

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*



Могилев 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Расчет асфальтоукладчика.....	5
1.1 Назначение.....	5
1.2 Расчет производительности асфальтоукладчика и его агрегатов.....	6
1.3 Тяговый расчет.....	6
2 Расчет бетоноукладчиков.....	9
2.1 Назначение	9
2.2 Методика расчета.....	9
3 Расчет виброплощадок.....	13
3.1 Методика расчета.....	13
4 Расчет щековых и конусных дробилок.....	18
4.1 Расчет щековых дробилок.....	18
4.2 Расчет конусных дробилок.....	21
5 Расчет двухвальных лопастных смесителей непрерывного действия.....	23
5.1 Назначение и устройство двухвальных лопастных смесителей непрерывного действия.....	23
5.2 Методика расчета.....	24
6 Расчет привода сушильного барабана.....	26
6.1 Назначение.....	26
6.2 Методика расчета.....	26
Список литературы.....	29



Введение

Строительство автомобильных дорог и путепроводов, зданий и сооружений невозможно без использования современных строительных и дорожных машин. Применение этих машин освобождает рабочих от тяжелого труда, способствует повышению производительности и качества, снижает стоимость работ.

Изучая дисциплину «Строительные и дорожные машины», студенты получают знания об устройстве, методах расчета, проектирования и рационального использования этих машин.

Методические рекомендации составлены согласно требованиям рабочей программы по дисциплине «Строительные и дорожные машины» для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы». В них излагаются теоретические положения, используемые для расчета основных видов строительных и дорожных машин.

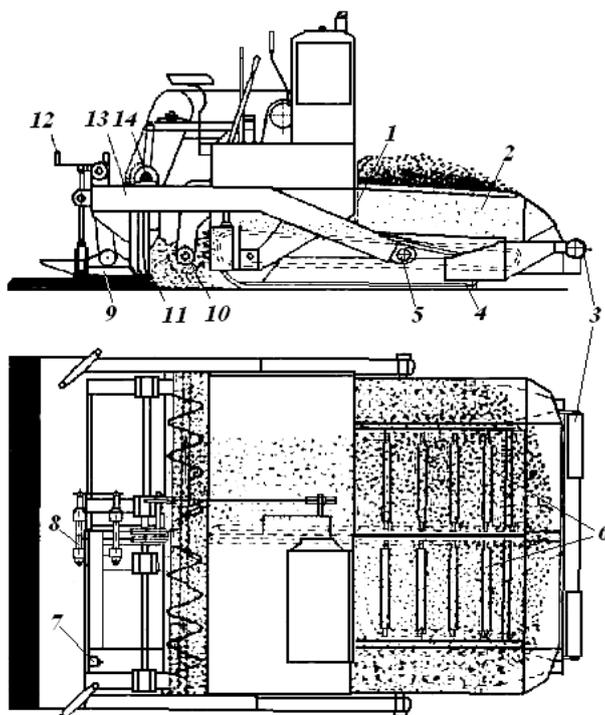
Для лучшего усвоения материала при выполнении практической работы студенты должны ознакомиться с теоретическими положениями и подвергнуть каждую тему тщательному изучению, определяя влияние входящих в нее факторов на конечный результат.



1 Расчет асфальтоукладчика

1.1 Назначение

Асфальтоукладчик предназначен для распределения, укладки и предварительного уплотнения асфальтобетонных смесей. Схема асфальтоукладчика показана на рисунке 1.1.



1 – шиберные заслонки; 2 – бункер; 3 – буферные ролики; 4 – гусеничный ход; 5 – шаровой шарнир; 6 – пластинчатые питатели; 7 – горелка; 8 – винты регулирования профиля; 9 – выглаживающая плита; 10 – распределяющие шнеки; 11 – трамбуемый брус; 12 – винты регулировки толщины слоя; 13 – брус; 14 – эксцентриковый механизм трамбуемого бруса

Рисунок 1.1 – Схема асфальтоукладчика

Процесс работы укладчика состоит из следующих операций:

- приемка рабочей смеси в бункер укладчика из самосвалов;
- подача смеси из бункера к распределяющим шнекам при помощи двух пластинчатых питателей;
- распределение смеси шнеками по ширине укладываемой полосы;
- разравнивание и частичное уплотнение смеси;
- отделка поверхности покрытия.

1.2 Расчет производительности асфальтоукладчика и его агрегатов

Конструктивно-расчетная производительность укладчика

$$P = B h v \rho_{см},$$

где B, h – ширина и толщина укладываемого слоя;

v – скорость асфальтоукладчика при укладке;

$\rho_{см}$ – плотность уложенной смеси, $\rho_{см} = 2 \text{ т/м}^3$.

Производительность питателя асфальтоукладчика определяется по формуле

$$P_n = 3600 b_n h_n v_n \rho k_n,$$

где b_n – ширина питателя;

h_n – высота щели под шиберной заслонкой;

v_n – скорость скребков;

ρ – плотность перемещаемой смеси, $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$;

k_n – коэффициент скорости, для $0 \leq h_n / b_n \leq 0,3$

$$k_n = (1 \dots 2,3) h_n / b_n.$$

Для обеспечения бесперебойной работы остальных агрегатов суммарная производительность двух питателей должна превышать конструктивно-расчетную производительность укладчика P в 1,5 раза:

$$2P_n = 1,5P.$$

Производительность шнека определяется по формуле

$$P_u = 3600(\pi D^2/4) t n \rho k_1 k_2,$$

где D – диаметр шнека;

t – шаг шнека, $t = D$;

n – частота вращения шнека;

k_1 – коэффициент снижения производительности из-за проскальзывания и прессования материалов, $k_1 = 0,9 \dots 0,95$;

k_2 – коэффициент заполнения сечения, $k_2 = 0,8 \dots 1,2$.

Наибольшая производительность одного шнека должна быть равна производительности одного питателя: $P_u = P_n = 0,75P$. Из этого условия выбирают параметры шнека. Обычно $300 < D < 400$, $D = t$.

1.3 Тяговый расчет

Суммарная сила сопротивления передвижению состоит из:

– сопротивления перемещению укладчика по нижнему слою или основанию с учетом уклона W_1 ;

– сопротивления перемещению самосвала W_2 ;



- сопротивления трению рабочих органов о грунт W_3 ;
- сопротивления перемещению призмы смеси перед рабочими органами (в шнековой камере) W_4 .

Сопротивление W_1 определяется по формуле

$$W_1 = (G_M + 0,7q)(f + i),$$

где G_M – вес машины, передающийся на движитель, $G_M = G_A - G_{po}$;

G_A – полный вес асфальтоукладчика;

G_{po} – вес рабочих органов (виброплиты с трамбуемым брусом);

q – весовая вместимость бункера;

f – коэффициент сопротивления перемещению укладчика;

i – максимальный продольный уклон основания для дорог третьей категории, $i = 0,08$.

Сопротивление перемещению самосвала

$$W_2 = (G_c + q_c)(f_c + i),$$

где G_c – вес автосамосвала;

q_c – весовая грузоподъемность самосвала;

f_c – коэффициент сопротивления перемещению самосвала.

Сопротивление трению рабочих органов о грунт

$$W_3 = G_{po}f_{po},$$

где f_{po} – коэффициент сопротивления перемещению рабочего органа, $f_{po} = 0,5 \dots 0,6$.

Сопротивление перемещению призмы смеси

$$W_4 = G_{np}\mu_{np},$$

где μ_{np} – коэффициент внутреннего трения смеси, $\mu_{np} = 0,8$;

G_{np} – вес призмы,

$$G_{np} = 0,5BH_{np}^2\rho g,$$

H_{np} – высота призмы, которую можно считать равной высоте расположения верхней кромки шнека;

g – гравитационное ускорение.

Окружное усилие, приложенное к ведущим колесам укладчика или к гусеницам, должно быть равно суммарной силе сопротивления

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4.$$

Это усилие не должно превышать силы тяги по сцеплению во избежание буксования машины:



$$\Sigma W \leq (G_i + 0,7q)\varphi,$$

где φ – коэффициент сцепления, $\varphi = 0,8$.

Для колесных укладчиков в правой части формулы вместо $(G_M + 0,7q)$ вводят реакции, приходящиеся на ведущие колеса.

Порядок выполнения работы

Изучаются назначение и конструкция асфальтоукладчика.

В отчете приводятся расчеты высоты щели под шиберной заслонкой, частоты вращения шнека, тяговый расчет в соответствии с вариантами исходных данных из таблиц 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1 – Исходные данные для выполнения задания

Вариант	Производительность асфальтоукладчика P , т/ч	Ширина укладываемого слоя B , м	Толщина укладываемого слоя h , м	Ширина питателя b_n , м	Скорость цепи питателя v_n , м/с	Диаметр шнека D , м
1	100	3	0,08	0,4	0,3	300
2				0,45	0,35	
3		5	0,1	0,5	0,4	
4				0,55	0,45	
5		7	0,12	0,6	0,5	
6	160	4	0,14	0,65	0,3	350
7				0,7	0,35	
8		6	0,16	0,75	0,4	
9		8	0,16	0,8	0,45	
10				0,85	0,5	
11	200	6,5	0,18	0,9	0,4	400
12				0,95	0,45	
13		8,5	0,2	1	0,5	
14				1,1	0,55	
15				1,2	0,6	

Таблица 1.2 – Данные для расчета

Вариант	Вес асфальтоукладчика G_A , кН	Вес рабочих органов G_{po} , кН	Весовая вместимость бункера q , кН	Коэффициент сопротивления перемещению укладчика и самосвала f	Вес самосвала со смесью $G_c + q_c$, кН
1–5	120	30	70	0,05	140
5–10	140	35	80	0,06	160
10–15	160	40	100	0,07	300

2 Расчет бетоноукладчиков

2.1 Назначение

Бетоноукладчики с ленточным питателем получили наибольшее распространение на заводах железобетонных изделий, изготавливающих многопустотные панели, ригели, лестничные площадки и др.

Бетоноукладчик состоит из сварной рамы, опирающейся на четыре колеса, два из которых приводные. На раме жёстко укреплен бункер, к нижней части которого подвешен ленточный питатель. Передняя стенка бункера, шибер и две боковые поворотные стенки образуют копильник. Размер выходной щели копильника регулируется шибером.

Ленточный питатель состоит из смонтированных на раме ведущего и натяжного барабанов, огибаемых бесконечной транспортёрной лентой. Верхняя ветвь транспортёрной ленты опирается на металлический лист. Неподвижные борта питателя, установленные вдоль верхней ветви, удерживают транспортируемую бетонную смесь на ленте.

2.2 Методика расчета

Сила сопротивления передвижению бетоноукладчика по рельсовому пути, приведенная к ведущим колесам,

$$W_0 = (G_{\delta} + G_{см}) \left(f + \frac{\mu \cdot d}{D} \right) \beta,$$

где G_{δ} – вес бетоноукладчика;

$G_{см}$ – вес бетонной смеси;

f – коэффициент трения качения ходовых колес, $f = 0,005$;

D – диаметр колес, $D \approx 0,3$ м;

μ – коэффициент трения в цапфах колес, $\mu = 0,08$;

d – диаметр цапф колес, $d \approx 0,06$ м;

β – коэффициент, учитывающий трение реборд колес, $\beta = 2,5$.

Мощность привода бетоноукладчика

$$N = \frac{W_0 v_{\delta}}{\eta},$$

где v_{δ} – максимальная скорость передвижения загруженного бетоноукладчика;

η – КПД передачи привода, $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Объемная производительность ленточного питателя

$$Q_0 = B h v_r.$$

Массовая производительность ленточного питателя



$$Q_m = Bh\rho v_l,$$

где B – ширина ленты питателя;

h – толщина слоя материала на ленте, $h = 0,1 \dots 0,2$ м;

v_l – скорость ленты питателя;

ρ – плотность бетонной смеси, $\rho \approx 2400$ кг/м³.

При определении мощности привода ленточного питателя учитываются три составляющие: N_1 , N_2 , N_3 .

Мощность для преодоления трения ленты питателя о поддерживающий металлический лист, воспринимающий силу тяжести бетона в бункере,

$$N_1 = W_1 v_l,$$

где v_l – скорость ленты питателя;

W_1 – сила трения ленты о поддерживающий лист, $W_1 = \kappa_1 P_1$;

κ_1 – коэффициент трения резиновой ленты о сталь, $\kappa_1 = 0,6$;

P_1 – сила активного давления бетона на ленту (рисунок 2.1), $P_1 = F_1 q_1$;

F_1 – площадь активного давления, $F_1 = bl$;

b , l – ширина и длина отверстия бункера, м; $b \approx 0,8B$; $l \approx 0,4L$;

L – длина ленты;

q_1 – давление бетона на ленту, $q_1 = \frac{\rho g R}{f_\theta}$;

ρ – плотность бетона, $\rho = 2,4$ т/м³;

g – гравитационное ускорение;

R – гидравлический радиус, который определяется отношением площади отверстия бункера ($b \cdot l$) к его периметру ($2b + 2l$);

f_θ – коэффициент внутреннего трения бетонной смеси, соответствующий углу естественного откоса бетонной смеси, $f_\theta = \text{tg}\varphi$ (где $\varphi = 20 \dots 30^\circ$);

θ – коэффициент подвижности бетонной смеси,

$$\theta = \frac{(1 - \sin \varphi)}{(1 + \sin \varphi)}.$$

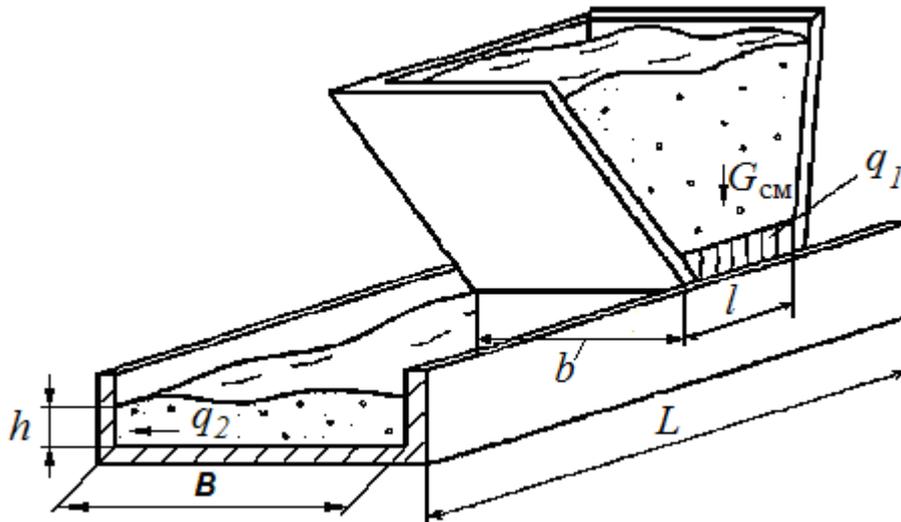


Рисунок 2.1 – Схема к расчету ленточного питателя бетоноукладчика

Мощность для преодоления сопротивления, вызываемого трением бетона о неподвижные борта питателя,

$$N_2 = W_2 v_L,$$

где W_2 – сила трения бетона о борта питателя.
Для двух бортов

$$W_2 = 2k_2 P_2,$$

где k_2 – коэффициент трения бетона по стали, $k_2 = 0,8$;
 P_2 – сила бокового давления бетона на борта, $P_2 = F_2 q_2$;
 F_2 – площадь одного борта, $F_2 = hL$;
 h – рабочая высота бортов, равная высоте слоя бетона на ленте;
 q_2 – боковое давление бетона на борта, $q_2 = h\rho g\theta$.

Мощность, требуемая для транспортирования бетонной смеси по ленте,

$$N_3 = W_3 v_L,$$

где W_3 – сила сопротивления перемещению бетонной смеси по ленте,

$$W_3 = BhL\rho gk_3;$$

k_3 – приведенный коэффициент сопротивления роlikоопор ленты питателя, $k_3 = 0,035...0,04$.

Общая мощность электродвигателя привода ленточного питателя

$$N = \frac{(N_1 + N_2 + N_3)m}{\eta},$$

где m – коэффициент запаса мощности, $m = 1,1 \dots 1,3$;
 η – КПД привода ленточного питателя, $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

Порядок выполнения работы

Изучается методика расчета параметров бетоноукладчика.

В отчете приводятся расчетная схема и результаты расчетов в соответствии с заданным преподавателем вариантом из таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные к расчету бетоноукладчиков

Вариант	Ширина ленты питателя B , м	Рабочая длина питателя L , м	Скорость ленты питателя V_n , м/мин	Скорость передвижения V_{δ} , м/мин	Вес бетоноукладчика G_{δ} , кН	Вес смеси в бункере $G_{см}$, кН	Количество бункеров и питателей i
1	2	1,5	6	15	46	40	1
2	1,5	1,4	9	10	42	40	1
3	0,5	4	6	12	52	35	1
4	0,4	3,8	12	10	49	35	1
5	2	1,8	6	15	60	40	1
6	1,2	1,5	6	15	33	35	1
7	1	1,6	9	12	32	35	1
8	1,6	1,1	4,6	10	74	30	3
9	1,4	1,2	5	12	72	30	3
10	3,1	2,8	2	8	170	32	3
11	3	3	4	10	170	32	3
12	1	1,4	4	20	45	38	1
13	0,6	1	14	12	40	12	2
14	3,2	2,9	3	8	166	32	3
15	3	3,3	2,9	10	152	32	3

3 Расчет виброплощадок

3.1 Методика расчета

Полную колеблющуюся массу системы, состоящей из виброплощадки для формирования железобетонных изделий, массы формуемого изделия и массы формы, можно найти как

$$M = m_{\epsilon} + m_{\phi} + m_{\delta},$$

где m_{ϵ} – масса колеблющихся частей виброплощадки;

m_{ϕ} – масса формы;

m_{δ} – масса формуемого изделия.

Масса колеблющихся частей виброплощадки зависит от ее типа. Для блочной конструкции

$$m_{\epsilon} = (0,2 \dots 0,4) (m_{\phi} + m_{\delta}),$$

для рамной конструкции

$$m_{\epsilon} = (0,6 \dots 1) (m_{\phi} + m_{\delta}).$$

Масса формы

$$m_{\phi} = (0,6 \dots 1) m_{\delta}.$$

Масса изделия находится по формуле

$$m_{\delta} = \gamma V,$$

где γ – плотность бетона;

V – объем бетонного изделия.

Из уравнения колебаний системы, учитывающего наличие упругих связей и сил сопротивления, возникающих при работе виброплощадки, можно получить уравнение

$$mr = \frac{MA}{\lambda \cos \alpha}, \quad (3.1)$$

где m – масса неуравновешенной части дебалансов;

r – расстояние от оси вращения до центра тяжести неуравновешенной части дебаланса;

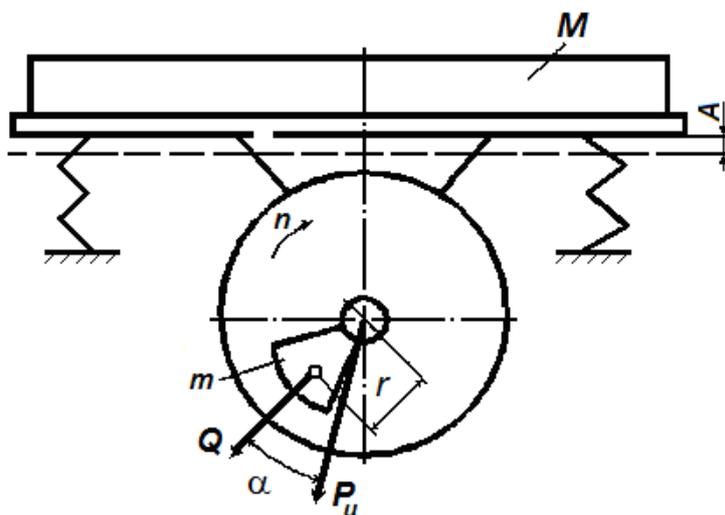
A – средняя амплитуда колебаний стола виброплощадки;

λ – коэффициент усиления амплитуды колебаний;

α – угол сдвига фаз между направлением линии действия вынуждающей (центробежной) силы Q дебалансов и центробежной реактивной силы корпуса вибровозбудителя



Угол сдвига фаз α характеризует потери мощности на уплотнение бетонной смеси, внутреннее трение в пружинах подвески и металлоконструкции виброплощадки (гистерезисные, тепловые потери в металле), а также гидравлические потери, возникающие при быстром перемещении виброплощадки в воздушной среде. Для виброплощадок с вертикально-параллельными колебаниями принимают $\alpha = 15...20^\circ$, а для виброплощадок с круговыми колебаниями $\alpha = 20...30^\circ$ (рисунок 3.1).



$P_{ц}$ – центробежная реактивная сила корпуса вибровозбудителя; Q – вынуждающая сила дебалансов

Рисунок 3.1 – Схема к расчету виброплощадки

Коэффициент усиления амплитуды колебаний характеризует величину упругих связей системы (жесткость пружин подвески виброплощадки) и зависит от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний системы:

$$\lambda = \frac{i^2}{1 - i^2},$$

где i – соотношение частот, $i = f_0 / f$;

f – частота вынужденных колебаний виброплощадки, ее принимают равной частоте вращения вала дебалансов;

f_0 – частота собственных колебаний системы,

$$f_0 = \sqrt{\frac{c}{M}}; \quad (3.2)$$

c – жесткость пружин виброплощадки.

Для обеспечения устойчивого зарезонансного режима работы должно соблюдаться условие

$$i = \frac{f_0}{f} = \frac{1}{7...10}.$$

Если имеется несколько одинаково направленных дебалансов, то статический момент одного дебаланса можно получить из уравнения (3.1), разделив полученную величину mr на количество дебалансов.

Задаваясь конструктивными размерами дебаланса, определяют расстояние от оси вращения до центра тяжести дебаланса r , его массу m и толщину l_d (рисунок 3.2).

Для заданной плоской фигуры дебаланса расстояние от оси вращения до центра тяжести r может быть найдено графически или аналитически. Считают, что поперечное сечение дебаланса относительно оси вращения постоянно.

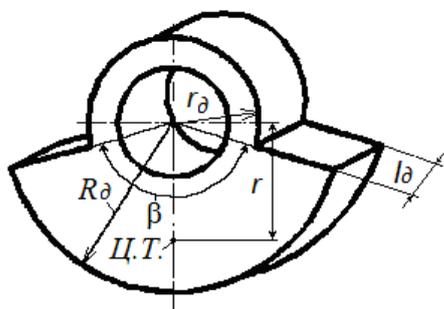
Для секторного дебаланса, имеющего вид части кругового кольца (см. рисунок 3.2, *a*),

$$r = \frac{38,2(R_d^3 - r_d^3) \sin \frac{\beta}{2}}{(R_d^2 - r_d^2) \frac{\beta}{2}}.$$

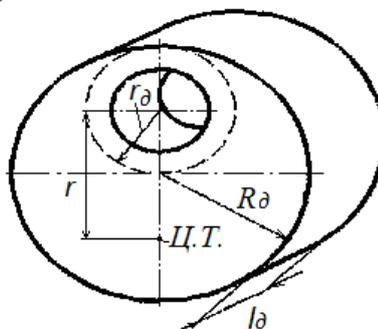
Если дебаланс имеет цилиндрическую форму со смещенной осью вращения, т. е. выполнен в виде эксцентрика (рисунок 3.2, *б*), то

$$r = \frac{R_d^2}{R_d + r_d}.$$

a)



б)



a – в форме сектора; *б* – в форме эксцентрика

Рисунок 3.2 – Схемы к расчету размеров дебалансов

Для определения центра тяжести дебаланса иной формы вычерчивают в масштабе и вырезают из плотной бумаги плоскую фигуру дебаланса. Шаблон подвешивают на игле в каких-либо крайних точках, расположенных под углом около 90° . Пересечение линий отвеса, опущенных из этих точек, даст положение центра тяжести.

Зная значение статического момента дебаланса и расстояние r , находят массу дебаланса m .

Толщина дебаланса будет

$$l_d = \frac{m}{S_d \rho},$$

где S_d – площадь плоской фигуры дебаланса;

ρ – плотность материала дебаланса.

Размеры дебаланса рекомендуется принимать в следующих пределах:

$R_d = 0,12 \dots 0,16$ м; $r_d = 0,06 \dots 0,12$ м; $\beta = 90 \dots 180^\circ$.

Из уравнения (3.2) жесткость пружин подвески виброплощадки

$$c = Mf_0^2 .$$

Поскольку $f_0 = f / i$ и $f = n$, то

$$c = \frac{Mn^2}{i^2} .$$

Жесткость одной пружины

$$c_1 = \frac{c}{e} ,$$

где e – число пружин.

Задаваясь геометрическими размерами пружины, находят число ее рабочих витков z , соответствующих данной жесткости:

$$z \approx \frac{G_{cm} d^4}{8D^3 c_1} \approx 12 \dots 18 ,$$

где G_{cm} – модуль сдвига стали, $G_{cm} = 8,5 \cdot 10^4$ МПа;

d – диаметр проволоки пружины, м;

D – диаметр пружины (при этом должно соблюдаться условие $D / d \geq 4$),

$D \approx 0,15 \dots 0,3$ м.

Расчет мощности виброплощадки. Мощность, необходимая для уплотнения бетонной смеси,

$$N_1 = \frac{m^2 r^2 \omega^2 \sin 2\alpha}{2M} ,$$

где ω – угловая скорость приводного вала (электродвигателя) виброплощадки,

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

Мощность, необходимая для преодоления трения в подшипниках качения вала дебалансов, $N_2 = 0,1N_1$.



Суммарная расчетная мощность электродвигателя

$$N = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta},$$

где η – КПД привода, $\eta = 0,9...0,95$.

Порядок выполнения работы

Изучается методика расчета параметров виброплощадки.

В отчете приводятся результаты расчетов в соответствии с заданным преподавателем вариантом из таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Исходные данные к расчету виброплощадки

Вариант	Масса вибрируемых частей M , кг	Частота вращения приводного вала n , с ⁻¹	Амплитуда колебаний виброплощадки A , мм	Количество дебалансов и пружин виброплощадки e , шт.
1	720	45	0,6	8
2	600	45	0,6	8
3	800	0,4	0,4	4
4	350	46	0,7	4
5	1440	47	0,6	16
6	2880	47	0,5	16
7	3000	48	0,7	16
8	2200	48	0,4	24
9	2400	49	0,6	24
10	2700	49	0,5	32
11	2900	50	0,6	32
12	3150	50	0,4	12
13	3300	45	0,7	12
14	4000	45	0,6	16
15	4200	46	6,5	16

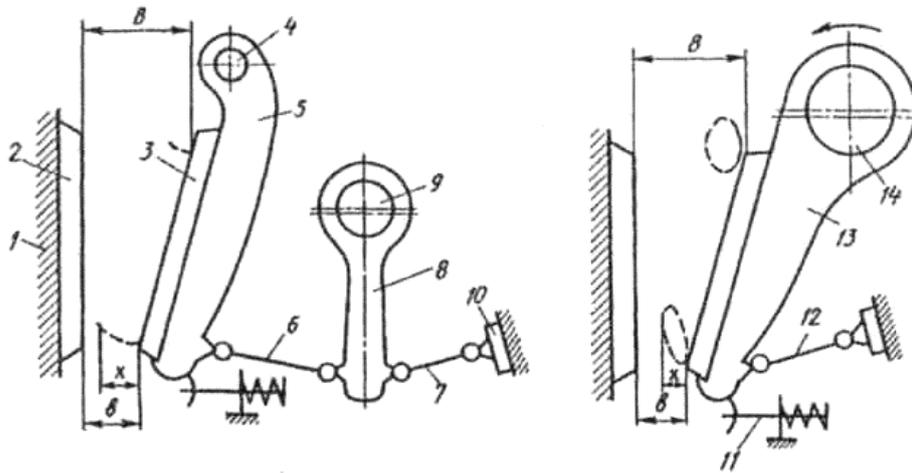
4 Расчет щековых и конусных дробилок

4.1 Расчет щековых дробилок

Конструктивные особенности дробилок. Щековые дробилки применяются для крупного и среднего дробления пород с пределом прочности на сжатие до 300 МПа.

В щековых дробилках дробление материала происходит между неподвижной и подвижной щеками. При сближении щек куски материала дробятся, при отходе подвижной щеки куски материала подвигаются вниз и занимают новое положение для последующего измельчения или выходят из камеры дробления.

В основном используются дробилки с простым и сложным качанием щеки.



1 – станина; 2, 3 – дробящие плиты; 4 – ось подвижной щеки; 5, 13 – подвижные щеки; 6, 7, 12 – распорные плиты; 8 – шатун; 9 – эксцентриковый вал; 10 – механизм регулирования выходной щели; 11 – замыкающая пружина; 14 – эксцентриковый вал подвижной щеки

Рисунок 4.1 – Схемы дробилок с простым и сложным качанием щеки

Выбор основных параметров. Исходными данными являются: наибольшая крупность кусков исходного материала D_{\max} ; требуемая наибольшая крупность кусков готового продукта d_{\max} ; прочность материала $\sigma_{сж}$; производительность Π .

В качестве главного параметра дробилки приняты ширина B и длина L приемного отверстия. Ширина отверстия $B \geq D_{\max} / 0,85$ (0,5 для дробилок в автоматических линиях), длина $L = (1,2 \dots 2,3)B$.

Ширина выходной щели $b = d_{\max} / 1,2$.

Ход подвижной дробящей щеки определяется исходя из величины сжатия горной породы до разрушения в камере дробления. На практике ход подвижной щеки рекомендуется определять по следующим эмпирическим формулам:

– для дробилок с простым движением щеки

$$S_B = (0,01 \dots 0,03)B; \quad S_H = 8 + 0,26b;$$

– для дробилок со сложным движением щеки

$$S_B = (0,06 \dots 0,03)B; \quad S_H = 7 + 0,1b,$$

где S_B – ход подвижной щеки вверх;

S_H – ход подвижной щеки вниз.

Расчет угла захвата. Угол захвата α должен обеспечивать удержание щеками дробимого материала и определяется по формуле

$$\alpha \leq 2 \arctg f,$$

где f – коэффициент трения материала о металл (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета

Номер варианта	Материал			$D_{св}$, м	$d_{св}$, м
	$E, \cdot 10^4$ МПа	$\sigma_{сж}$, МПа	f		
1	2,5	80	0,30	0,34	
2	4,0	150	0,35	0,50	0,07
3	6,5	250	0,30	0,60	0,07
4	2,0	40	0,35	0,70	0,13
5	3,5	75	0,30	1,00	0,150
6	3,0	95	0,35	1,30	0,20
7	5,0	100	0,30	1,50	0,50
8	2,5	75	0,30	0,80	0,20
9	3,5	80	0,32	0,9	0,35
10	2,0	95	0,35	0,65	0,15
11	5,2	200	0,30	1,00	0,25
12	3,2	260	0,35	0,65	0,10
13	2,5	220	0,30	0,80	0,15
14	2,6	150	0,30	0,75	0,13
15	4,0	130	0,30	0,60	0,07

Определение частоты вращения эксцентрикового вала. Частота вращения эксцентрикового вала должна обеспечивать выход из камеры продуктов дробления при отходе подвижной щеки (рисунок 4.2). С учетом поправочных коэффициентов частота вращения эксцентрикового вала n определяется по формуле

$$n = 0,5 K_{\delta} K_{cm} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{2 S_H}},$$

где K_{δ} – коэффициент динамичности, $K_{\delta} = 1 \dots 0,75$;

K_{cm} – коэффициент, учитывающий стесненное падение дробимого материала из камеры дробилки, $K_{cm} = 0,9 \dots 0,95$.



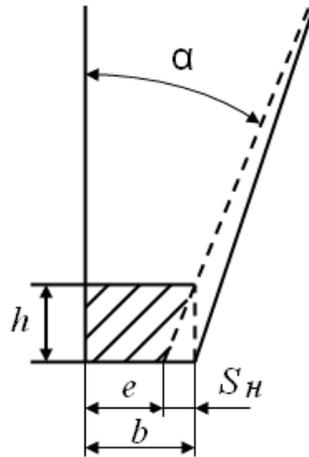


Рисунок 4.2 – Схема выхода продуктов дробления

Определение мощности двигателя. Мощность двигателя дробилки N , Вт, можно определить по формуле

$$N = \frac{k_{np} k_p \sigma_{сж}^2 \pi L n}{12 E \eta} (D_{св}^2 - d_{св}^2),$$

где k_{np} – коэффициент пропорциональности, учитывающий изменение прочности материала с изменением его размеров, $k_{np} = (1 \dots 0,5) D_{св}$;

k_p – коэффициент, учитывающий использование длины камеры дробления, $k_p = 0,5 \dots 0,8$;

σ – временное сопротивление сжатию материала, МПа;

L – длина приемного отверстия дробилки, м;

n – частота вращения эксцентрикового вала, об/с;

$D_{св}$ и $d_{св}$ – средневзвешенный размер исходного материала и продукта дробления соответственно, м;

E – модуль упругости материала, МПа;

η – механический КПД привода, $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Производительность щековой дробилки. Определяется по формуле

$$\Pi = 3600 \mu n V = 3600 \mu n \frac{(e + b) S_{н} L}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

где μ – коэффициент, учитывающий разрыхление материала, $\mu = 0,4 \dots 0,45$;

V – объем призмы материала, выпадающий из дробилки за один ход щеки,

$$V = FL = \frac{(e + b) S_i L}{2 \operatorname{tg} \alpha};$$

F – боковая площадь призмы материала (см. рисунок 4.2).

4.2 Расчет конусных дробилок

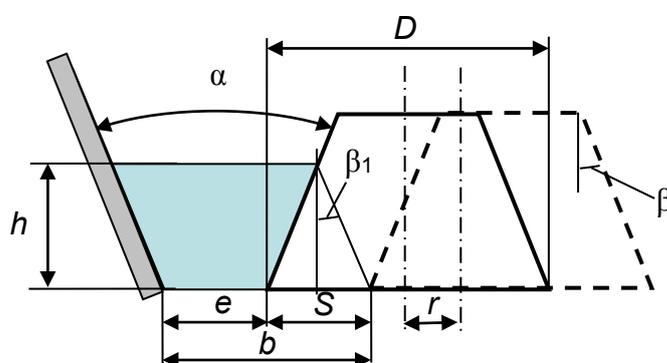
Конструктивные особенности дробилок. Конусные дробилки применяются для крупного (ККД), среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления пород средней и большой твердости.

В конусных дробилках дробление материала происходит между двумя конусами. Внешний конус неподвижен, а внутренний (дробящий) движется по окружности эксцентрично по отношению к внешнему конусу. В конусных дробилках процесс измельчения происходит непрерывно.

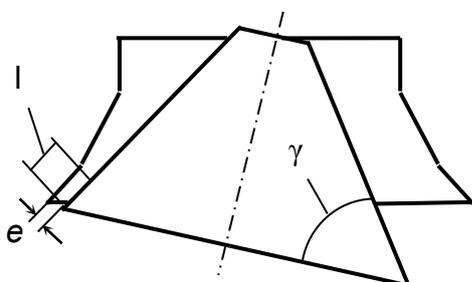
Различают два типа конусных дробилок (рисунок 4.3):

- 1) с крутым дробящим конусом – для крупного дробления;
- 2) с пологим дробящим конусом – для среднего и мелкого дробления.

a)



б)



a – с крутым дробящим конусом; *б* – с пологим дробящим конусом

Рисунок 4.3 – Типы конусных дробилок

Определение частоты вращения эксцентриковой втулки подвижного конуса. Частота вращения n дробилки с крутым дробящим конусом (см. рисунок 4.3, *a*) определяется по формуле

$$n = 0,78K_{cm} \sqrt{\frac{\operatorname{tg}\beta_1 + \operatorname{tg}\beta_2}{r}},$$

где K_{cm} – поправочный коэффициент на стесненное выпадение материала, $K_{cm} = 0,9 \dots 0,96$;

β_1 и β_2 – углы наклона конусов;

r – радиус эксцентриситета.

Углы наклона конусов должны удовлетворять условию, обеспечивающему удержание конусами дробимого материала,

$$\beta_1 + \beta_2 \leq 2 \operatorname{arctg} f .$$

Для дробилки с пологим дробящим конусом (см. рисунок 4.3, б) можно использовать формулу

$$n \approx 2,22 \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{l}},$$

где γ – угол наклона нижнего участка конуса;

l – длина нижнего участка конуса, обычно принимаемая равной 1/12 диаметра конуса.

Производительность конусной дробилки. Для дробилки с крутым дробящим конусом производительность определяется по формуле

$$P = 3600 V \mu n = 3600 \pi D F \mu n = 3600 \cdot 2 \frac{\pi D r (e + r)}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1} \mu n,$$

где μ – коэффициент, учитывающий разрыхление материала, $\mu = 0,4 \dots 0,5$.

Объем призмы материала, выпадающий из дробилки за один оборот эксцентриковой втулки подвижного конуса (см. рисунок 4.3, а),

$$V = 2 \frac{\pi D r (e + r)}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}.$$

Для дробилки с пологим дробящим конусом производительность определяется по формуле

$$P = 3600 V \mu n = 3600 \pi d e l \mu n,$$

где μ – коэффициент, учитывающий разрыхление материала, $\mu = 0,35 \dots 0,45$.

Объем призмы материала, выпадающий из дробилки за один оборот (см. рисунок 4.3, б),

$$V = \pi d e l.$$

Порядок выполнения работы

Изучаются конструкции и методики расчета щековых и конусных дробилок.

В отчете приводятся схемы дробилок и расчет основных параметров щековой дробилки в соответствии с заданным преподавателем вариантом из таблицы 4.1.



5 Расчет двухвальных лопастных смесителей непрерывного действия

5.1 Назначение и устройство двухвальных лопастных смесителей непрерывного действия

Одновальные и двухвальные лопастные смесители непрерывного и циклического действия широко применяют как для приготовления шихты из нескольких компонентов, так и для приготовления однородной гомогенной массы в сухом виде или с увлажнением. Увлажнение может производиться водой или паром низкого давления. В последнем случае достигается более высокое качество изделий, так как пар прогревает массу и затем, конденсируясь, увлажняет ее.

В двухвальном смесителе (рисунок 5.1) перемешивание материала, поступающего по загрузочной воронке 7, производится вращающимися навстречу друг другу лопастными валами 6, размещенными в корытообразном корпусе 2, закрытом теплоизоляционным кожухом, наполненным стекловатой. Перемешиваемая масса постепенно продвигается лопастями 4, установленными под определенным углом, к разгрузочному лотку 16. Увлажнение массы может производиться водой, подаваемой в распылитель 5, или паром, который поступает по трубопроводу 15 в коллектор 13 и далее подается в смеситель сквозь щелевые пазы, образуемые чешуйчатой облицовкой корпуса 14. Лопастные валы, установленные в подшипниках 1, приводятся во вращение двигателем 12 через редуктор 10, муфту 9 и синхронизатор 8, выполненный в виде закрытого редуктора.

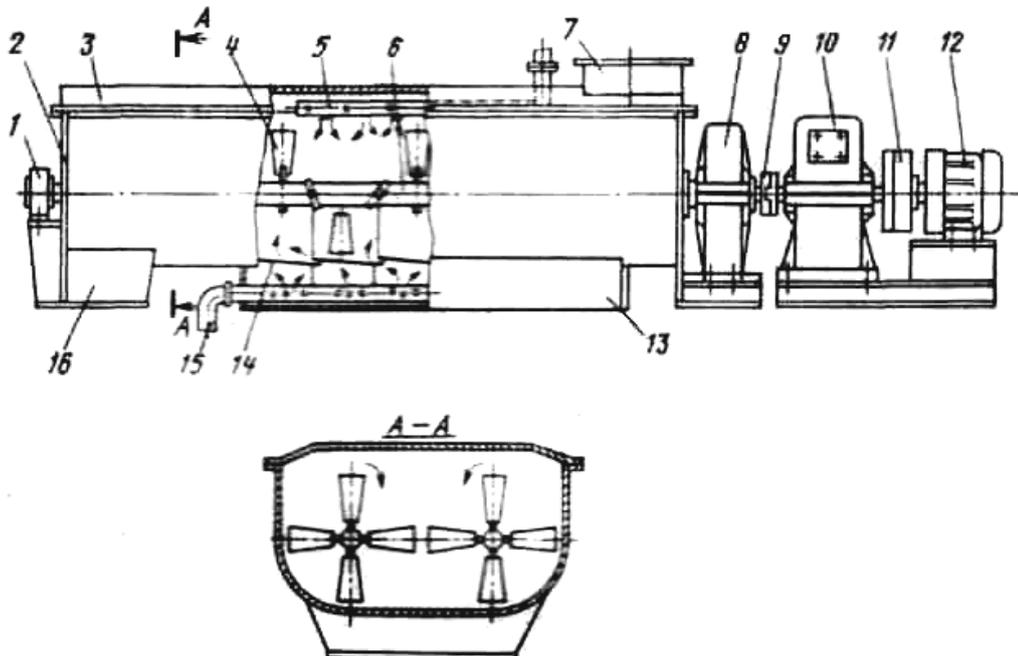


Рисунок 5.1 – Двухвальный смеситель непрерывного действия

В приводе смесителя вместо традиционной фрикционной муфты сцепления применена центробежная муфта 11, использование которой позволило исключить ручное управление и обеспечить автоматическое, дистанционное управление машиной в

технологической цепи агрегатов. Корыто смесителя сверху закрыто секционными герметическими крышками 3, предотвращающими выход пара из смесителя.

5.2 Методика расчета

Производительность смесителей. Производительность лопастных смесителей непрерывного действия определяется исходя из того, что лопастью вал представляют как прерывистый шнек. Тогда производительность одного лопастного вала равна площади поперечного сечения слоя материала, умноженной на скорость потока (с учетом дополнительных факторов).

Производительность лопастного смесителя определяется следующим образом:

$$P = 2\varphi kFv_1,$$

где φ – коэффициент заполнения корпуса смесью, $\varphi = 0,5 \dots 0,6$;

k – коэффициент возврата смеси, $k = 0,6 \dots 0,8$;

v_1 – скорость движения материала вдоль оси смесителя;

F – площадь проекции лопастей на радиальную плоскость, $F = \pi(R^2 - r^2)\psi$;

R и r – наружный и внутренний радиусы лопастей;

ψ – коэффициент прерывистости винтовой поверхности, образованной лопастями.

Скорость движения материала вдоль оси смесителя

$$v_1 = \frac{\omega S}{2\pi},$$

где ω – угловая скорость вращения лопастного вала;

S – шаг винтовой линии, образованной поверхностями лопастей,

$$S = 2\pi R_{cp} \operatorname{tg}\alpha;$$

R_{cp} – средний радиус лопастей, $R_{cp} = \frac{R+r}{2}$;

α – угол наклона винтовой линии, образованной поверхностями лопастей, относительно среднего радиуса.

Тогда

$$v_1 = R_{cp} \operatorname{tg}\alpha \omega.$$

Определение усилий, действующих на лопасть. Осевое усилие на лопасть

$$P_1 = q_1 \pi (R^2 - r^2) \psi,$$

где q_1 – давление бетонной смеси на лопасть в осевом направлении, $q_1 = C_p v_1^2$;



C – коэффициент сопротивления смеси, $C = 3 \dots 9$. Значение коэффициента C зависит от состава и консистенции смеси и может изменяться в широких пределах (меньшие значения C принимают для пластичных смесей), поэтому мощность электродвигателя лопастного смесителя выбирают с определенным запасом;

ρ – плотность бетонной смеси, $\rho \approx 2400 \text{ кг/м}^3$.

Окружное усилие на одну лопасть

$$P_2 = q_2 S(R - r)\psi,$$

где q_2 – давление бетонной смеси на лопасть по окружности вращения лопастей, $q_2 = C\rho v_2$;

v_2 – средняя окружная скорость лопасти, $v_2 = \omega R_{cp}$.

Порядок выполнения работы

Изучаются устройство двухвальных лопастных смесителей непрерывного действия и методика их расчета.

В отчете приводятся результаты расчетов в соответствии с заданным преподавателем вариантом из таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные к расчету бетоносмесителей

Вариант	Наружный радиус лопастей R , мм	Внутренний радиус лопастей r , мм	Угол наклона лопастей α , град	Коэффициент прерывистости винтовой поверхности, образованной лопастями, Ψ	Угловая скорость вращения лопастного вала ω , с^{-1}
1	150	70	45	0,08	6,8
2	152	72	43	0,07	6,8
3	154	74	41	0,066	6,9
4	156	76	40	0,063	6,9
5	158	78	39	0,06	7
6	160	80	38	0,057	7,1
7	162	82	37	0,055	7,1
8	164	84	36	0,05	7,2
9	167	80	45	0,08	7,3
10	169	82	44	0,076	7,3
11	171	84	43	0,74	7,4
12	173	86	42	0,07	7,4
13	175	88	41	0,065	7,5
14	177	90	40	0,06	7,5
15	179	92	39	0,055	7,6

6 Расчет привода сушильного барабана

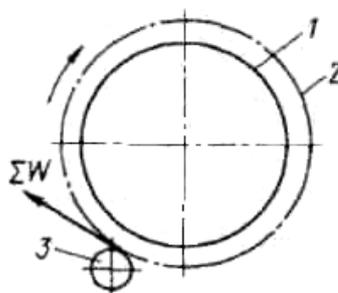
6.1 Назначение

Сушильный барабан предназначен для сушки и нагрева до рабочей температуры песка и щебня при изготовлении асфальтобетонных смесей. Нагрев осуществляется дымовыми газами, полученными при сгорании жидкого топлива или газа в форсунке.

Выпаривание влаги и нагревание песка и щебня до температуры 160...250 °С в сушильных барабанах происходит вследствие радиационного излучения факела пламени, конвективного переноса теплоты от горячих газов материалу и частично от соприкосновения с горячими деталями сушильного барабана. Контакт минеральных материалов с горячими газами происходит при многократном подъеме лопастями и сбрасывании их в поток горячих газов.

6.2 Методика расчета

Вращение сушильного барабана осуществляется шестеренным, цепным или фрикционным приводом. Наиболее распространен шестеренный привод (рисунок 6.1). Однако при высокой надежности и долговечности шестеренный привод необходимо регулировать при монтаже зубчатого венца, и он имеет высокую стоимость.



1 – обечайка барабана; 2 – делительная окружность зубчатого венца; 3 – ведущее колесо

Рисунок 6.1 – Фрикционный привод сушильного барабана

При работе сушильного барабана преодолеваются следующие сопротивления, затрачиваемые на:

- подъем материала внутри барабана W_1 ;
- трение качения бандажей по опорным роликам W_2 ;
- трение в цапфах опорных роликов W_3 .

Момент, создаваемый материалом внутри барабана (рисунок 6.2), можно рассчитать по формуле

$$M = G_m b,$$

где b – плечо действия веса материала относительно оси вращения барабана;

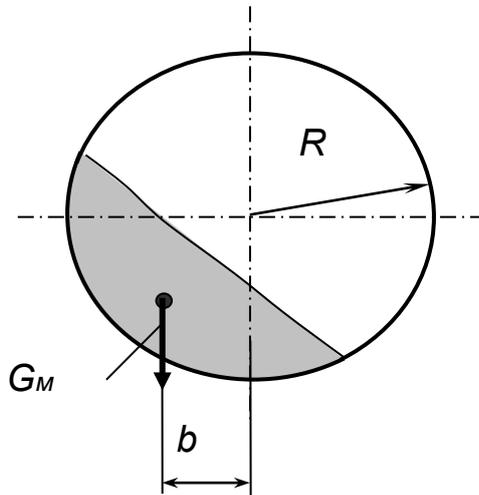
G_m – вес материала внутри барабана, $G_m = \pi R^2 L \beta \rho_m g$;

R и L – радиус и длина барабана;

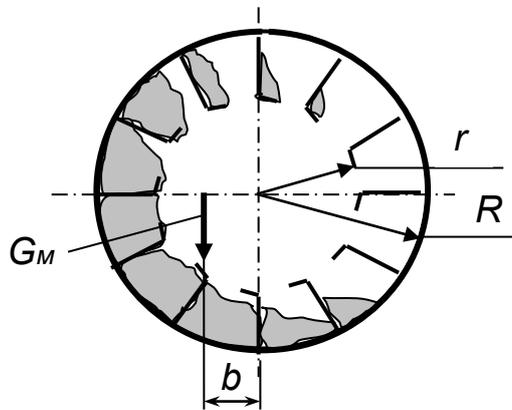
β – коэффициент заполнения барабана материалом, $\beta = 0,1 \dots 0,2$;

ρ_m – плотность материала.

a)



б)



a – медленновращающийся барабан; \bar{b} – быстро вращающийся барабан

Рисунок 6.2 – Расчетные схемы перемещения грунта в барабанах

Плечи действия веса материала находятся по следующим формулам (см. рисунок 6.2):

– для медленновращающегося барабана

$$b = (0,7 \dots 0,77)R;$$

– для быстро вращающегося барабана

$$b = \frac{4}{3\pi} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}.$$

Величина сопротивлений, приведенная к зубчатому венцу, будет

$$W_1 = \frac{M}{R_{зв}}; \quad W_2 = \frac{(G_m + G_{\bar{b}})\mu R_{бан}}{\cos \gamma R_{зв}}; \quad W_3 = \frac{(G_m + G_{\bar{b}})\mu_{ц} r_{ц} R_{бан}}{\cos \gamma r_p R_{зв}},$$

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3,$$

где $R_{зв}$ – радиус делительной окружности зубчатого венца;

$G_{\bar{b}}$ – вес барабана;

μ – коэффициент трения качения бандажей по роликам;

$R_{бан}$ – радиус бандажа, $R_{бан} = (0,9 \dots 0,95)R_{зв}$;

$\mu_{ц}$ – коэффициент трения в цапфах опорных роликов;

r – радиус цапфы опорного ролика;

r_p – радиус опорного ролика.

Из схемы на рисунке 6.3, б можно получить

$$R_1 \cos \gamma + R_2 \cos \gamma = G_m + G_b.$$

Тогда реакции на опорные ролики будут

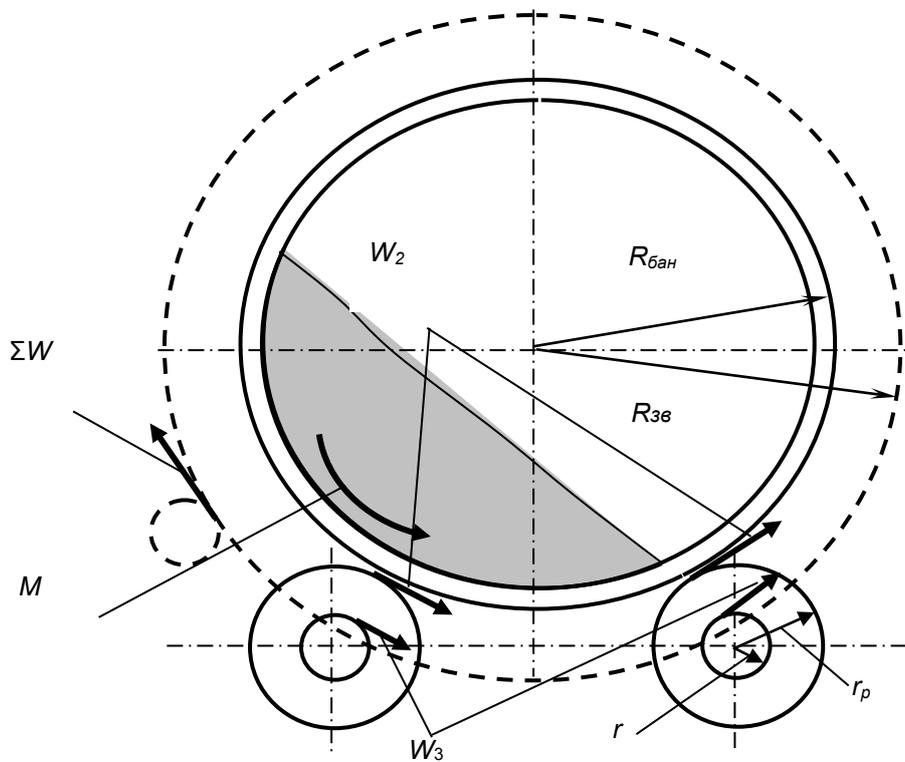
$$R_1 + R_2 = \frac{G_m + G_b}{\cos \gamma}.$$

Мощность двигателя для привода сушильного барабана

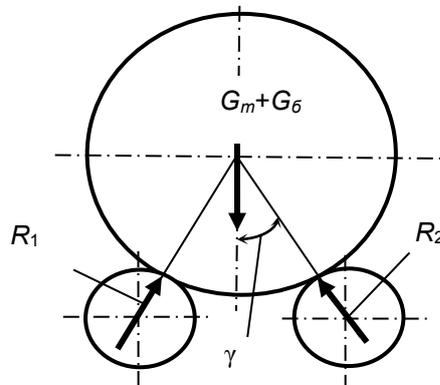
$$N = \frac{\Sigma W v_{зв}}{\eta},$$

где $v_{зв}$ – скорость зубчатого венца по делительной окружности;
 η – КПД привода.

а)



б)



а – схема для расчета сопротивлений, приведенных к зубчатому венцу; б – схема для расчета реакций на опорные ролики

Рисунок 6.3 – Расчетные схемы для определения сопротивлений вращению сушильного барабана

Порядок выполнения работы

Изучается методика расчета мощности привода сушильного барабана.

В отчете приводятся расчетные схемы и результаты расчетов в соответствии с заданным преподавателем вариантом из таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные для расчета привода сушильного барабана

Номер варианта	$D \times L$, м	r , м	ρ , т/м ³	G_b , т	$R_{зв}$, м	μ	μ_c	r_p , м	r , м
1	1,4×5,6	0,4	1,7	1,5	0,75	0,02	0,02	0,25	0,05
2	1,5×6	0,45	1,65	1,7	0,8	0,035	0,01	0,25	0,06
3	1,5×8,5	0,5	1,55	2	0,8	0,04	0,02	0,25	0,06
4	1,8×7,9	0,55	1,6	4	1	0,04	0,01	0,3	0,1
5	2,2×8,4	0,65	1,65	5	1,2	0,03	0,02	0,35	0,1
6	2,6×10	0,8	1,5	8	1,4	0,025	0,01	0,4	0,1

Список литературы

1 **Белецкий, Б. Ф.** Строительные машины и оборудование: справочное пособие / Б. Ф. Белецкий. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2002. – 592 с. : ил.

2 **Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог: учебное пособие для вузов / В. И. Баловнев [и др.].** – Москва; Омск: СибАДИ, 2005. – 768 с. : ил.

3 **Шестопалов, К. К.** Строительные и дорожные машины: учебное пособие для вузов / К. К. Шестопалов. – Москва: Академия, 2008. – 384 с. : ил.

4 **Гаврилов, К. Л.** Дорожно-строительные машины. Устройство, ремонт, техническое обслуживание : учебное пособие / К. Л. Гаврилов, Н. А. Забара. – 2-е изд., испр. и доп. – Киев: Клинецов. город. тип., 2011. – 320 с. : ил.

5 **Довгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины: учебное пособие для вузов. Ч. 1 : Машины для земляных работ / В. А. Довгяло. – Гомель: БелГУТ, 2010. – 250 с. : ил.

6 **Довгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины: учебное пособие для вузов. Ч. 2 : Машины для устройства и ремонта дорожных покрытий / В. А. Довгяло. – Гомель: БелГУТ, 2014. – 425 с. : ил.

