

### ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ ПОДАЧИ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ В ЛЕСОПИЛЬНЫЙ ЦЕХ

The problems of the decrease the power consumption of the transport operation with the help of circular timber in the sawing shops are regarded in the article. The analysis of the power import was done using three schemes of the feeding the logs into the shop; one longitudinal chain conveyer; two transverse chain conveyers. The fulfilled mathematical modeling showed that the least power consumption gave the scheme with one of the transverse chain conveyer. The motive explaining these received results are ascertained. The recommendations of the application the considered schemes of the feeding the circular timber in the sawing shop is done.

Снижение себестоимости выпуска продукции является важной задачей, стоящей перед производством. Одну из статей себестоимости составляют затраты на электроэнергию, необходимые для выполнения транспортных технологических операций. Поиску путей снижения требуемой мощности привода, а значит, и себестоимости выпускаемой продукции при подаче круглых лесоматериалов в лесопильный цех и было посвящено данное исследование.

Цель исследования – найти рациональный вариант подачи бревен в лесопильный цех по критерию минимальной мощности привода конвейера.

Рассмотрим три варианта подачи бревен в цех:

с помощью одного продольного цепного конвейера (рис. 1);

с помощью двух продольных цепных конвейеров (рис. 1);

с помощью поперечного цепного конвейера (рис. 2).

**Математическая модель.** Расчетная схема конвейера представлена на рис. 3.

Требуемую скорость движения цепи, м/с, определим по формуле

$$V = \frac{n \cdot l_{бр}}{3600 \cdot \varphi}, \quad (1)$$

где  $n$  – штучная производительность конвейера, бр/ч;  $l_{бр}$  – длина бревна, м;  $\varphi$  – коэффициент заполнения конвейера по длине ( $\varphi = 0,8$ ).

Массовую производительность конвейера, т, определим по формуле

$$Q = n \cdot V_{бр} \cdot \rho, \quad (2)$$

где  $V_{бр}$  – объем бревна, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность древесины, т/м<sup>3</sup>.

Определяют массу 1 м цепи и поперечины, кг, по формуле

$$q_0 = q_{ц} + \frac{G_n}{l_n}, \quad (3)$$

где  $q_{ц}$  – масса 1 м цепи, кг;  $G_n$  – масса поперечины, кг;  $l_n$  – расстояние между поперечинами, м.

Масса груза, кг, приходящаяся на 1 м длины рабочей ветви конвейера

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot V}. \quad (4)$$

Полная нагрузка, кг, приходящаяся на 1 м рабочей ветви конвейера

$$q_2 = q_0 + q_1. \quad (5)$$

Определим силы сопротивления на участках конвейера и натяжения цепи в характерных точках (рис. 2). Силу сопротивления движению, Н, на участке 1–2 (холостая ветвь) определим по формуле

$$F_{1-2} = q_0 \cdot \omega \cdot L \cdot g, \quad (6)$$

где  $\omega$  – коэффициент сопротивления движению, определяемый по формуле

$$\omega = \frac{(2 \cdot f + \mu \cdot d) \cdot C}{D_p}, \quad (7)$$

где  $f$  – коэффициент трения качения ходовых роликов по направляющим  $f = 0,1$ ;  $\mu$  – коэффициент трения в подшипниках ходовых роликов  $\mu = 0,2$ ;  $d$  – диаметр оси ходового ролика, см, определяемый по формуле

$$d = 0,25D_p;$$

$D_p$  – диаметр ходового ролика, см;  $C$  – коэффициент, учитывающий трение торцов или реборд ходовых роликов о направляющие  $C = 1,2$ ;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Сила натяжения цепи, Н, в точке 2 будет равна

$$F_2 = F_1 + F_{1-2}, \quad (8)$$

где  $F_1$  – сила натяжения цепи в точке 1, Н.  $F_1 = 1000$  Н.

Сопротивление движению цепи, Н, на участке 2–3 принимаем равным 10% от силы натяжения цепи в точке 2.

$$F_{2-3} = 0,1 \cdot F_2.$$

Тогда сила натяжения цепи, Н, в точке 3 будет равна

$$F_3 = F_2 + F_{2-3} = 1,1 F_2, \quad (9)$$

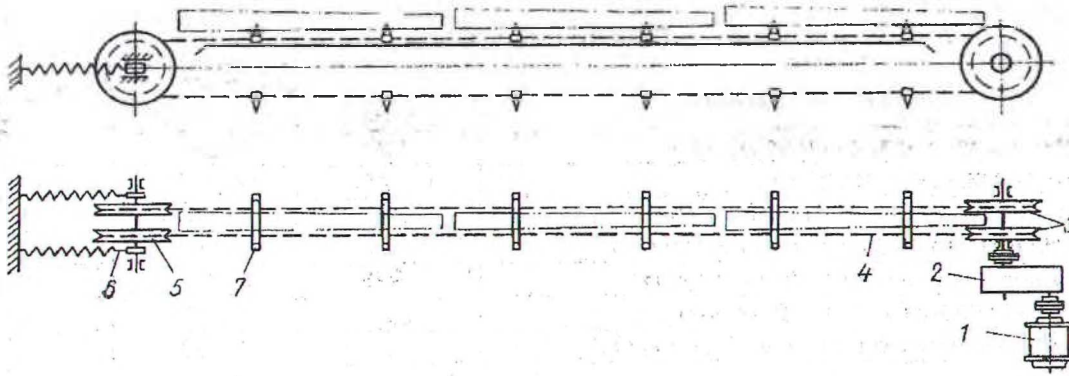


Рис. 1. Схема продольного конвейера

Сила сопротивления движению, Н, на участке загрузки 3-4 определим по следующей формуле ([1], (XI.37)):

$$F_{3-4} = \frac{m \cdot (V - V_1) \cdot K_d}{t_b}, \quad (10)$$

где  $m$  – масса бревна, кг, определяемая по формуле

$$m = Q \cdot \rho;$$

$V_1$  – начальная скорость бревна, м/с,  $V_1 = 0$  м/с;  $t_b$  – время за которое происходит выравнивание скорости тягового органа (цепи) и транспортируемого груза (бревна), с,  $t_b = 0,5-1$  с. Принимаем  $t_b = 0,5$  с;  $K_d$  – коэффициент динамичности. Для гравитационного загрузчика  $K_d = 1,5$ .

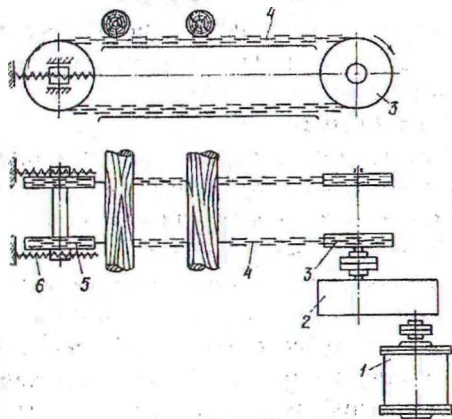


Рис. 2. Схема поперечного конвейера

Сила натяжения цепи, Н, в точке 4 будет равна

$$F_4 = F_3 + F_{3-4}. \quad (11)$$

Силу сопротивления движению, Н, на участке 4-5 определим по формуле

$$F_{4-5} = q_2 \cdot \omega \cdot L_{4-5} \cdot g, \quad (12)$$

где  $L_{4-5}$  – длина участка 4-5, м, определяемая по формуле

$$L_{4-5} = L - (L_{загр} - L_{разг}), \quad (13)$$

$L_{загр}$  – длина участка загрузки, м, для продольного конвейера, определяемая по формуле

$$L_{загр} = \frac{L_{бр}}{\phi}, \quad (14)$$

$L_{бр}$  – длина транспортируемого бревна, м.

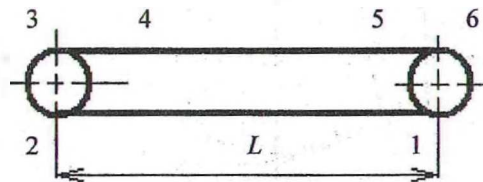


Рис. 3. Расчетная схема конвейера

Для поперечного конвейера длина участка загрузки определяется по формуле

$$L_{загр} = \frac{d_{бр}}{\phi}, \quad (15)$$

где  $L_{разг}$  – длина участка разгрузки, м;  $d_{бр}$  – диаметр бревна, м.

Для продольного конвейера принимаем  $L_{разг} = L_{загр}$ , для поперечного конвейера длина участка разгрузки  $L_{разг} = 0$  м, так как разгрузка происходит через приводные звездочки.

Сила натяжения цепи в точке 5 будет равна

$$F_5 = F_4 + F_{4-5}. \quad (16)$$

Сопротивление движению тягового органа (цепи), Н, на участке 5-6 определяется по формуле:

– при разгрузке продольного конвейера сталкивающим устройством ([1], (XI.52))

$$F_{5-6} = f_0 \left[ \frac{m \cdot g \cdot (\operatorname{tg}(\beta) + f) + \frac{m \cdot V}{t_{сб} \cdot \cos(\beta)}}{(1 - f_0 \cdot f) - (f_0 + f) \cdot \operatorname{tg}(\beta)} \right], \quad (17)$$

где  $f_0$  – коэффициент трения скольжения между сталкивающим устройством и бревном, для стали по дереву  $f_0 = 0,25$ ;  $f$  – коэффициент трения скольжения древесины о поверхность траверсы, древесина по стали  $f = 0,25$ ;  $\beta$  – угол подъема профиля траверсы, град (рис. 4),  $\beta = 15^\circ$ ;  $t_{сб}$  – время сбрасывания, с,  $t_{сб} = 1$  с.

## Результаты расчета

Название параметра	Значения для схемы		
	Схема 1	Схема 2	Схема 3
1. Производительность конвейера, бр/ч	120	60	120
2. Скорость движения цепи, м/с	0,25	0,125	0,015
3. Массовая производительность конвейера, т/ч	45,9	22,95	45,9
4. Минимальная сила натяжения цепи, Н	1000	1000	1000
5. Максимальная сила натяжения цепи, Н	7938	7820	88784
6. Требуемая мощность двигателя, кВт	2,24	1,10	1,70
7. Общая требуемая мощность двигателя, кВт	2,24	2,20	1,70

- при разгрузке поперечного конвейера
- через приводные звездочки

$$F_{5-6} = 0 \text{ Н.} \quad (18)$$

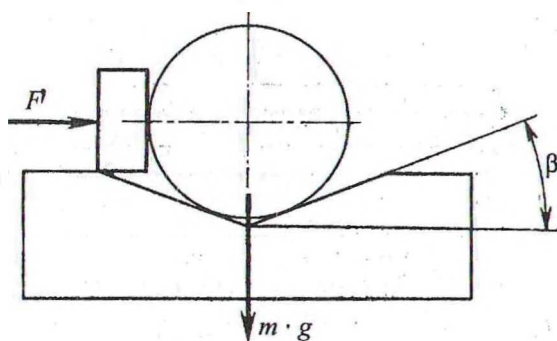


Рис. 4. Расчетная схема

Сила натяжения цепи, Н, в точке 6 будет равна

$$F_6 = F_5 + F_{5-6}. \quad (19)$$

Цепь проверяют по допускаемому натяжению, Н, по условию

$$F_{\text{расч}} = F_6 + F_{\text{дин.}} \leq [F], \quad (20)$$

где  $F_{\text{дин.}}$  – динамическая нагрузка цепи, Н, определяется по формуле

$$F_{\text{дин.}} = 6 \cdot m_{\text{д}} \cdot \left( \frac{\pi \cdot V}{Z} \right)^2 \cdot \frac{a}{(a+b)^2}, \quad (21)$$

$m_{\text{д}}$  – масса движущихся частей конвейера на которую распространяется неравномерность хода цепи, кг, определяемая по формуле

$$m_{\text{д}} = q_2 \cdot L;$$

$Z$  – число зубьев ведущей звездочки;  $a$  – больший шаг звездочки, м, определяемый по формуле  $a = t + d_0$ ;  $t$  – шаг цепи, м;  $d_0$  – калибр цепи, м;  $b$  – меньший шаг звездочки, м, определяемый по формуле

$$a = t - d_0;$$

$[F]$  – допустимая сила натяжения цепи, Н.

В случае, если это условие не выполняется, необходимо выбрать другую цепь.

Требуемую мощность двигателя, кВт, привода конвейера определим по формуле

$$P = \frac{V \cdot K \cdot (F_6 - F_1)}{1000 \cdot \eta}, \quad (22)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий сопротивление на ведущей звездочке  $K = 1,1$ ;  $\eta$  – коэффициент полезного действия приводной станции  $\eta = 0,85$ .

**Математическое моделирование.** По представленной выше модели было проведено математическое моделирование при следующих исходных данных.

Схемы подачи бревен в цех: один продольный конвейер (схема 1); два продольных конвейера (схема 2); поперечный конвейер (схема 3).

Производительность конвейера для схемы 1 и 3 составляет 120 бр/ч, для схемы 2 – 60 бр/ч.

Порода транспортируемых бревен – сосна.

Характеристика транспортируемых бревен: диаметр – 28 см, длина – 6 м, объем – 0,45 м<sup>3</sup>. Влажность древесины – 100%.

Длина конвейера – 100 м.

Результаты расчетов представлены в таблице.

**Анализ результатов.** Из вышеприведенного можно сделать следующие выводы.

1. Наиболее энергоэффективной является схема 3 с одним поперечным конвейером.

2. Схема 2 с двумя продольными конвейерами является менее энергоемкой, чем схема 1 с одним продольным конвейером, но требует в два раза большие первоначальные капитальные вложения по сравнению со схемой 1.

3. Наибольший вклад в требуемую мощность двигателя привода конвейера вносит скорость движения цепи, так как с ее ростом увеличиваются силы сопротивления движению на участках загрузки, разгрузки и на загруженном участке рабочей ветви конвейера.

## Литература

1. Таубер, Б.А. Подъемно-транспортные машины / Б. А. Таубер. – М.: Лесная пром-сть, 1980.
2. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Вышэйшая школа, 1983.