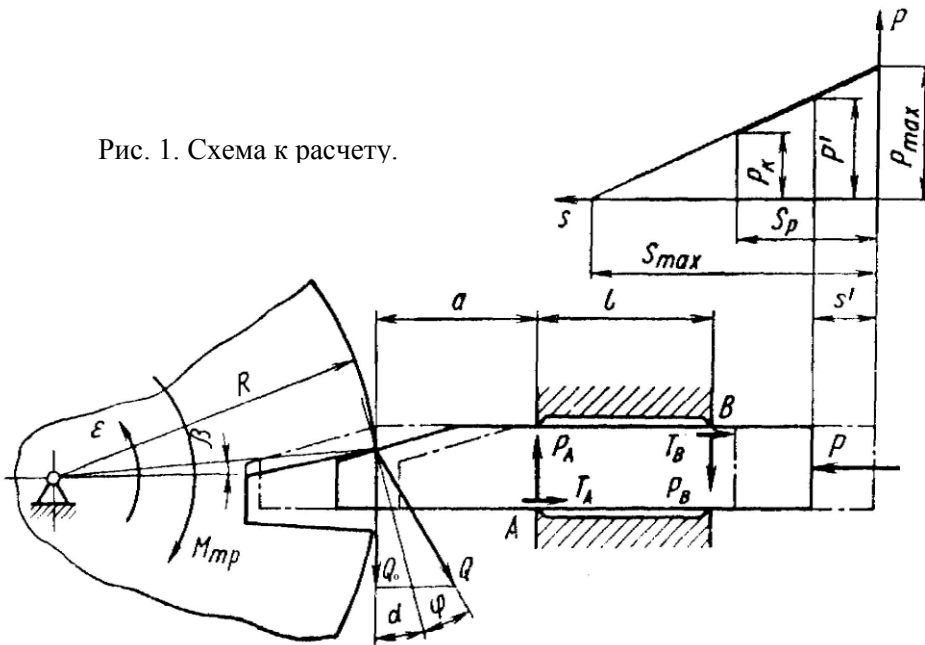


Практическое занятие №3 Механизмы фиксирования.

Механизмы фиксирования обеспечивают точную фиксацию положения поворотных столов или других устройств, перемещающих объект обработки, по отношению к рабочим органам машины. Наибольшее распространение получили фиксаторы клинового типа.

Пружина фиксатора должна обеспечивать поворот или поступательное перемещение фиксируемого устройства до требуемого положения. Таким образом, расчет клинового фиксатора заключается в подборе пружины, то есть определении ее жесткости и полной предварительной деформации, а также в нахождении времени срабатывания фиксатора.

Рис. 1. Схема к расчету.



Рассмотрим силы, приложенные к фиксатору поворотного стола: Q_0 – окружная сила; P_A и P_B – реакции в направляющих фиксатора; T_A и T_B – силы трения в направляющих. Сила воздействия пружины P находится из совместного решения уравнений равновесия фиксатора, вида: $\sum F_x = 0$; $\sum F_y = 0$; $\sum M_A = 0$. При этом принимают, что ширина фиксатора h не влияет на реакции; $a = 1,2 \cdot S_p$; $l = 1,3 \cdot a$.

Уравнения составляются без учета инерционных нагрузок, которые можно узнать лишь после определения

закона движения фиксатора и поворотного стола. Поэтому усилие P_k в конце хода $P_k = \psi \cdot P$, где $\psi = 1,2 \div 1,5$. Угол клина α фиксатора из условия самоторможения принимается меньшим, чем угол трения, на 10÷30%.

Жесткость пружины C определяют, полагая, что максимальное усилие пружины $P_{max} = k \cdot P_k$ (коэффициент $k = 2 \div 3$) и что рабочий ход фиксатора S_p известен:

$$C = \frac{P_{max} - P_k}{S_p} = (k - 1) \cdot \frac{P_k}{S_p}; \text{ и ее полную предварительную деформацию } S_{max} = \frac{P_{max}}{C} = \frac{k}{k - 1} \cdot S_p.$$

Полное время срабатывания t_{cp} в данном случае складывается из интервалов t_1 и t_2 , где t_1 соответствует свободному перемещению фиксатора на ход S_1 , а t_2 – собственно фиксированию стола. Для двухзвенного механизма с приводом от пружины, на основе закона изменения кинетической энергии

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{P_{max}} \cdot S_{max}} \cdot \arccos\left(1 - \frac{S_1}{S_{max}}\right), \quad t_2 = \sqrt{\frac{m_{npus}}{P} \cdot (S_{max} - S_1)} \cdot \arccos\left(1 - P \cdot \frac{S_p - S_1}{S_{max} - S_1}\right),$$

где m – масса фиксатора; m_{npus} – приведенная масса, определяемая по условию равенства кинетической энергии звеньев механизма, при скорости равной скорости фиксатора. В первом приближении

$m_{npus} = m + \frac{J}{R^2} \cdot tg^2 \alpha$, где J – момент инерции поворотного стола относительно оси вращения ($J = m_{cm} \cdot R^2$).

Условия задачи

1. Рассчитать клиновой фиксатор при следующих данных: 1) максимальная мощность N_{max} , передаваемая на вал фиксируемого узла (поворотного стола); 2) частота вращения n вала; 3) максимальный диаметр D фиксируемого узла; 4) рабочий ход S_p фиксатора. Коэффициент трения $f = 0,4$; коэффициенты ψ и k считать равными 1,35 и 2,5 соответственно. Масса фиксатора m ; массу фиксируемого узла m_{cm} , считать с учетом толщины стола x .

2. С учетом полученных данных определить цикловую $Q_{ц}$ и фактическую $Q_{ф}$ производительность однопоточной роторной машины-автомата для литьевого прессования при угловом шаге гнезд $\alpha_{гн} = \pi/6$.

Практическое занятие № 4.
Составление циклограмм машин-автоматов.
Расчет производительности.

1. Рассмотрим вопрос о составлении циклограммы автомата для брикетирования порошкообразных материалов, исполнительные механизмы с гидравлическими связями, система управления «путевой контроль».

Последовательность операций процесса брикетирования порошков такая же, как и при таблетировании, полусухом прессовании и т.п. Рассмотрим кратко технологический процесс, начиная с операции прессования (рис. 1а).

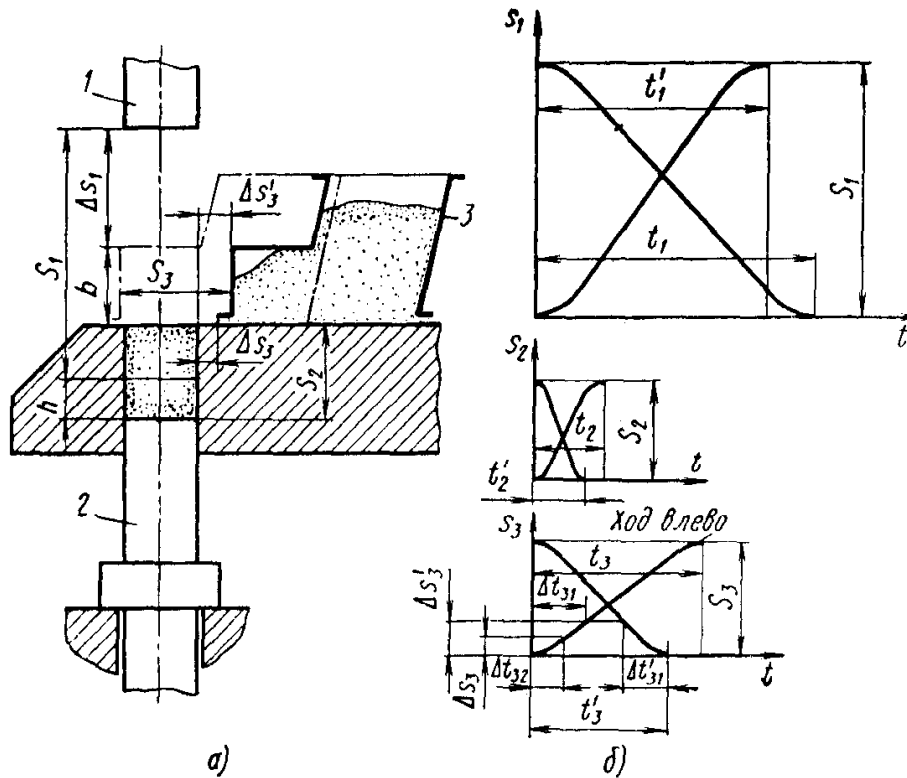


Рис. 1. Автомат для брикетирования порошковых материалов:
 а — схема положения рабочих органов перед началом операции прессования; б — графики перемещений рабочих органов

Прессование осуществляется при опускании верхнего пуансона 1 в конце (уплотняется доза материала, находящегося в матрице между торцами верхнего 1 и нижнего 2 пуансонов). Вторая операция – выталкивание – происходит после некоторой выдержки брикета под давлением или сразу же после окончания прессования. При выталкивании происходит подъем верхнего пуансона вверх в положение, обеспечивающее возможность перемещения питателя в зону дозирования порошка, т. е. над матрицей. Нижний пуансон 2 поднимается, выталкивая брикет из матрицы. В верхнем положении торец нижнего пуансона находится на уровне стола. Третья операция технологического цикла – дозирование материала. Она осуществляется путем перемещения питателя 3 влево в положение над матрицей. После этого нижний пуансон 2 опускается и матрица заполняется порошком. Такой способ объемного дозирования позволяет получить высокую стабильность массы брикетов, т. к. не приходится вытеснять из матрицы воздух при засыпке в нее порошка. При перемещении питателя влево происходит сбрасывание ранее вытолкнутого из матрицы брикета на наклонный лоток. Далее питатель перемещается вправо, освобождая место для движения вниз верхнего пуансона; цикл на этом заканчивается.

Ход верхнего пуансона S_1 , нижнего пуансона S_2 и питателя S_3 известен; скорости прямого хода этих органов v_1 , v_2 и v_3 заданы. Из этих данных может быть рассчитано время срабатывания при прямом (t_1 , t_2 , t_3) и обратном (t_1' , t_2' , t_3') ходе каждого гидравлического исполнительного механизма (прессования, выталкивания и дозирования). Отношение времени прямого хода ко времени обратного хода в рассматриваемом случае (при использовании гидравлических исполнительных механизмов) равно отношению площадей живых сечений бесштоковых и штоковых полостей соответствующих цилиндров. Считая, что графики перемещений $S_1(t)$, $S_2(t)$, $S_3(t)$ при прямом и

обратном ходе рабочих органов заданы (рис. 1б), можно приступить к построению циклограммы машины.

2. Цикловая производительность машины обратно пропорциональна времени рабочего цикла. С учетом времени срабатывания элементов системы управления, рабочий цикл $T_p = \Sigma t_i + \Sigma t_i' + \Sigma t_{эсу}$.

Фактическая производительность машин всегда меньше цикловой за счет внецикловых простоев. Если принять, что за время τ наблюдения за машиной последняя работала без простоев τ_p и выдала z_{ϕ} единиц продукции, а суммарное время простоев составляло $\Sigma \tau_n$, то получим $\tau = \tau_p + \Sigma \tau_n$. Суммарное количество выпущенной штучной продукции $z_{\phi} = \tau_p / T_p$. Фактическая производительность $Q_{\phi} = z_{\phi} / \tau$.

Суммарное время простоев $\Sigma \tau_n$ складывается из простоев по техническим причинам $\Sigma \tau_{mex}$ и по организационным причинам $\Sigma \tau_{орг}$.

Величина $\eta_{ис}$ – коэффициент использования, представляющий собой отношение времени бесперебойной работы машины за период наблюдения ко всему времени наблюдения:

$$\eta_{ис} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \Sigma \tau_n} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \Sigma \tau_{mex} + \Sigma \tau_{орг}} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \Sigma \tau_{mex}} \cdot \frac{\tau_p + \Sigma \tau_{mex}}{\tau_p + \Sigma \tau_{mex} + \Sigma \tau_{орг}} = \eta_{mex} \cdot \eta_3,$$

где η_{mex} – коэффициент технического использования, характеризующий надежность машины; η_3 – коэффициент загрузки, зависящий как от технического совершенства машины, так и от организации труда.

Условия задачи.

1. Ознакомившись с технологическим процессом брикетирования, построить прямоугольную и круговую циклограммы работы машины-автомата (исполнительные механизмы с гидравлическими связями, децентрализованная система управления - «путевой контроль») при известных S_{1-3} и v_{1-3} прямого хода рабочих органов автомата без учета времени срабатывания системы управления (рис. 1 а, б).

2. Определить цикловую и фактическую производительности машины с учетом времени срабатывания системы управления $\Sigma t_{эсу}$, при известном времени наблюдения за машиной τ и коэффициенте использования $\eta_{ис}$.

3. Определить коэффициенты технического использования η_{mex} и загрузки η_3 машины-автомата. Время простоев по техническим причинам $\Sigma \tau_{mex}$ известно.

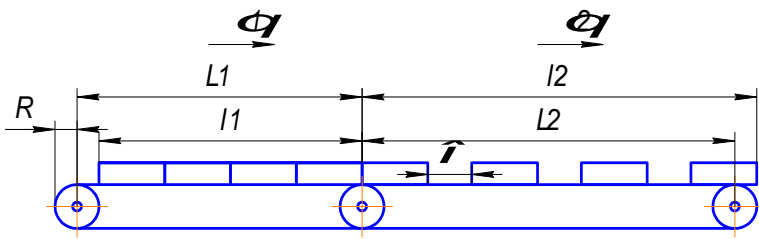
4. Имеется ли возможность увеличения производительности машины путем совмещения времени движения исполнительных механизмов? Построить прямоугольную циклограмму автомата с совмещением фаз движения рабочих органов.

Диаметры пуансонов и бесштоковых полостей гидроцилиндров исполнительных механизмов 1-3, соответственно d_1, d_2, d_3 и D_1, D_2, D_3 , заданы.

Практическое занятие №5
Комплектующие устройства.

1. Разуконплектование (раздвижка) изделий при помощи двух конвейеров с разными скоростями (рис. 1).

Т. к. время перемещения изделий по обоим конвейерам $t_1 = l_1 / v_1$ и $t_2 = l_2 / v_2$ одинаково, то



$$t_1 = t_2 = \frac{l_1}{v_1} = \frac{l_2}{v_2} \text{ и } l_2 = l_1 \cdot \frac{v_1}{v_2}.$$

Разность длин раздвинутых и сплоченных изделий

$$l_2 - l_1 = l_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} - l_1 = l_1 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) = l_1 \cdot \frac{v_2 - v_1}{v_1}.$$

Эта разность равна сумме длин расстояний между изделиями, а количество таких расстояний равно $(x - 1)$, где « x » - число изделий. Размер Δ можно найти из выражения: $\Delta = \frac{l_2 - l_1}{x - 1} = \frac{l_1(v_2 - v_1)}{v_1(x - 1)}$.

Мощность двигателя ленточного конвейера $N = \frac{N_o}{\eta} \cdot k_o$, где N_o – мощность на приводном барабане конвейера, Вт; k_o – коэффициент динамичности (1,1÷1,2); η – к. п. д. механизма привода.

Мощность на приводном барабане конвейера $N_o = k \cdot (c_o \cdot L_e \cdot v + 0,055 \cdot Q \cdot L_e \cdot g \pm Q \cdot H \cdot g)$, где k – коэффициент, зависящий от длины конвейера (табл. 1); Q – производительность, кг/с; v – скорость движения ленты, м/с; c_o – коэффициент, зависящий от ширины конвейера (для конвейера, ролики которого установлены на шарикоподшипниках – табл. 2); L_e – горизонтальная проекция длины конвейера, м; H – высота подъема материала, м.

Производительность тихоходного конвейера с достаточной точностью в данном случае можно рассчитать по формуле $Q = 3600 \cdot F \cdot v \cdot k_c$, м³/ч (здесь F – площадь поперечного сечения слоя материала, м²; k_c – коэффициент, учитывающий изменение производительности в зависимости от угла наклона конвейера).



Задача №1.

1. При известной скорости движения ленты тихоходного конвейера (ТК) v_1 определить частоту вращения и длину быстроходного конвейера (БК) n_2 , если изделия необходимо раздвигать на величину Δ . Мощность двигателя ТК N_1 , Вт; общая длина ленты ТК L_{o1} , м. Количество раздвигаемых изделий в одной партии x ; размеры изделия $a \times b \times c$; плотность материала изделий ρ , кг/м³.

2. Составить кинематическую схему проектируемого устройства (с указанием частот вращения обоих конвейеров, мощностей двигателей и передаточных отношений передач).

Таблица 1

Длина конвейера L_e , м	15	16÷30	30÷45	45
Коэффициент k	1,25	1,1	1,05	1

Таблица 2

Ширина ленты конвейера B , м	0,5	0,65	0,8	1	1,2
Коэффициент c_o	18	23	28	38	48

Практическое занятие №6.
Механизмы и устройства автоматической загрузки и питания.
Тарельчатый питатель.

Тарельчатый (дисковый) питатель (ПТ) относится к объемным дозаторам непрерывного действия и предназначен для непрерывной подачи и объемного дозирования сыпучих и кусковых материалов крупностью до 150 мм. Выпускаются два типа таких питателей: ДТ – тяжелого типа для материалов с насыпной плотностью $2 \div 2,5 \text{ т/м}^3$ и ДЛ – для материалов с насыпной плотностью до 2 т/м^3 .

Основные характеристики выпускаемых тарельчатых питателей приведены в табл. 1.

Производительность тарельчатого питателя (в $\text{м}^3/\text{ч}$) определяется объемом срезаемого ножом высотой h края усеченного конуса материала, образованного диаметром D и высотой H обоймы, а также углом α естественного откоса сырьевого материала:

$$Q = 3600 \left[\frac{\pi \cdot h}{3} (R^2 + r^2 + R \cdot r) - \pi \cdot r^2 \cdot h \right] \cdot n, \text{ где } h - \text{высота срезаемого ножом кольца материала, м;}$$

R – радиус основания кольца материала на диске, м; r – расстояние от оси диска до края режущей кромки ножа, м; n – частота вращения диска, об/с.

Для нормальной работы питателя надо чтобы материал, находящийся на вращающемся диске, не сбрасывался с его поверхности под действием центробежных сил. Для этого необходимо чтобы рабочая частота вращения диска не превышала критическую $n_{кр} = 0,5 \sqrt{f/R}$, где f – коэффициент трения материала о стальной диск.

Для обеспечения надежной работы питателя принимают $n \leq (0,5 \div 0,7) \cdot n_{кр}$.

За один оборот диска с него снимается количество материала, сила тяжести которого (в Н)

$$G = Q \cdot \rho \cdot g / (3600 \cdot n), \text{ где } Q - \text{производительность питателя, } \text{м}^3/\text{ч}; \rho - \text{плотность материала, } \text{кг/м}^3; g - \text{ускорение свободного падения, } \text{м/с}^2.$$

Нагрузка на диск от столба материала внутри обоймы (в Н) $T = 11,2 \cdot D^3 \cdot \rho \cdot g$, где D – диаметр разгрузочного отверстия бункера, м.

Работа, затрачиваемая на преодоление сил трения за один оборот диска (в Дж), $A = f \cdot P \cdot L_1 + f_0 \cdot T \cdot L_2$, где L_1 – путь центра масс сбрасываемого материала, м, $L_1 = \pi \cdot (R + r)$; L_2 – путь центра масс материала в обойме, м, $L_2 = \frac{2}{3} \pi \cdot D$; f и f_0 – коэффициенты трения материала о стальной диск и внутреннего трения в материале соответственно (см. табл. 2).

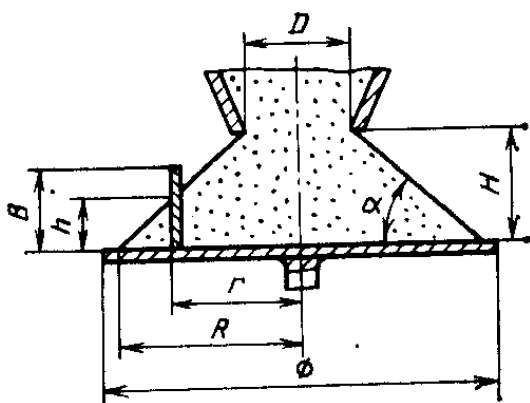
Мощность привода питателя (в кВт) с учетом коэффициента запаса при пуске под нагрузкой ($k_3 = 1,25 \div 1,3$) $N = k_3 \cdot A \cdot n / 1000$.

Кроме того, при проектировании тарельчатого питателя принимаются следующие соотношения: $r = 0,75R$. Для предотвращения просыпи материала с диска его диаметр принимают на 20% больше наружного кольца материала R .

Условия задачи.

1. Спроектировать тарельчатый питатель на заданную производительность Q при известных диаметрах разгрузочного отверстия бункера Φ и подвижной обоймы D .
2. Спроектировать кинематическую схему привода с указанием размеров питателя, частоты вращения и мощности.

Необходимые параметры выбираются по таблицам в зависимости от варианта.



Практическое занятие № 7

Механизация операций транспортирования и складирования материалов.

Ковшовый элеватор

Ковшовые элеваторы (нории) широко используются в промышленности для транспортирования пылевидных, зернистых, кусковых и жидких материалов на высоту обычно не превышающую 50÷60 м. Используются ленточные и цепные норрии в зависимости от тягового органа (лента или цепь) с расставленными или сомкнутыми ковшами различных модификаций (Г – глубокий ковш; О – остроугольный ковш с бортовыми направляющими; С – со скругленным дном и бортовыми направляющими) в зависимости от транспортируемого материала.

Производительность норрии (т/ч) определяют по формуле (1) $Q = 3600 \cdot V_k \cdot \psi \cdot \rho \cdot v / t$, где V_k – объем ковша, м³; ψ – коэффициент заполнения ковшей (табл. 1); ρ – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м³; v – скорость движения тягового органа, м/с; t – шаг ковшей, м.

Тяговое усилие (Н), необходимое для преодоления сопротивлений, возникающих при работе норрии, определяют методом расчета по точкам или приближенно по формуле (2)

$P = K \cdot H \cdot g \cdot [(q + q_0) \cdot \omega \cdot \cos \beta \pm q \cdot \sin \beta] + P_3$, где K – коэффициент, учитывающий сопротивление на приводном и натяжном барабанах или звездочках (1,1÷1,15); H – высота элеватора, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ω – коэффициент сопротивления движению (0,15÷0,2); q – масса транспортируемого материала, приходящаяся на 1 м тягового органа, кг/м ($q = V_k \cdot \psi \cdot \rho / t$); q_0 – масса ковшей и транспортируемого в них материала, приходящаяся на 1 м тягового органа, кг/м ($q_0 = m_3 \cdot q$, где m_3 – эмпирический коэффициент, характеризующий производительность элеватора, определяемый по табл. 3); P_3 – усилие, затрачиваемое на преодоление сопротивления, возникающего при загрузке ковшей зачерпыванием, Н ($P_3 = k_1 \cdot q \cdot g$, где k_1 – коэффициент зачерпывания (при $v = 1$ м/с, для порошкообразных и мелкокусковых материалов $k_1 = 1,25 \div 2,5$; для среднекусковых $k_1 = 2 \div 4$; для крупнокусковых $k_1 > 5$).

Мощность электродвигателя привода норрии

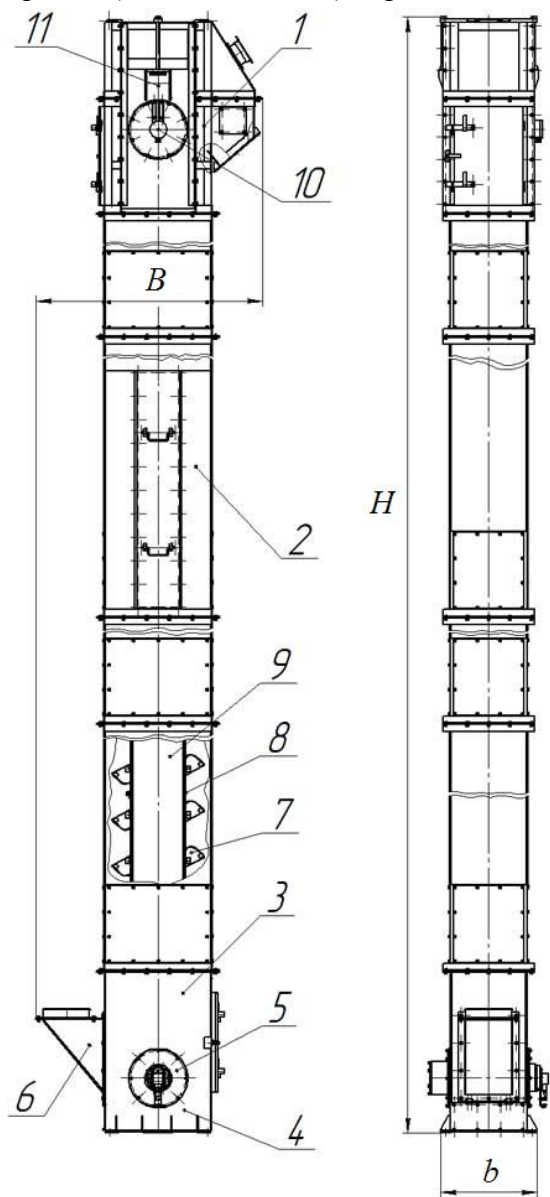
$$N = \frac{k_3 \cdot P \cdot v}{1000 \cdot \eta} \text{ (кВт)}$$

где k_3 – коэффициент запаса,

учитывающий неравномерность в питании элеватора, пусковые и другие неучтенные потери мощности ($k_3 = 1,2 \div 1,3$); η – суммарный к.п.д. привода.

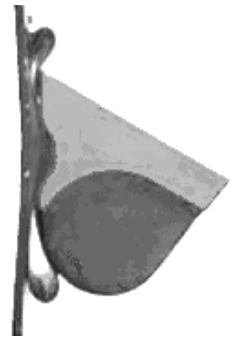
Последовательность расчета норрий.

1. С учетом характеристик транспортируемого материала по табл.1 выбирают тип ковшей элеватора с соответствующим коэффициентом заполнения ψ и скоростью движения тягового органа v .
2. При заданной требуемой производительности норрии по формуле (1) находят соотношение между объемом и шагом ковшей V_k / t . При данном соотношении по табл. 2 определяют конкретные параметры ковшей.
3. Выбранные ковши проверяют по наибольшему размеру куска материала d_{\max} . Вылет ковша $A \geq d_{\max} \cdot k_m$, где k_m – коэффициент, для рядовых материалов 2÷2,5, для сортированных 4÷5.



1-головка; 2-короб; 3-башмак; 4-дно подвижное; 5-барабан ведомый; 6-патрубок загрузочный, съемный; 7-ковшовая лента; 8-тросик; 9-успокоитель; 10-привод; 11-устройство натяжное.

Рис. 1



Резиновый ковш для подачи влажных или клейких сыпучих материалов
Рис. 1

4. С учетом выбранных параметров уточняют производительность элеватора по формуле (1). Проверяют условие: уточненная производительность $Q_y \geq c_3 \cdot Q$, где c_3 – нижний предел коэффициента запаса производительности.

5. Подбирают тяговый орган (цепь или ленту), рассчитанный на прочность по наибольшему статическому натяжению S_{\max} в зависимости от полученного по формуле (2) тягового усилия P .

6. После уточнения конструктивных особенностей элеватора с соблюдением выполнения всех необходимых условий (п.п. 1÷5), рассчитывают мощность двигателя разработанного привода нории.

Рекомендации по выбору типа ковша элеватора.

Таблица 1

Материал	Скорость тягового органа, м/с	Тип ковша	Коэффициент заполнения ковша	Способ	
				загрузки	Разгрузки
Пылевидный сухой (сырьевая мука, зола ТЭЦ, цемент, хим. добавки)	0,6÷0,8	Г	0,85	Зачерпыванием	Свободный, самотечный
Зернистый и мелкокусковой, абразивный (полимеры, шлаки, клинкер)	0,4÷0,65	О, С	0,8		Самотечный, направленный
Предварительно измельченный	0,8÷1	Г			Свободный, самотечный
Средне- и крупнокусковой абразивный (сырьевые материалы и добавки)	0,4÷0,6	О, С	0,6÷0,8	Засыпанием	Самотечный, направленный
Жидкие (пульпа, шламы и т.п.)	0,5÷0,6	Г	0,6÷0,7	Зачерпыванием	Центробежный

Основные размеры ковшей.

Таблица 2

Ширина ковша, мм	Шаг ковшей, мм		Объем ковшей, м ³			
	расставленных	сомкнутых	глубоких	мелких	с бортовыми направляющими	
100	200	–	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,1 \cdot 10^{-3}$	–	–
125	320	–	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,2 \cdot 10^{-3}$	–	–
160	320	160	$0,6 \cdot 10^{-3}$	$0,35 \cdot 10^{-3}$	$0,65 \cdot 10^{-3}$	–
200	400	200	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$0,75 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	–
250	400	200	$2 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	–
320	500	250	$4 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$6,4 \cdot 10^{-3}$
400	500	320	$6,3 \cdot 10^{-3}$	$4,2 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$
500	630	400	$12 \cdot 10^{-3}$	–	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$28 \cdot 10^{-3}$
650	630	500	$18 \cdot 10^{-3}$	–	–	$60 \cdot 10^{-3}$
800	800	630	$32 \cdot 10^{-3}$	–	–	$118 \cdot 10^{-3}$
1000	800	630	$45 \cdot 10^{-3}$	–	–	$148 \cdot 10^{-3}$

Примечание. Ковши с бортовыми направляющими применяют только при сомкнутом их расположении на тяговом органе.

Значения коэффициента m_3 .

Таблица 3

ца 3

Производительность, т/ч	10÷25	25÷50	50÷100	более 100
Цепной ковшовый элеватор:				
ковши со скругленным днищем	1,2	1	0,8	0,6
ковши с остроугольным днищем	–	–	1,1	0,9
Ленточный ковшовый элеватор	0,5	0,45	0,4	0,35

Условия задачи.

Спроектировать и рассчитать норию для вертикальной подачи **материала** на высоту ***H*** при требуемой производительности ***Q***.

Содержание отчета по практическому занятию:

1. Теоретическая часть и ход решения задачи (с обоснованием выбора конструкции).
2. Схема элеватора и кинематическая схема привода (с указанием основных размеров и параметров).