

Расчет оборудования для выбивки и очистки литья

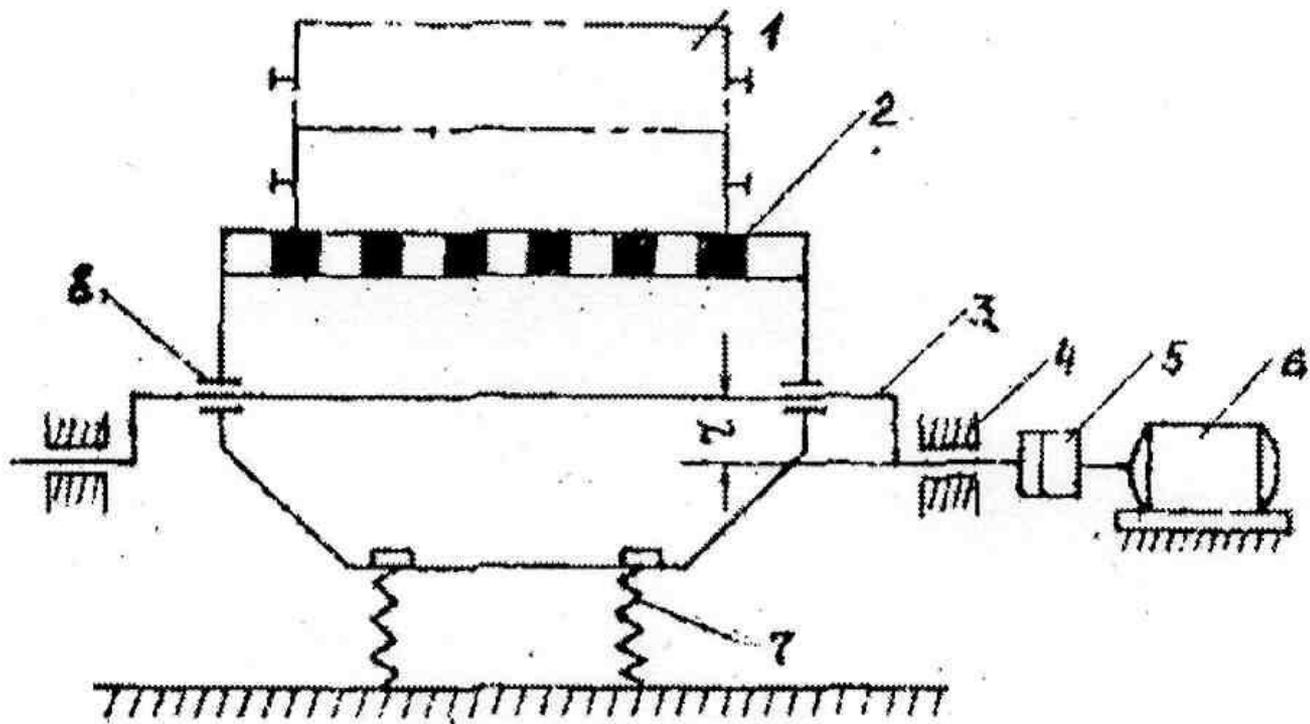
Расчет эксцентриковой выбивной решетки

Исходные данные

1. Вес выбиваемых форм G , кН

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров решетки и расхода энергии на выбивку.

Схема установки



Методика расчета:

1. Число оборотов эксцентрикового вала

$$n_{\epsilon} = \frac{K}{2(1+R)} \sqrt{\frac{2g}{e_0}}$$

где $K = 1 \dots 2$; $R = 0,15 \dots 0,20$ ($0,20 \dots 0,25$);

$e_0 = (15 \dots 25)10^{-3}$ Дж/Н ($30 \dots 40$) 10^{-3} Дж/Н

2. Эксцентриситет вала

$$r = \frac{\pi g}{\omega^2 \cos \varphi} \cdot \frac{1-R}{1+R}$$

где $\omega = 2\pi n_{\text{в}}$, $\varphi = 32^{\circ}30'$

3. Мощность привода эксцентриковой решетки

$$N = \frac{\pi g G}{\eta \omega} \cdot \frac{1 - R}{1 + R}, \quad \text{кВт}$$

где $\eta = 0.8 \dots 0.9$

Для безопочных форм коэффициент восстановления принимается равным нулю

$$N = \frac{\pi g G}{\eta \omega}, \quad \text{кВт}$$

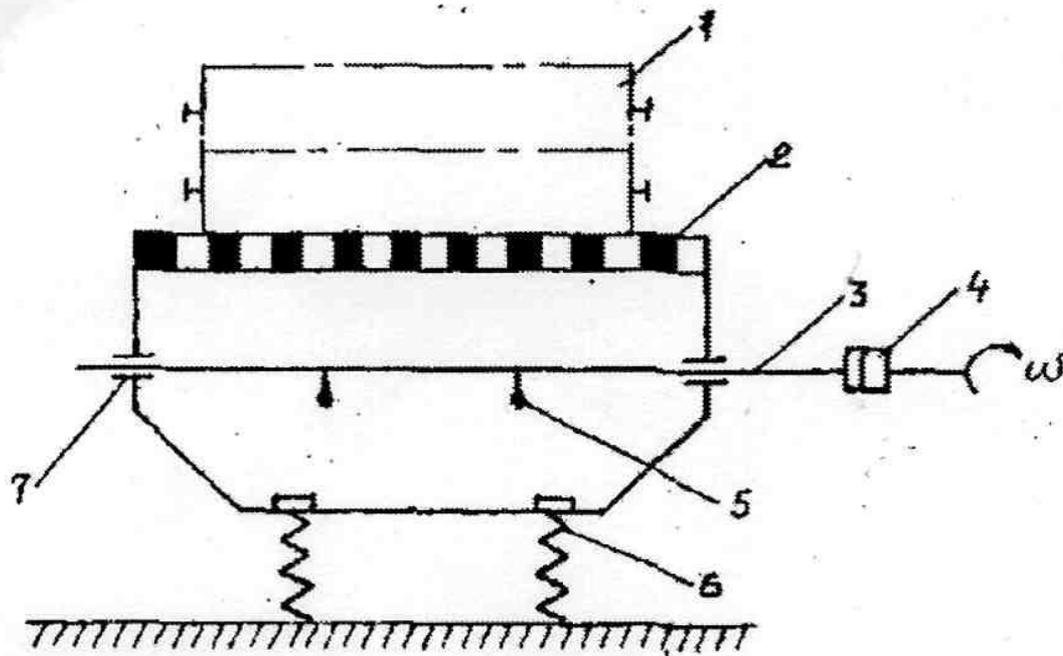
Расчет инерционной выбивной решетки

Исходные данные

1. Вес выбиваемых форм G , кН

Задача расчета: определение числа оборотов вала вибратора, веса дебалансных грузов, жесткости и размеров опорных пружин, а также расхода мощности на выбивку.

Схема установки



1. Угловая скорость привода вала

$$\omega = \frac{1 + \mu}{\mu(1 + R)} \pi \sqrt{\frac{2g}{e_0}}, \quad \text{рад/с}$$

где e_0 – удельная энергия удара, R – коэффициент восстановления скорости

$$\mu = \frac{G_{\text{реш}}}{G_{\phi}} = \frac{(0,8 \dots 1,0) G_{\phi}}{G_{\phi}}$$

2 Частота вращения приводного вала

$$n_{\omega} = \frac{\omega}{2\pi}, \quad \text{с}^{-1}$$

3. Скорость транспортирования выбивных отливок по полотну решетки

$$v = (2...3) \frac{a}{t_{ц}}, \quad \text{м/с}$$

где a – размер кома (отливки), м; $t_{ц}$ – цикл подачи кома на решетку, с

4. Величина дебаланса вибровозбудителя

$$D = A_{\varepsilon} \frac{G_{реш}}{g} \left[1 - \left(\frac{\omega_{реш}}{\omega} \right)^2 \right], \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

A_{ε} – величина амплитуды колебаний решетки:

$$A_{\varepsilon} = \frac{v_1}{\omega \cdot \sin \varphi}, \quad \text{м}$$

v_1 – вертикальная составляющая скорости решетки до удара:

$$v_1 = \frac{1 - R + 2\eta R}{1 + R} \sqrt{\frac{g}{2}} e, \quad \text{м/с}$$

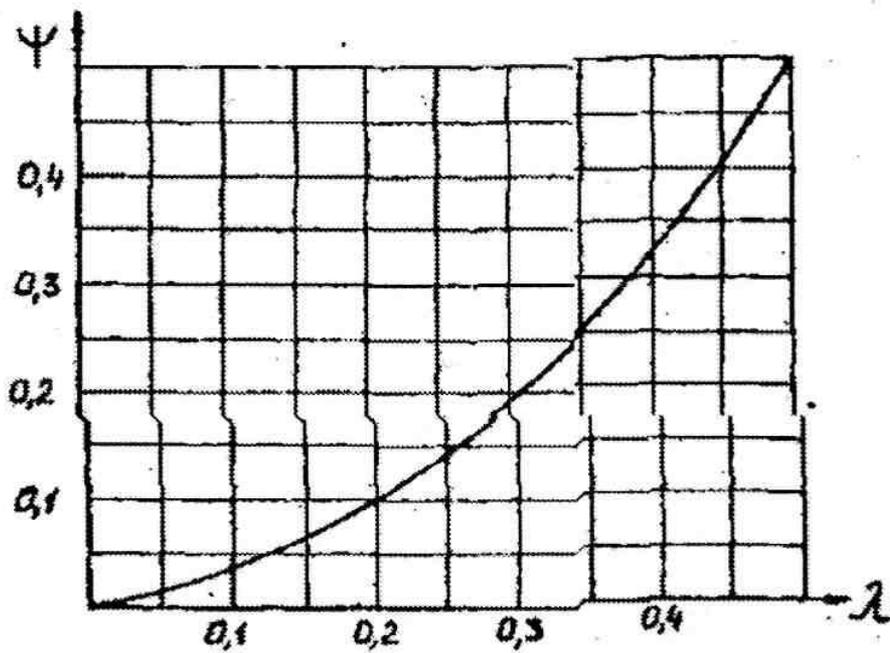
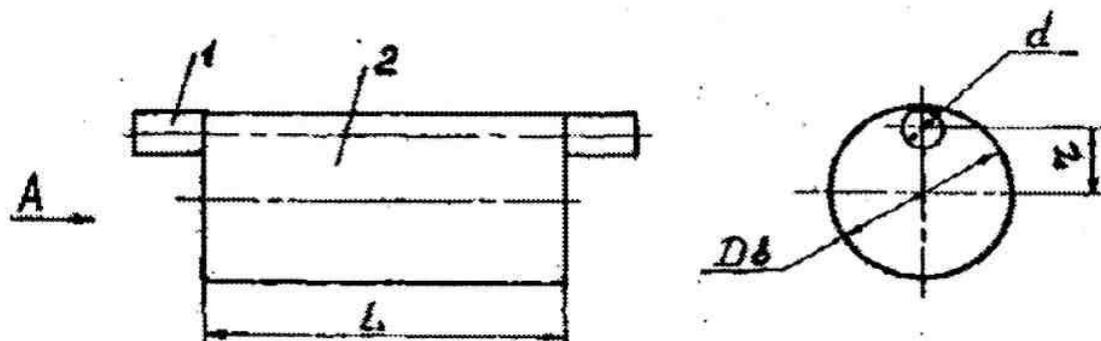
Где ϕ – фаза соударения, $\sin \phi = 0,8 \dots 0,9$

5. Максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя

$$P_{\epsilon \max} = D\omega^2 \cos \gamma, \quad H$$

γ - угол направления возмущающей силы к вертикали ($25 \dots 40^\circ$)

6. Геометрические размеры вибровозбудителя – диаметр дебалансной части D и эксцентриситет r , при котором обеспечивается требуемое значение D



По выбранным значениям L и d определяют коэффициент ψ

$$\psi = \frac{D}{i \cdot \pi \cdot L \cdot \gamma_1 \cdot d^3}$$

где i – число дебалансных валов вибровозбудителя, γ_1 – удельная сила тяжести материала вала, Н/м^3

По графику $\psi=f(\lambda)$ и соотношению $r = \lambda d$ и $D_v = 2(r + d/2)$ находят значения исходных параметров вала $\lambda = \omega / \omega_{\text{реш}}$

7. Суммарная жесткость пружин

$$C = \frac{G_{\phi} + G_{\text{реш}}}{g} \omega_{\text{реш}}^2, \quad \text{Н / м}$$

Жесткость одной пружины – $C_1 = C/n$ (n – кол-во пружин 8 ... 24)

8. Проверочный расчет пружин на сжатие при максимальном усилии на пружину

$$P_{\max} \leq \frac{\pi d_n^2}{8D_\epsilon K} [\sigma], \quad H$$
$$P_{\max} = \frac{G_{\text{реш}} + G_\phi}{n}, \quad H$$

d_n – диаметр проволоки пружины, м; D_ϵ – диаметр витка пружины, м; K – коэффициент учитывающий форму сечения, кривизну витков и неравномерность распределения нагрузки (1,2 ... 1,4) $[\sigma] = (5 \dots 7)10^6 \text{Н/м}^2$ – допускаемое напряжение при пульсирующих нагрузках

9. Мощность электродвигателя привода решетки

$$N = \frac{\pi g G_\phi}{102 \eta \omega} \cdot \frac{1 - R}{1 + R} \cdot \frac{1 + \mu}{\mu}$$

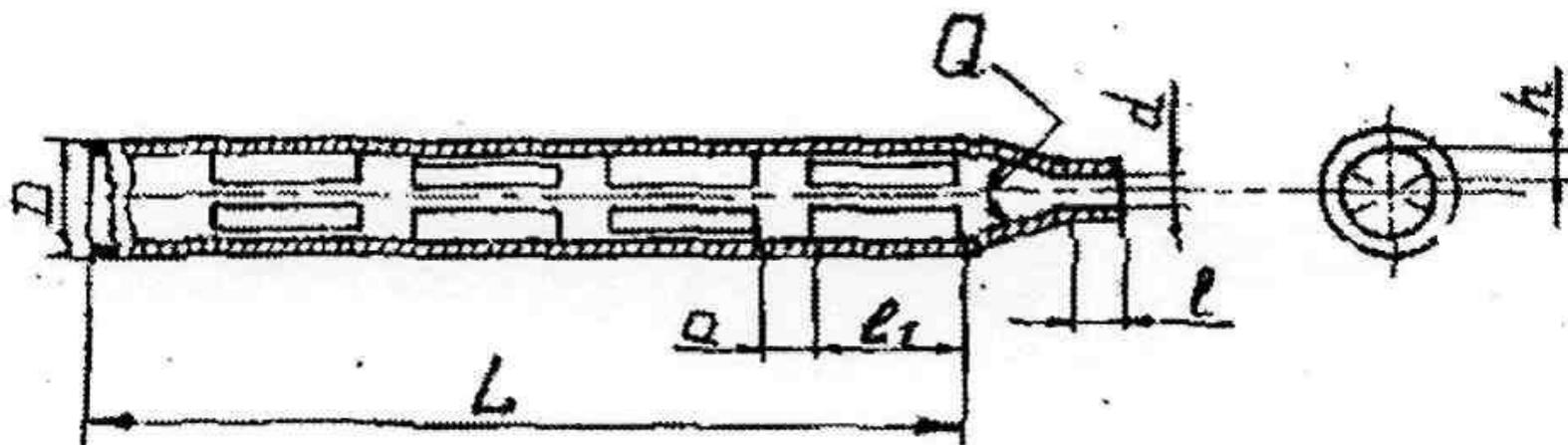
Расчет установки для гидравлической выбивки стержней

Исходные данные

1. Производительность гидроустановки P , м³/с
2. Прочность стержневой смеси при выбивки $\sigma_{ст}$, Па

Задача расчета: выбор основных параметров гидромонитора, требуемый напор гидроустановки, расход воды с учетом гидроудаления стержневой смеси, мощность электродвигателя насосов и объем резервуара – отстойника.

Схема установки



1. Сила удара водной струи

$$P = pF_c, \quad H$$

$$p = (2 \dots 10) \sigma_{\text{ст}} \quad \sigma_{\text{ст}} \leq 150 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

$$F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}, \quad \text{см}^2$$

Для установок высокого давления $d_c = 0,004 \dots 0,008$ м

Для установок низкого давления $d_c = 0,012 \dots 0,027$ м

2 Величина действительного скоростного напора струи (в момент встречи с поверхностью стержня)

$$H_g = \frac{P}{2\gamma_b F_c \cos^2 \alpha}, \quad \text{м вод.ст.}$$

3. Скорость струи на выходе из сопла монитора

$$v = \sqrt{\frac{H_g 2g}{K}}, \quad \text{м/с}$$

4. Величина расчетного скоростного напора струи на выходе ее из сопла

$$H_p = \frac{v^2}{2g} + \frac{fL}{D} \frac{v_1^2}{2g} + \frac{fL_1}{D_1} \frac{v_2^2}{2g}, \quad \text{м вод.ст.}$$

$$v_2 = v_1 \frac{D_1}{D_2}, \quad \text{м/ч} \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{3...5}$$

5. Общий часовой расход воды гидроустановки (суммарная производительность гидронасосов)

$$Q_{\text{общ}} = \Pi \delta_{\text{ст}} \frac{S_{\text{ст}} - S_{\text{шл}}}{S_{\text{шл}}}, \quad \text{м}^3 / \text{ч}$$

6. Общая мощность электродвигателей насосов установки

$$N_{\text{дв}} = Ky \frac{\gamma_v Q_{\text{общ}} H_p}{102\eta}, \quad \text{кВт}$$

7. Объем резервуара отстойника

$$V \geq \frac{Q_{\text{общ}} h_0}{0,42v_0}, \quad \text{м}^3$$

$$v_0 = \frac{d_2^2 (\gamma_n - \gamma_v) g}{18\eta_v}, \quad \text{м/с}$$

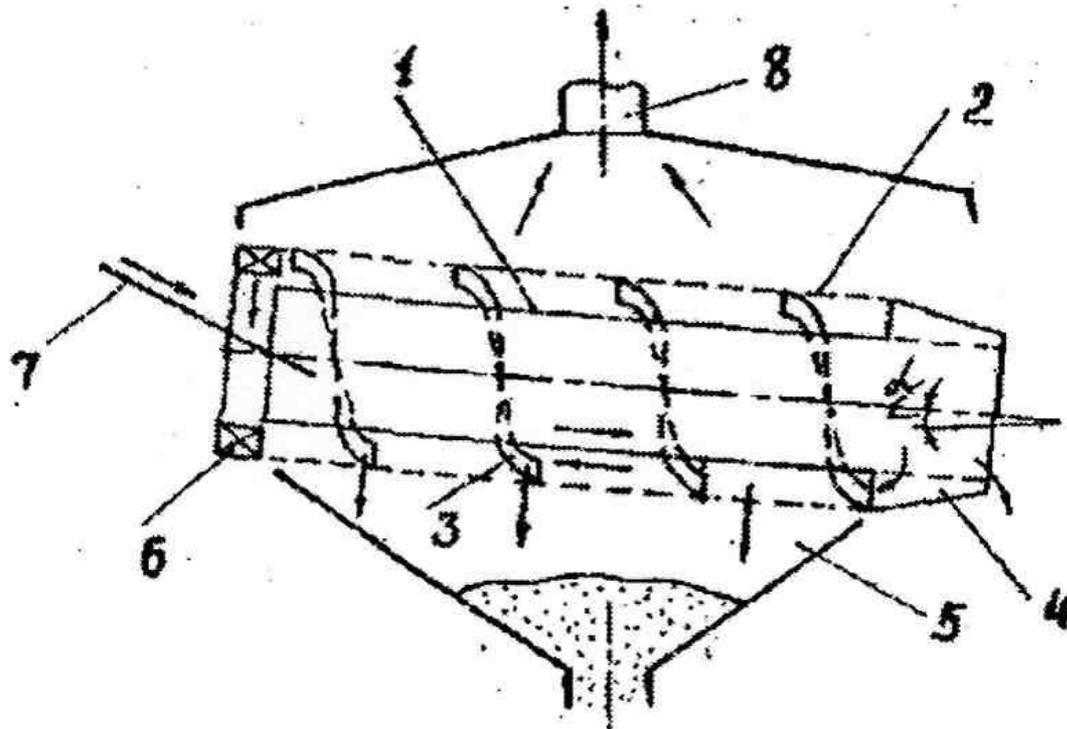
Расчет галтовочного барабана непрерывного действия

Исходные данные

1. Вес отливки G , Н
2. Максимальный размер отливки, м
3. Диаметр D , длина рабочей части L барабана, м

Задача расчета: Определение критического числа оборота барабана, продолжительность очистки, производительности барабана, мощности электродвигателя

Схема установки



1. Центробежная сила, удерживающая отливку при вращении барабана

$$P = \frac{M \cdot v^2}{R}, \quad H$$

где M – масса отливки, кг; v - окружная скорость, м/с; R – радиус барабана, м

2 Окружная скорость

$$v = \frac{\pi R n}{30}, \quad \text{м / с}$$

n – число оборотов барабана в минуту, об/мин

3 Критическое число оборотов барабана, об/мин

$$n_{кр} = \sqrt{\frac{900}{R}}$$

По опытным данным оптимальное число оборотов принимается на 30 – 40% меньше критического

4. Угол определяющий точку отрыва отливки, β град

$$P = G \cos \beta \quad \text{откуда} \quad \cos \beta = \frac{v^2}{gR} = \frac{Rn^2}{900}$$

где G – сила тяжести отливки, Н

Угол ϕ радиуса, проходящего через точку отрыва с вертикальной осью

$$\phi = \beta - \rho$$

По опытным данным $\phi = 35 \dots 40^\circ$

Угол трения находят из выражения $f = \operatorname{tg} \rho$

f – коэффициент трения между отливками и стенками барабана

Высота подъема отливки

$$H = R + R \cos \phi, \quad \text{м}$$

5. Смещение отливки от вертикальной оси в сторону наклона барабана

$$S = H \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad \text{м}$$

где H – высота подъема, м; α - угол наклона барабана (обычно 2 ... 5 град)

За один оборот барабана отливка сместится на величину $S_1 = S \cdot n_1$

n – число подъемов и падений за один оборот барабана, 1,4 ... 1,8 об/мин

Путь отливки с учетом наклона барабана (при $u_0 = u \sin \alpha$, м/с)

$$S_1 = \sqrt{\frac{2u_0^2}{g} H}, \quad \text{м/с}$$

u_0 – скорость движения отливки вдоль барабана, м/мин

За один оборот отливка сместится на величину

$$S_2 = \frac{S_1 n_1}{n}, \quad \text{м}$$

Общее смещение отливки за один оборот

$$S_3 = S_1 + S_2$$

Путь отливки за 1 мин $S = S_3 n$, м

6. Время нахождения отливки в барабане

$$t = \frac{L}{S}, \quad \text{мин}$$

L – длина барабана, м (принять $L=2D$)

7. Производительность барабана Q определяется

$$Q = \frac{LG60}{tl}, \quad m / ч$$

l – длина рабочей части барабана, м; L – максимальный размер отливки, м

8. Поверхность перфорированной части барабана

$$A = \pi D l_1, \quad m^2$$

l₁ – длина перфорированной части барабана (по данным П.Н.Аксенова на просеивание 1 т/ч смеси требуется 20 ... 30 дм² поверхности барабана

9. Пропускная способность перфорированной части

$$П = A / 0,03 \quad т/ч$$

10. Мощность электродвигателя привода барабана

$$N = \frac{M\omega_{\delta}}{\eta}, \quad \text{кВт}$$

M – момент, создаваемый относительно оси вращения барабана

$$M = (1-K) \cdot D \cdot 0,424 \cdot \sin\phi \cdot Q, \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

ω_{δ} – угловая скорость, с^{-1} (2,83 ... 3,14)

КПД – 0,6 ... 0,8

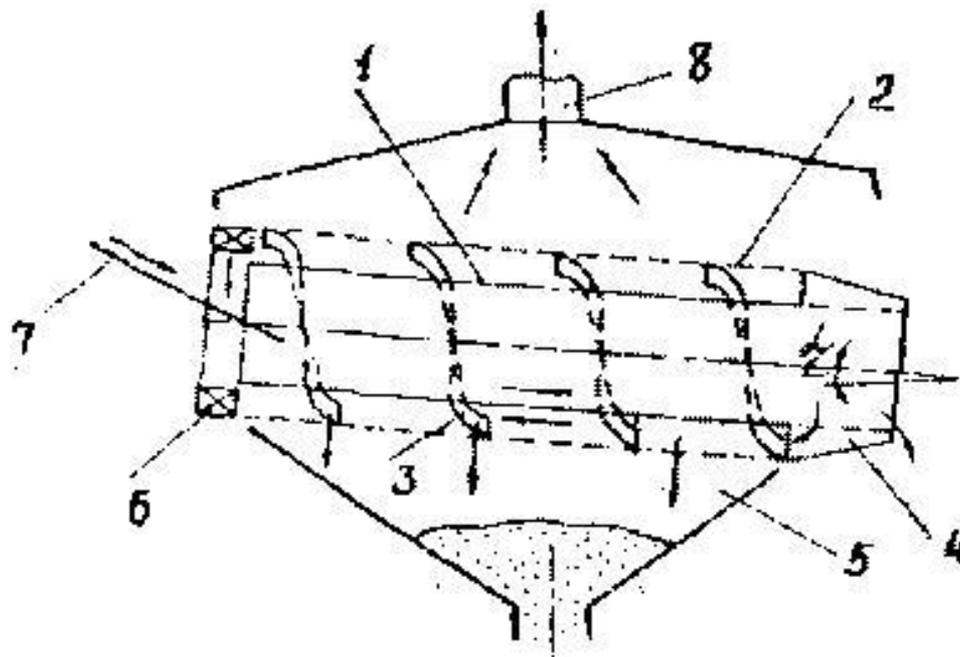
Расчет галтовочного барабана периодического действия для ОЧИСТКИ ОТЛИВОК

Исходные данные

1. Вес отливки G , Н
2. Максимальный размер отливки, м
3. Диаметр D , длина рабочей части L барабана, м

Задача расчета: Определение критического числа оборота барабана, производительности барабана, мощности электродвигателя

Схема установки



1. Частота вращения барабанов

$$n \leq \frac{21,2}{\sqrt{R}}, \quad \text{об / мин} \quad \omega_{\sigma} \leq \frac{3,14}{\sqrt{D}}, \quad 1 / \text{с}$$

Для барабанов с диаметром $D > 0,7$

$$n \leq \frac{23,2}{\sqrt{R}}, \quad \text{об / мин} \quad \omega_{\sigma} \leq \frac{3,40}{\sqrt{D}}, \quad 1 / \text{с}$$

Для барабанов с диаметром $D < 0,7$

2. Момент относительного вращения оси барабана

$$M = (1-K) \cdot D \cdot 0,424 \cdot \sin\phi \cdot Q, \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

K – коэффициент загрузки барабана (0,7 ... 0,8)

ϕ – угол откоса отливок при вращении барабана (35 ... 40°)

D – диаметр барабана, м

3. Мощность электродвигателя привода барабана

$$N_{\sigma} = \frac{M\omega_{\sigma}}{\eta}, \quad \text{кВт}$$

ω_{σ} – угловая скорость барабана, с^{-1} ; η - КПД привода (0,6 ... 0,8)

4. Мощность электродвигателя привода скипового подъемника

$$N_{\text{под}} = \frac{(Q + G)v}{\eta_{\text{об}}}, \quad \text{кВт}$$

v - скорость подъема ковша, м/с (0,03 ... 0,04)

$\eta_{\text{об}}$ – общий КПД механизма скипового подъемника (0,7 ... 0,8)

G – сила тяжести загрузки барабана, Н

Q - сила тяжести скипа, Н (принять 6000Н)

5. Расчет тормоза скипа

Необходимый тормозной момент

$$M_m \geq K_m M_{cm}$$

K_m – коэффициент запаса торможения (1,5 ... 1,75)

M_{cm} – статистический момент груза на тормозном валу

$$M_{cm} = \frac{(Q + G)D_0 \cdot c \cdot \eta_m}{2 \cdot a \cdot m \cdot i_p \cdot i_{zn}}, \quad \text{Нм}$$

D_0 – диаметр барабана по центру каната (0,25 м)

c – число ветвей каната, закрепленный на барабане (принять 2)

a – кратность полиспаста ($a=2$)

m – число полиспастов ($m=2$)

i_p – передаточное число редуктора (31,5)

i_{zn} – передаточное число зубчатой пары (3,5)

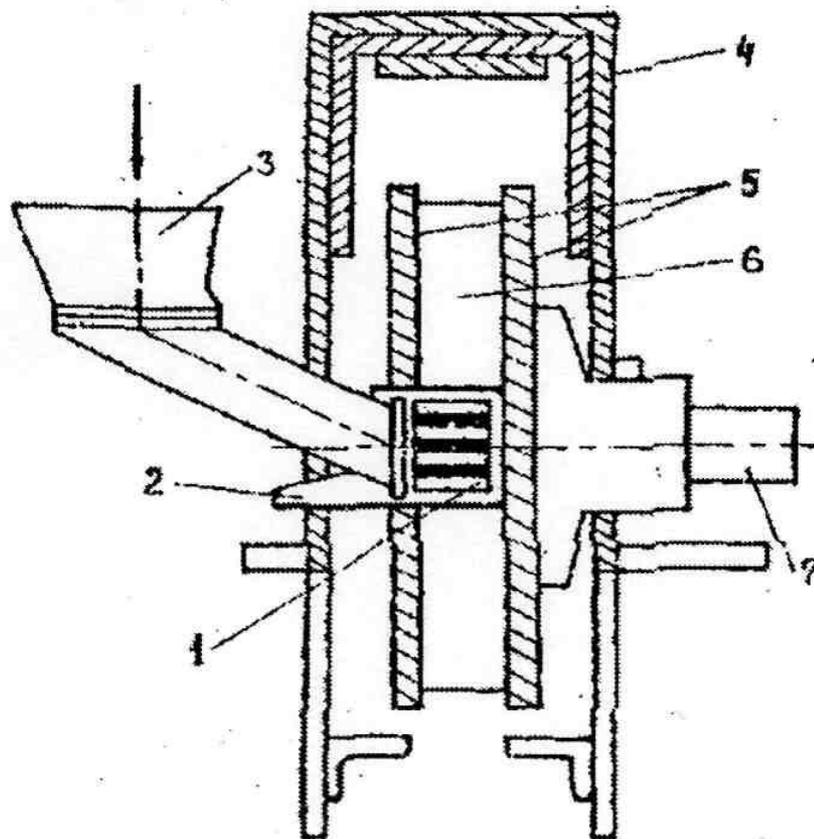
Расчет дробеаметного аппарата

Исходные данные

1. Производительность аппарата по дробе P , кг/мин
2. Скорость выброса дробе из аппарата $u_{абс}$, м/с

Задача расчета: проверка правильности выбора основных конструктивных параметров дробеаметного колеса, определение мощности электродвигателя.

Схема установки



1. Частота вращения ротора

$$n_p = \frac{v}{2\pi R \sqrt{2(1-f+f^2)}}, \quad \text{с}^{-1}$$

где f – коэффициент трения дроби о лопатка (для круглой дроби – 0,12 ... 0,16; для колотой дроби – 0,25 ... 0,3);

R – конструктивный радиус ротора, м

2 Диаметр отверстия для дроби в днище бункера

$$D = 0,168 \left(\frac{\Pi}{\rho} \right)^{0,4}, \quad \text{м}$$

ρ - насыпная плотность дроби

3 Диаметр проходного сечения питающего патрубка

$$d_m = \sqrt{\frac{\Pi \cdot n_0}{10 \cdot n_p} + 17}$$

n_0 – базовая скорость вращения (37,5 с⁻¹)

4. Внутренний диаметр импеллера на выходе

$$\rho_1 = d_n$$

5. Наружный диаметр импеллера

$$\rho_2 = \rho_1 + 2\delta_{\text{л}}$$

$\delta_{\text{л}}$ – толщина лопатки по радиусу (0,015 м)

6. Внутренний диаметр распределительной втулки $d_{\text{в}}$ выбирается из условия обеспечения радиального зазора между импеллером и втулкой в пределах $(3 \dots 4)A$, A – средний размер дроби

7. Размер окна втулки принимается в пределах 0,05 ... 0,06 м.

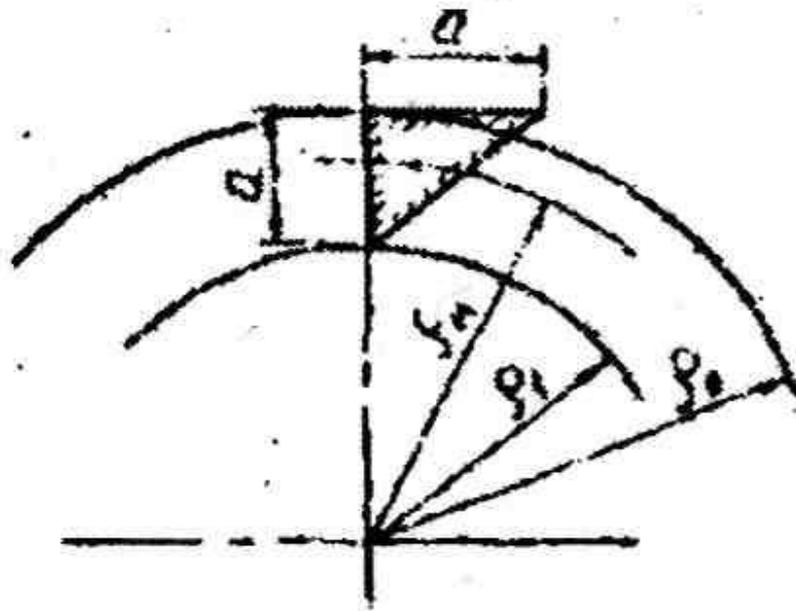
8. Размер пакета дроби

$$d = \sqrt{\frac{\Pi \cdot 0,2}{60 \cdot n \cdot i \cdot \gamma \cdot b}}, \quad \text{м}$$

i – число лопаток в импеллере (6); b – ширина лопаток импеллера (0,05);

n – число оборотов колеса

Схема установки



9. Радиус центра тяжести пакета дробы

$$\rho_m = \rho_2 - a/3$$

10. Абсолютная скорость выхода дробинки с импеллера

$$v_0 = \sqrt{\omega_0^2 + U_0^2}, \quad m/c$$

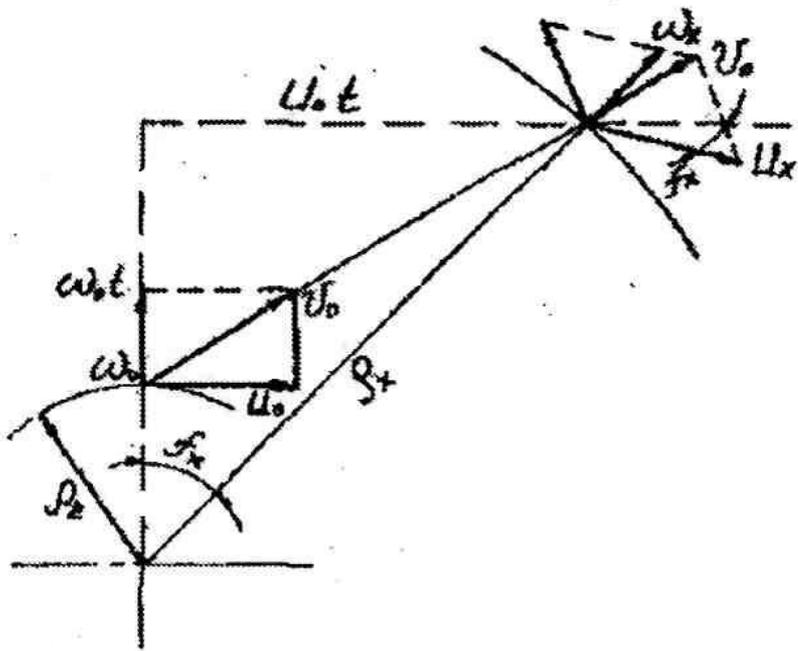
ω_0 – радиальная скорость схода дробинки

$$\omega_0 = 2\pi n \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2}, \quad m/c$$

U_0 – окружная скорость схода дробы

$$U_0 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_k, \quad m/c$$

11. Радиус окружности на котором произойдет встреча дробинки с рабочей лопаткой колеса и углов ϕ_x и ϕ'



$$\rho_x = \sqrt{(U_0 t)^2 + (\rho_0 + \omega_0 t)^2}, \quad m$$

$$\phi_x = \arctg \cdot \frac{U_0 t}{\rho + \omega_0 t}$$

$$\phi' = \arctg \cdot \frac{U_0 t}{\rho + \omega_0 t} - 57,3 \omega t$$

Вычисления производится для различных промежутков времени и сводится в таблицу.

	0,001	0,002	0,003	0,005	0,007	0,010
$U_0 t$, мм	11,8	23,6	35,4	59,0	82,6	118,0
$\rho_0 + \omega_0 t$, мм	54,6	59,2	65,8	73,0	82,2	96,0
ρ_0 , мм	55,9	63,6	74,7	93,9	116,6	152,0
ϕ_x , град	12 ⁰ 10	21 ⁰ 40	28 ⁰ 15	38 ⁰ 55	45 ⁰ 10	50 ⁰ 50
$\omega_0 t$, град	13 ⁰ 45	26 ⁰ 55	40 ⁰ 40	67 ⁰ 35	94 ⁰ 30	135 ⁰ 15
ϕ' град	-1 ⁰ 35	-5 ⁰ 15	-12 ⁰ 25	-28 ⁰ 40	-49 ⁰ 20	-84 ⁰ 25

Путем графического построения траектории дробинки находят точку встречи дробинки с очередной рабочей лопаткой колеса (смещенной на угол 45 относительно лопатки импеллера) и значения радиуса ϕ_x

12. Радиальная и окружная скорости дробинки при встрече с рабочей лопаткой

$$\omega_x = v_0 \sin(\varphi_x + \alpha_0), \quad \text{м/с}$$
$$U_x = \omega \rho_x, \quad \text{м/с}$$

где

$$\varphi_x = \text{arctg} \cdot \frac{U_0 t}{\rho + \omega_0 t}$$

$$\alpha = \text{arctg} \cdot \frac{\omega_0}{U_0}$$

13. Радиальная и окружная составляющие скорости выхода дробы с рабочей лопатки колеса

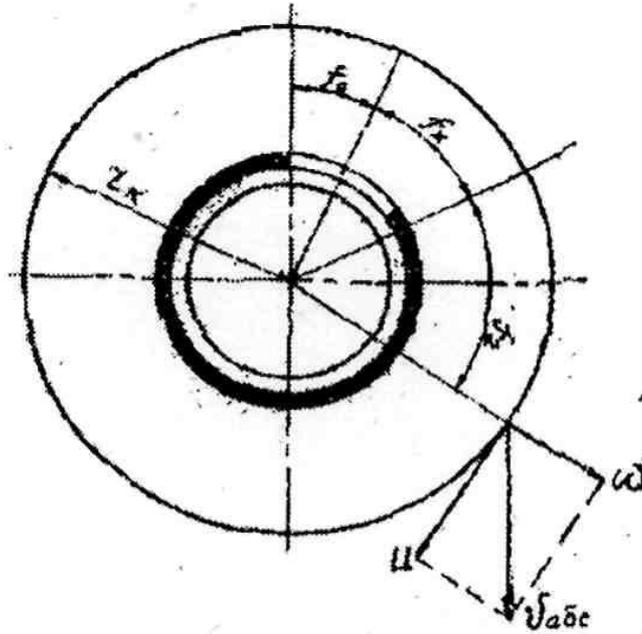
$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 (r_k^2 - \rho_k^2) + \omega_x^2}, \quad \text{м/с}$$

$$U = \omega r_k, \quad \text{м/с}$$

14. Абсолютная скорость выхода дробы с колеса

$$v = \sqrt{\omega^2 + U^2}, \quad \text{м/с}$$

15. Угол поворота колеса за весь период рабочего процесса



$$\varphi_{\text{сум}} = \varphi_0 + \varphi_x + \varphi_2$$

$$\varphi_{\text{сум}} = \ln\left(\frac{U_0 + \omega_0}{\omega \rho_m}\right) 57,3 + \arctg \frac{U_0 t}{\rho_0 + \omega_0 t} + \left(\ln \frac{U + \omega}{U_x + \omega_x}\right) 57,3$$

16. Мощность электродвигателя

$$N = \left[1,3\Pi \cdot \frac{1}{60} (r_1^2 - r_2^2) + \alpha_b \right] 10^{-3} \omega^2, \quad \text{кВт}$$

α_b – коэффициент, учитывающий ширину лопасти (0.1)

r_1, r_2 - внутренний и наружный лопасти, м

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad \text{с}^{-1}$$