного дробящего конуса за 0,5 оборота эксцентрикового стакана, м;  $D_{cp}$  – средний диаметр разгрузочного кольцевого отверстия, м;  $D_{cp} = D_H + 0,5(2e + s)$ ;  $D_H$  – нижний диаметр подвижного дробящего конуса, м;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы наклона дробящих поверхностей подвижного и неподвижного конусов к вертикали.

Для дробилок с пологим дробящим конусом

$$V = \pi D_{cp} dl,$$

где  $d = e + 0,5s$  – диаметр дробленого камня;  $l = (0,07 \dots 0,08) D_H$  – длина зоны параллельности;  $D_H \cong D_{cp}$ .

Частота вращения подвижного конуса  $n = 30\sqrt{ctg\varphi/l}$ , где  $\varphi$  – угол наклона дробящей поверхности внутреннего конуса к горизонту.

Мощность, кВт, затрачиваемая на дробление камня:

$$N = \frac{\sigma^2 n D_{cp} (D^2 - d^2)}{0,073E}$$

### 2.3. Валковые дробилки

Максимальная крупность дробимого материала зависит от диаметра дробящих валков, состояния их поверхности и зазора между валками:

$$\text{при гладких валках } d \cong \left(\frac{1}{20} \cdots \frac{1}{25}\right) D + e;$$

$$\text{при рифленых валках } d \cong \left(\frac{1}{10} \cdots \frac{1}{25}\right) D + e;$$

$$\text{при зубчатых валках } d \cong \left(\frac{1}{2} \cdots \frac{1}{5}\right) D + e.$$

Производительность валковой дробилки,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ,

$$\Pi = 3600(e + s)Lv\mu,$$

где  $e$  – расстояние между валками;  $s$  – отход подвижного валка (для твердых материалов  $s \cong 0,25e$ , для мягких и хрупких материалов  $s \cong 0,002 \dots 0,004m$ );  $L$  – длина валка;  $v$  – окружная скорость на ободу валка;  $D$  – диаметр валка;  $\mu$  – коэффициент, учитывающий наличие пустот между камнями ( $\mu \cong 0,2 \dots 0,5$ ).

**Задача 8.** Определить производительность валковой дробилки и необходимую для ее работы мощность. Исходные данные: диаметр валков  $D = 600$  мм; длина валков  $L = 400$  мм; расстояние между валками  $e = 20$  мм; дробимый материал – гранит,  $\rho = 2700$   $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\sigma = 130$  Мпа;  $E = 60 \cdot 10^3$  Мпа.

**Решение.** Диаметр загружаемых камней

$$d = \left(\frac{1}{20} \cdots \frac{1}{25}\right) D + e = \left(\frac{1}{20} \cdots \frac{1}{25}\right) 600 + 20 = 50 \text{ мм.}$$

Частота вращения валков

$$n = 308 \sqrt{\frac{f}{\rho r R}} = 308 \sqrt{\frac{0,4}{2700 \cdot 0,025 \cdot 0,3}} = 43 \frac{\text{об}}{\text{ми}},$$

где  $f = 0,4$  – коэффициент трения дробимого материала о поверхность валков;  $r = 0,5d = 0,5 \cdot 0,05 = 0,025$  м;  $R = 0,5D = 0,5 \cdot 0,6 = 0,3$  м.

Принимаем  $\mu = 0,3$ ,  $s = 3$  мм =  $0,003$  м.

Окружная скорость на ободу валка

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 43}{60} = 1,35 \text{ м/с.}$$

Произвольность валковой дробилки по формуле (168)

$$\Pi = 3600(0,02 + 0,003) \cdot 0,4 \cdot 1,35 \cdot 0,3 = 13,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

## 2.4. Сортировочные машины

Грохоты служат для разделения каменных материалов по крупности. Они разделяются на плоские и цилиндрические, Плоские грохоты бывают: колосниковые (неподвижные и подвижные), инерционные, эксцентриковые. Просеивающие поверхности грохотов могут быть образованы колосинками, решетками и ситами. Они могут быть расположены по одной из трех схем (рис. 15).

Производительность, м<sup>3</sup>/ч, плоского грохота можно определить отдельно для каждого сита по формуле

$$\Pi = ABFqk_1k_2,$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий влияние формы зерен сортируемого материала (1 – для гравия, 0,8 и 0,65 – для сухого грохочения соответственно гравийно-песчалои смеси и раздробленного материала);  $B$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона грохота (1 и 0,625 соответственно при горизонтальном и наклонном грохотах);  $F$  – площадь сита, м<sup>2</sup>;  $q$  – удельная производительность 1 м<sup>2</sup> сита, м<sup>3</sup>/ч (табл. 10);  $k_1$  – коэффициент, учитывающий процентное содержание мелкой фракции в материале, поступающем на просеивающую поверхность (табл. 11);  $k_2$  – коэффициент, учитывающий процентное содержание в мелкой фракции зерен крупностью до половинного размера этой фракции (табл. 12).

При влажности материала 3...5% производительность грохота на ситах с мелкими отверстиями (до 25 мм) резко снижается. При грохочении с одновременной промывкой материала производительность грохотов с мелкими отверстиями возрастает в 1,5 раза.

**Задача 9.** Определить потребные площади сит грохота, расположенных по схеме II (рис. 15), используя формулу производительности. Производительность грохота 10 м<sup>3</sup>/ч.

Сортируемый дробимый материал крупностью: до 2,5 мм – 3%; 2,5...5 мм – 4%; 5...10 мм – 4%; 10...20 мм – 15%; 20...25 мм – 14%; 25...50 мм – 25%; более 50 мм – 35%. Грохот наклонный.



Таблица 10

## Удельная производительность сит

Размер отверстий, мм	5	7	10	16	24	26	35	42	48	52	65	80	85
q, м <sup>3</sup> /ч	18	22	28	38	45	49	58	64	69	71	80	89	92

Таблица 11

Значение  $k_1$ 

Содержание мелкой фракции, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$k_1$	0,58	0,66	0,76	0,84	0,92	1	1,08	1,17	1,25

Таблица 12

Значение  $k_2$ 

Содержание зерен крупностью до половины размера отверстия, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$k_2$	0,63	0,72	0,82	0,91	0,1	1,09	1,18	1,28	1,35

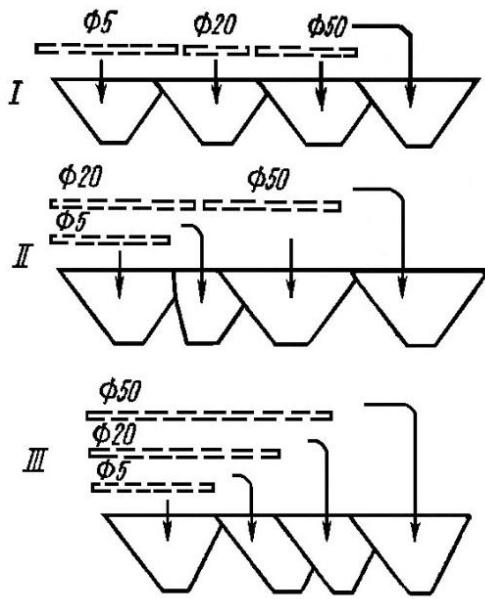


Рис. 15. Схемы расположения сит и решет в грохотах

**Решение.** Площадь сита с ячейками 20 мм

$$F_{20} = \frac{10}{0,65 \cdot 0,625 \cdot 42 \cdot 0,7 \cdot 0,94} = 0,9 \text{ м}^2,$$

где,  $k_1 = 0,7$ , так как зерен крупностью до 20 мм в материале, поступающем на сито, содержится 26% – 2,6 м<sup>3</sup>;  $k_2 = 0,94$ , так как в мелкой фракции (2,6 м<sup>3</sup>/ч) содержится зерен крупностью до половины размера – до 10 мм – 1,1 м<sup>3</sup>, что составляет от 2,6 м<sup>3</sup> – 42,4%.

Площадь сита с ячейками 5 мм

$$F_5 = \frac{2,6}{0,65 \cdot 0,625 \cdot 18 \cdot 0,73 \cdot 0,94} = 0,52 \text{ м}^2,$$

где  $k_1 = 0,73$  – материала крупностью до 5 мм имеется 0,7 м<sup>3</sup>, что от 2,6 м<sup>3</sup> составляет 27%;  $k_2 = 0,94$  – зерен крупностью до 2,5 мм в нижней фракции, соответствующей 0,7 м<sup>3</sup>, содержится 0,3 м<sup>3</sup>, или 43%.

Площадь сита с ячейками 50 мм

$$F_{50} = \frac{7,4}{0,65 \cdot 0,625 \cdot 70 \cdot 0,94 \cdot 0,86} = 0,33 \text{ м}^2,$$

где  $k_1 = 0,94$  – материала крупностью до 50 мм на сито поступает 3,9 м<sup>3</sup>, что составляет от 7,4 м<sup>3</sup> 52,7%;  $k_2 = 0,86$  – в нижней фракции (3,9 м<sup>3</sup>) зерен крупностью менее половинного размера (менее 25 мм) содержится 1,4 м<sup>3</sup>, что составляет 36%.

*Производительность цилиндрического грохота, т/ч,*

$$\Pi = 3600 F v_0 \mu \rho,$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения слоя материала в грохоте, м<sup>2</sup>;

$$F \approx \frac{2}{3} \alpha h \approx 1,9 \sqrt{R h^3},$$

здесь  $R$  – радиус барабана грохота, м;  $h$  – толщина слоя материала в первой секции барабана, м,  $h \approx 2d$ ;  $d$  – размер наибольших частиц сортируемого материала;  $v_0$  – скорость движения материала вдоль оси грохота, м/с:

$$v_0 = v \operatorname{tg} 2\alpha = 0,105Rn \operatorname{tg} 2\alpha,$$

здесь  $n$  – частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n = \frac{8}{\sqrt{R}} \cdots \frac{14}{\sqrt{R}};$$

$\alpha$  – угол наклона оси барабана к горизонту, град. ( $\alpha \approx 7^\circ \dots 12^\circ$ );  $\mu$  – коэффициент, учитывающий наличие пустот между частицами материала ( $\mu \approx 0,6 \dots 0,8$ );  $\rho$  – плотность сортируемого материала.

**Задача 10.** Определить производительность цилиндрического грохота. Исходные данные: диаметр барабана  $D = 870$  мм; сортируемый материал – гравий крупностью до 50 мм, плотность  $\rho = 1700$  кг/м<sup>3</sup>; угол наклона оси грохота  $\alpha = 8^\circ$ .

**Решение.** Толщина слоя материала в барабане .

Площадь поперечного сечения слоя сортируемого материала

$$F = 1,9\sqrt{Rh^3} = 1,9\sqrt{0,5 \cdot 0,87 \cdot 0,1^3} = 0,04 \text{ м}^2.$$

Частота вращения барабана

$$n = \frac{8}{\sqrt{0,435}} \cdots \frac{14}{\sqrt{0,435}} = 12 \cdots 21 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем  $n = 18 \text{ мин}^{-1}$ .

Скорость движения материала вдоль оси грохота

$$v_0 = 0,105 \cdot 0,435 \cdot 18 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ = 0,235 \text{ м/с}.$$

Производительность грохота

$$\Pi = 3600Fv_0\mu = 3600 \cdot 0,04 \cdot 0,235 \cdot 0,7 = 23,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$\Pi = 23,4 \cdot 1,7 = 40 \text{ т/ч}.$$

### 3. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ БЕТОНОВ И РАСТВОРОВ

#### 3.1. Питатели с поступательным движением рабочего органа

*Производительность (м/ч) пластинчатых питателей с бортами*

$$\Pi = 3600Bhvk_{\text{н}}\rho,$$

где  $B$  – расстояние между бортами питателя, м;  $h$  – высота бортов или подъема заслонки, м;  $v$  – скорость ленты, м/с;  $k_{\text{н}}$  – коэффициент заполнения желоба и коэффициент использования высоты бортов ( $k_{\text{н}} = 0,9 \dots 1,0$ );  $\rho$  – насыпная плотность материала, т/м<sup>3</sup>.

*Мощность (кВт) двигателя пластинчатого питателя*

$$N = \frac{W_{\text{общ}}v}{1000\eta};$$

$$W_{\text{общ}} = W_1 + W_2 + W_3; W_1 = (q_1 + q_2)Lk_{\text{T}}(\cos\beta + \sin\beta);$$

$$W_2 = q_2Lk_{\text{T}}(\cos\beta - \sin\beta);$$

$$W_3 = 0,15(W_1 + W_2); k_{\text{T}} = k_{\text{р}} \frac{f_{\text{с}}d + 2f_{\text{к}}}{D},$$

где  $W_{\text{общ}}$  – суммарное тяговое усилие на пластинчатой ленте, Н;  $v$  – скорость движения ленты, м/с;  $\eta$  – КПД привода ( $\eta = 0,7 \dots 0,8$ );  $W_1$  – сопротивление движению грузовой ветви, Н;  $W_2$  – сопротивление движению холостой ветви, Н;  $W_3$  – сопротивление движению при перегибе цепей на приводных и натяжных звездочках, Н;  $q_1$  – сила тяжести материала, приходящаяся на 1 пог. м ленты, Н/м;  $q_2$  – сила тяжести 1 пог. м ленты, Н/м;  $L$  – длина питателя, м;  $\beta$  – угол установки питателя, град;  $k_{\text{T}}$  – коэффициент тяги;  $k_{\text{р}}$  – коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения реборд роликов о направляющие ( $k_{\text{р}} = 1,4 \dots 1,6$ );  $f_{\text{с}}$  – коэффициент трения скольжения в ступице ролика ( $f_{\text{с}} = 0,15 \dots 0,25$ );  $d$  – наружный диаметр втулки оси ролика, м;  $f_{\text{к}}$  – коэффициент трения качения роликов по направляющим ( $f_{\text{к}} = 0,001 \dots 0,0005$  м), м;  $D$  – диаметр ролика, м.

*Производительность ленточных питателей* определяют так же, как и производительность ленточных конвейеров.

### 3.2. Питатели с колебательным движением

*Производительность (т/ч) лотковых качающихся питателей*

$$\Pi = 3600Bhlnk_n\rho,$$

где  $B$  – ширина лотка, м;  $h$  – толщина слоя материала на выходе с лотка или высота подъема заслонки над днищем лотка, м;  $l$  – ход лотка, равный для эксцентриковых и кривошипных приводов удвоенному эксцентриситету  $e$  или удвоенному радиусу кривошипа  $r$ , м;  $n$  – частота качаний лотка, равная частоте вращения эксцентрикового или кривошипного вала,  $c^{-1}$ ;  $\rho$  – плотность,  $t/m^3$ .

### 3.3. Питатели с вращательным движением

*Производительность (т/ч) тарельчатых (дисковых) питателей*

$$\Pi = 3600 \left[ \frac{\pi h}{3} (R^2 + r^2 + Rr) - \pi r^2 h \right] n k_p \rho$$

где  $R$  – радиус нижнего основания конуса материала, лежащего на диске, м;  $r$  – внутренний радиус кольца материала, сбрасываемого с диска скребком, м;  $h$  – высота кольца материала, сбрасываемого скребком, м;  $n$  – частота вращения диска,  $c^{-1}$ ;  $k_p$  – коэффициент разрыхления материала ( $k_p = 0,7 \dots 0,9$ );  $\rho$  – плотность,  $t/m^3$ .

*Критическая частота вращения тарелки (об/с)*

$$n_{кр} = 0,498 \sqrt{\frac{f}{R}} = \sqrt{\frac{f}{D}}$$

Практически принимают

$$n = (0,15 - 0,45)n_{кр}$$

*Производительность (т/ч) барабанных питателей с гладким барабаном*

$$\Pi = 3600\pi D L s n k_p \rho,$$

где  $D$  – диаметр барабана, м;  $L$  – длина барабана, м;  $s$  – толщина слоя материала между барабаном и заслонкой, м;  $n$  – частота вращения барабана,  $c^{-1}$ .

*Производительность (т/ч) секторных питателей (барабанных с ячейковым барабаном)*

$$\Pi = 3600Vink_p\rho,$$

где  $V$  – емкость одной ячейки (секции),  $m^3$ ;  $i$  – число ячеек в барабане;  $n, k_p, \rho$  – по формуле.

Ввиду того, что емкость одной ячейки приходится определять косвенным путем, более удобно определить производительность по формуле

$$\Pi = 3600(V_1 - V_2 - V_3)nk_p\rho,$$

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4}L; V_2 = \frac{\pi d^2}{4}; V_3 = (D - d)Lz\delta,$$

где  $V_1$  – геометрический объем барабана,  $m^3$ ;  $V_2$  – объем ступицы барабана с валом,  $m^3$ ;  $V_3$  – объем радиальных лопастей,  $m^3$ ;  $D$  – диаметр барабана, м;  $d$  – диаметр ступицы барабана, м;  $L$  – длина лопастей барабана, м;  $\delta$  – толщина лопасти, м;  $z$  – число пар лопастей.

Подставив значения величин, после преобразования получим

$$\Pi = 3600 \left[ \frac{\pi}{4}(D + d) - z\delta \right] L(D - d)nk_p\rho.$$

*Производительность и мощность двигателя винтовых питателей* определяют так же, как и винтовых конвейеров.

### 3.4. Дозаторы

Ящичный питатель (рис. 16) обеспечивает объемное дозирование компонентов. *Производительность ( $m^3/ч$  или  $t/ч$ ) ящичного питателя*

$$\Pi = 3600Bhvk_{пр}\rho$$

где  $B$  – расстояние между продольными стенками ящика питателя, м;  $h$  – высота подъема над лентой последней (по ходу материала) заслонки, м;  $v$  – скорость ленты дозатора, м/с;  $k_{пр}$  – коэффициент проскальзывания ленты дозатора относительно материала ( $k_{пр} = 0,94...0,95$ );  $\rho$  – насыпная плотность материала, т/ч.

*Высоту подъема заслонок над лентой дозатора* рассчитывают по формуле

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{m_1}{m_2}$$

где  $h_1$  – высота подъема первой заслонки (считая от задней неподвижной стенки ящика) над пластинчатой лентой дозатора, м;  $h_2$  – высота подъема второй заслонки над уровнем нижерасположенного слоя материала, м,  $m_1$  – содержание первого компонента массы, примыкающего непосредственно к пластинчатой ленте дозатора, взятое в объемных процентах;  $m_2$  – содержание второго компонента массы, %.

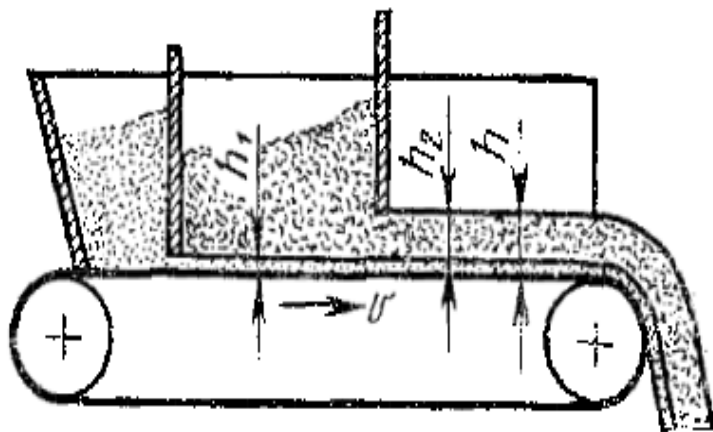


Рис. 16. Схема ящичного питателя

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{m_1}{m_2}; \quad \frac{h_1 + h_2}{h_1} = \frac{m_1 + m_2}{m_1};$$

$$h_1 + h_2 = h; \quad m_1 + m_2 = 100\%; \quad \frac{h}{h_1} = \frac{100\%}{m_1}.$$

*Производительность (м<sup>3</sup>/ч) плунжерного насоса-дозатора для жидких масс*

$$\Pi = 3600 \frac{\pi d^2}{4} snz$$

где  $d$  – диаметр плунжера, м;  $s$  – ход плунжера, м;  $n$  – частота вращения кривошипного вала, с;  $z$  – число плунжеров, работающих от общего кривошипного вала.

### 3.5. Задачи и примеры расчетов

**Задача 10.** *Пластинчатым питателем марки С-704 горную породу подают в дробилку. Рассчитать производительность (м<sup>3</sup>/ч) питателя, если над пластинчатой лентой установлены продольные борта высотой  $\square = 500$  мм, коэффициент использования высоты*

бортов (коэффициент наполнения желоба питателя)  $k_H = 0,9$ , расстояние между бортами  $B = 1200$  мм, а скорость ленты  $v = 0,0475$  м/с.

**Решение.** По формуле производительность пластинчатого питателя получают в т/ч. Чтобы рассчитать производительность питателя в м<sup>3</sup>/ч, исключаем из формулы значение насыпной массы материала  $\rho$ , тогда

$$\Pi = 3600Bhv k_H.$$

$B = 1,2$  м;  $h = 0,5$  м;  $v = 0,0475$  м/с;  $k_H = 0,9$  – по условиям задачи.

$$\Pi = 3600 \cdot 1,2 \cdot 0,5 \cdot 0,0475 \cdot 0,9 = 92,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Задача 11.** Рассчитать скорость движения ленты условного питателя, используя данные варианта.

**Задача 12.** Из расходного бункера в дробилку материал подают горизонтальным пластинчатым питателем при скорости движения ленты  $v = 0,137$  м/с. Рассчитать суммарное тяговое усилие на пластинчатой ленте и мощность двигателя, если сила тяжести материала, приходящаяся на 1 пог. м ленты,  $q_1 = 5,78$  кН/м, сила тяжести 1 пог. м ленты  $q_2 = 1,71$  кН/м, расстояние между центрами звездочек питателя  $L = 9$  м, диаметр роликов, поддерживающих ленту,  $D = 120$  мм, а наружный диаметр втулки оси ролика  $d = 40$  мм.

**Решение.** Суммарное тяговое усилие  $W_{\text{общ}}$  (Н) и мощность (кВт) двигателя пластинчатого питателя определяем по формулам:

$$N = \frac{W_{\text{общ}} v}{1000 \eta};$$

$$W_{\text{общ}} = W_1 + W_2 + W_3;$$

$$W_1 = (q_1 + q_2) L k_T (\cos \beta \pm \sin \beta);$$

$$W_2 = q_2 L k_T (\cos \beta \mp \sin \beta);$$

$$W_3 = 0,15(W_1 + W_2);$$

$$k_T = k_p \frac{f_c d + 2f_k}{D},$$



откуда  $v = 0,137$  м/с;  $q_1 = 5,78 \cdot 10^3$  Н/м;  $q_2 = 1,71 \cdot 10^3$  Н/м;  $L = 9$  м;  $D = 0,12$  м;  $d = 0,04$  м;  $\beta = 0$  – по условиям задачи.

$$k_T = 1,5 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,04 + 2 \cdot 0,00075}{0,12} = 0,118;$$

$$W_{\text{общ}} = 1,15[(5,78 \cdot 10^3 + 1,71 \cdot 10^3)9 \cdot 0,118 + 1,71 \cdot 10^3 \cdot 9 \cdot 0,118] = \\ = 11,2 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$N = \frac{11,2 \cdot 10^3 \cdot 0,137}{10^3 \cdot 0,75} = 2,05 \text{ кВт.}$$

**Задача 13.** По условиям задачи 2 рассчитать мощность двигателя пластинчатого питателя, подающего материал под уклон, характеризуемый углом  $\beta = -15^\circ$ .

**Решение.** Так как питатель имеет уклон в сторону движения материала, что облегчает работу питателя, то сопротивление движению грузовой ветви  $W_1$  и холостой ветви  $W_2$  определится по формулам

$$W_1 = (q_1 + q_2)Lk_T(\cos\beta \pm \sin\beta); \quad W_2 = q_2Lk_T(\cos\beta \mp \sin\beta),$$

с учетом того, что  $\cos(-\beta) = \cos\beta$ ,  $\sin(-\beta) = -\sin\beta$ .

$$W_{\text{общ}} = 1,15[(5,78 \cdot 10^3 + 1,71 \cdot 10^3)9 \cdot 0,118[\cos(-15^\circ) + \sin(-15^\circ)] \\ + 1,71 \cdot 10^3 \cdot 9 \cdot 0,118[\cos(-15^\circ) - \sin(-15^\circ)]] = 9,03 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$N = \frac{9,03 \cdot 10^3 \cdot 0,137}{10^3 \cdot 0,75} = 1,65 \text{ кВт.}$$

**Задача 14.** Горную породу подают в дробилку пластинчатым питателем, у которого скорость движения ленты  $v = 0,026$  м/с; сила тяжести материала, приходящаяся на 1 пог. м ленты,  $q_1 = 32,4$  кН; сила тяжести 1 пог. м ленты  $q_2 = 9,7$  кН/м; расстояние между центрами звездочек  $L = 9$  м, диаметр роликов, поддерживающих ленту,  $D = 220$  мм; наружный диаметр втулки оси ролика  $d = 60$  мм, а наклон ленты обеспечивает подъем материала на 1,41 м при перемещении его вместе с лентой на 9 м. Рассчитать мощность двигателя привода ленты питателя.

**Задача 15.** Лотковым питателем (рис. 17), имеющим ширину лотка  $B = 760$  мм, подают на переработку материал, насыпная масса которого  $\rho = 1280$  кг/м<sup>3</sup>. Рассчитать производительность (т/ч) питателя, если высота подъема заслонки  $h = 40$  мм, а качательные движения лотку сообщает привод, состоящий из электродвигателя с частотой вращения  $n_{дв} = 1440$  об/мин, червячного редуктора с передаточным числом  $i_{ред} = 18,5$  и эксцентрикового механизма с эксцентриситетом  $e = 25$  мм.

**Решение.** По формуле производительность питателя

$$\Pi = 3600Bhlnk_n\rho,$$

$$n = \frac{n_{дв}}{i_{ред}};$$

$$B = 0,76 \text{ м}; h = 0,04 \text{ м}; e = 0,025 \text{ м};$$

$$n = \frac{1400}{60} = 24 \text{ с}^{-1};$$

$$n = \frac{24}{18,5} = 1,3 \text{ с}^{-1}; l = 2 \cdot 0,025 = 0,05 \text{ м};$$

$$\Pi = 3600 \cdot 0,76 \cdot 0,04 \cdot 0,05 \cdot 1,3 \cdot 1,28 = 9,1 \text{ т/ч}.$$

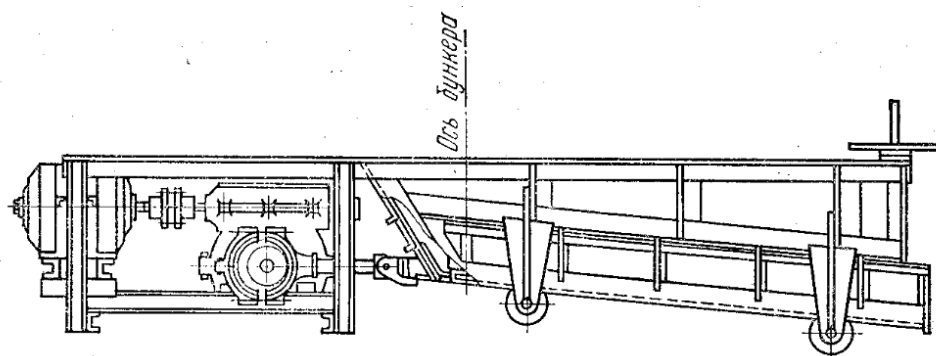


Рис. 17. Схема лоткового питателя к задаче 15

**Задача 16.** Рассчитать высоту подъема заслонки, регулирующей выход материала из бункера, над днищем лотка качающегося питателя, используя данные варианта.

**Задача 17.** Мелкозернистый сыпучий материал с углом естественного откоса  $\alpha = 32^\circ$  и плотностью  $\rho = 2430$  кг/м<sup>3</sup> равномерно подают из бункера в перерабатывающую машину тарельчатым питателем

(см. рис. 18). Рассчитать наибольшую производительность (т/ч) питателя по указанному материалу, если диаметр тарелки (диска)  $D = 1300$  мм, наружный диаметр патрона  $d = 435$  мм, частота вращения тарелки  $n = 0,083 \text{ с}^{-1}$ .

**Решение.** Производительность питателя

$$\Pi = 3600 \left[ \frac{\pi h}{3} (R^2 + r^2 + Rr) - \pi r^2 h \right] n k_p \rho.$$

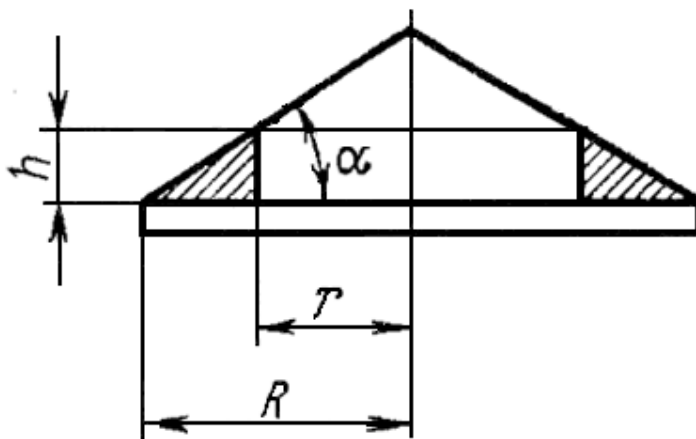


Рис. 18. Схема питателя

Из рис. 18 видно, что наибольшую производительность тарельчатый питатель будет иметь при подъеме патрона на такую высоту  $h$ , при которой радиус нижнего основания конуса материала  $R$  будет равен радиусу тарелки, т. е.  $R = 0,5 D$ , а скребок, сбрасывающий с тарелки материал, будет примыкать к наружной поверхности патрона и  $r = 0,5 d$ , следовательно,  $h = (R - r) \operatorname{tg} \alpha$ .

$$D = 1,3 \text{ м}; d = 0,435 \text{ м}; \alpha = 32^\circ; n = 0,083 \text{ с}^{-1}; \rho = 2,43 \text{ т/м}^3$$

по условиям задачи,  $k_p = 0,8$  – среднее значение по данным.

$$R = 0,5 \cdot 1,3 = 0,65 \text{ м}; r = 0,5 \cdot 0,435 = 0,218 \text{ м};$$

$$h = (0,65 - 0,218) \operatorname{tg} 32^\circ = 0,432 \cdot 0,625 = 0,27 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \Pi = 3600 \left[ \frac{3,14 \cdot 0,27}{3} (0,65^2 + 0,218^2 + 0,65 \cdot 0,218) - 3,14 \cdot 0,218^2 \cdot 0,27 \right] \times \\ \times 0,083 \cdot 0,8 \cdot 2,43 = 77,3 \text{ т/ч}. \end{aligned}$$

**Задача 18.** Рассчитать наибольшую производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) тарельчатого питателя по разрыхленному материалу, если угол естественного откоса материала  $\alpha = 24^\circ$ , диаметр тарелки (диска)  $D = 1600$  мм, наружный диаметр патрона  $d = 670$  мм, а частота вращения тарелки  $n = 0,067 \text{ с}^{-1}$ .

**Задача 19.** Рассчитать критическую частоту вращения тарелки тарельчатого питателя, если коэффициент трения скольжения материала о тарелку  $f = 0,3$ , а диаметр тарелки  $D = 1300$  мм. Сравнить полученный результат с практической частотой вращения тарелки, если известно, что по технической характеристике тарельчатого питателя марки ДЛ-12А, имеющего тарелку диаметром  $D = 1300$  мм, частота вращения  $n = 0,067 \text{ с}^{-1}$ .

**Решение.** По формуле (44) критическая частота вращения тарелки питателя  $n_{\text{кр}} = 0,702 \sqrt{\frac{f}{D}} = 0,702 \sqrt{\frac{0,3}{1,3}} = 0,338 \text{ с}^{-1}$ , что превышает практическую частоту вращения в 5 раз. Это расхождение соответствует формуле

$$n = (0,15 - 0,45)n_{\text{кр}}$$

и объясняется тем, что в тонком слое материала, наиболее удаленном от оси вращения тарелки, его частицы недостаточно прижаты к тарелке и могут сдвигаться к ее краям перекатыванием.

**Задача 20.** Рассчитать критическую частоту вращения тарелки тарельчатого питателя, используя данные варианта.

**Задача 21.** Сыпучий мелкозернистый материал из бункера в перерабатывающую машину подают барабанным питателем с гладким барабаном. Рассчитать производительность ( $\text{т}/\text{ч}$ ) барабанного питателя, если материал отличается большой неоднородностью зернового состава, имеет плотность  $\rho = 2470 \text{ кг}/\text{м}^3$ , подается на барабан слоем, толщина которого  $s = 38$  мм (высота подъема заслонки над поверхностью барабана), а основные параметры барабана  $D$ ,  $L$  и  $n$  равны соответственно 400 мм, 400 мм и  $0,42 \text{ с}^{-1}$ .

**Решение.** По формуле производительность питателя

$$\Pi = 3600\pi D L s n k_p \rho$$

где  $D = 0,4$  м;  $L = 0,4$  м;  $n = 0,42$  с<sup>-1</sup>;  $\rho = 2,47$  т/м<sup>3</sup>;  $s = 0,038$  м – по условиям задачи;  $k_p = 0,9$  – принимаем большее значение из приведенных к формуле, так как при большой неоднородности зернового состава мелкие частицы располагаются между крупными, разрыхленность материала уменьшается, а коэффициент разрыхления возрастает.

$$\Pi = 3600 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,038 \cdot 0,42 \cdot 0,9 \cdot 2,47 = 64,2 \text{ т/ч.}$$

**Задача 22.** Сыпучий, однородный по зерновому составу материал подают из бункера в перерабатывающую машину барабанным питателем с гладким барабаном, имеющим диаметр  $D = 250$  мм, длину  $L = 250$  мм и частоту вращения  $n = 0,5$  с<sup>-1</sup>. Рассчитать высоту подъема заслонки над поверхностью барабана питателя, если производительность питателя равна  $5,7$  м<sup>3</sup>/ч.

**Задача 23.** Для периодической выгрузки мелкозернистого материала из бункера, находящегося под разрежением, предполагается использовать секторный питатель с 6-ячейковым барабаном. Рассчитать емкость одной ячейки, если при частоте вращения барабана  $n = 0,36$  с<sup>-1</sup> необходимо обеспечить подачу  $55,4$  т/ч материала высокой однородности по зерновому составу и плотности  $\rho = 2060$  кг/м<sup>3</sup>.

**Решение.** По формуле емкость (м<sup>3</sup>) одной ячейки

$$V = \frac{\Pi}{3600 i n k_p \rho},$$

где  $\Pi = 55,4$  т/ч;  $i = 6$ ;  $n = 0,36$  с<sup>-1</sup>;  $\rho = 2,06$  т/м<sup>3</sup> – по условиям задачи;  $k_p = 0,7$  – меньшее из значений коэффициента разрыхления, так как материал – высокой однородности по зерновому составу.

$$V = \frac{55,4}{3600 \cdot 6 \cdot 0,36 \cdot 0,7 \cdot 2,06} = 4,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Принимаем емкость ячейки питателя  $V = 5$  дм<sup>3</sup>.

**Задача 24.** Рассчитать производительность (т/ч) секторного питателя, используя данные варианта.

**Задача 25.** Для подачи цемента в аэрожелоб применили секторный питатель, у которого диаметр барабана  $D = 570$  мм; диаметр ступицы барабана  $d = 94$  мм; длина лопастей  $L = 700$  мм, а толщина каждой из шести лопастей  $\delta = 12$  мм. Рассчитать производительность питателя (т/ч), если частота вращения барабана  $n = 0,28 \text{ с}^{-1}$ , а плотность цемента  $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$  при среднем значении коэффициента разрыхления. Определить, какой процент от объема барабана составляет суммарный объем ступицы и лопастей.

**Решение.** Производительность питателя

$$\Pi = 3600 \left[ \frac{\pi}{4} (D + d) - z\delta \right] L(D - d)nk_p\rho,$$

$D = 0,57 \text{ м}; d = 0,094 \text{ м}; L = 0,7 \text{ м}; z = 3; \delta = 0,012 \text{ м}; n = 0,28 \text{ с}^{-1}; k_p = 0,8; \rho = 2,4 \text{ т/м}^3$  – по условиям задачи.

$$\begin{aligned} \Pi &= 3600[0,25314(0,57 + 0,094) \cdot 3 - 0,012]0,7(0,57 - 0,094)0,28 \cdot 0,8 \times \\ &\times 2,4 = 3600(0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,664 - 3 \cdot 0,012)0,7 \cdot 0,476 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 2,4 = \\ &= 3600(0,521 - 0,036)0,7 \cdot 0,476 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 2,4 = 3600 \cdot 0,485 \cdot 0,7 \times \\ &\times 0,476 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 2,4 = 313 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

Объем ( $\text{м}^3$ ) барабана, ступицы и лопастей:

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} L; V_2 = \frac{\pi d^2}{4} L; V_3 = (D - d)Lz\delta,$$

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 0,57^2}{4} \cdot 0,7 = 0,178 \text{ м}^3;$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 0,094^2}{4} \cdot 0,7 = 0,00486 \text{ м}^3;$$

$$V_3 = (0,57 - 0,094) \cdot 0,7 \cdot 3 \cdot 0,012 = 0,012 \text{ м}^3;$$

$$m = \frac{V_2 + V_3}{V_1} \cdot 100\% = \frac{0,00486 + 0,012}{0,178} \cdot 100\% = 9,47\%.$$

Так как суммарный объем ступицы и лопастей близок к 10% объема барабана, то с достаточной степенью точности формулу  $\Pi = 3600(V_1 - V_2 - V_3)nk_p\rho$ , можем привести к виду:

$$\Pi = 3600 \cdot 0,9 V_1 n k_p \rho = 3600 \cdot 0,9 \cdot 0,178 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 2,4 = 310 \text{ т/ч.}$$

Разность значений производительности не превышает величину погрешности, вносимой в расчет коэффициентами и неточностью измерения величин.

**Задача 26.** Для равномерной подачи порошкообразного материала в смеситель непрерывного действия применили секторный питатель с размерами барабана  $D = 570$  мм и  $L = 550$  мм. Рассчитать частоту вращения барабана питателя, если необходимо обеспечить подачу 198 т/ч материала, имеющего плотность  $\rho = 2530$  кг/м<sup>3</sup> и высокую однородность зернового состава.

**Задача 27.** В технологической линии производства стеновой керамики для дозирования глины и отощающих добавок предусмотрен ящичный питатель. Рассчитать его производительность (м<sup>3</sup>/ч) по сумме компонентов по рыхлой массе, если расстояние между продольными стенками ящика питателя равно 840 мм, высота подъема над пластинчатой лентой питателя последней по ходу материала заслонки – 80 мм, а наибольшая скорость движения ленты – 0,064 м/с.

**Решение.** Производительность питателя

$$\Pi = 3600 \cdot B h v k_{\text{пр}},$$

где  $B = 0,84$  м;  $h = 0,08$  м;  $v = 0,064$  м/с – по условиям задачи;  $k_{\text{пр}} = 0,925$  – среднее значение коэффициента проскальзывания материала.

$$\Pi = 3600 \cdot 0,84 \cdot 0,08 \cdot 0,064 \cdot 0,924 = 14,3 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

**Задача 28.** Рассчитать производительность (м<sup>3</sup>/ч) ящичного питателя в разрыхленном состоянии по сумме дозируемых компонентов, если расстояние между продольными стенками ящика  $B = 860$  мм, высота подъема над лентой последней по ходу материала заслонки  $h = 74$  мм, а наибольшая скорость движения ленты дозатора  $v = 0,047$  м/с.

**Задача 29.** Рассчитать скорость пластинчатой ленты ящичного питателя, используя данные варианта.

**Задача 30.** По рецепту массы, выраженному в объемных процентах, содержание первого компонента (отощающих добавок)  $m_1 = 28\%$  и второго компонента (глины) –  $m_2 = 72\%$ . Рассчитать высоту подъема заслонок  $h_1$  и  $h$  над лентой ящичного питателя при его работе по условиям задачи 14 и толщину слоев компонентов.

**Решение.** По условию задачи 14 высота подъема над лентой питателя второй (последней по ходу материала) заслонки  $h = 80$  мм. По формуле (53)  $h/h_1 = 100\%/m_1$ , откуда высота подъема первой заслонки или толщина слоя отощающих добавок

$$h_1 = \frac{hm_1}{100\%} = \frac{80 \cdot 28\%}{100\%} = 22,4 \text{ мм.}$$

Высота подъема второй заслонки над уровнем ниже расположенного слоя материала или толщина слоя глины

$$h_2 = \frac{h_1 m_2}{m_1} = \frac{22,4 \cdot 72}{28} = 57,6 \text{ мм.}$$

или

$$h_2 = h - h_1 = 80 - 22,4 = 57,6 \text{ мм.}$$

**Задача 31.** Рассчитать высоту подъема заслонок над лентой ящичного питателя  $h_1, h_2$  и  $h$ , а также толщину слоев  $h_1, h_2$  и  $h_3$ , дозируемых ящичным питателем, если известно, что суммарная толщина слоя, состоящего из трех компонентов, равна 95 мм, а по рецепту массы, выраженному в объемных процентах,  $T_1:T_2:T_3 = 18:14:68$ .

**Задача 32.** Для подачи в смеситель непрерывного действия жидких добавок применили двухплунжерный насос-дозатор с дистанционным управлением, у которого диаметр плунжера  $d = 70$  мм, ход плунжера  $s = 81$  мм. Рассчитать частоту вращения сдвоенного кривошипного вала привода плунжеров, если необходимо подавать жидкие добавки в количестве  $2,58 \text{ м}^3/\text{ч}$ .



**Решение.** Частота вращения кривошипного вала

$$n = \frac{4}{3600\pi d^2 s z};$$

$\Gamma = 2,58 \text{ м}^3$ ;  $d = 0,07 \text{ м}$ ;  $s = 0,081 \text{ м}$ ;  $z = 2$  – по условиям задачи.

$$n = \frac{4 \cdot 2,58}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,07^2 \cdot 0,081 \cdot 2} = 1,15 \text{ с}^{-1}$$

**Задача 33.** Рассчитать производительность двухплунжерного насоса-дозатора для воды и жидких добавок, если ход плунжера  $s = 106 \text{ мм}$ , диаметр плунжера  $d = 120 \text{ мм}$ , а частота вращения кривошипного вала привода плунжеров  $n = 1,32 \text{ с}^{-1}$ .

**Задача 34.** Рассчитать частоту вращения кривошипного вала привода условного двухплунжерного насоса-дозатора воды и жидких добавок, используя данные таблицы.

## 4. БЕТНОСМЕСИТЕЛИ

### 4.1. Элементы теории и расчетные формулы

Приготовление бетонов и растворов производится в смесительных машинах, которые в зависимости от характера перемешивания материала разделяются на смесительные машины принудительного перемешивания и перемешивания за счет свободного падения материалов (гравитационные).

Основными частями смесительных машин являются: рама (устанавливаемая стационарно или передвижная), смесительный барабан, лопастной вал, двигатель, система передач от двигателя к смесительному барабану или валу, загрузочное и разгрузочное устройства.

Загрузка смесительных машин может производиться из бункеров, а также с помощью ковшовых подъемников. Разгружаются смесительные машины опрокидыванием смесительного барабана, наклоном его, открыванием люка в смесительном барабане, вводом

разгрузочного лотка в барабан или изменением направления вращения смесительного барабана.

Производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) бетоносмесителей периодического действия.

$$\Pi = \frac{V_6 k_B n}{1000},$$

где  $V_6$  – емкость смесительного барабана по загрузке, л;  $k_B$  – коэффициент выхода бетонной или растворной смеси (для бетонов  $k_B = 0,65 \dots 0,7$ , для растворов  $k_B = 0,85 \dots 0,95$ );  $n$  – число замесов в час;

$$n = \frac{3600}{t_{\text{ц}}};$$

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где  $t_{\text{ц}}$  – время цикла, т. е. суммарное время в секундах, затрачиваемое на загрузку, перемешивание и выгрузку одной порции, с;  $t_1$  – продолжительность загрузки смесительного барабана (при загрузке скиповым ковшем  $t_1 = 15 \dots 20$  с, а из сборной воронки –  $10 \dots 15$  с);  $t_2$  – продолжительность перемешивания (для пластичных бетонных смесей  $t_2 = 60 \dots 150$  с, жесткой – до 240 с, растворной смеси –  $120 \dots 150$  с);  $t_3$  – продолжительность выгрузки порции готовой бетонной смеси (при наклоняющемся барабане  $t_3 = 10 \dots 20$  с, при ненаклоняющемся –  $30 \dots 60$  с).

Мощность привода смесительных машин определяется как сумма мощностей, затрачиваемых на подъем загрузочного ковша с материалом, на преодоление сопротивлений в опорных элементах, на преодоление сопротивлений перемешиванию смеси.

Мощность, затрачиваемая на подъем загрузочного ковша, кВт:

$$N_1 = 2Sv/1000,$$

где  $S$  – усилие в подъемном канате, Н;  $v$  – скорость движения подъемного каната, м/с.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения качения между роликами и опорными бандажками, кВт:

$$N_2 = Mn/9550,$$

где  $M$  – момент сил сопротивления вращению опорных бандажек, Н·м:

$$M = \frac{G_6 + G_M k}{\cos \beta} \frac{1}{r} (R + r)$$

здесь  $G_6$  – вес смесительного барабана;  $G_M$  – вес материала внутри смесительного барабана;  $\beta$  – угол наклона к вертикали линии, соединяющей центр барабана и центр одного из опорных катков;  $k$  – коэффициент трения качения ( $k \approx 0,02 \dots 0,07$ );  $r$  – радиус поддерживающих роликов, м;  $R$  – радиус банджа, м;  $n$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в подшипниках поддерживающих катков, кВт:

$$N_3 = M' n' / 9550,$$

где  $M'$  – момент сил сопротивления вращению поддерживающих катков, Н·м;

$$M' = \frac{G_6 + G_M}{\cos \beta} f \frac{d}{2},$$

здесь  $f$  – коэффициент трения в осях поддерживающих роликов при подшипниках качения ( $f \approx 0,002 \dots 0,003$ );  $d$  – диаметр оси опорных катков, м.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в подшипниках оси смесительного барабана (для опрокидных барабанов)

$$N_2' = \frac{M'' n}{9550}$$

где  $M''$  – момент сил сопротивления вращению барабана:

$$M'' = (G_6 + G_M) f_1 \frac{d}{2},$$

здесь  $f_1$  – коэффициент трения в оси барабана ( $f_1 \approx 0,08 \dots 0,12$ );  $d$  – диаметр оси барабана, м.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений при перемешивании смеси лопастным валом (для смесительных машин принудительного перемешивания)

$$N = \frac{z k \omega}{4000} (r_H^4 - r_B^4) \text{ кВт},$$

где  $z$  – число смесительных лопастей;  $k = \frac{\varphi\rho}{2g}$  – коэффициент;  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий зависимость между длиной лопасти и ее шириной (табл. 13);  $\rho$  – плотность перемешиваемого раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $l, b$  – длина и ширина лопасти, м;  $\omega = \pi n/30$  – угловая скорость вращения лопасти;  $r_n$  – наружный радиус лопасти, м;  $r_b$  – внутренний радиус лопасти, м.

Таблица 13

Значение коэффициента  $\varphi$

L:b	1	2	4	10	18	Более 18
$\varphi$	1, 1	1, 15	1, 2	1, 3	1, 4	2

Для определения потребной мощности двигателя смесительной машины суммируются соответствующие значения мощностей, вводятся поправочные коэффициенты на неучтенные сопротивления и учитываются потери на преодоление сопротивления в элементах передач.

Частота вращения барабана бетоносмесителей

$$n \frac{0,3}{\sqrt{R}},$$

где  $R$  – наибольший внутренний радиус барабана, м.

Производительность (м<sup>3</sup>/ч) лопастных прямооточных смесителей непрерывного действия

$$\Pi = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b z \sin \alpha n k_3 k_b k_p,$$

где  $D$  – диаметр окружности, описываемой концом лопасти, м;  $d$  – диаметр окружности, описываемой началом лопасти, м;  $b$  – длина дуги конца лопасти, м;  $z$  – число лопастей, приходящихся на один шаг винта (для прямооточного двухвального смесителя удваивается);  $\alpha$  – угол между плоскостью лопасти и плоскостью, нормальной к оси вала смесителя ( $\alpha = 10 \dots 45^\circ$ , обычно  $12 \dots 15^\circ$ );  $n$  – частота вращения вала смесителя, с<sup>-1</sup>;  $k_3$  – коэффициент заполнения корпуса смесителя ( $k_3 = 0,55 \dots 0,6$ );  $k_b$  – коэффициент возврата массы ( $k_b = 0,85 \dots 0,9$ );  $k_p$  – коэффициент, учитывающий неравномерность подачи материалов в смеситель и их разрыхленность ( $k_p = 0,5 \dots 0,7$ ).

## Производительность (м<sup>3</sup>/ч) противоточных лопастных смесителей

$$\Pi = \Pi_1 - \Pi_2,$$

где  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  – производительность лопастных валов прямоточного и противоточного соответственно, м<sup>3</sup>/ч.

## Мощность (кВт) двигателя лопастных смесителей

$$N = \frac{N_1 + N_2}{10^3 \eta};$$

$$N_1 = \frac{\Pi \rho g L w}{3600}, N_2 = \frac{\pi}{8} b (D^2 - d^2) i \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot k,$$

где  $N_1$  – мощность, расходуемая на преодоление сопротивления трения массы о стенки корпуса при транспортировании, Вт;  $N_2$  – мощность, расходуемая на резание массы в процессе перемешивания, Вт;  $\eta$  – КПД привода;  $\Pi$  – производительность смесителя, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho$  – плотность перемешиваемой массы, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $L$  – длина рабочей части корпуса смесителя, м;  $w$  – общий коэффициент сопротивления, определяемый опытным путем (для глиняной увлажненной массы  $w = 4, 4 \dots 5, 5$ );  $i$  – число лопастей смесителя;  $k$  – удельное сопротивление материала внутреннему сдвигу (для глиняной массы, увлажненной до 17...20%,  $k = 2,5 - 105$  Н/м<sup>2</sup>);  $n$  – частота вращения лопастного вала, с<sup>-1</sup>;  $D, d, b, a$  – по формуле  $\Pi = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b z \sin \alpha n k_3 k_B k_p$ .

## 4.2. Задачи и примеры расчетов

**Задача 35.** В стационарном гравитационном бетоносмесителе периодического действия марки С-302, имеющем наклоняющийся барабан емкостью по загрузке 1200 л, приготавливают пластичную бетонную смесь. Рассчитать производительность (м<sup>3</sup>/ч) бетоносмесителя.

**Решение.** Производительность бетоносмесителя определяется по следующим формулам:

$$\Pi = \frac{V_0 k_B n}{1000}, n = \frac{3600}{t_{ц}}, t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3.$$

В барабан стационарно установленного бетоносмесителя компоненты смеси обычно подают из сборной воронки.

$V_6 = 1200$  л – по условиям задачи;  $k_B = 0,675$  – среднее значение коэффициента выхода бетонной смеси;  $t_1 = 12,5$  с;  $t_2 = 105$  с;  $t_3 = 15$  с – средние значения величин при заданных условиях работы.

$t_{ц} = 12,5 + 105 + 15 = 132$  с;  $n = 3600/132 = 27,3$  замесов в час.

$$\Pi = \frac{12000 \cdot 0,675 \cdot 27,3}{1000} 22,1 \text{ м}^3/\text{ч},$$

**Задача 36.** В передвижном гравитационном смесителе периодического действия наклоняющимся барабаном, загружаемым скиповым ковшом, приготавливают пластичную растворную смесь. Рассчитать производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) смесителя, если емкость барабана смесителя  $V_6 = 500$  л.

**Задача 37.** Внутренний диаметр цилиндрической части барабана гравитационного бетоносмесителя равен 2800 мм. Рассчитать оптимальную частоту вращения барабана.

**Решение.** Частота вращения барабана

$$n = \frac{0,3}{\sqrt{R}} = 0,254 \text{ с}^{-1}.$$

**Задача 38.** Рассчитать внутренний диаметр цилиндрической части барабана гравитационного бетоносмесителя, для которого оптимальная частота вращения  $n = 0,29 \text{ с}^{-1}$ .

**Задача 39.** Для приготовления жесткой бетонной смеси применили прямоточный двухвальный лопастной бетоносмеситель непрерывного действия с принудительным перемешиванием материала. Рассчитать производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) бетоносмесителя по плотному материалу, если на шаге прерывистой винтовой поверхности, образуемой лопастями каждого вала, размещается по 4 лопасти, длина дуги конца лопасти равна 80 мм, диаметр окружности, описываемой концом лопасти, – 334 мм, диаметр ступицы вала, от которой начинаются лопасти, – 116 мм, а частота вращения лопастных валов –  $1,2 \text{ с}^{-1}$ .

**Решение.** Производительность бетоносмесителя по плотному материалу

$$\Pi = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b z \sin \alpha n k_3 k_B k_p,$$

$D = 0,334$  м;  $d = 0,08$  м;  $z = 4 \cdot 2 = 8$ ;  $h = 1,2$  с<sup>-1</sup> – по условиям задачи;  $\alpha = 13,5^\circ$ ;  $k_3 = 0,575$ ;  $k_B = 0,875$ ;  $k_p = 0,6$  – средние значения величин.

$$\begin{aligned} \Pi &= 3600 \cdot 0,785 (0,334^2 - 0,116^2) \cdot 0,08 \cdot 8 \cdot \sin 13^\circ 30' \cdot \\ &\cdot 1,2 \cdot 0,575 \cdot 0,875 \cdot 0,6 = 15 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}. \end{aligned}$$

**Задача 40.** Рассчитать производительность (м<sup>3</sup>/ч) условного прямоточного двухвального лопастного смесителя непрерывного действия по плотному материалу, если  $z = 8$ .

**Задача 41.** Рассчитать основные размеры и технологические параметры одновального лопастного бетоносмесителя непрерывного действия производительностью 22 м<sup>3</sup>/ч по плотному материалу.

**Решение.** Производительность (м<sup>3</sup>/ч)

$$\Pi = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b z \sin \alpha n k_3 k_B k_p.$$

Принимая конструктивно  $d = 0,03D$ ;  $b = 0,2D$ ;  $z = 4$ ;  $n = 1,0$  с<sup>-1</sup>, а также средние значения угла  $\alpha$  и коэффициентов  $k_3, k_B, k_p$  получим:

$$\begin{aligned} \Pi &= 3600 \cdot 0,75 (D^2 - 0,09D^2) \cdot 0,2D \cdot 4 \cdot \sin 13^\circ 30' \cdot 1 \cdot 0,575 \cdot 0,875 \times \\ &\times 0,6 = 22 \text{ м}^3/\text{ч}; \end{aligned}$$

$$D \sqrt[3]{\frac{22}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,91 \cdot 0,2 \cdot 4 \cdot 0,233 \cdot 1 \cdot 0,575 \cdot 0,875 \cdot 0,6}} = 0,534 \text{ м};$$

$$d = 0,3 \cdot 0,534 = 0,16 \text{ м}; \quad b = 0,2 \cdot 0,534 = 0,107 \text{ м}.$$

**Задача 42.** Рассчитать основные размеры и технологические параметры двухвального лопастного бетоносмесителя непрерывного действия производительностью  $\Pi = 8,6$  м<sup>3</sup>/ч по плотному материалу.

**Задача 43.** Для тщательного перемешивания увлажненной глины с отощающими и выгорающими добавками применили двухвальный лопастной противоточный глиносмеситель непрерывного действия. Рассчитать производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) смесителя по плотной массе, если число лопастей на шаг прерывистой винтовой поверхности, образуемой лопастями,  $z = 4$  для каждого вала, диаметр окружности, описываемой концами лопастей, 750 мм, ширина лопастей  $b = 135$  мм, длина лопастей  $l = 260$  мм, частота вращения валов  $n_1 = 0,67 \text{ с}^{-1}$  и  $n_2 = 0,5 \text{ с}^{-1}$ , а угол поворота лопастей у быстроходного вала  $\alpha_1 = 25^\circ$  и у тихоходного вала  $\alpha_2 = 14^\circ$ .

**Решение.** Производительность противоточного лопастного смесителя по плотной массе

$$\Pi = \Pi_1 - \Pi_2;$$

$$\Pi = 3600 \cdot 0,785(D^2 - d^2)bz \sin \alpha_1 n_1 k_3 k_B k_p;$$

$$\Pi = 3600 \cdot 0,785(D^2 - d^2)bz \sin \alpha_2 n_2 k_3 k_B k_p;$$

$$\Pi = 3600 \cdot 0,785(D^2 - d^2)bz n_1 k_3 k_B k_p (\sin \alpha_1 n_1 - \sin \alpha_2 n_2);$$

$$d = D - 2t,$$

$D = 0,75 \text{ м}$ ;  $d = 0,26 \text{ м}$ ;  $b = 0,135 \text{ м}$ ;  $\alpha_1 = 25^\circ$ ;  $\alpha_2 = 14^\circ$ ;  $n_1 = 0,67 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_2 = 0,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $z = 4$  – по условиям задачи;  $k_3 = 0,575$ ;  $k_B = 0,875$ ;  $k_p = 0,6$  – средние значения величин.

$$d = 0,75 - 2 \cdot 0,26 = 0,23 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \Pi &= 3600 \cdot 0,785(0,75^2 - 0,23^2)0,135 \cdot 4 \cdot 0,575 \cdot 0,875 \times \\ &\times 0,6(\sin 25^\circ \cdot 0,67 - \sin 14^\circ \cdot 0,5) = 38,1 \text{ м}^3/\text{ч}. \end{aligned}$$

**Задача 44.** По условиям задачи 43 рассчитать производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) двухвального противоточного лопастного глиносмесителя по плотной массе, если  $D = 350$  мм,  $d = 115$  мм,  $b = 78$  мм, частота вращения ведущего быстроходного вала  $n_1 = 0,64 \text{ с}^{-1}$ , а ведомому тихоходному вращение передается парой цилиндрических зубчатых колес с передаточным отношением  $i = 1,42$ . Углы поворота лопастей быстроходного и тихоходного валов равны соответственно  $24$  и  $11^\circ$ .



**Задача 45.** По условиям задачи 43 рассчитать мощность электродвигателя привода двухвального противоточного лопастного глиносмесителя, если плотность перемешиваемой массы  $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ , количество лопастей  $i = 22$ , а длина корпуса смесителя по осям загрузочного и разгрузочного отверстий  $L = 3,5 \text{ м}$ .

**Решение.** Мощность (кВт) двигателя

$$N = \frac{N_1 + N_2}{10^3 \eta};$$

$$N_1 = \frac{\Pi \rho g L w}{3600};$$

$$N_2 = \frac{\pi}{8} b (D^2 - d^2) i \sin \alpha n k;$$

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}; \quad n = \frac{n_1 + n_2}{2}.$$

$\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ ;  $L = 3,5 \text{ м}$ ;  $i = 22$  – по условиям задачи 27;  $D = 0,75 \text{ м}$ ;  $d = 0,23 \text{ м}$ ;  $b = 0,135 \text{ м}$ ;  $\alpha_1 = 25^\circ$ ;  $\alpha_2 = 14^\circ$ ;  $n_1 = 0,67 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_2 = 0,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $\Pi = 38,1 \text{ м}^3/\text{ч}$  – по данным задачи 27.

$w = 4,75$ ;  $k = 2,5 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $h = 0,8$  – средние значения.

$$n = \frac{0,67 + 0,5}{2} = 0,585 \text{ с}^{-1}; \quad \alpha = \frac{25^\circ + 14^\circ}{2} = 19^\circ 30';$$

$$N_2 = \frac{3,14}{8} \cdot 0,135 \cdot (0,75^2 - 0,23^2) 22 \sin 19^\circ 30' \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 0,585 =$$

$$= 29 \cdot 10^3;$$

$$N_1 = \frac{38,1 \cdot 1600 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 10^5 \cdot 4,75}{3600} = 2,76 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$N = \frac{2,76 \cdot 10^3 + 29 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 0,8} = 39,7 \text{ кВт}.$$

**Задача 46.** Определить часовую и сменную производительность растворосмесителя с барабаном производственным объемом  $V_{\text{пр}} = 50 \text{ л}$ .

**Решение.** Для расчета принимаем продолжительность элементов цикла:  $t_1 = 20$  с – загрузка ковшовым подъемником;  $t_2 = 120$  с – принудительное перемешивание лопастями;  $t_3 = 30$  с – разгрузка открыванием люка.

Продолжительность цикла  $t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 = 20 + 120 + 30 = 170$  с.

Число циклов за 1 ч работы

$$n = \frac{3600}{t_{ц}} = \frac{3600}{170} = 21,2.$$

Коэффициент выхода раствора  $k = 0,95$ .

Часовая производительность растворосмесителя определяется по формуле

$$\Pi = \frac{V_{б} k_{в} n}{1000},$$
$$\Pi = \frac{150 \cdot 21,2 \cdot 0,95}{1000} = 3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сменная производительность  $\Pi_{см} = 8,2 \cdot 3 \cdot 0,8 = 19,7 \text{ м}^3/\text{см}.$

**Задача 47.** Определить часовую и сменную производительность бетоносмесителя с барабаном производственным объемом  $v_{пр} = 250$  л. Загрузка барабана осуществляется ковшовым подъемником, разгрузка – опрокидыванием барабана.

**Решение.** Принимаем продолжительность элементов цикла: время загрузки  $t_1 = 30$  с, время перемешивания  $t_2 = 120$  с, время разгрузки  $t_3 = 30$  с. Продолжительность цикла  $t_{ц} = 30 + 120 + 30 = 180$  с. Число циклов за 1 ч работы  $n = 3600/t_{ц} = 3600:180 = 20$ . Коэффициент выхода бетона  $k = 0,66$ .

Часовая производительность бетоносмесителя по формуле

$$\Pi = \frac{V_{б} k_{в} n}{1000},$$
$$\Pi = \frac{250 \cdot 20 \cdot 0,66}{1000} = 3,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент использования машины по времени в течение смены  $k_{в} = 0,8 \dots 0,9$ .

Сменная производительность бетоносмесителя

$$P_{\text{см}} = 8,2 \cdot 3,3 \cdot 0,85 = 23,2 \text{ м}^3/\text{см}.$$

### 4.3. Виброударные формовочные установки

Выбор типа виброударных установок осуществляется в зависимости от вида формуемых изделий, их высоты, размеров в плане, массы и требуемых физико-механических свойств материала (прочности, плотности, долговечности, водонепроницаемости).

На выбор типа установки также могут оказать влияние следующие факторы:

- принятый технологический способ изготовления изделий;
- местоположение формовочной установки (цех, полигон).

Выбранный тип формовочной установки должен иметь основные параметры (частоту и амплитуду колебаний), соответствующие высоте формуемого изделия.

Размеры формовочной установки в плане должны обеспечивать возможность размещения формы с учетом мест для крепления формы к подвижной раме установки.

Грузоподъемность виброударной установки должна быть равна сумме масс формы с изделием. Отклонение как в меньшую, так и в большую сторону не должно превышать 25%. В первом случае амплитуда колебаний резко падает (практически до нуля), а во втором происходит срыв на неустойчивый режим работы установки.

Все типы виброударных установок при правильно подобранных параметрах вибрирования и составах бетонной смеси обеспечивают предусмотренные ГОСТом физико-механические свойства бетона в изделиях. Для формования изделий с повышенными требованиями к качеству бетона (повышенная прочность, плотность, долговечность, водонепроницаемость) должны выбираться формовочные установки с увеличенным динамическим воздействием на бетонную смесь и с обязательным применением оптимальной величины давления пригруза к поверхности формуемого изделия.

Виброударные установки могут использоваться как при агрегатно-поточной, так и при конвейерной и стендовой технологиях изготовления

изделий. При выборе типа установки в этих случаях следует исходить из следующих соображений:

- при агрегатно-поточной технологии возможно применение установок всех типов, выполненных по схеме виброударных площадок;
- в конвейерных линиях со щелевыми камерами термообработки виброударные формовочные установки размещаются вне камеры;
- при стандовой технологии изготовления изделий следует выбирать типы установок, специально предназначенные для этих целей; помимо этого возможно использование установок, выполненных в виде отдельных виброударных блоков, устроенных по двухмассной схеме.

При размещении формовочного оборудования в цехе следует рекомендовать виброударные установки, выполненные по двухмассной схеме с «мягким» опиранием на фундамент или по одномассной схеме с подрессоренным (виброизолированным) фундаментом, обеспечивающие низкий уровень вибрации рабочих мест.

Для снижения уровня шума следует выбирать установки с пониженной частотой вибрирования (1000...1400 колебаний в минуту) и повышенной амплитудой колебаний (1,5...3,0 мм).

При размещении формовочной машины на полигоне можно рекомендовать виброударные установки, выполненные по одномассной схеме с массивным фундаментом, устройство которого на полигоне не составляет трудностей. Параметры вибрации могут иметь более высокую частоту, поскольку воздействие шума на организм человека в этом случае резко снижается.

Основные характеристики и область применения виброударных формовочных установок, устроенных по различным схемам, приведены в таблице.

Виброударные установки, выполненные по схемам 1–10 (см. табл.), имеют следующие особенности:

- установка с нижним упругим ограничителем перемещения, выполненная по схеме 1, отличается простотой устройства и высокой степенью уплотнения бетонной смеси; устанавливается на массивный или виброизолированный фундамент;
- установка с нижним упругим ограничителем и регулируемой величиной зазора, выполненная по схеме 2, имеет высокий коэффициент усиления амплитуды колебаний ( $h = 6,12$ ), низкую энергоемкость и большую грузоподъемность; устанавливается на виброизолированный фундамент;
- установка с двухсторонним ограничителем перемещений, выполненная по схеме 3, позволяет реализовать высокие ускорения колебаний (до 40...50 g) и тем самым оказывает повышенное динамическое воздействие на бетонную смесь; используется с обязательным применением пригруза к поверхности формируемого изделия; устанавливается на виброизолированный фундамент;
- установка с двухсторонним ограничителем перемещений, выполненная по схеме 4, не требует ни массивного, ни виброизолированного фундамента; устанавливается на фундаментную плиту толщиной 30...40 см;
- двухблочная виброударная установка, выполненная по схеме 5, имеет те же преимущества, что и выполненная по схеме 4, но позволяет формировать изделия длиной 6,0...7,0 м;
- ударная установка с прижатием подвижной рамы, выполненная по схеме 6, дает возможность формировать изделия большой высоты (4,0 м и более);
- установка для изготовления изделий в разрезных формах, выполненная по схеме 7, предназначена для формирования длиномерных железобетонных элементов большой высоты на виброударном режиме по стендовой технологии;
- установка для изготовления изделий в гибких формах, выполненная по схеме 8, предназначена для формирования длиномерных железобетонных элементов небольшой высоты по стендовой технологии;

- виброударный поверхностный уплотнитель, выполненный по схеме 9, предназначен для формования тех же изделий на стендах; формообразующим является пол стенда;
- виброударная установка с горизонтально направленными колебаниями, выполненная по схеме 10, предназначена для формования изделий различных типоразмеров массой до 15 т, обладает большим коэффициентом усиления амплитуды колебаний (6,0).

Правильный выбор виброударной формовочной установки и назначение оптимальных параметров их работы обеспечивают возможность изготовления изделий из бетонных смесей повышенной жесткости, экономию цемента, снижение энерго- и металлоемкости формовочного оборудования, повышение качества изделий.

Во всех типах виброударных установок предусматривается использование серийных вибраторов и самосинхронизация вращения их дебалансных валов, что позволяет отказаться от механических синхронизаторов, соединительных валов и муфт. Это значительно упрощает конструкцию установок, повышает эксплуатационные качества и снижает уровень шума.

Самосинхронизация вращения дебалансных валов возможна также при замене серийных вибраторов вибровалами с приводом от электродвигателя через клиноременную передачу.

#### **4.4. Расчет виброударных установок**

Расчет виброударных установок с нижним упругим ограничителем и регулируемой величиной зазора, выполненный по схеме 2, осуществляется в основном по методике для установок, выполненных по схеме.

1. Отличие состоит в следующем:

– при определении величины момента дебалансов вибратора  $K$  коэффициент усиления амплитуды колебаний  $\eta$  принимается равным 6;

– отношение коэффициента жесткости резиновых прокладок к коэффициенту жесткости пружинных опор составляет 3,5...5,5;

– отношение частоты собственных колебаний установки  $\lambda$  – к частоте – вибрирования  $\omega$  принимается равным 0,8...0,9;

– величина зазора между подвижной рамой и резиновыми прокладками принимается 2...3 мм.

Расчет виброударных установок с двухсторонним ограничителем перемещений, выполненных по схеме 3, имеет следующие особенности:

– условия устойчивых периодических колебаний установки:

$$0,7 < \frac{P_0}{m_{\text{пр}} \cdot g} < 17;$$

$$0,95 < \frac{\lambda}{\omega} < 4,$$

где  $P_0$  – возмущающая сила вибратора,

$$P_0 = \frac{k\omega^2}{g}$$

$m_{\text{пр}}$  – приведенная вибрирующая масса,

$$m_{\text{пр}} = m_p + m_\phi + \alpha m_\delta,$$

где  $m$  – масса рамы;  $m_\phi$  – масса формы;  $m_\delta$  – масса бетонной смеси;  $\alpha$  – коэффициент приведения массы бетонной смеси, равный 0,4);  $g$  – ускорение силы тяжести, равное 9,8 м/с<sup>2</sup>;

– величина зазора между подвижной рамой и резиновыми прокладками составляет 1,0...1,2 мм;

– коэффициент усиления ускорений колебаний составляет 4,0...5,0; величина оптимального пригруза к поверхности формуемого изделия определяется по формуле

$$Q_{\text{п}} = m_\delta g \left( 1,1 \frac{P_0}{(m_\delta + m_{\text{в}})} - 1 \right)$$

где  $m_{\text{в}} = m_p + m_\phi$ .

Расчет и подбор основных параметров двухмассных виброударных установок с двухсторонним ограничителем перемещений, выполненных по схеме 4, с.

## 4.5 Задачи и примеры расчетов

**Задача 48.** Рассчитать двухмассную установку с двухсторонним ограничителем перемещений для формования железобетонных плит размером 3,0 х, 0 м и толщиной 16 см. Масса верхней рамы  $m_{вр} = 1800$  кг. Масса формы  $m_{ф} = 2200$  кг. Масса бетонной смеси  $m_{б} = 2600$  кг.

**Решение.** По графикам определяем оптимальные частоту и амплитуду колебаний, которые соответственно равны:  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  и  $a = 0,6 \text{ мм}$ .

Расчетная величина реактивной (верхней) массы

$$m_p = m_{вр} + m_{ф} + \alpha m_{б} = 1800 + 2200 + 0,4 \cdot 2600 = 5040 \text{ кг.}$$

Расчетная величина активной (нижней) массы

$$m_a = 0,4; m_p = 0,4 \cdot 5040 = 2016 \text{ кг}$$

Суммарная расчетная масса

$$\sum m = 5040 + 2016 = 7056 \text{ кг.}$$

Суммарный момент дебалансов вибраторов

$$\sum K = \frac{a \sum mg}{\eta},$$

где  $\eta$  – коэффициент усиления амплитуды колебаний, равный 2,5;

$$\sum K = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 7056 \cdot 9,81}{2,5} = 16,7 \text{ Н/м}$$

Частота собственных колебаний активной массы

$$\lambda_a = 1,1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 1,1 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3000}{60} = 345 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Суммарный коэффициент жесткости верхних и нижних резиновых ограничителей

$$\sum C = \lambda_a^2 m_a = 345^2 \cdot 2016 = 2,4 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$



Коэффициент жесткости нижних и верхних резиновых ограничителей

$$C_H = C_B = \frac{2,4 \cdot 10^8}{2} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

Площадь нижних и верхних резиновых ограничителей

$$F_H = F_B = \frac{\sum C \cdot h_p}{2 \cdot E_d},$$

где  $E_d$  - динамический модуль упругости резины, равный  $2,2 \cdot 10^7$  Па,

$h_p$  – толщина резины, равная 2 см,

$$F_H = F_B = \frac{2,4 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 2,2 \cdot 10^7} = 0,108 \text{ м}^2.$$

Коэффициент жесткости опорных пружин

$$C_{\Pi} = \lambda^2 \sum m,$$

где  $\lambda$  – частота собственных колебаний установки на пружинных опорах, равная  $1/8 \omega$ .

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3000}{60} = 3,14 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\lambda = \frac{314}{8} = 39,4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; C_{\Pi} = 39,4^2 \cdot 7056 = 1,09 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$$

Расчет двухблочных виброударных установок, выполненных по схеме 5, осуществляется в той же последовательности, что и по схеме 4. Дополнительно определяется следующее условие на жесткость подвижной рамы, обеспечивающее самосинхронизацию вращения дебалансных валов вибраторов в двух блоках:

$$\sqrt[4]{\frac{m_{\Pi} \cdot \omega^2}{EJ}} \leq 2,$$

где  $L$  – расстояние между центрами тяжести виброблоков;  $m_{\Pi}$  – погонная масса рамы;  $EJ$  – изгибная жесткость рамы.

Расчет ударных установок с прижатием подвижной рамы, выполненных по схеме 6, приведен ниже.

Масса подрессоренного груза  $m_{\Gamma}$  принимается равной  $1/5$  приведенной массы подвижной рамы  $m_{\Pi}$ .

Коэффициент жесткости упругой подвески груза

$$C_{\Gamma} = \frac{\lambda_a^2 \cdot m_a}{\left(1 + \frac{m_{\Gamma}}{m_{\Pi}}\right)}$$

Коэффициент жесткости опорных пружин

$$C_{\Pi} = \frac{1}{10} C.$$

Максимальная амплитуда вибрационных колебаний подвижной рамы

$$a = \frac{m_{\Gamma}}{m_{\Pi} + m_{\Gamma}} \cdot \frac{h \cdot \lambda_1}{\lambda_2},$$

где  $h$  – высота подвижной рамы;  $\lambda_1$  – первая частота собственных колебаний подвижной рамы (частота колебаний установки на пружинных опорах);  $\lambda_2$  – вторая частота собственных колебаний подвижной рамы (частота колебаний, возбуждаемая грузом).

**Задача 49.** Рассчитать ударную установку с прижатием подвижной рамы для вертикального формования труб диаметром 1,0 м и высотой 3,0 м. Масса бетонной смеси  $m_{\text{б}} = 4500$  кг; масса формы  $m_{\text{ф}} = 3500$  кг; масса подвижной рамы  $m_{\text{р}} = 800$  кг; первая частота собственных колебаний  $n_1 = 560$  мин<sup>-1</sup>; вторая частота собственных колебаний  $n_2 = 2800$  мин<sup>-1</sup>; частота ударов  $n = 200$  уд/мин; высота подъема подвижной рамы с формой  $h = 2,8$  м.

**Решение.** Расчетная приведенная масса подвижной рамы с формой и бетонной смесью

$$m_{\text{р}} = m_{\text{вр}} + m_{\text{ф}} + \alpha m_{\text{б}} = 800 + 3500 + 0,5 \cdot 4500 = 6550 \text{ кг.}$$

Масса подрессоренного груза

$$m_{\Gamma} = \frac{1}{5} m_{\text{р}} = \frac{6550}{5} = 1310 \text{ кг.}$$

Коэффициент жесткости упругой подвески груза

$$C_r = \frac{\lambda_a^2 \cdot m_a}{\left(1 + \frac{m_r}{m_{\Pi}}\right)}; \lambda_a = 1.1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2800}{60} = 294 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$C_r = \frac{\lambda_a^2 \cdot m_a}{\left(1 + \frac{m_r}{m_{\Pi}}\right)} = 9,45 \cdot 10^7 \text{ Н/м.}$$

Коэффициент жесткости опорных пружин

$$C_{\Pi} = \frac{1}{10}, C_r = \frac{9,45 \cdot 10^7}{10} = 9,45 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$$

Максимальная амплитуда колебаний подвижной рамы

$$a = \frac{m_r}{m_{\Pi} + m_r} \cdot \frac{h \cdot \lambda_1}{\lambda_2} = \frac{1310}{6550 + 1310} \cdot \frac{2,8 \cdot 10^2 \cdot 59}{294} = 1,05 \cdot 10^3 \text{ м} = 1,05 \text{ мм.}$$

Расчет виброударных установок для изготовления изделий в разрезных формах, выполненных по схеме 7, осуществляется в основном аналогично расчету установки по схеме 1. Отличие состоит в том, что приведенная масса изолированной секции определяется с учетом влияния на нее колебания бетонной смеси соседних секций:

$$m_{\Pi} = m_c + \alpha' \cdot m_{\text{б}},$$

где  $m_c$  – вибрирующая масса секции;  $m_{\text{б}}$  – масса бетонной смеси, приходящаяся на секцию;  $\alpha'$  – коэффициент приведения массы бетонной смеси, равный  $\approx 0,6$  для крайней секции и  $0,8$  для средней секции.

Расчет виброударных установок для изготовления изделий, выполненных по схеме 8, следующий.

Наибольшая амплитуда колебаний формы с бетонной смесью

$$a = \frac{K \cdot \eta}{g[m_{\text{в}} + 0,37(m_{\text{ф.п}} \cdot \alpha m_{\text{б.п}})l]},$$

где  $m_{\text{в}}$  – масса вибратора;  $\eta$  – коэффициент усиления амплитуды колебаний, равный 2;  $m_{\text{ф.п}}$  – погонная масса формы;  $m_{\text{б.п}}$  – погонная масса бетонной смеси;  $\alpha$  – коэффициент, равный 0,5;  $l$  – длина участка формы под вибратором, на который передаются колебания.

Коэффициент жесткости резиновых ограничителей на 1 м погонной длины формы

$$C_{\Pi} = \frac{2,25\omega^2 [m_{\text{в}} + 0,37(m_{\text{ф.п}} + \alpha m_{\text{б.п}})l]}{0,37l},$$

где  $\omega$  – угловая частота вибрирования формы.

Величина суммарного давления на резиновые ограничители с учетом прижатия формы пружинами на 1 м погонной длины формы

$$Q = \beta \frac{\alpha \cdot 0,37C_{\Pi}}{\pi},$$

где  $\beta$  – коэффициент, равный 0,75.

Сила прижатия пружинами формы на 1 м погонной длины

$$Q_{\Pi} = Q - (\alpha m_{\text{б.п}} + m_{\text{ф.п}})g$$

**Задача 50.** Рассчитать виброударную установку для формирования свай на стенде. Сечение сваи – 0,35 x 0,35 м; одновременно формируются две сваи в форме; амплитуда колебаний формы  $\alpha = 0,6$  мм; частота вибрирования  $n = 2800$  мин – 1; длина участка формы под вибратором, на которую передаются колебания,  $l = 5,5$  м; погонная масса бетонной смеси  $m_{\text{б.п}} = 590$  кг/м; погонная масса формы  $m_{\text{ф.п}} = 380$  кг/м; масса вибратора  $m_{\text{в}} = 240$  кг;

**Решение.** Момент дебалансов вибратора

$$\begin{aligned} K &= \frac{a \cdot g \cdot [m_{\text{в}} + 0,37(m_{\text{ф.п}} + \alpha m_{\text{б.п}})l]}{\eta} = \\ &= \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 9,91 \cdot [240 + 0,37(380 + 0,5 \cdot 590) \cdot 5,5]}{2,0} = 4,8 \text{ Н/м} \end{aligned}$$

Коэффициент жесткости резиновых прокладок на 1 м погонной длины формы

$$C_{\Pi} = \frac{2,25\omega^2 [m_{\text{в}} + 0,37(m_{\text{ф.п}} + \alpha m_{\text{б.п}})l]}{0,37l},$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2800}{60} = 294 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$C_{\Pi} = \frac{2,25 \cdot 294^2 [240 + 0,37(380 + 0,5 \cdot 590)5,5]}{0,37 \cdot 5,5} = 1,53 \cdot 10^8 \text{Н/м}.$$

Величина суммарного давления на резиновые ограничители с учетом прижатия пружин на 1 м погонной длины

$$Q = \beta \frac{\alpha \cdot 0,37 C_{\Pi}}{\pi} = 0,75 \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,37 \cdot 1,53 \cdot 10^8}{3,14} = 8,08 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Сила прижатия на 1 м погонной длины

$$Q_{\Pi} = Q - (\alpha m_{\text{б.п}} + m_{\text{ф.п}})g = 8,08 \cdot 10^3 - (0,5 \cdot 590 + 380)9,81 = 1,38 \cdot 10^3.$$

Расчет виброударных поверхностных уплотнителей, выполненных по схеме 9, рассмотрен ниже.

Расчетная величина реактивной (нижней) массы

$$m_p = m_{\text{н.р}} + m_{\text{б}},$$

где  $m_{\text{н.р}}$  – масса нижней рамы;  $m_{\text{б}}$  – приведенная масса бетонной смеси, вовлекаемая в вибрацию, равная 0,67 от массы смеси, находящейся под уплотнителем.

Величина активной (верхней) массы

$$m_a = 0,25m_p.$$

Суммарная расчетная масса

$$\sum m = m_p + m_a,$$

Момент дебалансов вибраторов

$$K = \frac{a \sum mg}{\eta} \geq \frac{2,5 \sum mg^2}{\omega^2},$$

где  $\eta$  – коэффициент усиления амплитуды колебаний, равный 1,8.

Суммарный коэффициент жесткости верхних и нижних ограничителей активной массы

$$C = \lambda_a^2 m_a,$$

где  $\lambda_a$  – частота собственных колебаний активной массы, равная  $1,1 \omega$ .

Суммарная площадь резиновых ограничителей

$$F = \frac{Ch_p}{E_B}.$$

Необходимое статистическое давление поверхностного уплотнителя на бетонную смесь должно составлять (2,8...3,6) кПа.

**Задача 51.** Рассчитать виброударный поверхностный уплотнитель для изготовления сваи на стенде. Частота колебаний  $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ ; амплитуда колебаний  $a = 0,6 \text{ мм}$ ; масса нижней рамы  $m_{н.р} = 160 \text{ кг}$ ; сечение сваи  $40 \times 40 \text{ см}$ .

**Решение.** Одновременно изготавливаются две сваи.

Приведенная масса бетонной смеси

$$m_{\sigma} = 0,8lbh\rho,$$

где  $l$  – длина соприкосновения нижней рамы с бетонной смесью;  $b$  – ширина соприкосновения нижней рамы с бетонной смесью, равная  $40 \times 2 = 80 \text{ см}$ ;  $h$  – высота слоя бетонной смеси, равная  $40 \text{ см}$ ;  $\rho$  – плотность бетонной смеси, равная  $2,4 \text{ т/м}^3$ .

Принимаем  $l = 120 \text{ см}$ , тогда

$$m_{\sigma} = 0,67 \cdot 1,2 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 2,4 = 610 \text{ кг}.$$

Расчетная величина реактивной (нижней) массы

$$m_p = m_{н.р} + m_{\sigma} = 160 + 610 = 770 \text{ кг}.$$

Величина активной (верхней) рамы

$$m_a = 0,25m_p = 0,25 \cdot 770 = 190 \text{ кг}.$$

Суммарная расчетная масса

$$\sum m = m_p + m_a = 770 + 190 = 960 \text{ кг}.$$

Момент дебалансов вибратора

$$K = \frac{a \sum mg}{\eta} = \frac{0,6 \cdot 960 \cdot 9,8}{1,8} = 3,12 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\frac{2,5 \sum mg^2}{\omega^2} = \frac{2,5 \cdot 960 \cdot 9,8^2}{294^2} = 2,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

что меньше 3,12 Н·м – условие выполнено.

Суммарный коэффициент жесткости верхних и нижних ограничителей активной массы

$$C = \lambda_a^2 m_a;$$

$$\lambda_a = 1,1\omega = 1,1 \cdot 294 = 322 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$C = 322^2 \cdot 190 = 2,0 \cdot \frac{10^7 \text{ Н}}{\text{м}}.$$

Суммарная площадь резиновых ограничителей

$$F = \frac{Ch_p}{E_d}.$$

Принимаем  $h_p = 4 \text{ см}$ ,  $E_d = 160 \cdot 10^5 \text{ Па}$ :

$$F = \frac{4,0 \cdot 10^7 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{160 \cdot 10^5} = 0,05 \text{ м}^2 = 500 \text{ см}^2.$$

Статическое давление поверхностного уплотнителя на бетонную смесь

$$P = \frac{(m_{н.р} + m_a)g}{F} = \frac{(160 + 190)9,8}{1,2 \cdot 0,8} = 3560 \text{ Н/м} = 3,56 \text{ кПа}.$$

Ниже приводится расчет виброударных установок с горизонтально направленными колебаниями, выполненными по схеме.

Момент дебалансов вибратора

$$K = \frac{(m_{пр} - m_a)ga}{\eta},$$

где  $m_{пр}$  – приведенная реактивная масса;  $m_a$  – активная масса;  $\eta$  – коэффициент усиления амплитуды колебаний, равный 6.

Суммарный коэффициент жесткости пружин

$$\sum C = \frac{\lambda^2 m_a}{1 + \frac{m_a}{m_{\text{пр}}}},$$

где  $\lambda = 0,8 \omega$ .

Коэффициент жесткости резиновых прокладок

$$C_p = 4 \sum C.$$

Площадь резиновых прокладок

$$F = \frac{C_p h_p}{E_d}.$$

Коэффициент жесткости на сдвиг резиновых опор под подвижную раму (реактивную массу).

$$C_{\text{с.р}} = \lambda_{\text{с.р}}^2 (m_{\text{пр}} + m_a),$$

где  $\lambda_{\text{с.р}} = \frac{1}{5} \omega$ .

Суммарная площадь опор под подвижную раму

$$\sum F_p = \frac{C_{\text{с.р}} h_{\text{оп}}}{E_{\text{д.с}}},$$

где  $h_{\text{оп}}$  – высота резиновой опоры;  $E_{\text{д.с}}$  – динамический модуль упругости резины на сдвиг.

Давление на резиновые опоры под подвижную раму

$$P = \frac{(m_{\text{н.р}} - m_a)g}{\sum F_p}.$$

Коэффициент жесткости на сдвиг резиновых опор активной массы

$$C_{\text{с.а}} = \lambda_{\text{с.а}} m_a.$$

Суммарная площадь опор под активную массу

$$\sum F_a = \frac{C_{\text{с.а}} h_{\text{оп}}}{E_{\text{д.с}}}.$$



Давление на резиновые опоры под активную массу

$$P = \frac{m_a g}{\sum F_a}$$

**Задача 52.** Рассчитать виброударную установку с горизонтально направленными колебаниями для изготовления плит в кассетной форме. Частота колебаний  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; амплитуда колебаний  $a = 1,5 \text{ мм}$ ; масса кассеты  $m_k = 10500 \text{ кг}$ ; масса бетона  $m_b = 8100 \text{ кг}$ ; масса вибратора  $m_v = 600 \text{ кг}$ .

**Решение.** Приведенная масса кассеты (реактивная масса)

$$m_{\text{пр}} = m_k + m_v + \alpha m_i,$$

где  $m_v$  – дополнительная реактивная масса под вибратором, равная 1600 кг.

$$m_{\text{пр}} = 10500 + 1600 + 0,4 \cdot 8100 = 15300 \text{ кг.}$$

Масса вибровозбудителя (активная масса)

$$m_a = \frac{1}{6} m_{\text{пр}} = \frac{1}{6} \cdot 15300 = 2560 \text{ кг.}$$

Момент дебаланса вибратора

$$\frac{(m_{\text{пр}} + m_a)g}{\eta} = \frac{(15300 + 2560) \cdot 9,8 \cdot 1,5 \cdot 10^{-8}}{6} = 44 \text{ Нм.}$$

Суммарный коэффициент жесткости пружин

$$\sum C = \frac{\lambda^2 m_a}{1 + \frac{m_a}{m_{\text{пр}}}};$$

$$\lambda = 0,8 \omega, \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 157 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\lambda = 0,8 \cdot 157 = 127 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\sum C = \frac{127^2 \cdot 2560}{1 + \frac{2560}{15300}} = 3,5 \cdot 10^7 \text{ Н/м.}$$

Коэффициент жесткости резиновых прокладок

$$C_p = 4 \sum C = 4 \cdot 3,5 \cdot 10^7 = 14 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Площадь резиновых прокладок

$$F = \frac{C_p h_p}{E_d};$$

принимаем  $h_p = 6 \text{ см}$ ,  $E_d = 10^7 \text{ Н/м}$ , тогда

$$F = \frac{14 \cdot 10^7 \cdot 6 \cdot 10^{-2}}{10^7} = 0,84 \text{ м}^2$$

Частота собственных горизонтально направленных колебаний реактивной масс

$$\lambda_{c.p} = \frac{1}{5} \omega = \frac{1}{5} \cdot 157 = 31 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Коэффициент жесткости на сдвиг резиновых опор реактивной массы

$$C_{c.p} = \lambda_{c.p}^2 (m_{np} + m_a) = 31^2 (15300 + 2560) = 1,72 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Суммарная площадь резиновых опор под подвижную раму

$$\sum F_p = \frac{C_{c.p} h_{оп}}{E_{д.с}};$$

принимаем  $h_p = 16 \text{ см}$ ,  $E_{д.с} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ , тогда

$$\sum F_p = \frac{1,72 \cdot 10^7 \cdot 16,0 \cdot 10^{-2}}{1,6 \cdot 10^6} = 1,72 \text{ м}^2.$$

Давление на резиновые опоры под подвижную раму

$$\frac{(m_{н.р} - m_a)g}{\sum F_p} = \frac{(15300 + 2560) \cdot 9,8}{1,72} = 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Коэффициент жесткости на сдвиг резиновых опор активной массы

$$C_{c.a} = \lambda_{c.a} m_a = 31^2 \cdot 2560 = 2,32 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Суммарная площадь опор под активную массу

$$\sum F_a = \frac{C_{с.а} h_{оп}}{E_{д.с}} = \frac{2,32 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-2}}{1,6 \cdot 10^6} = 0,23 \text{ м}^2.$$

Давление на резиновые опоры под активную массу

$$P = \frac{m_a g}{\sum F_a} = \frac{2560 \cdot 9,8}{0,23} = 10^5 \text{ Н/м}.$$

## 5. МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

### 5.1. Взаимодействие рабочих органов машин с грунтом

Большинство строительных и дорожных машин в процессе взаимодействия с грунтом, естественные каменными и скальными материалами и породами или искусственными строительными материалами, обеспечивая при этом отделение разрабатываемой среды от массива, её резание, копание или зачерпывание. Многие строительные и дорожные машины оборудованы рабочими органами механического типа, которые в зависимости от функционального назначения могут быть выполнены самой различной формы и конструкции.

Для разработки грунтов и легких скальных пород используют рабочие органы в виде:

- зуба для рыхления и измельчения разрабатываемой среды до требуемых для дальнейшей разработки размеров;
- прямого или дискового ножа, отделяющего разрабатываемую среду от массива и подающего его в ковш, на отвальную поверхность и т. д. (грейдеры, скреперы и др.);
- прямого или косо установленного отвала, производящего отделение грунта от массива, формирование и резание стружки, накопление и перемещение разрабатываемой среды перед рабочим органом или отодвигание её в сторону от направления движения (бульдозеры, автогрейдеры и др.);
- ковша, осуществляющего отделение среды от массива, формирование стружки и её проталкивание внутрь, накопление и транспортировку и т.п. (ковш экскаватора, погрузчика, траншекопателя и др.).

В общем случае процесс взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой включает внедрение, резание и копание (бульдозеры, автогрейдеры, скреперы и другие землеройные и землеройно-транспортные машины) или деформирование определенной части среды в массиве.

*При внедрении* предусматривается создание путем давления и перемещения рабочего органа такого предельного состояния разрабатываемой среды, которое обеспечивает её разрушение и проникновение в неё рабочего органа на необходимую глубину для последующей разработки.

*Резание* представляют собой процесс отделения разрабатываемой среды от массива с последующим её перемещением по клиновидному рабочему органу и формированием стружки или призмы волочения в зависимости от физико-механических качеств среды и параметров рабочего инструмента.

*Копание* подразумевает совокупность процессов, включающие резание, формирование стружки и её перемещение в набранной призме волочения или объеме разрабатываемой среды, ранее набранном в рабочий орган (например, ковш), перемещение набранного объема разрабатываемой среды и т. д.

Грунты состоят из твердых минеральных частиц, воды и газообразной среды. При отрицательных температурах в состав грунта входит лёд. Физические и механические свойства грунтов зависят от гранулометрического состава (процентного соотношения частиц различного размера), влажности и плотности. Сопротивление грунтов разработке зависит от прочностных показателей и от вида рабочего органа машины.

Касательная составляющая сопротивления грунта

$$P_k = rbc,$$

где,  $r$  – удельное сопротивление грунта резанию (копанию);  $bc$  – ширина и толщина срезаемой стружки.

Значения удельных сопротивлений грунта резанию и копанию

Наименование грунта	Категория	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Коэффициент рыхления	Удельное сопротивление грунта резанию ножу бульдозера	Удельное сопротивление грунта резанию ножу скрепера
Песок рыхлый сухой	I	1200...1600	1,05...1,1	0,01...0,03	0,02...0,4
Песок влажный, супесь, суглинок разрыхленный	I	1400...1800	1,1...1,2	0,02...0,04	0,5...0,1
Суглинок, средний и мелкий гравий, лёгкая глина	II	1500...1800	1,15...1,25	0,06...0,08	0,09...0,18
<u>Глина, плотный суглинок</u>	II I	1600...1900	1,2...1,3	0,1...0,16	0,16...0,3
Тяжелая глина, сланцы, суглинок со щебнем, гравием	I V	1900...2000	1,25...1,3	0,15...0,25	0,3...0,4
Сцементированный строительный мусор, взорванная скальная порода	V	1900...2200	1,3...1,4	0,2...0,4	–

## 5.2. Бульдозеры и рыхлители

На базовой машине, гусеничном тракторе могут быть установлены бульдозерное и рыхлительное оборудование. Для изменения положения навесного рабочего оборудования служат гидроцилиндры.

Производительность бульдозера м<sup>3</sup>/ч, при разработке и перемещении грунта.

$$\Pi = 0.5abh\Psi n \frac{1}{k_p}$$

где  $a = h/\operatorname{tg} \varphi$  – ширина призмы грунта впереди отвала, м;  $b$ ,  $h$  – длина и высота отвала, м;  $\varphi$  – угол естественного откоса грунта в движении, град;  $\Psi$  – коэффициент, учитывающий потери грунта, принимается равным  $1 - 0.005 L$ ;  $L$  – дальность перемещения

грунта, м;  $n = 3600/t_{ц}$  – число циклов за 1 час работы;  $t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$  – продолжительность цикла, с;  $t_1 = l_1/v_1$  – время резания грунта, с,  $l_1$  – длина путей резания (обычно 6...15 м);  $v_1$  – скорость движения трактора при перемещении грунта, м/с;  $t_2 = l_2/v_2$  – время перемещения грунта, с;  $l_2$  – путь перемещения грунта, м;  $v_2$  – скорость движение трактора при перемещении грунта, м/с;  $t_3 = (l_1 + l_2)/v_3$  – время обратного хода трактора, с;  $v_3$  – скорость движения трактора при обратном ходе м/с;  $t_4$  – дополнительное время, с (в дополнительное входит время на переключение скоростей до 5 с, на подъем и опускание отвала до 4 с, на разворот трактора до 10 с, на распределение грунта и т. д.);  $k_p$  – коэффициент разрыхления грунта, т. е. отношение объема рыхлого грунта к объёму того же грунта в плотном теле (1,12 – для песчаных; 1,22 – для суглинистых; 1,3 для глинистых грунтов).

Скорость движения трактора зависит от сопротивлений, возникающих при работе бульдозера.

Усилие, которое необходимо преодолеть трактору при работе с бульдозером

$$W = \sum W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

где  $W_1$  – сопротивление грунта резанию:

$$W_1 = b \sin \alpha c r,$$

здесь  $b$  – длина отвала, м;  $\alpha$  – угол поворота отвала в плане относительно оси трактора, град;  $c$  – толщина срезаемого слоя, м;  $r$  – коэффициент сопротивления грунта резанию для бульдозеров;  $W_2$  – сопротивление волочению призмы грунта впереди отвала:

$$W_2 = 0.5h \frac{h}{tg\phi} b \sin \alpha \rho g (\mu \pm i),$$

здесь  $\phi$  – угол естественного откоса грунта ( $\phi \sim 40...45^\circ$ ;  $\rho$  – плотность грунта;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\mu$  – коэффициент трения грунта по грунту ( $\mu = 0,4 \dots 0,8$ , причем меньшие значения берут для влажных и глинистых грунтов);  $i$  – уклон пути;  $W_3$  – сопротивление трению грунта по отвалу:

$$W_3 = 0.5bh^2 \rho g \cos^2 \delta \mu',$$

здесь  $\delta$  – угол резания ( $\delta = 50...55^\circ$ );  $\mu'$  – коэффициент трения грунта по стали ( $\mu' = 0,7...0,8$  для глины;  $\mu' = 0,5...0,6$  – для суглинка и супеси;  $\mu' = 0,35...0,5$  для песка);  $W_4$  – сопротивление движению бульдозера с трактором:

$$W_4 = G(\omega_0 \pm i),$$

где  $G$  – вес бульдозера с трактором;  $\omega_0$  – удельное сопротивление движению (см. табл. 60).

Машины находятся в движении без пробуксовывания при условии, что сцепная сила тяги больше окружающего усилия на ободу ведущего колеса (звёздочки) и больше общего сопротивления передвижению.

Производительность бульдозеров при планировочных работах, м<sup>2</sup>/ч,

$$\Pi = \frac{1000}{k_2} v b \sin \alpha k_1,$$

где  $v$  – скорость движения бульдозера, км/ч;  $b$  – длина отвала, м;  $\alpha$  – угол установки отвала в плане по отношению к продольной оси трактора;  $k_1$  – коэффициент, учитывающий перекрытие следов ( $k_1 = 0,8...0,85$ );  $k_2$  – число слоёв планирования.

Производительность рыхлителей по объёму грунта, подготавливаемого для транспортирования м<sup>3</sup>/ч,

$$\Pi = \frac{1000 v h_p b_p z k_1 k_2}{k_3 k_4},$$

где  $v$  – скорость движения рыхлителя, км/ч;  $h_p$  – глубина рыхления, м;  $b_p$  – ширина полосы рыхления одним зубом ( $b_p \sim 2...4h_p$ , при чём большие значения соответствуют материалам слоистой структуры с горизонтальным расположением слоёв);  $z$  – число зубьев;  $k_1$  – коэффициент учитывающий снижение рабочей скорости ( $k_1 = 0,7...0,8$ );  $k_2$  – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины разрыхляемого слоя грунта ( $k_2 = 0,6...0,8$ , причем меньшие значения соответствуют грунтам, образующим крупный скол, глыбы);  $k_3$  – число проходов по одному резу;  $k_4$  – число слоёв рыхления в поперечных направлениях для подготовки грунта к транспортированию.

**Задача 53.** Определить производительность бульдозера при разборке грунта. Исходные данные: трактор Т-130, длина отвала  $b = 3,2$  м, высота отвала  $h = 1/3$  м. Масса трактора с навесным оборудованием  $m = 17280$  кг. Разрабатываемый грунт – плотный суглинок  $\rho = 1700$  кг/м<sup>3</sup>. Место работы – горизонтальная площадка. Отвал перпендикулярен оси трактора  $\alpha = 90^\circ$ .

**Решение** Тяговое усилие, развиваемое трактором при  $N_{дв} = 118$  кВт (160 л. с.),  $\eta_M = 0,8$  и скорости движения  $v = 3, \frac{7км}{ч} = 1,03$  м/с.

$$T_N \approx 0,9P = \frac{1000N_{дв}\eta_M}{v} = 0,9 \frac{1000 \cdot 118 \cdot 0,8}{1,03} = 82\,600 \text{ Н} = 82,6 \text{ кН.}$$

Сила тяги по сцеплению  $T_{сц} = G_{сц}\varphi$ . При движении бульдозера по плотному грунту  $\varphi = 0,9$ .  $T_{сц} = 17280 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 153\,000 \text{ Н} = 152 \text{ кН}$ .  
Условие движения без буксирования  $T_{сц} > T_N > W$ .

Соппротивление волочению призмы грунта впереди отвала на горизонтальной площадке при  $\varphi = 40^\circ$ ,  $\alpha = 90^\circ$  и  $\mu = 0,4$

$$W_2 = 0,5 \cdot 1,3 \frac{1,3}{tg40^\circ} 3,2 \cdot 1700 \cdot 9,81(0,4 \pm 0) = 21\,300 \text{ Н} = 21,3 \text{ кН.}$$

Соппротивление от трения грунта по отвалу  $W_3 = 0,5 \cdot 3,2 \cdot 1,3^2 \times 1700 \cdot 9,81 \cdot \cos 55^\circ \cdot 0,6 = 9\,300 \text{ Н} = 9,3 \text{ кН}$ .

Соппротивление движению бульдозера

$$W_4 = 17\,280 \cdot 9,81 (0,12 \pm 0) = 20\,300 \text{ Н} = 20,3 \text{ кН.}$$

Свободная сила тяги (запас тягового усилия) по сцепному весу  $T = T_{сц} - (W_2 + W_3 + W_4) = 153 - (21,3 + 9,3 + 20,3) = 153 - 50,9 = 102,1 \text{ кН}$ . По мощности  $T = T_N - (W_2 + W_3 + W_4) = 82,6 - 50,9 = 31,7 \text{ кН}$ . Для дальнейших расчетов следует понимать меньшее значение. Расчетная глубина резания (толщина стружки грунта)  $c = W_1 / (b \sin \alpha k)$ . Для разрабатываемого грунта – плотного суглинка  $k = 0,14$  МПа. (табл. 14).

В конце набора грунта:

$$c = \frac{31\,700}{3,2 \sin 90^\circ \cdot 0,14 \cdot 10^6} = 0,07 \text{ м.}$$



В начале копания, когда всё тяговое усилие расходуется только на резание грунта и перемещение бульдозера свободная сила тяги  $T = T_N - W_4 = 82,6 - 20,3 = 62,3$  кН. Отвал бульдозера может быть опущен на глубину

$$c = \frac{42\,300}{3.2 \sin 90^\circ * 0.14 * 10^6} = 0.095 \text{ м.}$$

Средняя толщина срезаемого слоя

$$c = \frac{0.07 + 0.095}{2} \approx 0.082 \text{ м;}$$

Объём грунта в призме волочения

$$V_{\text{пр}} = 0,5h \frac{h}{\text{tg}\varphi} b = l_1 bc;$$

Длина участка набора грунта

$$l_1 = \frac{0.5h^2}{\text{tg}\varphi c} = \frac{0.5 \cdot 1.3^2}{\text{tg}40^\circ \cdot 0.082} = 12 \text{ м.}$$

Выбираем скорости движения на участках: набора грунта  $v_H = 3,7$  км/ч, транспортирования  $v_T = 4,4$  км/ч, движения задним ходом  $v_{з.х.} = 4.96$  км/ч.

Продолжительность элементов цикла  $t = l_i/v_i$

где  $l_i$  – длина участка;  $v_i$  – скорость движения машины.

Продолжительность набора грунта  $t_1 = \frac{3.6 \cdot 12}{3.7} = 11.7$  с; транспортирования грунта  $t_2 = \frac{3.6 \cdot 40}{4.4} = 32.8$  с; движение задним ходом  $t_3 = \frac{3.6 \cdot 56}{4.96} = 40.5$  с; дополнительное время на переключение скоростей, разгрузку и распределение грунта  $t_4 = 30$  с.

Продолжительность цикла  $t = \sum t_i = 11.7 + 32.8 + 40.5 + 30 = 121$  с.

Число циклов за один час работы  $n = \frac{3600}{t_u} = \frac{3600}{121} = 29.8$

Коэффициент, учитывающий потери грунта

$$\psi = 1 - 0,005L = 1 - 0.005 \cdot 40 = 0.8$$

Производительность бульдозера по формуле

$$\Pi = 0,5 \frac{h}{tg\varphi} bh\psi n \frac{1}{k_p} = 0,5 \frac{1,3}{tg40^\circ} 3,2 \cdot 1,3 \cdot 0,8 \cdot 29,8 \frac{1}{1,22} = 62,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Задача 54.** Определить сменную производительность рыхлителя, подготавливающего грунт для дальнейшей его разработки бульдозером, и время работы бульдозера. Разрабатываемый грунт – глинистые сланцы. Число слоёв рыхления  $k_4 = 3$ , число проходов по одному резу  $k_4 = 1$ . Базовая машина – трактор Т-100М, число рыхлительных зубьев  $z = 3$  глубина рыхления  $h_p = 300$  мм. Толщина разрабатываемого слоя  $h = 1$  м. Форма участка – квадрат. Дальность транспортирования грунта набора грунта бульдозером  $L$  – длина стороны участка. Длина пути набора грунта бульдозером  $l_1$  12 м. Размеры отвала  $b = 3,97$  м,  $h = 1$  м.

**Решение.** Скорость трактора  $v = 2,36$  км/ч . Ширина полосы рыхления  $b_p \sim (2 \dots 4)h_p$ , для сланцев  $b_p = 4 \cdot 0,3 = 1,2$  м.

Производительность рыхления по формуле

$$\Pi = \frac{1000 \cdot 2,36 \cdot 0,3 \cdot 1,2 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 0,6}{1 \cdot 3} = 38,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость бульдозера  $v = 2,36$  км/ч = 0,66 м/с.

Время набора грунта бульдозером

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1} = \frac{12}{0,66} = 18 \text{ с}$$

Сменная производительность рыхлителя при коэффициенте использования машины в течение смены  $k_B = 0,8$

$$\Pi_3 = 8,2\Pi k_B = 8,2 \cdot 38,6 \cdot 0,8 = 254 \text{ м}^3/\text{см}$$

При толщине разрабатываемого слоя грунта  $H = 1$  м, площадь разрабатываемого участка

$$S = \frac{\Pi_3}{H} = \frac{254}{1} = 254 \text{ м}^2.$$

Длина стороны участка

$$L = \sqrt{S} = \sqrt{254} \sim 16 \text{ м}.$$

Время перемещения грунта на второй скорости трактора

$$t_1 = \frac{l_2}{v_2} = \frac{16 \cdot 3.6}{3.78} = 15.3 \text{ с.}$$

Время вращения бульдозера задним ходом

$$t_3 = \frac{(l_1 + l_2)3.6}{v_3} = \frac{(12 + 16)3.6}{3.42} = 28,4 \text{ с.}$$

Дополнительные затраты времени  $t_4 = 30 \text{ с.}$

Продолжительность цикла

$$t_{\text{ц}} = \sum t_i = 18,2 + 15,3 + 28,4 + 30 = 92 \text{ с.}$$

Число циклов за один час работы

$$n = \frac{3600}{t_{\text{ц}}} = \frac{3600}{92} = 39.$$

Коэффициент учитывающий потери грунта при транспортировании,  $\psi = 1 - 0,005 L = 1 - 0,005 \cdot 16 = 0,92.$

Производительность бульдозера

$$P_3 = 0,5 \frac{h^2}{tg\alpha} b \psi n \frac{k_B}{k_P} = 0,5 \frac{l^2}{tg40^\circ} 3,97 \cdot 0,92 \cdot 39 \frac{0,8}{1,3} = 52,6 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Для перемещения разрыхленного грунта потребуется

$$t = \frac{254}{52,6} = 4,8 \text{ ч.}$$

### 5.3. Скреперы

Скреперы – самоходные или прицепляемые к гусеничным тракторам (колесным тягачам) машины, предназначенные для послойной срезки, транспортирования и выгрузки грунта. Ими можно выполнять весь комплекс земляных работ – резания грунта, перемещение его к месту укладки, разравнивание и частичное уплотнение. Рабочий орган скрепера = ковш на пневматического колесах, снабженный механизмом опускания, подъёма и разгрузки, приводимым в действие лебедке или гидроприводом, работающими от двигателя трактора (тягача). На передней кромке днища ковша на всю его ширину помещён нож, с помощью которого происходит срезание слоя грунта.

Рабочий процесс – резание и набор грунта, транспортирование к месту укладки, выгрузка и возвращение к месту набора – представляет собой ряд последовательно повторяющихся операций (рис 19). Ковш опускается на грунт, врезается в него под действием силы трактора (тягача) или собственного двигателя и снимается слой грунта (I). Наполненный ковш поднимается на ходу в транспортное положение (II) и перемещается к месту выгрузки, которая осуществляется также на ходу путем выталкивания грунта подвижной задней стенкой ковша или путем наклона его днища, а в некоторых моделях – опрокидыванием ковша (III).

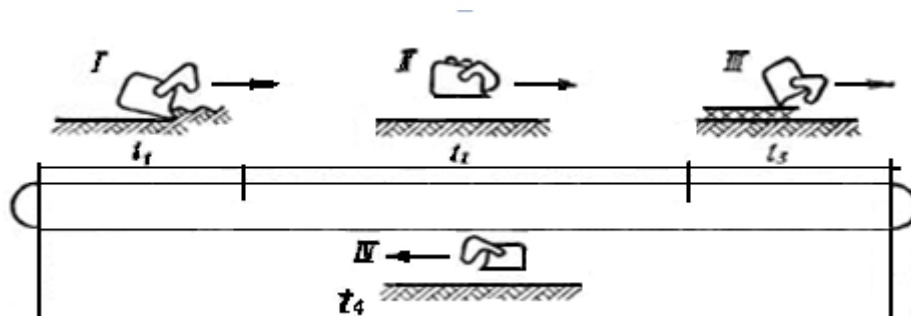


Рис. 19. Цикл работы скрепера

Производительность скреперов ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) определяют по формуле

$$\Pi = nqk_{\text{н}} \frac{1}{k_{\text{р}}},$$

где  $n = 3600/t_{\text{ц}}$  – число циклов за 1 ч работы;  $t_{\text{ц}}$  – продолжительность цикла, с:

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$$

Здесь  $t_1, t_2, t_3, t_4$  – соответственно время набора грунта, груженого хода, разгрузки, холостого хода;  $t_5$  – продолжительность поворота, переключения передач скоростей и другие затраты времени.

Продолжительность каждого элемента цикла

$$t_i = \frac{l_i}{v_i}$$

где  $l_i$  – длина соответствующего участка, м;  $v_i$  – скорость движения скрепера на этом участке, м/с;

Длина участка набора грунта

$$l_1 = \frac{qk_{\text{н}}}{k_{\text{р}}bc},$$

где  $q$  – геометрическая вместимость ковша скрепера, м<sup>3</sup>;  $k_n$  – коэффициент наполнения ковша грунтом ( $k_n = 0,8 \dots 1,2$ );  $k_p$  – коэффициент разрыхления грунта ( $k_p = 1,1 \dots 1,3$ );  $b$  – ширина срезанной полосы, м;  $c$  – толщина срезанного слоя грунта, м.

Набор грунта скрепером производится на участках длиной 12...30 м. Разгружаются скреперы на участках длиной 5...15 м. Скорость движения скрепера зависит от возникающих сопротивлений грунтов и мощности трактора.

Наибольшее усилие, потребное для перемещения скрепера, возникает во время набора грунта. Это усилие определяется по формуле

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5,$$

где  $W_1$  – сопротивление грунта резанию

$$W_1 = bck,$$

здесь  $b$  – ширина срезанного слоя, м;  $c$  – толщина срезанного слоя ( $c = 0,004 \dots 0,2$  м);  $k$  – удельное сопротивление грунта резанию (принимать значения  $k$  свыше 0,1...0,12 Мпа не рекомендуется, более плотные грунты следует предварительно рыхлить);  $W_2$  – сопротивление и движению призмы получения впереди скрепера:

$$W_2 = ybh^2\rho g(\mu \pm i),$$

здесь  $y$  – отношение высоты призмы волочения к высоте грунта в ковше ( $y = 0,5 \dots 0,7$ , причём большие значения для сыпучих грунтов),  $h$  – высота слоя грунта в ковше, м:

Таблица 15

Объем ковша скрепера, м <sup>3</sup>	3	6	10	15
Высота слоя грунта в ковше, м	1...1,13	1,25...1,5	1,8...2	2,4

$\rho$  – объёмная масса грунта кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент трения грунта по грунту (0,3...0,5, причём большие значения для песчаных грунтов);  $i$  – уклон местности;  $W_3$  – сопротивления от веса срезанного слоя движущегося в ковше:

$$W_3 = bch\rho g$$

$W_4$  – сопротивление от внутреннего трения грунта в ковше:

$$W_4 = bh^2\rho xg$$

здесь  $x$  – коэффициент, учитывающий влияние рода грунта (0,24...0,31 – глина; 0,37...0,44 – суглинок; 0,46...0,5 – песок);

$W_5$  – сопротивление движению скрепера

$$W_5 = (G_c + G_{гр})(\omega_0 \pm i)$$

здесь  $G_c$  – вес скрепера;  $G_{гр}$  – вес грунта в ковше;  $\omega_0$  – удельное сопротивление колес скрепера качению ( $\omega_0 = 0,15 \dots 0,2$ , для плотных грунтов,  $\omega_0 = 0,25 \dots 0,3$  – для сыпучих песков).

**Задача 55.** Определяет производительность скрепера прицепного к трактору Т-130. Геометрический объём ковша  $q = 7 \text{ м}^3$ , вместимость ковша с “шапкой”  $V = 9 \text{ м}^3$ . Дальность транспортирования  $L = 400 \text{ м}$ . Ширина ковша  $b = 2,65 \text{ м}$ , грунт разрабатывается под уклон  $i = 0,03$ . Разрабатываемый грунт – суглинок,  $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$ ,  $k = 0,06 \text{ МПа}$ . Масса скрепа  $m_c = 7 \text{ т}$ .

**Решение** Сила тяги по сцеплению при движении по плотному грунту

$$T_{сц} = G_{сц}\varphi = 1400 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 110\,000 \text{ Н} = 110 \text{ кН.}$$

Сопротивление грунта резанию при толщине срезаемого слоя 0,1 м,  $W_1 = 2,65 \cdot 0,1 \cdot 0,06 \cdot 10^6 = 15\,800 \text{ Н} = 15,8 \text{ кН}$ .

Сопротивление движению призмы волочения,  $W_2 = 0,5 \cdot 2,65 \times 1,4^2 \cdot 1400 \cdot 9,81 (0,3 - 0,03) = 9\,600 \text{ Н} = 9,6 \text{ кН}$ .

Сопротивление передвижению слоя грунт в ковше,  $W_3 = 2,65 \times 0,1 \cdot 1,4 \cdot 1400 \cdot 9,81 = 5\,100 \text{ Н} = 5,1 \text{ кН}$ .

Сопротивление от внутреннего трения грунта а ковше,  $W_4 = 2,65 \times 1,4^2 \cdot 1400 \cdot 9,81 \cdot 0,38 = 27\,200 \text{ Н} = 27,2 \text{ кН}$ .

Вес скрепера  $G_c = m_c g = 7\,000 \cdot 9,81 = 69\,000 \text{ Н} = 6,9 \text{ кН}$ .

Вес грунта в ковше скрепера  $G_{гр} = V\rho g = 9 \cdot 1400 \cdot 9,81 = 124\,000 \text{ Н} = 124 \text{ кН}$ .

Сопротивление движению скрепера

$$W_5 = (69\,000 + 124\,000)(0,1 - 0,03) = 13\,510 \text{ Н} = 13,5 \text{ кН}$$

Суммарное сопротивление при наборе грунта  $W = \sum W_i = 15,8 + 9,6 + 5,1 + 27,2 + 13,5 = 71,2 \text{ кН}$ .

Тяговое усилие трактора Т-130 при скорости

$$v = 3,7 \text{ км/ч} = 1,05 \text{ м/с.}$$

$$T_N = 0,9P_0 = 0,9 \frac{N_{\text{дв}} \eta_M}{V} = 0,9 \frac{118 \cdot 0,82}{1,05} = 82,6 \text{ кН}$$

Условие движения без буксования тягача  $T_{\text{цт}} = 110 \text{ кН} > P_0 = 92 \text{ кН} > W = 71,2 \text{ кН}$ .

При невыполнении требований условия движения необходимо изменение толщины срезаемого слоя грунта и скорости движения или применение толкача при наборе грунта.

Уточнение скоростей движения скрепера на отдельных участках, км/ч: набор грунта  $v_1 = 3,7$ ; груженный ход  $v_2 = 7,44$ ; разгрузка ковша  $v_3 = 4,4$ ; холостой ход  $v_4 = 8,87$ .

В начале набора грунта толщина срезаемого слоя может достигать 300 мм, что позволяет принять средиземное значение толщины срезаемого слоя грунта  $s = 200 \text{ мм}$ .

Длина участка набора грунта

$$l_1 = \frac{7 \cdot 1,28}{1,2 \cdot 2,56 \cdot 0,2} = 15 \text{ м.}$$

Длина участка разгрузки ковша

$$l_3 = \frac{7 \cdot 1,28}{1,2 \cdot 2,56 \cdot 0,25} = 12 \text{ м.}$$

Время набора грунта

$$t_1 = \frac{15 \cdot 3,6}{3,7} = 15 \text{ с.}$$

Время груженого хода

$$t_2 = \frac{400 \cdot 3,6}{7,44} = 193 \text{ с.}$$

Время загрузки ковша

$$t_3 = \frac{12 \cdot 3,6}{4,4} = 10 \text{ с.}$$

Время холостого хода

$$t_4 = \frac{(15 + 400 + 12)3,6}{8,87} = 174 \text{ с.}$$

Дополнительное время, затрачиваемое на развороты и на переключение скоростей  $t_5 = 60$  с.

Продолжительность цикла  $t_{\text{ц}} = \sum t_i = 15 + 193 + 10 + 174 + 60 = 452$  с.

Число циклов за 1 час работы

$$n = \frac{3600}{t_{\text{ц}}} = \frac{3600}{452} = 8$$

Производительность скрепера

$$\Pi = qnk_{\text{н}} \frac{1}{k_{\text{р}}} = 7 \cdot 8 \cdot 1,28 \frac{1}{1,2} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$$



## Контрольные вопросы

1. Виды строительных работ. Организация труда рабочих.
2. Нормативная документация строительного производства.
3. Технологическое проектирование.
4. Классификация и свойства грунтов.
5. Подготовительные и вспомогательные процессы.
6. Разработка грунта механическим способом.
7. Разработка грунта одноковшовым экскаватором.
8. Что содержит технологическая карта?
9. Какая продолжительность смены рабочих?
10. Как определить выработку?
11. Какие используют монтажные машины и механизмы?
12. Что такое технологические процессы?
13. Что такое состав бригады?
14. Как должен выглядеть график движения рабочих?
15. Какие параметры показывают на схемах нулевого цикла и монтажа?
16. Что входит в состав календарного графика выполнения работ?
17. Какие приспособления используют при монтаже?
18. Зачем нужна монтажная оснастка?
19. Какие бывают разряды рабочих?
20. Для чего нужно изображать схемы строповки конструкций?
21. Какие единицы измерения используют для объемов работ?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механическое оборудование предприятий строительных. Методические указания к курсовому проектированию. материалов, изделий и конструкций / В. С. Кабанов [и др.] – Воронеж, 2012. – 106 с.
2. Строительные машины и оборудование стройиндустрии: учебное пособие/ Б. Г. Ким [и др.] – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2015. – 279 с.
3. Жулай В. А. Механизация строительства: сб. расч. работ / В. А. Жулай; ВГТУ. – 3-е изд., перераб и доп. – Воронеж, 2017. – 100 с.
4. Механизация и автоматизация в строительстве: учеб.-метод. пособие по выполнению контрольных работ / О. Е. Пантюхов [и др.] – Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель: БелГУТ, 2009. – 54 с.
5. Средства механизации в строительстве: грузоподъемные и землеройные машины: учеб. пособие / В. В. Мыльников [и др.] – Н. Новгород: ННГАСУ, 2021. – 158 с.
6. Проектирование предприятий сборного железобетона: метод. указания по дипломному проектированию / М. П. Воронцов [и др.] – СПб., 2007. – 110 с.
7. Проектирование дробильно-сортировочного отделения завода по производству строительных материалов: учеб. – метод. пос. / А. А. Мольков [и др.] – Н. Новгород: ННГАСУ, 2016. – 202 с.
8. Уханов В. С. Машины и оборудование для бетонных работ: методические указания/ В. С. Уханов; Оренбургский государственный университет – Оренбург: ОГУ, 2016. – 63 с.
9. Механическое оборудование предприятий стройиндустрии/ М. Ю. Абдулханова [и др.] – М.: МАДИ, 2014 г. – 120 стр.
10. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий: учебное пособие / Поскрёбышев В. А. [и др.] – Братск: БрГТУ, 2002. – 124 с.