

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

Н. И. Березовский
Е. К. Костюкевич

**ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ И ОБОГАЩЕНИЯ
ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области горнодобывающей промышленности*

Минск
БНТУ
2023

УДК 622.73(076.5)

ББК 34.7я73

М38

Р е ц е н з е н т ы:

Главный специалист Управления торфяной промышленности
Государственного производственного объединения по топливу
и газификации «Белтопгаз» *Д. Б. Джеллилов*;
кафедра «Теоретическая механика, теория машин и механизмов»
УО БГАТУ (зав. кафедрой, д-р техн. наук, профессор *А. Н. Орда*)

Березовский, Н. И.

М38 Технология переработки и обогащения полезных ископаемых :
учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование (по направлениям)» / Н. И. Березовский,
Е. К. Костюкевич. – Минск : БНТУ, 2023. – 53 с.
ISBN 978-985-583-839-6.

Целью настоящего учебно-методического пособия является усвоение студентами основных принципов расчета и проектирования перерабатывающих машин и оборудования, навыков решения инженерных задач.

В пособии изложена последовательность расчета оборудования и машин обогащения и переработки горных пород на примере решения конкретных задач. Приведены примеры расчетов машин и оборудования общего назначения, затворов питателей и дозаторов сыпучих материалов горных пород.

Учебно-методическое пособие предназначено для практического усвоения теоретического материала по дисциплинам «Технология переработки и обогащения полезных ископаемых» и «Машины и оборудование обогатительных и перерабатывающих производств».

УДК 622.73(076.5)

ББК 34.7я73

ISBN 978-985-583-839-6

© Березовский Н. И.,
Костюкевич Е. К., 2023
© Белорусский национальный
технический университет, 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. РАСЧЕТ ПИРАМИДАЛЬНОГО БУНКЕРА	5
2. РАСЧЕТ ШИБЕРНОГО ЗАТВОРА БУНКЕРА	13
3. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ	18
4. РАСЧЕТ ШЛЮЗОВОГО ПИТАТЕЛЯ	22
5. РАСЧЕТ ДИСКОВОГО ДОЗАТОРА	27
6. РАСЧЕТ НАКЛОННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЙЕРА	32
6.1. Определение основных параметров.....	32
6.2. Выбор типа настила и определение его ширины	32
6.3. Приближенный тяговый расчет	34
6.4. Подробный тяговый расчет	35
6.5. Определение расчетного натяжения тягового элемента.....	36
6.6. Определение мощности и выбор двигателя.....	38
6.7. Расчет и выбор редуктора.....	38
6.8. Выбор тормоза	39
6.9. Выбор муфт.....	40
6.10. Расчет приводного вала	40
6.11. Расчет оси натяжной станции.....	43
6.12. Расчет натяжного устройства	44
6.12.1. Расчет пружины.....	44
6.12.2. Расчет натяжных винтов.....	47
7. РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА.....	48
ЛИТЕРАТУРА	53

ВВЕДЕНИЕ

Обогащение полезных ископаемых представляет собой совокупность операций по первичной переработке руд, угля, торфа и т. д. с целью удаления пустой породы, воды, разделения минералов, что приводит к повышению качественных характеристик обогащаемых материалов. Для этих целей на обогатительно-перерабатывающих производствах применяется комплекс машин и оборудования:

- машины и оборудование общего назначения (бункеры, бункерные установки, затворы бункеров, питатели, вагоноопрокидыватели);
- машины и оборудование подготовительных процессов (грохоты, дозаторы, смесители, классификаторы и др.);
- машины для дробления и измельчения горных пород (щековые, конусные, молотковые, валковые дробилки, мельницы);
- машины и оборудование для уплотнения горных пород (прессы, грануляторы, формователи);
- машины для обезвоживания сыпучих материалов (центрифуги, гидроциклоны, сгустители, фильтры, сушилки);
- машины по хранению и упаковке готовой продукции.

1. РАСЧЕТ ПИРАМИДАЛЬНОГО БУНКЕРА

Исходные данные:

- форма бункера – пирамидальный, равносторонний;
- производительность бункера Q , т/ч;
- насыпная плотность материала ρ_n , кг/м³;
- угол естественного откоса материала φ , град;
- максимальный размер куска материала в смеси D_{\max} , м;
- время сработки полного объема бункера t , ч.

Расчет выполняется по зависимостям, изложенным в литературе [1, 2].

На рис. 1.1 представлена схема бункера с указанием размеров.

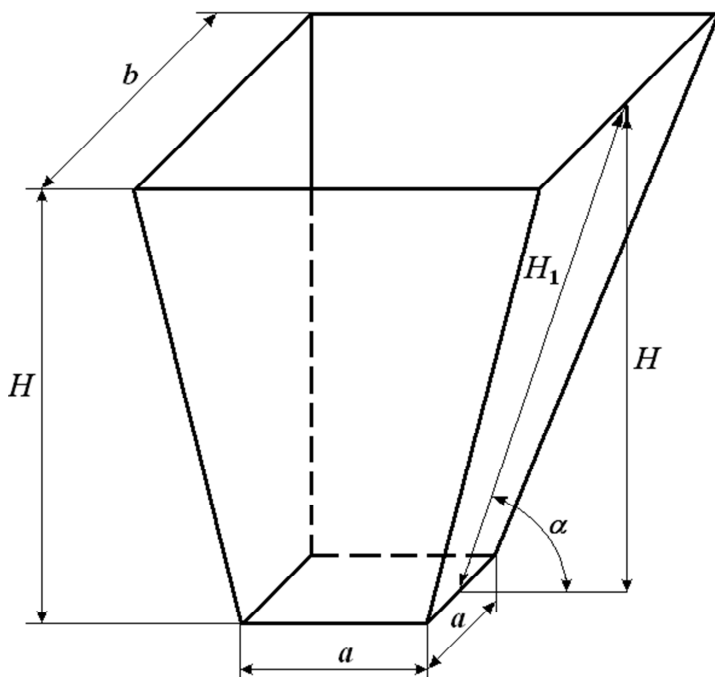


Рис. 1.1. Схема пирамидального бункера:

a – сторона выпускного отверстия; b – сторона верхней кромки бункера;
 H – высота бункера; H_1 – высота стенки бункера; α – угол наклона бункера

1. Определим объемную производительность бункера, м³/ч,

$$Q_V = \frac{Q}{\rho_M}. \quad (1.1)$$

2. Необходимый объем бункера с учетом запаса сыпучего материала на время t , м³,

$$V = Q_V t. \quad (1.2)$$

3. Размер стороны выпускного отверстия бункера, м,

$$a = 2,4(0,001D_{\max} + 0,008) \operatorname{tg} \varphi. \quad (1.3)$$

4. Примем размер стороны b (стороны верхней кромки бункера) по зависимости, м,

$$b = (6-10)a. \quad (1.4)$$

5. Высота бункера, м,

$$H = \frac{6V}{(2b+a)b + (2a+b)a}. \quad (1.5)$$

6. Угол наклона стенки бункера, град,

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2H}{b-a}. \quad (1.6)$$

7. Для самотечной разгрузки бункера необходимо соблюдение условия

$$\alpha > \varphi. \quad (1.7)$$

Если условие не соблюдается, принимается меньшее значение стороны бункера b .

8. Высота стенки бункера, м,

$$H_1 = \frac{H}{\sin \alpha}. \quad (1.8)$$

9. Гидравлический радиус выпускного отверстия бункера, м,

$$R = \frac{S}{\Pi}, \quad (1.9)$$

где S – площадь выпускного отверстия бункера, м^2 ;

Π – периметр, м.

10. Скорость истечения материала из выпускного отверстия бункера, м/с,

$$\vartheta = 5,65\mu\sqrt{R}, \quad (1.10)$$

где μ – коэффициент истечения материала, который принимается (для хорошо сыпучих материалов – 0,6–0,7, для склонных к слипанию – 0,4–0,5).

11. Производительность по истечению материала через выпускное отверстие бункера

$$Q_{\text{ист}} = \vartheta S, \text{ м}^3/\text{с}, \text{ или } Q = 3600\vartheta S, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.11)$$

12. Для обеспечения требуемой производительности бункера необходимо соблюдение условия

$$Q_{\text{ист}} > Q. \quad (1.12)$$

13. Вертикальное давление от массы материала, действующее на нижнюю кромку бункера (рис. 1.2), Па,

$$P_y = \rho_n g H K_3, \quad (1.13)$$

где K_3 – коэффициент зависания материала, $K_3 = 0,7\text{--}0,9$;

g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$.

14. Боковое давление, действующее на вертикальную плоскость у нижней кромки бункера, Па,

$$P_x = P_y \varepsilon, \quad (1.14)$$

где ε – коэффициент бокового давления:

$$\varepsilon = \frac{1 - \sin^2 \varphi}{1 + \sin^2 \varphi}. \quad (1.15)$$

15. Полное P_{Π} , нормальное $P_{\text{н}}$ и тангенциальное P_{τ} давления на наклонную стенку бункера (рис. 1.2) определяются графическим методом.

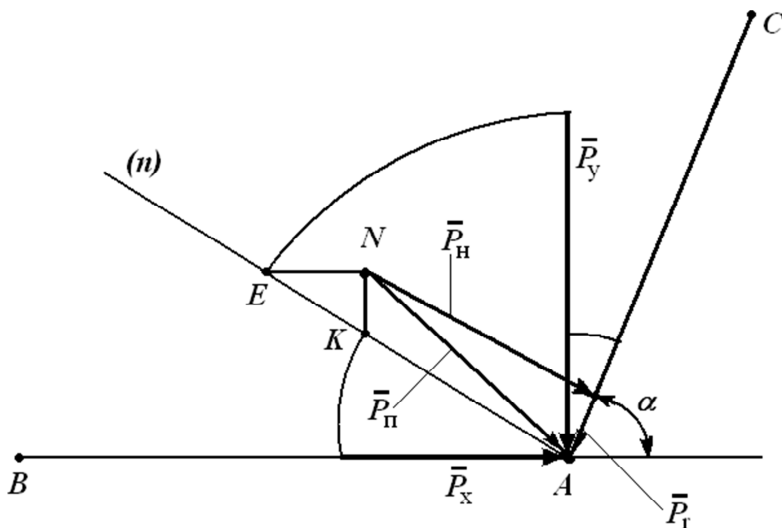


Рис. 1.2. Расчетная схема давлений на наклонную стенку бункера

Для этого проведем горизонтальную линию кромки бункера BA и под углом наклона стенки бункера α – линию AC .

Затем в выбранном масштабе определим длины векторов вертикального и горизонтального давлений, мм:

$$\begin{aligned}\bar{P}_y &= P_y / \mu_p; \\ \bar{P}_x &= P_x / \mu_p,\end{aligned}\tag{1.16}$$

где μ_p – масштабный коэффициент, Па/мм:

$$\mu_p = P / l,$$

где l – выбранная длина вектора, мм.

Отложим их из точки A на вертикальную и горизонтальную плоскости. Проведем из точки A нормаль n к наклонной стенке. Отложим на нормаль векторы \bar{P}_y и \bar{P}_x . Получим точки E и K . Из точки E проведем линию, параллельную \bar{P}_x , а из точки K – линию, параллельную \bar{P}_y . Пересечение этих линий дает точку N . Соединив точки N и A , получим вектор полного давления P_n , действующего на наклонную стенку в точке A . По правилу параллелограмма, разложим его на вектор нормального давления P_n и вектор тангенциального давления P_τ .

Величины этих давлений определяются, Па,

$$\begin{aligned}P_n &= \bar{P}_n \mu_p; \\ P_n &= \bar{P}_n \mu_p; \\ P_\tau &= \bar{P}_\tau \mu_p.\end{aligned}\tag{1.17}$$

16. Для трапецидальной степени бункера (рис. 1.3) эквивалентное равномерное давление, действующее по всей высоте стенки бункера, Па,

$$P_3 = \frac{b \cdot 2P_n + aP_n}{3(b + a)}.\tag{1.18}$$

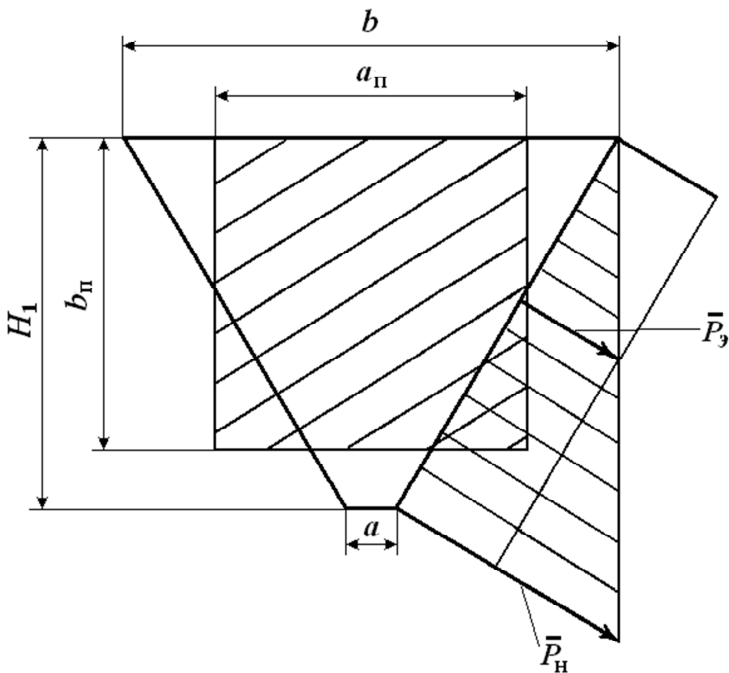


Рис. 1.3. Схема преобразования формы листа стенки бункера

17. Условно преобразуем трапециевидальную стенку бункера в прямоугольную и определим размеры сторон преобразованного прямоугольного листа (рис. 1.3), м:

$$a_{\text{п}} = \frac{2}{3}b \left(\frac{b+2a}{b+a} \right); \quad (1.19)$$

$$b_{\text{п}} = H_1 - \frac{1}{6} \left(\frac{b^2 - ba}{b+a} \right).$$

18. Максимальный изгибающий момент на боковой стенке бункера, Н·м,

$$M_{\text{и}} = \beta P_3 a_{\text{п}}^2 b_{\text{п}}, \quad (1.20)$$

где β – коэффициент, зависящий от размеров преобразованного прямоугольного листа (выбирается по табл. 1.1).

Таблица 1.1

$\frac{b_{\Pi}}{a_{\Pi}}$	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25
β	0,0513	0,0665	0,0757	0,0813	0,0829	0,0833

19. Толщина стенки бункера, м,

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\Pi}}{b_{\Pi}[\sigma_{\Pi}]}} + K, \quad (1.21)$$

где $[\sigma_{\Pi}]$ – предел прочности на изгиб материала стенки бункера, Па (для Ст. 2 – 110–120 МПа, Ст. 3 – 130–140 МПа);

K – коэффициент, учитывающий дефект от коррозии металла, $K = 0,001–0,0015$ м.

20. Масса материала в полностью заполненном бункере, кг,

$$m_{\text{м}} = \rho_{\text{н}}V. \quad (1.22)$$

21. Масса самого бункера, кг,

$$m_{\text{б}} = 4 \left(\frac{a+b}{2} \right) H_1 \delta \rho_{\text{ст}}, \quad (1.23)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность стали, $\rho_{\text{ст}} = 7850$ кг/м³.

22. Приняв число опор бункера, определим нагрузку на одну опору, Н:

$$P_{\text{оп}} = \frac{(m_{\text{м}} + m_{\text{б}})g}{n}, \quad (1.24)$$

где n – число опор;

g – ускорение силы тяжести, м/с².

23. Площадь опоры, устанавливаемой на фундамент, м²,

$$F = \frac{P_{\text{оп}}}{[\sigma_{\text{ф}}]}, \quad (1.25)$$

где $[\sigma_{\text{ф}}]$ – допускаемое напряжение сжатия для материала фундамента, Па (для бетонов – 2 МПа, для кирпичной кладки – 0,7–0,8 МПа).

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Исходные данные

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
Производительность бункера Q , т/ч	3	4,5	7	9,5	12	14	17	13
Насыпная плотность материала ρ_n , кг/м ³	280	300	520	1100	1500	1500	1550	1600
Угол естественного откоса материала φ , град	38	39	42	41	40	36	40	39
Максимальный размер куска материала в смеси D_{max} , м	0,12	0,13	0,08	0,09	0,1	0,12	0,11	0,09
Время сработки полного объема бункера t , ч	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,4	0,3	0,45

2. РАСЧЕТ ШИБЕРНОГО ЗАТВОРА БУНКЕРА

Исходные данные:

- максимальный размер частиц материала D_{\max} , м;
- насыпная плотность материала ρ_H , кг/м³;
- высота насыпки материала в бункере H , м;
- время открывания затвора t , с;
- угол естественного откоса материала φ , град.

Расчет выполняется в соответствии с рекомендациями [1] для шибера, перемещающегося в направляющих скольжения и качения.

На рис. 2.1 представлена схема затвора на направляющих скольжения с указанием размеров сторон выпускного отверстия бункера a и b , высоты насыпки материала в бункере H и сил, действующих при перемещении шибера P , F_1 , F_2 .

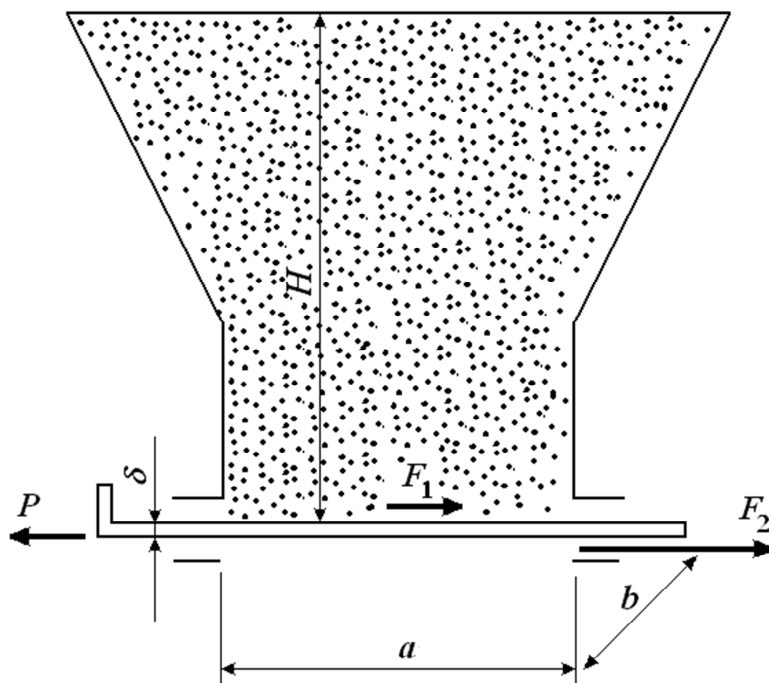


Рис. 2.1. Схема затвора на направляющих скольжения

1. Размер стороны выпускного отверстия бункера, м,

$$a = 2,4(0,001D_{\max} + 0,08) \operatorname{tg} \varphi. \quad (2.1)$$

2. Форма выпускного отверстия квадратная, тогда

$$a = b. \quad (2.2)$$

3. Вертикальное давление, действующее на шибер, Н,

$$P_y = \rho_n g H K_3, \quad (2.3)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

K_3 – коэффициент зависания материала, $K_3 = 0,8\text{--}0,9$.

4. Максимальный изгибающий момент на шиберную заслонку, Н·м,

$$M_{\text{и}} = \beta P_y a^2 b, \quad (2.4)$$

где β – коэффициент, зависящий от отношения b/a , выбирается по табл. 1.1.

5. Толщина шибера, м,

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\text{и}}}{[\sigma_{\text{и}}]b}}, \quad (2.5)$$

где $[\sigma_{\text{и}}]$ – предел прочности на изгиб материала, из которого выполнен шибер, Па (для Ст. 3 – $130 \cdot 10^6$ Па).

6. Масса шибера, кг,

$$m_{\text{ш}} = ab\delta\rho, \quad (2.6)$$

где ρ – плотность материала шибера, кг/м^3 (для Ст. 3 – 7850 кг/м^3).

7. Сила трения материала по шиберу, Н,

$$F_1 = P_y ab f_1, \quad (2.7)$$

где f_1 – коэффициент трения материала по шиберу, $f_1 = 0,6–0,8$.

8. Сила трения шибера по направляющим скольжения, Н,

$$F_2 = (P_y ab + m_{ш} g) f_2, \quad (2.8)$$

где g – ускорение силы тяжести, m/c^2 ;

f_2 – коэффициент трения шибера по направляющим скольжения, $f_2 = 0,5–0,6$.

9. Сила сопротивления перемещению шибера, Н,

$$P = (F_1 + F_2) K_3, \quad (2.9)$$

где K_3 – коэффициент запаса, учитывающий возможность перекоса затвора, $K_3 = 1,25–1,5$.

10. Скорость перемещения шибера, м/с,

$$v = \frac{a}{t}. \quad (2.10)$$

11. Мощность, затрачиваемая на привод шибера на направляющих скольжения, кВт,

$$N = \frac{Pv}{1000\eta}, \quad (2.11)$$

где η – КПД привода.

12. При перемещении шибера на направляющих качения (рис. 2.2) определим силу сопротивления качению шибера по роликам, Н:

$$F_3 = (P_y ab + m_{ш} g) k, \quad (2.12)$$

где k – коэффициент сопротивления качению, $k = 0,003–0,004$.

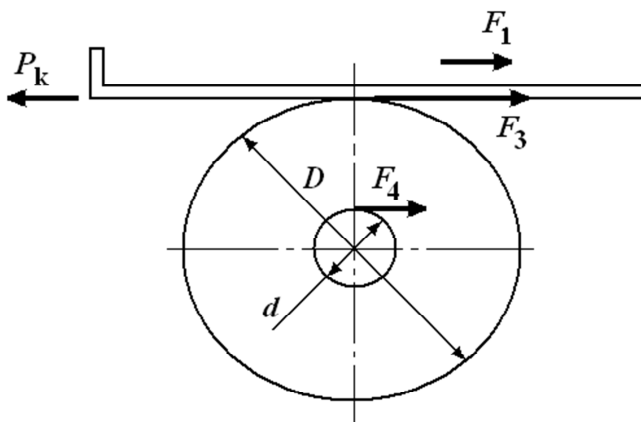


Рис. 2.2. Схема затвора на направляющих качения

13. Сила сопротивления качению ролика в цапфе, Н,

$$F_4 = (P_y ab + m_{ш} g + m_p g) f_{ц}, \quad (2.13)$$

где m_p – масса роликов, кг (принимается 0,6–0,7 от массы шибера);

$f_{ц}$ – коэффициент сопротивления в оси ролика (для подшипника качения – 0,003–0,004, для подшипника скольжения – 0,03–0,04).

14. Сила сопротивления перемещению шибера на направляющих качения, Н,

$$P_k = F_1 + F_3 + F_4 \frac{d}{D}, \quad (2.14)$$

где d , D – диаметры цапфы и ролика, соответственно, м.

15. Мощность, затрачиваемая на привод шибера на направляющих качения, кВт,

$$N = \frac{P_k \vartheta}{1000 \eta}. \quad (2.15)$$

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
Высота насыпки материала в бункере H , м	4	3,5	5	4,5	3,0	4,8	3,7
Насыпная плотность материала ρ_n , кг/м ³	2700	2800	400	2200	1200	1600	1800
Максимальный размер частиц материала D_{\max} , м	0,1	0,08	0,06	0,12	0,08	0,1	0,09
Время открывания затвора t , с	5	8	6	4	8	7	6
Угол естественного откоса материала φ , град	42	40	39	43	40	38	41
Диаметр ролика D , м	0,06	0,05	0,04	0,06	0,05	0,06	0,07
Диаметр цапфы d , м	0,02	0,015	0,012	0,03	0,02	0,018	0,03

3. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ

Исходные данные:

- назначение питателя – выдача материала из бункера сырья;
- производительность питателя Q , т/ч;
- длина бункера L , м;
- насыпная плотность материала ρ_n , кг/м³;
- высота засыпки материала в бункере H , м;
- угол естественного откоса материала φ , град;
- высота расположения шиберной заслонки h , м.

При расчетах использованы зависимости и рекомендации, изложенные в [1] и [3]. Расчетная схема с указанием основных размеров и действующих сил представлена на рис. 3.1.

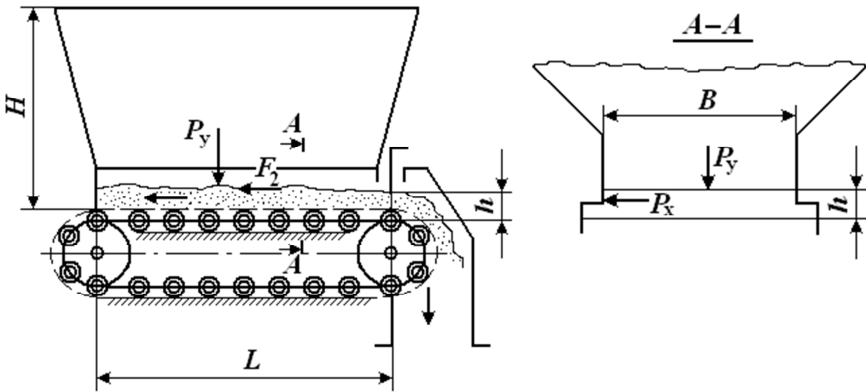


Рис. 3.1. Расчетная схема пластинчатого питателя

1. Ширина настила питателя, м,

$$B = \frac{Q}{3,6h\vartheta_n K_{зп}}, \quad (3.1)$$

где ϑ_n – скорость перемещения настила, $\vartheta_n = 0,02-0,15$ м/с;

$K_{зп}$ – коэффициент заполнения разгрузочной щели питателя, зависящий от физико-механических свойств материала (для хоро-

шо сыпучих материалов – 0,85–0,95, для склонных к слипанию – 0,75–0,85).

2. Вертикальное давление на подвижный настил, Па,

$$P_y = \rho_n g H K_3, \quad (3.2)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

K_3 – коэффициент зависания, учитывающий зависание материала на стенках горловины питателя, $K_3 = 0,7–0,9$.

3. Боковое давление, действующее на боковые стенки питателя, Па,

$$P_x = P_y \varepsilon, \quad (3.3)$$

где ε – коэффициент бокового давления:

$$\varepsilon = \frac{1 - \sin^2 \varphi}{1 + \sin^2 \varphi}. \quad (3.4)$$

4. Сила трения подвижного слоя материала о неподвижный, Н,

$$F_1 = P_y B L f_{\text{вн}}, \quad (3.5)$$

где $f_{\text{вн}}$ – коэффициент внутреннего трения материала, $f_{\text{вн}} = \text{tg } \varphi$.

5. Сила трения подвижного материала о две боковые стенки питателя, Н,

$$F_2 = 2P_x L h f = 2P_y \varepsilon L h f, \quad (3.6)$$

где f – коэффициент трения материала о боковую стенку, $f = 0,6–0,8$.

6. Сопротивление движению грузовой ветви питателя, Н,

$$W_{\text{гр}} = (P_y B + q_0 g) L \omega, \quad (3.7)$$

где q_0 – масса 1 м длины движущего настила, кг/м (выбирается по справочной литературе или с небольшой погрешностью по зависимости), $q_0 = 25B$;

ω – коэффициент сопротивления движению катков цепей питателя по направляющим:

$$\omega = f_k + f_{ц} \frac{d_{ц}}{D_p}, \quad (3.8)$$

где f_k – коэффициент трения качения колес по направляющим, $f_k = (0,05-0,2) \cdot 10^{-2}$;

$f_{ц}$ – коэффициент трения в цапфах на подшипниках качения, $f_{ц} = 0,03-0,06$;

$d_{ц}$, D_p – соответственно, диаметр цапфы и колеса-ролика, м.

7. Сопротивление движению хвостовой ветви, Н,

$$W_{п} = q_0 g HL \omega. \quad (3.9)$$

8. Сопротивление от перегиба цепей на звездочках, Н,

$$W_3 = 0,15 (W_{тр} + W_{п}), \quad (3.10)$$

9. Тяговое усилие на звездочках, Н,

$$T = F_1 + F_2 + W_{гр} + W_{п} + W_3. \quad (3.11)$$

10. Мощность двигателя привода питателя, кВт,

$$N = \frac{T \vartheta_{п}}{1000 \eta_{пр}}, \quad (3.12)$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода, $\eta_{пр} = 0,85-0,9$.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
Производительность питателя Q , т/ч	28	32	18	24	10	26	30
Длина бункера L , м	6	5	7	5	8	5	6
Насыпная плотность материала ρ_n , кг/м ³	1200	600	1600	800	400	110	2700
Высота засыпки материала в бункере H , м	3	4	5	4	4,5	5	3
Угол естественного откоса материала φ , град	42	38	44	40	39	41	42
Высота расположения шиберной заслонки h , м	0,2	0,15	0,25	0,3	0,32	0,19	0,3
Коэффициент полезного действия привода $\eta_{пр}$	0,85	0,9	0,92	0,8	0,86	0,9	0,8
Диаметр ролика D_p , м	0,04	0,05	0,04	0,04	0,03	0,04	0,06
Диаметр цапфы $d_{ц}$, м	0,01	0,015	0,01	0,016	0,01	0,015	0,2

4. РАСЧЕТ ШЛЮЗОВОГО ПИТАТЕЛЯ

Исходные данные:

- назначение питателя – выдача материала из бункера в перерабатывающую машину;
- производительность питателя Q , т/ч;
- насыпная плотность материала ρ_H , кг/м³;
- высота засыпки материала в бункере H , м;
- длина питателя B , м;
- угол естественного откоса материала φ , град;
- частота вращения барабана n , с⁻¹;
- число ячеек барабана z , шт.

При расчетах использованы зависимости и рекомендации, изложенные в [1] и [3].

Расчетная схема питателя представлена на рис. 4.1.

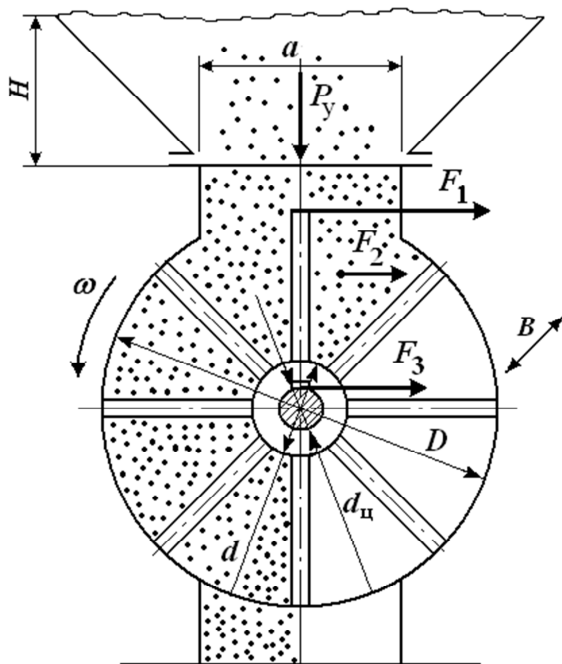


Рис. 4.1. Расчетная схема шлюзового питателя

1. Из формулы производительности питателя, т/ч,

$$Q = 3,6V_0 n r z \varphi$$

объем одной ячейки, м³,

$$V_0 = \frac{Q}{3,6 n r z \varphi}, \quad (4.1)$$

где φ – коэффициент использования объема ячейки, $\varphi = 0,7-0,8$.

2. Диаметр барабана, м,

$$d = \frac{z l}{\pi}, \quad (4.2)$$

где l – длина дуги по месту установки лопастей, м; принимается по конструктивным соображениям с учетом возможности установки лопастей на барабане ($l_{\min} = 0,03$ м).

3. Рабочий объем питателя с учетом толщины лопастей, м³,

$$V_p = \frac{z V_0}{K}, \quad (4.3)$$

где K – коэффициент, учитывающий уменьшение рабочего объема за счет толщины лопастей, $K = 0,9-0,95$.

4. Из формулы объема полого цилиндра, м³,

$$V = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) B$$

диаметр ротора по концам лопастей, м,

$$D = \sqrt{\frac{\pi D^2 + 4V_p}{\pi B}}. \quad (4.4)$$

5. Ширина загрузочной и выпускной горловины питателя, м,

$$a = (0,6-0,7)D. \quad (4.5)$$

6. Скорость истечения материала из бункера в питатель, м/с,

$$\vartheta = 5,65\mu\sqrt{R_{\Gamma}}, \quad (4.6)$$

где μ – коэффициент истечения материала (для слабо сыпучих материалов – 0,4–0,5; для хорошо сыпучих материалов – 0,6–0,7;

R_{Γ} – гидравлический радиус загрузочной горловины, м:

$$R_{\Gamma} = \frac{aB}{2a + 2B}.$$

7. Производительность по истечению материала через загрузочную горловину, м³/с,

$$Q_{\text{ист}} = \vartheta aB. \quad (4.7)$$

8. Для обеспечения требуемой производительности питателя необходимо соблюдение условия

$$Q_{\text{ист}} > \frac{Q}{3,6\rho_{\text{н}}}. \quad (4.8)$$

9. Вертикальное давление от массы материала, действующее в загрузочной горловине питателя, Па,

$$P_y = \rho_{\text{н}}gHK_3, \quad (4.9)$$

где K_3 – коэффициент зависания материала, $K_3 = 0,8-0,9$.

10. Боковое давление, действующее на торцевые крышки питателя, Па,

$$P_x = P_y\varepsilon, \quad (4.10)$$

где ε – коэффициент бокового давления:

$$\varepsilon = \frac{1 - \sin^2 \varphi}{1 + \sin^2 \varphi}.$$

11. Сила сдвига материала по концам лопастей барабана, Н,

$$F_1 = P_y a B f_{\text{вн}}, \quad (4.11)$$

где $f_{\text{вн}}$ – коэффициент внутреннего трения материала, $f_{\text{вн}} = \text{tg } \varphi$.

12. Сила трения материала о боковые стенки питателя, Н,

$$F_2 = 2 \left(P_x \frac{\pi(D^2 - d^2)}{16} + \frac{3}{4} V_0 z \rho_H g \varepsilon \right) f, \quad (4.12)$$

где f – коэффициент трения материала о стенки питателя, $f = 0,6-0,8$;
 g – ускорение силы тяжести, $\text{м}^2/\text{с}$.

13. Масса барабана питателя, кг,

$$m_6 = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi(d - t_{\text{ст}})^2}{4} \right) B \rho_{\text{ст}} + z \left(\frac{D-d}{2} B t_{\text{л}} \right) \rho_{\text{ст}}, \quad (4.13)$$

где $t_{\text{ст}}$ – толщина стенки барабана, м (принимается конструктивно);

$\rho_{\text{ст}}$ – плотность стали, $\rho_{\text{ст}} = 7850 \text{ кг/м}^3$;

$t_{\text{л}}$ – толщина лопасти, м (принимается конструктивно).

14. Сила сопротивления в подшипниковых опорах барабана, Н,

$$F_3 = (P_y a B + z V_0 \rho_H g + m_6 g) f_{\text{ц}}, \quad (4.14)$$

где $f_{\text{ц}}$ – коэффициент сопротивления в подшипниках качения, $f_{\text{ц}} = 0,03-0,06$.

15. Момент сопротивления вращению ротора питателя, Н·м,

$$M = F_1 \frac{D}{2} + F_2 \left(\frac{D-d}{4} + \frac{d}{2} \right) + F_3 \frac{d_{\text{ш}}}{2}. \quad (4.15)$$

16. Угловая скорость вращения барабана, с^{-1} ,

$$\omega = 2 \pi n. \quad (4.16)$$

17. Мощность, необходимая на привод питателя, кВт,

$$N = \frac{M\omega}{1000\eta_{\text{пр}}}, \quad (4.17)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода, $\eta_{\text{пр}} = 0,85-0,9$.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Исходные данные

Вариант	1	2	3	4	5	6
Производительность питателя Q , т/ч	4,8	6	10	15	20	16
Насыпная плотность материала $\rho_{\text{н}}$, кг/м^3	320	420	1200	1800	2700	1900
Высота засыпки материала в бункере H , м	3	2,5	3,5	2,9	3,6	2,4
Угол естественного откоса материала φ , град	42	38	44	42	39	41
Частота вращения барабана n , с^{-1}	0,5	0,8	0,4	0,7	0,9	1,0
Число ячеек барабана z , шт.	6	8	8	6	8	8
Длина питателя B , м	0,35	0,4	0,38	0,42	0,4	0,30

5. РАСЧЕТ ДИСКОВОГО ДОЗАТОРА

Исходные данные:

- производительность дозатора Q , т/ч;
- насыпная плотность материала ρ_H , т/ч;
- угол естественного откоса материала φ , град;
- высота установки манжеты h , м;
- длина питателя B , м;
- время сработки полного объема бункера t , с;
- угол установки скребка β , град.

Расчет выполнен по методике и рекомендациям, изложенным в [1] и [3].

Расчетная схема дозатора представлена на рис. 5.1.

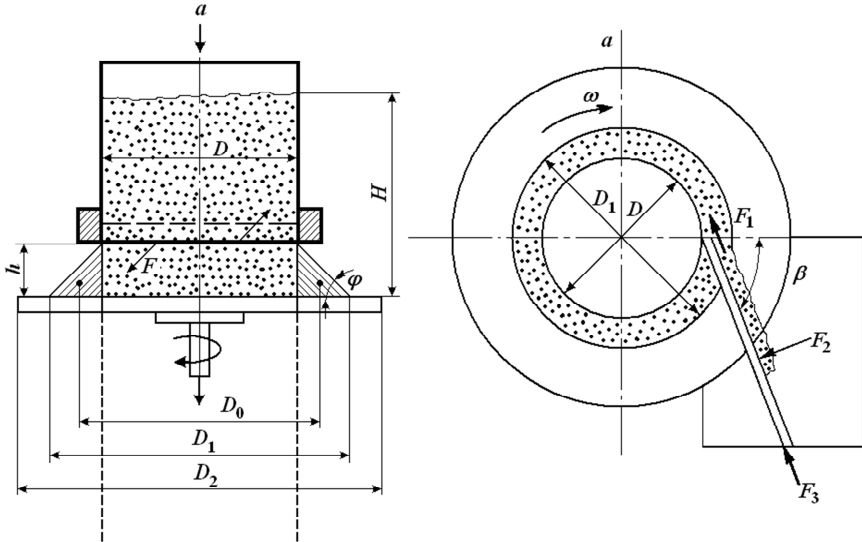


Рис. 5.1. Расчетная схема дозатора

1. Объемная производительность дозатора, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q_V = \frac{Q}{3,6\rho_H}. \quad (5.1)$$

2. Необходимый объем цилиндрического бункера с учетом запаса сыпучего материала на время, м^3 ,

$$V = Q_V t. \quad (5.2)$$

3. Задавшись рекомендуемым соотношением высоты бункера и его диаметра $H = (2-3)D$, определим диаметр бункера, м,

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{(2-3)\pi}}. \quad (5.3)$$

4. Диаметр кольца материала, м,

$$D_1 = D + \frac{2h}{\text{tg}\varphi}. \quad (5.4)$$

5. Высота бункера, м,

$$H = \frac{4V}{\pi D^2}. \quad (5.5)$$

6. Объем материала, снимаемого скребком за один оборот диска, м^3 ,

$$V_o = \frac{h^2}{2 \text{tg}\varphi} \pi D_o. \quad (5.6)$$

где D_o – диаметр по центрам тяжести сечений кольца, м:

$$D_o = D + \frac{2h}{3 \text{tg}\varphi}.$$

7. Частота вращения диска, с^{-1} ,

$$n = \frac{Q_V}{V_o}. \quad (5.7)$$

8. Расчетная частота вращения диска должна соответствовать условию, c^{-1} ,

$$n \leq \sqrt{\frac{gf}{2\pi^2 D_0}}, \quad (5.8)$$

где f – коэффициент трения материала по диску, $f = 0,6-0,8$.

9. Диаметр диска, м,

$$D_2 = 1,1D_1. \quad (5.9)$$

10. Вертикальное давление, действующее на уровне сдвига подвижного и неподвижного слоя материала, Па,

$$P_{y1} = \rho_H g (H - h) K_3, \quad (5.10)$$

где K_3 – коэффициент зависания материала, $K_3 = 0,7-0,9$;

g – ускорение силы тяжести, m/c^2 .

11. Сила сопротивления сдвигу материала на уровне нижней кромки кольца, Н,

$$F = P_{y1} \frac{\pi D^2}{4} f_{вн}, \quad (5.11)$$

где $f_{вн}$ – коэффициент внутреннего трения материала, $f_{вн} = \text{tg } \varphi$.

12. Момент силы трения F , Н·м,

$$M = F \frac{D}{4}. \quad (5.12)$$

13. Мощность, затраченная на сопротивление сдвигу материала, Вт,

$$N_1 = M \cdot 2\pi n. \quad (5.13)$$

14. Сила трения материала при его сбрасывании по поверхности диска, Н,

$$F_1 = V_0 \rho_{\text{н}} g f_1, \quad (5.14)$$

где f – коэффициент трения материала по диску, $f_1 = 0,6-0,8$.

15. Скорость перемещения материала вдоль скребка, м/с,

$$\vartheta_{\text{м}} = 2 \pi n \frac{D_0}{2}. \quad (5.15)$$

16. Мощность на трение материала по диску, Вт,

$$N_2 = F_1 \vartheta_{\text{м}}. \quad (5.16)$$

17. Нормальная к скребку сила, Н,

$$F_2 = F_1 \cos \beta. \quad (5.17)$$

18. Сила трения материала по скребку, Н,

$$F_3 = F_2 f_2, \quad (5.18)$$

где f_2 – коэффициент трения материала по скребку, $f_2 = 0,6-0,8$.

19. Мощность, затраченная на трение материала по скребку, Вт,

$$N_3 = F_3 \vartheta_{\text{м}}. \quad (5.19)$$

20. Мощность на привод дозатора, кВт,

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{1000 \eta_{\text{пр}}}, \quad (5.20)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода, $\eta_{\text{пр}} = 0,85-0,9$.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Исходные данные

Вариант	1	2	3	4	5	6
Производительность дозатора Q , т/ч	6	3	4	5	7	8
Насыпная плотность материала ρ_n , т/ч	1300	600	1000	700	1200	1500
Угол естественного откоса материала φ , град	42	38	40	44	39	41
Высота установки манжеты h , м	0,15	0,09	0,1	0,12	0,15	0,18
Время сработки полного объема бункера t , с	1200	800	900	700	1300	900
Угол установки скребка β , град	60	68	70	75	65	72

6. РАСЧЕТ НАКЛОННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЙЕРА

Приводится пример проекта наклонного пластинчатого конвейера, производительностью 400 т/ч, с длиной горизонтальной части 70 м и высотой 25 м, предназначенный для транспортировки горелой земли, температура которой 150 °С.

6.1. Определение основных параметров

Определим характеристики транспортируемого груза:

- размер типичного куска горелой земли $a' = 60$ мм;
- насыпная плотность груза $\rho = 1,25$ т/м³;
- угол естественного откоса груза в покое $\alpha_H = 30^\circ$, в движении $\alpha'_H = 0,7\alpha_H = 0,7 \cdot 30 = 21^\circ$;
- коэффициент трения груза по стальному настилу $f_B = 0,71$;
- угол трения груза о металлический настил $\beta' = \text{arctg } f_B = \text{arctg } 0,71 = 35,3^\circ$.

Для заданных условий выбираем двухцепной конвейер общего назначения с длиннозвенными тяговыми пластинчатыми цепями и звездочками с малым числом зубьев. С учетом этого принимаем скорость конвейера $\vartheta = 0,25$ м.

Объемная производительность, соответствующая расчетной производительности $Q = 400$ т/ч,

$$V = \frac{Q}{\rho} = \frac{400}{1,25} = 320 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6.2. Выбор типа настила и определение его ширины

С учетом параметров груза $a' = 60$ мм и $\rho = 1,25$ т/м³ выбираем бортовой настил, т. к. для транспортирования насыпного груза пригодны только конвейеры с бортовым настилом.

Определим конструкцию настила. При гладком настиле

$$\beta = 30^\circ \leq \beta' - \theta = 35,3^\circ - 6^\circ = 29,3^\circ$$

условие не выполняется; при волнистом настиле

$$\beta = 30^\circ \leq \beta' - \theta = 35,3^\circ - 3^\circ = 32,3^\circ.$$

условие выполняется, следовательно, выбираем бортовой волнистый настил среднего типа (рис. 6.1).

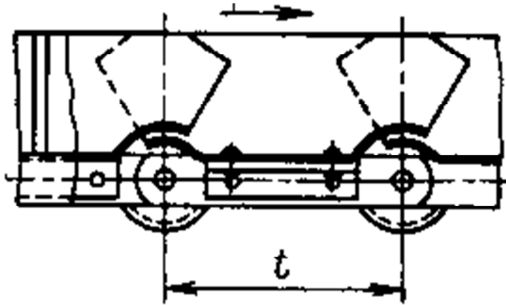


Рис. 6.1. Волнистый бортовой настил

Определим высоту бортов:

$$h \geq 3a' = 3 \cdot 60 = 180 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 200$ мм.

Находим требуемую ширину настила:

$$\begin{aligned} B_{\text{н}} &= \sqrt{\frac{Q}{980 \nu \rho k_{\beta} \text{tg}(0,4\alpha_{\text{н}})} + \left(\frac{2h_{\text{б}}\psi}{k_{\beta} \text{tg}(0,4\alpha_{\text{н}})} \right)^2} - \frac{2h_{\text{б}}\psi}{k_{\beta} \text{tg}(0,4\varphi)} = \\ &= \sqrt{\frac{400}{900 \cdot 0,25 \cdot 1,25 \cdot 0,9 \cdot \text{tg}(0,4 \cdot 30)} + \left(\frac{2 \cdot 0,32 \cdot 0,8}{0,95 \cdot \text{tg}(0,4 \cdot 30)} \right)^2} - \\ &\quad - \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,8}{0,9 \cdot \text{tg}(0,4 \cdot 30)} = 0,856 \text{ м,} \end{aligned}$$

где Q – производительность, т/ч;

v – скорость конвейера, м/с;

α_n – угол естественного откоса груза (щебня) в покое;

k_β – коэффициент угла наклона конвейера, [1, табл. 6.10, с. 247],

$k_\beta = 0,9$;

h_δ – высота борта, м;

ψ – коэффициент использования высоты борта [1, с. 246],

$\psi = 0,65-0,8$.

Так как груз мелкокусковый, то проверка настила по гранулометрическому составу не требуется.

Из ряда ГОСТ 22281-76 принимаем ближайшее большее значение ширины настила $B_n = 1000$ мм.

6.3. Приближенный тяговый расчет

Максимальное натяжение тягового элемента, Н,

$$S_{\max} \approx 1,1(S_0 + \omega[(q_\Gamma + q_0)L_B + q_0L_n] + (q_\Gamma + q_0)H),$$

где S_0 – начальное натяжение цепи, Н;

L_B – горизонтальная проекция полной длины загруженной ветви конвейера, м;

L_n – то же для незагруженной ветви конвейера, м;

q_0 – линейная нагрузка от ходовой части конвейера, Н/м:

$$q_0 = (60B + A)g = (60 \cdot 1 + 100)9,8 = 1568 \text{ Н/м}$$

для металлического настила [1, с. 246];

A – эмпирический коэффициент [2, табл. 5.3];

q_Γ – линейная нагрузка от насыпного груза, Н:

$$q_\Gamma = \frac{gQ}{3,6v} = \frac{9,8 \cdot 400}{3,6 \cdot 0,25} = 4355,6 \text{ Н};$$

ω – коэффициент сопротивления движению ходовой части прямолинейных участках (для катков на подшипниках качения – 0,03) [1, с. 247].

$$S_{\max} = 1,1 \cdot (2000 + 0,03 \cdot [(4355,6 + 1568) \cdot 70 + 1568 \cdot 70] + (4355,6 + 1568) \cdot 25) = 182\,405 \text{ Н.}$$

Разрывное усилие

$$S_{\text{разр}} = \frac{1,5S_{\max}}{2} n = \frac{1,5 \cdot 182\,405}{2} 8 = 1094 \text{ кН.}$$

По найденному усилию выбираем цепь по ГОСТ 588-81 М1250 с максимальной разрушающей нагрузкой 1250 кН, шагом $t = 250$ мм.

6.4. Подробный тяговый расчет

Определяем натяжения в характерных точках трассы. Наименьшее натяжение тягового элемента будет в нижней точке S_2 (рис. 6.2).

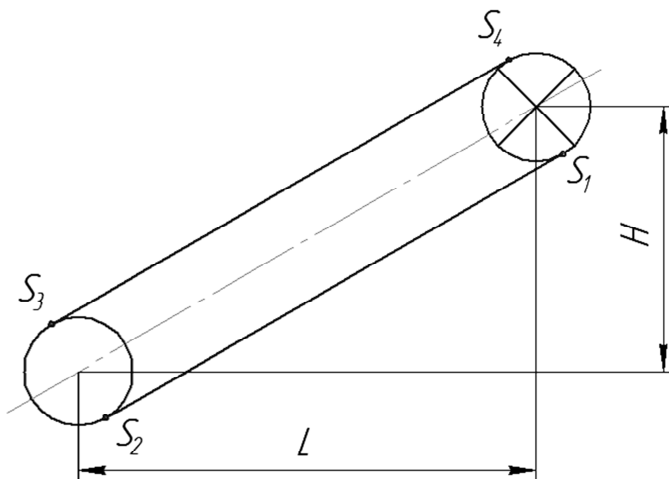


Рис. 6.2. Трасса конвейера

Принимаем натяжение в точке S_2 : $S_2 = 2000$ Н. При обходе трассы от точки S_2 по направлению движения полотна определяем:

$$S_1 = S_2 - W_{1-2} = S_2 - q_0 L_{1-2} \omega - q_0 H = \\ = 2000 - 2619,54 \cdot 0,08 \cdot 75 - 2619,51 \cdot 6,6 = 3571,724 \text{ Н};$$

$$S_3 = kS_2 = 1,03 \cdot 2000 = 2060 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + (q_\Gamma + q_0) L_{3-4} \omega + (q_\Gamma + q_0) H = \\ = 2160 + (4768,7 + 2619,54) \cdot 75 \cdot 0,08 + (4768,7 + 2619,54) \cdot 6,6 = \\ = 95251,8 \text{ Н}.$$

Значения $q_{ц}$ и q_n выбираются по табл. 3.11 и 6.2 [1], в соответствии с принятыми цепями и настилом.

Так как номер цепи М1250, то масса 1 м цепи для шага цепи $t_{ц} = 250$ мм будет равна 61,20 кг.

$$q_{ц} = 2 \cdot 61,2 \cdot 9,8 = 1199,52 \text{ Н/м}.$$

По ширине настила $B_n = 1000$ мм его масса $m = 178$ кг.

$$q_n = 178 \cdot 9,8 = 1744,4 \text{ Н/м};$$

$$q_0 = q_{ц} + q_n = 1199,52 + 1744,4 = 2943,92 \text{ Н/м}.$$

Расчетное натяжение цепи для двухцепного конвейера:

$$S_{\max} = S_4 = 199876,9 \text{ Н};$$

$$S_p = 0,75 S_{\max} = 0,75 \cdot 199876,9 = 149907,7 \text{ Н};$$

$$S_{\text{разр}} = n S_p = 8 \cdot 149907,7 = 1199261,9 \text{ Н}.$$

6.5. Определение расчетного натяжения тягового элемента

По аналогии с применяемыми конструкциями выбираем тяговый элемент, состоящий из двух параллельно расположенных пластин-

чатых цепей с шагом $t = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$: приводную звездочку с числом зубьев $z_0 = 8$.

При заданной схеме трассы конвейера максимальное натяжение тягового элемента $S_{\max} = S_{\text{нб}} = S_4 = 199876,9 \text{ Н}$.

Динамическое усилие по формуле (2.88) [3, с. 168]

$$S_{\text{дин}} = 2K_{\text{и}} \left(\frac{\pi \vartheta}{z_0} \right)^2 \frac{k' m_{\Gamma} + k'' m_{\text{х}}}{t} =$$

$$= 2 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,25}{8} \right)^2 \frac{1 \cdot 31111,43 + 0,75 \cdot 42056}{0,25} = 7239 \text{ Н},$$

где $K_{\text{и}}$ – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн, $K_{\text{и}} = 1,5$;

k' – коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза, $k' = 1$ при $\beta \leq 20^\circ$;

k'' – коэффициент участия в колебательном процессе ходовой части конвейера, $k'' = 0,75$ при общей длине горизонтальных проекций ветвей конвейера $L = 50\text{--}120 \text{ м}$;

m_{Γ} – масса груза, находящегося на конвейере, кг;

$m_{\text{х}}$ – масса ходовой части конвейера, кг;

z_0 – число зубьев приводной звездочки;

t – шаг тяговой цепи, м.

$$L = 2 \sum L_{\text{т}} = 2 \cdot 70 = 140 \text{ м};$$

$$m_{\Gamma} = \frac{q_{\Gamma} L}{2} = \frac{4355,6 \cdot 140}{2 \cdot 9,8} = 31111,43 \text{ Н};$$

$$m_{\text{х}} = q_0 L = \frac{2943,92 \cdot 140}{9,8} = 42056 \text{ Н}.$$

В виду незначительности, динамическую нагрузку не учитываем.

Расчетное натяжение тягового элемента

$$S_{\text{разр}} = \frac{1,5S_{\text{max}}}{2}n = \frac{1,5 \cdot 199876,9}{2}8 = 1199261,4 \text{ кН.}$$

Так как разрывная нагрузка меньше, чем у выбранной цепи, то окончательно останавливаемся на М1250.

6.6. Определение мощности и выбор двигателя

Тяговое усилие на приводных звездочках

$$W_0 = S_{\text{н6}} - S_{\text{с6}} = S_4 - S_1 + (S_4 + S_1)(k_2 - 1) = 95251,8 - 69415,8 + \\ + (199876,9 + 69415,8)(1,08 - 1) = 152004,52.$$

При коэффициенте запаса $k_3 = 1,15$ и КПД привода $\eta_0 = 0,9$ мощность двигателя

$$P = \frac{k_3 W_0 g}{1000 \cdot \eta_0} = \frac{1,15 \cdot 152004,52 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,9} = 48,6 \text{ кВт.}$$

По полученному значению мощности выбираем двигатель серии 5A225M4: $P = 55 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ об/мин}$.

Крутящий момент на приводном валу

$$T_{\text{дв}} = \frac{9550 N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = \frac{9550 \cdot 55}{1500} = 350 \text{ Нм.}$$

6.7. Расчет и выбор редуктора

Частота вращения приводного вала

$$n_{\text{пр.в}} = \frac{60 \cdot g \cdot 1000}{\pi D_{\text{зв}}} = \frac{60 \cdot 0,25}{\pi \cdot 0,637} = 7,5 \text{ об/мин.}$$

Диаметр звездочки

$$D_{\text{зв}} = \frac{z_0 t_{\text{ц}}}{\pi} = \frac{8 \cdot 0,25}{3,14} = 0,637 \text{ м.}$$

Передаточное число привода

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{пр.в}}} = \frac{1500}{7,5} = 200.$$

Так как передаточное число велико, то требуется дополнительная понижающая передача. В качестве дополнительной применяем открытую одноступенчатую зубчатую передачу. Рекомендуемое передаточное число такой передачи не более 5.

Следовательно,

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{зуб}}} = \frac{200}{4,84} = 40.$$

Выбираем редуктор Ц2-500 с $i_{\text{ред}} = 41,34$, $n = 1500$ об/мин.

6.8. Выбор тормоза

Тормоз устанавливаем на приводном валу, что в значительной мере уменьшает величину тормозного момента.

Тормозной момент по формуле (3.81) [2, с. 97]

$$M_{\text{T}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}} = \frac{M_{\text{зв}} \eta_{\text{м}}}{i} + \left[\frac{(q + 2q_0)LD_{\text{зв}}}{4gi^2} + \frac{GD^2}{4g} + J \right] \frac{9\omega}{2s},$$

где $M_{\text{зв}}$ – момент на приводном валу, Н·м.

Момент звездочки

$$\begin{aligned} M_{\text{зв}} &\approx \left[q_{\text{Г}} L \sin \beta - (q_{\text{Г}} + 2q_0) L \omega \cos \beta \right] \frac{D_{\text{зв}}}{2} = \\ &= \left[4355 \cdot 70 \sin 30^\circ - (4355 + 2 \cdot 2943,92) 70 \cdot 0,03 \cos 30^\circ \right] \frac{0,637}{2} = \\ &= -42621 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

где $D_{\text{зв}}$ – делительный диаметр звездочки, м.

Так как момент звездочки имеет отрицательное значение, тормозной момент также отрицателен. Из этого следует, что необходимо устанавливать храповый останов.

6.9. Выбор муфт

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем упругую втулочно-пальцевую муфту. Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на приводном валу электродвигателя $T_{дв} = 350 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$T_{расч} = 1,2T_{дв} = 1,2 \cdot 350 = 420 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем МУВП 500.

6.10. Расчет приводного вала

Расчет приводного вала начинается с расчета реакций опор A и B (рис. 6.1).

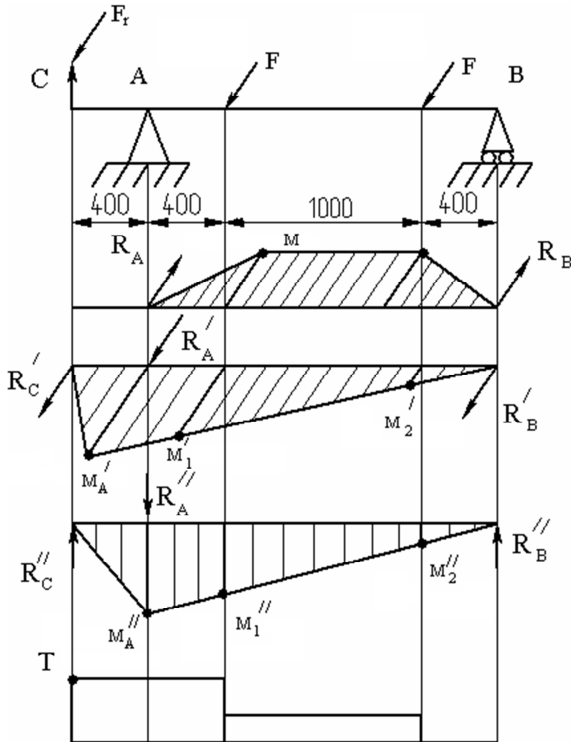


Рис. 6.3. Эпюры моментов, действующих на приводной вал

$$F = (S_1 + S_4) \cdot 0,75 = (69415,8 + 199876,9) \cdot 0,75 = 201969,53 \text{ Н.}$$

Реакции опор

$$R_A = R_B = F = 201969,53 \text{ Н;}$$

$$M = R_A \cdot 0,4 = 201969,53 \cdot 0,4 = 80787,81 \text{ Нм.}$$

Действие радиальной силы F_r .

$$R'_B = \frac{F_r \cdot 0,4}{1 + 0,4 + 0,4} = \frac{54\,563 \cdot 0,4}{1,8} = 12\,125 \text{ Н;}$$

$$M'_A = R'_B \cdot 1,8 = 21\,825 \text{ Нм;}$$

$$M'_1 = R'_B \cdot 0,4 = 4850 \text{ Нм;}$$

$$M'_2 = R'_B \cdot 1,4 = 16\,975 \text{ Нм.}$$

Действие силы F_t (звездочка I).

$$R''_B = \frac{F_t \cdot 0,4}{1,8} = \frac{94450 \cdot 0,4}{1,8} = 21 \text{ кН;}$$

$$M''_A = R''_B \cdot 1,8 = 37,8 \text{ кНм;}$$

$$M''_1 = R''_B \cdot 0,4 = 8,4 \text{ кНм;}$$

$$M''_2 = R''_B \cdot 1,4 = 29,4 \text{ кНм;}$$

$$T = F_t \frac{d_2}{2} = 94\,450 \frac{0,672}{2} = 31\,735 \text{ Нм.}$$

Определяем диаметры сечений вала. Материал вала – сталь 40 ХН,
 $\sigma_T = 785$ МПа.

$$[\sigma] = \frac{0,8\sigma_T}{n} = \frac{0,8 \cdot 785}{2,8} = 224,3 \text{ МПа.}$$

Опора А:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(0 + 16\,975)^2 + 37\,800^2 + 31\,735^2} = 52\,192 \text{ Нм;}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{52\,192 \cdot 10}{224,3 \cdot 10^6}} = 0,098 \text{ мм.}$$

С учетом ослабления сечения шпоночными пазами увеличиваем диаметр вала на 20 %:

$$d \geq 0,098 \cdot 1,2 = 0,118 \text{ мм.}$$

Звездочка 1:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M - M'_A)^2 + M''_A{}^2 + T^2} = 71,8 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{71,8 \cdot 10}{224,3 \cdot 10^6}} = 0,115 \text{ мм.}$$

С учетом ослабления сечения шпоночными пазами увеличиваем диаметр вала на 20 %:

$$d \geq 0,115 \cdot 1,2 = 0,138 \text{ мм.}$$

Звездочка 2:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M - M'_1)^2 + M''_A{}^2 + T^2} = 60,6 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{60,6 \cdot 10}{224,3 \cdot 10^6}} = 0,112 \text{ мм.}$$

С учетом рассчитанных данных конструируем вал, назначая диаметры по нормальному ряду размеров. В целях унификации принимаем диаметры вала в опорах одинаковыми и равными большему: 120 мм. Диаметры вала под звездочками также принимаем одинаковыми и равными 140 мм.

6.11. Расчет оси натяжной станины

Расчет оси натяжной станины приводится из расчета реакций в опорах оси (рис. 6.4).

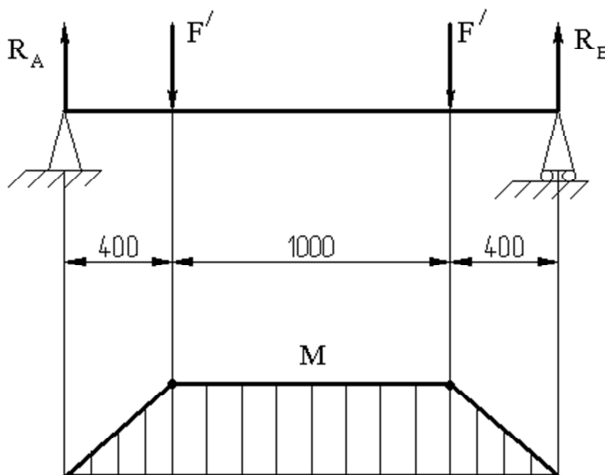


Рис. 6.4. Эпюра изгибающих моментов

Определяем нагрузку на опоры сил:

$$F' = (S_3 + S_2) \cdot 0,75 = (2000 + 2060) \cdot 0,75 = 3045 \text{ Н};$$

$$R_A = R_B = F' = 3045 \text{ Н};$$

$$M = R_A \cdot 0,4 = 3045 \cdot 0,4 = 1218 \text{ Нм}.$$

Материал вала – сталь 40, $\sigma_T = 315 \text{ МПа}$.

$$[\sigma] = \frac{0,8\sigma_T}{n} = \frac{0,8 \cdot 315}{2,8} = 90 \text{ МПа}.$$

Диаметр сечения вала под звездочками

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1218 \cdot 10}{90 \cdot 10^6}} = 0,057 \text{ мм.}$$

С учетом ослабления сечения шпоночным пазом увеличиваем диаметр вала на 10 %:

$$d \geq 0,057 \cdot 1,1 = 0,0627 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под звездочками равным 65 мм.

6.12. Расчет натяжного устройства

Выбираем пружинно-винтовое натяжное устройство, т. к. длина конвейера более 20 м.

Усилие натяжки

$$P_{\text{н}} = S_5 + S_4 = 2000 + 2060 = 4060 \text{ Н.}$$

Ход натяжного устройства назначаем в соответствии с рекомендациями 1,5 шага цепи:

$$L_{\text{н}} = 1,5t_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 250 = 375 \text{ мм.}$$

6.12.1. Расчет пружины

На рис. 6.5 представлена схема выбранного натяжного устройства.

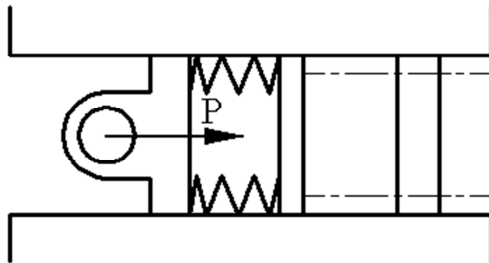


Рис. 6.5. Схема натяжного устройства

Расчетное усилие в одной пружине с учетом равномерного распределения нагрузки

$$P = \frac{1}{4} P_H k_3 = \frac{1}{4} \cdot 4060 \cdot 1,2 = 1218 \text{ Н,}$$

где k_3 – коэффициент запаса, $k_3 = 1,2$.

Материал пружины сталь 65Г (ГОСТ 1050-85).

Диаметр прутка находим из условия прочности пружины сжатия:

$$\tau = K_k \frac{PD}{2W_p} \leq [\tau]_{\text{кр}};$$

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_k P c}{[\tau]_{\text{кр}}}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,18 \cdot 1218 \cdot 6}{173}} = 12 \text{ мм,}$$

где $K_k \approx \frac{4c+2}{4c-3} = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1,18$ – коэффициент, зависящий от индекса пружины;

c определяется отношением начального среднего диаметра к диаметру прутка:

$$c = D/d = 6;$$

D – начальный средний диаметр, м;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – допустимое напряжение кручения для материала проволоки, Па:

$$[\tau]_{\text{кр}} = \frac{\tau_{-1}}{SK_\tau} = \frac{270}{1,3 \cdot 1,2} = 173 \text{ МПа,}$$

где τ_{-1} – предел выносливости при кручении;

S – коэффициент безопасности, $S = 1,3-1,4$;

K_τ – коэффициент концентрации касательных напряжений
 $K_\tau = 1,2-1,4$.

Средний диаметр пружины

$$D = cd = 6 \cdot 0,012 = 0,072 \text{ м.}$$

Число витков по заданной осадке

$$i = \frac{\lambda_{\text{раб}} G d^4}{8 D^3 (P_{\text{max}} - P_{\text{min}})} = \frac{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,012^4}{8 \cdot 0,072^3 (1218 - 1218 \cdot 0,2)} = 16,$$

где G – модуль сдвига;

$\lambda_{\text{раб}}$ – рабочий ход пружины, $\lambda_{\text{раб}} = 100$ мм.

Общее число витков с учетом шлифовки торцев пружины при образовании опорных поверхностей

$$i_0 = i + 2 = 16 + 2 = 18.$$

Длина пружины до соприкосновения витков

$$H = i_0 d = 18 \cdot 12 = 216 \text{ мм.}$$

Длина пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = H + 1,2 \frac{8 P_{\text{max}} D^3 i_0}{G d^4} = 0,216 + 1,2 \frac{8 \cdot 1218 \cdot 0,16^3 \cdot 18}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,012^4} = 231 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр пружины

$$D_e = D + d = 72 + 12 = 84 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр пружины

$$D_i = D - d = 72 - 12 = 60 \text{ мм.}$$

Шаг витков

$$S = \frac{H_0}{i_0} = \frac{231}{18} = 12,8 \text{ мм.}$$

6.12.2. Расчет натяжных винтов

Определяем диаметр винта из условия, что напряжения, возникающие в его материале меньше предельно допустимых. Материал винта сталь 40Х.

Винт нагружен осевым сжимающим усилием, следовательно,

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

где σ – напряжения, возникающие в материале винта, Па;

$[\sigma]_{\text{сж}}$ – предельно допустимые напряжения сжатия, Па:

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{[\sigma]}{n} = \frac{300}{2,8} = 107 \text{ МПа};$$

F – площадь поперечного сечения винта по внутреннему диаметру резьбы, Н:

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

$$\text{где } d = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]_{\text{сж}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1218}{3,14 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 0,011 \text{ мм.}$$

Принимаем внутренний диаметр резьбы винта равным 12 мм.

7. РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать винтовой горизонтальный конвейер для перемещения сырого песка.

Исходные данные:

- насыпная масса груза γ , т/м³;
- расчетная производительность конвейера Q , т/ч;
- длина конвейера L , м;
- наименование груза.

Основными исходными данными для расчета конвейеров являются:

- характеристика транспортируемого материала;
- производительность;
- режим и условия работы;
- параметры трассы перемещения груза.

1. Необходимый диаметр винта, м,

$$D = 0,275 \frac{Q}{En\Psi\gamma k_{\beta}}, \quad (7.1)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

E – отношение шага винта к диаметру винта (для абразивных материалов – 0,8, для неабразивных – 1,0);

n – частота вращения винта принимается по табл. 7.1, а затем проверяется по формуле (7.2);

Ψ – коэффициент заполнения желоба (табл. 7.2);

γ – насыпная масса груза, т/м³;

k_{β} – коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера, $k_{\beta} = 1$ (т. к. конвейер горизонтальный).

Таблица 7.1

Рекомендуемая частота вращения винта винтового конвейера

Наименование груза	Размеры кусков, мм	Допускаемая частота вращения винта, об/мин
Гипс, известь, мел, песок сухой, цемент		50–120
Глина сухая, гравий, известняк	< 60	40–100

Окончание табл. 7.1

Наименование груза	Размеры кусков, мм	Допускаемая частота вращения винта, об/мин
Глина сухая, шлак кусковой	> 60	40–80
Песок сырой		40–80
Бетон, глина сырая, цементный раствор		30–60

Таблица 7.2

Значения коэффициента A , коэффициента заполнения желоба Ψ и коэффициента сопротивления передвижению груза в конвейере ω

Группа грузов	Примеры грузов	A	Ψ	ω
Легкие неабразивные	Древесные опилки	65	0,4	1,2
Легкие малоабразивные	Мел, асбест	50	0,32	1,6
Тяжелые малоабразивные	Глина сухая	45	0,25	2,5
Тяжелые абразивные	Цемент, зола, песок, шлак	30	0,125	4,0

По данным табл. 7.3 назначаем диаметр винта D , мм, и шаг винта S , мм.

Таблица 7.3

Диаметр и шаг винта винтового конвейера

Диаметр, мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
Шаг винта, мм	100	125	160	200	320	320	400	500	650	800
	80	100	125	160	250	250	320	400	500	650

Максимально допустимая частота вращения винта, об/мин,

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}}, \quad (7.2)$$

где A – коэффициент (табл. 7.2);

D – диаметр винта, м.

2. Погонная нагрузка от массы вращающихся частей конвейера, кгс/м,

$$q_k = 80D. \quad (7.3)$$

3. Осевая скорость перемещения груза, м/с,

$$g = \frac{Sn}{60}, \quad (7.4)$$

где n – частота вращения винта, об/мин;

S – шаг винта, м.

4. Мощность на валу винта, потребляемая при работе конвейера, кВт,

$$N_0 = \frac{Q}{367}(L\omega \pm H) + 0,02kq_k Lg\omega_v, \quad (7.5)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

L – проекция длины конвейера, м;

k – коэффициент, учитывающий характер перемещения винта, $k = 0,2$.

5. Мощность двигателя для привода конвейера, кВт,

$$N = \frac{kN_0}{\eta}, \quad (7.6)$$

где k – коэффициент запаса, $k = 1,1-1,35$;

η – КПД передач от двигателя к приводному валу, $\eta = 0,96$ при условии, если в приводе будет использован двухступенчатый редуктор.

Выбираем по стандарту электродвигатель А02-61-6 с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 10$ кВт, при частоте вращения $n_{\text{дв}} = 965$ об/мин.

6. Необходимое передаточное число привода

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n}. \quad (7.7)$$

По стандарту выбираем редуктор типоразмера Ц2-250 с передаточным числом $i_p = 24,9$.

7. Фактическая частота вращения винта, об/мин,

$$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_p}, \quad (7.8)$$

8. Фактическая производительность конвейера, т/ч,

$$Q_{\phi} = 47D^2 S \Psi n_{\phi} \gamma, \quad (7.9)$$

где D – диаметр винта, м;

S – шаг винта, м.

9. Вращающий момент на валу винта, кгс/м,

$$M_0 = 975 \frac{N_0}{n_{\phi}}, \quad (7.10)$$

где N_0 – мощность на валу винта, кВт.

10. Угол подъема винтовой линии (по наружному диаметру винта), град,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi D}. \quad (7.11)$$

11. Коэффициент трения в состоянии относительного движения груза

$$f_d = (0,7-0,9) f_0, \quad (7.12)$$

где f_0 – коэффициент трения влажного песка по стали, $f_0 = 0,6$.

12. Угол трения, град,

$$\rho = \operatorname{arctg} f_d, \quad (7.13)$$

13. Осевое усилие на винте, кгс,

$$P_{oc} = \frac{2M_0}{kD \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \quad (7.14)$$

где k – коэффициент, учитывающий значение радиуса, на котором действует сила, $k = 0,7-0,8$;

α – угол подъема винтовой линии винта, град;

ρ – угол трения.

Величина P_{oc} используется при выборе подшипников.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Исходные данные для выполнения расчетов

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
Насыпная масса груза γ , т/м ³	1,6	1,7	1,6	1,3	1,4	1,7	1,86
Длина конвейера L , м	20	30	35	25	20	25	40
Расчетная производительность конвейера Q , т/ч	35	40	50	47	37	30	45
Наименование груза	Мел	Бетон	Гипс	Песок сырой	Песок сухой	Глина сырая	Глина сухая

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов, А. А. Собрание сочинений : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Обогащение полезных ископаемых» направления подготовки «Горное дело» / А. А. Абрамов. – М. : МГТУ, 2010. – Т. 1: Обогачительные процессы и аппараты. – 560 с.

2. Борщов В. Я. Оборудование для переработки сыпучих материалов / В. Я. Борщев [и др.]. – М. : Машиностроение, 2006. – 200 с.

3. Цыбуленко, П. В. Машины и оборудование обогащительных и перерабатывающих производств : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» / П. В. Цыбуленко, Н. И. Березовский // Белорусский национальный технический университет, кафедра «Горные машины». – Минск : БНТУ, 2012. – 29 с.

4. Комплексные решения для горной промышленности : [каталог] // Группа компаний «НИВА». – М., 2014.

5. Оборудование для сыпучих материалов : [каталог] // WAMGROUP, ООО «В.А.М.». – Москва, 2016.

6. Федотов, К. В. Проектирование обогащительных фабрик / К. В. Федотов, Н. И. Никольская. – М. : Горная книга, 2014. – 536 с.

7. Атрушкевич, А. В. Горное дело : терминологический словарь / А. В. Атрушкевич [и др.]. – М. : Горная книга, 2016. – 635 с.

8. Городниченко, В. И. Основы горного дела / В. И. Городниченко, А. П. Дмитриева. – М. : Горная книга, 2016. – 464 с.

9. Казаченко, Г. В. Горные машины : учебное пособие : в 2 ч. / Г. В. Казаченко [и др.]; под общ. ред. В. Я. Прушака. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – Ч. 1: Основы теории. – 183 с.

10. Казаченко, Г. В. Горные машины: практикум : учебное пособие / Г. В. Казаченко, Г. А. Басалай, Г. И. Лютко. – Минск : Вышэйшая школа, 2020. – 200 с.

Учебное издание

БЕРЕЗОВСКИЙ Николай Иванович
КОСТЮКЕВИЧ Елена Казимировна

**ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ И ОБОГАЩЕНИЯ
ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)»

Редактор *Е. И. Бенищевич*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 06.02.2023. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,14. Уч.-изд. л. 1,27. Тираж 100. Заказ 628.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.