

РОСЖЕЛДОР
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(РГУПС)

Ю.Н. Макеева

ЭЛЕВАТОРНО-КОВШЕВОЙ
РАЗГРУЗЧИК-ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИК ТР-2А

Примеры расчета узлов

Учебное пособие

Ростов-на-Дону
2009

УДК 621.86.06.001.24(07) + 06

Макеева, Ю.Н.

Элеваторно-ковшевой разгрузчик-штабелеукладчик ТР-2А. Примеры расчета узлов : учеб. пособие / Ю.Н. Макеева ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 127 с. : ил. Библиогр. : 15 назв.

Дано описание конструкции узлов разгрузчика. Предложена реконструкция основных узлов. Приведены кинематические прочностные расчеты элементов механизмов. Примеры расчетов могут быть использованы в качестве методического пособия при разработке аналогичных элементов погрузочно-разгрузочных машин.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальностям 190205, 190602, может быть использовано в курсовом и дипломном проектировании.

Рецензенты: нач. Дирекции по управлению терминально-складским комплексом Р.В. Новиков (ОАО «РЖД»);
канд. техн. наук, проф. Н.Г. Мищенко (РГУПС)

© Макеева Ю.Н., 2009

© Ростовский государственный университет
путей сообщения, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Разгрузчик ТР-2А используется для выгрузки песка, гравия, щебня и других сыпучих материалов из открытого подвижного состава с последующим отвалом разгружаемого материала в хребтовые штабели, расположенные на расстоянии до 22 м от оси железнодорожного пути; высота штабелей равна 8–9 м.

Разгрузчик монтируется на специальном пути, который состоит из четырех линий рельс. Две внутренние линии создают нормальную железнодорожную колею, имеющую расстояние между внутренними плоскостями головок рельс, равное 1524 мм. Эта колея прокладывается железнодорожными организациями по соответствующим нормативам. По наружным линиям передвигается разгрузчик, колея которого имеет расстояние между центрами головок рельс $B = 5000$ мм. Неисправности в укладке пути влияют на работу разгрузчика и могут явиться причиной порчи машины и возникновения аварий.

Необходимо, чтобы оси железнодорожной и рабочей колеи совпадали возможно точнее. Максимально допустимая разность составляет ± 5 мм. При большей разности появится опасность врезания ковшей элеватора в стенки полувагонов.

Рабочие пути должны обладать достаточной прочностью. Применяются рельсы типа Р – 43.

Точность укладки пути должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1 Отклонение между центрами рельс должно находиться в пределах ± 3 мм.
- 2 Отклонение в отметках головок рельс не должно быть больше ± 5 мм.
- 3 Отклонение в отметках колеи по отношению к железнодорожной колее не должно превышать ± 5 мм.

Колея должна быть обязательно заземлена, отдельные секции рельс соединяются между собой перемычками, которые привариваются к рельсам.

Разгрузчик ТР-2А представляет собой передвижной самоходный портал, на котором смонтированы два ковшевых элеватора, передаточный и отвальный ленточные конвейеры с самостоятельными приводами. Транспортируемый материал, захватываемый ковшами элеватора из полувагонов или платформ, поднимается вверх и пересыпается в бункер, затем – на передаточный конвейер и – на отвальный конвейер, который перемещает его на расстояние до 22 метров от оси железнодорожного разгрузочного пути.

На внутренний путь подаются железнодорожные составы; разгрузчик, передвигаясь по внешнему пути вдоль состава, производит разгрузку подвижного состава и перегрузку груза (щебня) в штабели хребтового типа.

Эксплуатационная производительность разгрузчика увеличена в результате модернизации, предлагаемой в данной работе, и равна 369,4 т/ч, что обеспечивает в течение часа разгрузку 5–6 шестидесятипятитонных вагонов.

Остаток груза в вагоне составляет 2–3 % от первоначальной загрузки и разгружается на дополнительном участке повышенного пути вручную или с помощью накладных вибраторов.

Конструкция портала разгрузчика обеспечивает свободное прохождение под ним подвижного состава габарита 2В согласно ОСТ ВКС – 6435.

Состав комплексной бригады, обслуживающей машину: оператор – 1 чел.; помощник оператора – 1 чел.; для очистки остатков груза в полувагоне – 2 чел.; итого 4 человека.

В технической литературе и приложении даны примеры технологических схем с использованием разгрузчика ТР-2А для перегрузки минерально-строительных грузов на подъездных путях предприятий и в портах [1, 2].

1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕВАТОРНО-КОВШЕВОГО РАЗГРУЗЧИКА-ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИКА ТР-2А. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Разгрузчик ТР-2А состоит из следующих основных узлов:

- двух цепных ковшей элеваторов;
- ленточных конвейеров – отвального и промежуточного;
- самоходного портала с кабиной управления;
- механизма подъема каретки с рабочим оборудованием;
- механизма изменения наклона стрелы отвального конвейера.

Все механизмы монтируются на металлоконструкции самоходного портала [1, 2, 3].

Ковшечные элеваторы

Шаг ковшей – 320 мм. Увеличенная емкость ковша (в результате модернизации) – 50 л.

Транспортируемый груз захватывается ковшами из полувагонов или платформ, поднимается вверх и при опрокидывании ковшей пересыпается в бункер, затем – на передаточный конвейер и – на отвальный конвейер, который перемещает груз на расстояние до 22 м от оси железнодорожного подъездного пути.

Врезание ковшей в слой груза осуществляется за счет передвижения портала вместе с ковшевыми элеваторами вдоль вагона. Остаток груза в полувагоне составляет до 3 %, требуется дополнительная зачистка полувагона от остатков груза; эта работа выполняется вручную или с помощью накладного вибратора на отдельном участке подъездного ж.-д. пути при открытых люках полувагона.

Каждый ковшевой элеватор имеет индивидуальный привод.

В нижней части каждого ковшевого элеватора расположена натяжная станция.

Ковшечные элеваторы смонтированы на каретке, выполненной из профильного металла, которая имеет катки для вертикального перемещения внутри портала. Подъем и опускание каретки с рабочим оборудованием производится лебедкой, установленной на перекрытии портала.

Для ограничения подъема каретки ковшевых элеваторов предусмотрен концевой выключатель. Для предупреждения поломки подвижного состава ковшевые элеваторы оборудованы ограничителем опускания в нижнее положение.

Отвальный ленточный конвейер

Отвальный ленточный конвейер имеет обычную конструкцию. Рабочий профиль конвейера – желобчатый.

Стрела отвального конвейера закреплена корневой частью на стойке портала, а в концевой и средней частях соединена при помощи восьмикратного по-

лиспа́ста с бараба́ном механизма накло́на стрелы, установленного на перекры́тии портала. Угол накло́на конвейера может изменяться от 18 до 22°.

Привод отвального конвейера включает электродвигатель, клиноременную и зубчатую передачи. На корневой части конвейера смонтировано натяжное устройство.

Передаточный ленточный конвейер

Передаточный конвейер служит для передачи материала из бункера ковшевых элеваторов на отвальный конвейер.

Передаточный конвейер устанавливается на раме, смонтированной на каретке и, следовательно, может перемещаться вертикально вверх и вниз, относительно портала.

Привод передаточного конвейера включает электродвигатель, клиноременную и зубчатую передачи.

Портал

Портал выполнен из профильного проката. Конструкция портала является разборной и состоит из сварных узлов, собранных с помощью болтовых соединений.

По числу ведущих колес машина имеет два самостоятельных механизма передвижения, электродвигатели которых заблокированы. Привод механизма передвижения состоит из электродвигателя, тормоза, цилиндрического редуктора и зубчатой передачи.

Кабина

Кабина обеспечивает хороший обзор фронта работы ковшевых элеваторов и остальных механизмов.

Ограничителем подъема ковшевых элеваторов служит концевой выключатель типа КУ-501. В кабине установлено дистанционное управление всеми механизмами.

Питание электродвигателей осуществляется переносным кабелем. Наружное освещение разгрузчика обеспечивается четырьмя прожекторами.

Прожекторы устанавливаются в верхней части портала. Два прожектора расположены с двух противоположных сторон вдоль оси железнодорожной колеи, один – со стороны отвального конвейера и один – с внутренней стороны портала для освещения работы ковшевых элеваторов.

Техническая характеристика разгрузчика ТР-2А представлена в таблице 1.

Таблица 1

Техническая характеристика элеваторно-ковшевого
разгрузчика-штабелеукладчика ТР-2А

Наименование показателя	Обозначение	Единица физической величины	Значение
Производительность техническая (при перегрузке щебня с насыпной плотностью $\gamma = 1,8 \text{ т/м}^3$)	$\Pi_{\text{Т}}$	т/ч	648
Производительность эксплуатационная	$\Pi_{\text{Э}}$	т/ч	369 (320)
Ковшевой элеватор			
Емкость ковша элеватора	i_0	л	50
Шаг ковшей	d_0	м	0,32
Скорость движения ковшей	V	м/с	0,8
Рабочая ширина ковша	—	мм	250
Мощность привода	N	кВт	2×22(40)
Тип электродвигателя	4AP200L8Y3; $n_{\text{Э}}=730 \text{ 1/мин}$		
Тип редуктора	У2Ц–315Н; $i=20$		
Отвальный конвейер			
Тип конвейера	желобчатый		
Ширина ленты	B	м	1
Скорость ленты	V	м/с	3
Мощность привода	N	кВт	30(28)
Тип электродвигателя	4A180M4Y3; $n = 1470 \text{ 1/мин}$		
Передаточный конвейер			
Тип конвейера	желобчатый		
Ширина ленты	B	м	0,8
Скорость ленты	V	м/с	3
Мощность привода	N	кВт	5,5(10)
Тип электродвигателя	A4112M4Y3; $n = 1445 \text{ 1/мин}$		

Окончание табл. 1

Спецификация

Портал			
Рабочая скорость передвижения	V_{Π}	м/мин	3
Диаметр ходовых колес	D	м	0,5
Мощность привода передвижения	N	кВт	2×3,0(10)
Механизм подъема ковшевого элеватора			
Скорость подъема	V	м/мин	2,45
Мощность привода	N	кВт	8,5(7,5)
Тип электродвигателя	4А Р200L8УЗ		
Механизм подъема стрелы отвального конвейера			
Мощность привода	N	кВт	3(4,5)
Суммарная установленная мощность	N	кВт	97(100)

Примечание: в скобках указываются параметры до модернизации [4].

2 КОВШЕВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

2.1 Расчет производительности ковшевых элеваторов

Исходные данные представлены в табл. 1.

Коэффициент заполнения ковша, Ψ , принят по рекомендации для ковшей автопогрузчиков и щебня [12], равен 0,3–0,4.

Коэффициент использования машины по времени в течение смены^{*}, $\alpha_{\text{в}} = 0,78$

Коэффициент использования технологического времени разгрузки вагона^{*}, $\alpha_{\text{Т}} = 0,73$.

Объемная насыпная масса щебня, $\gamma = 1,8 \text{ т/м}^3$.

Эксплуатационная производительность машины определяется соответствующей производительностью ковшевых элеваторов и по справочным данным составляет 350–320 т/ч при перегрузке щебня и максимально 450 т/ч при перегрузке песка.

В результате предлагаемой модернизации (увеличена ёмкость ковшей) теоретическая производительность двух ковшевых элеваторов при $\Psi = 1$ равна

$$\Pi = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot i_0}{d_0} \cdot \Psi \cdot V \cdot \gamma,$$

$$\Pi = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot 50}{0,32} \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1,8 = 1620 \text{ т/ч.}$$

Техническая производительность элеваторов при $\Psi = 0,3$ равна

$$\Pi_{\text{Т}} = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 1,8 \cdot 0,3 \cdot 0,8}{0,32} = 486 \text{ т/ч.}$$

Техническая производительность при $\Psi = 0,4$, при определении мощности привода, равна

$$\Pi_{\text{Т}} = 648 \text{ т/ч.}$$

Эксплуатационная производительность элеваторов равна

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{э}} &= \Pi_{\text{Т}} \cdot \alpha_{\text{Т}} \cdot \alpha_{\text{в}}; \\ \Pi_{\text{э}} &= 648 \cdot 0,73 \cdot 0,78 = 369 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

Примечание

Учтено время на подготовительно-заключительные операции и обслуживание рабочего места (16 минут); время технологических перерывов (30 минут); время отдыха (60 минут), итого

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{480 - 106}{480} = 0,78. \quad [5]$$

Чистое (технологическое) время разгрузки вагона – 8 минут; время цикла – 11 минут, итого

$$\alpha_T = \frac{8}{11} = 0,73.$$

2.2 Расчет мощности привода

Расход мощности на приводном валу звездочек, N_0 , кВт, при суммарной технической производительности элеваторов, равен [6, 7, 8]

$$N_0 = \frac{P_T}{367 \cdot 10^3 \cdot K_p \cdot \eta_B} \left(\frac{Z}{\eta} + \gamma \cdot H \right),$$

где $K_p = 1,3$ – коэффициент разрыхления грунта;

$\eta_B = 0,96$ – КПД опор приводного вала;

$\eta = 0,85$ – КПД рабочего органа (ориентировочно);

$Z = 10 \cdot 10^3$ кг/м² – удельное сопротивление резанию грунта II категории плотности (гравий, щебень);

$H = 4,42$ м – высота подъема груза ковшами элеваторов;

$$N_0 = \frac{648}{367 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 0,96} \left(\frac{10 \cdot 10^3}{0,85} + 1800 \cdot 4,42 \right) = 27,9 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя привода элеваторов равна

$$N' = \frac{N_0}{\eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_{кп}};$$

$$N' = \frac{27,9}{0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,81} = 39,45 \text{ кВт},$$

где $\eta_p = 0,97$ – КПД редуктора привода;

$\eta_z = 0,9$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{кп} = 0,81$ – КПД клиноременной передачи.

Коэффициент запаса мощности на неучтенные потери $K = 1,1$.

Требуемая мощность электродвигателя равна:

$$N = 39,45 \cdot 1,1 = 43,4 \text{ кВт}.$$

Устанавливаются два электродвигателя – асинхронные, трехфазные, единой серии 4А с повышенным пусковым моментом, тип 4А Р200Л8УЗ, $N = 22 \times 2$ кВт; $n_э = 730$ 1/мин; $K_{п} = 1,8$; $K_{max} = 2,0$ [9].

На каждом приводе устанавливается цилиндрический редуктор типа Ц2У – 315Н, $i = 20$; $\eta = 0,97$; $A_1 = 200$ мм; $A_2 = 315$ мм.

Частота вращения тихоходного вала редуктора равна

$$n_T = \frac{n_{\Sigma}}{i \cdot \frac{D_2}{D_1}},$$

где $D_1 = 275$ мм – диаметр ведущего шкива клиноременной передачи;
 $D_2 = 250$ мм – диаметр ведомого шкива.

$$n_T = \frac{730}{20 \cdot \frac{250}{275}} = 40,15 \text{ 1/мин.}$$

Крутящий момент на тихоходном валу редуктора равен

$$M_T = \frac{7162 \cdot 22 \cdot 1,36 \cdot 0,97 \cdot 0,81}{40} = 4200 \text{ Н·м.}$$

Кинематическая схема привода показана на рис. 1.

Схема к расчету привода ковшевого элеватора показана на рис. 2.

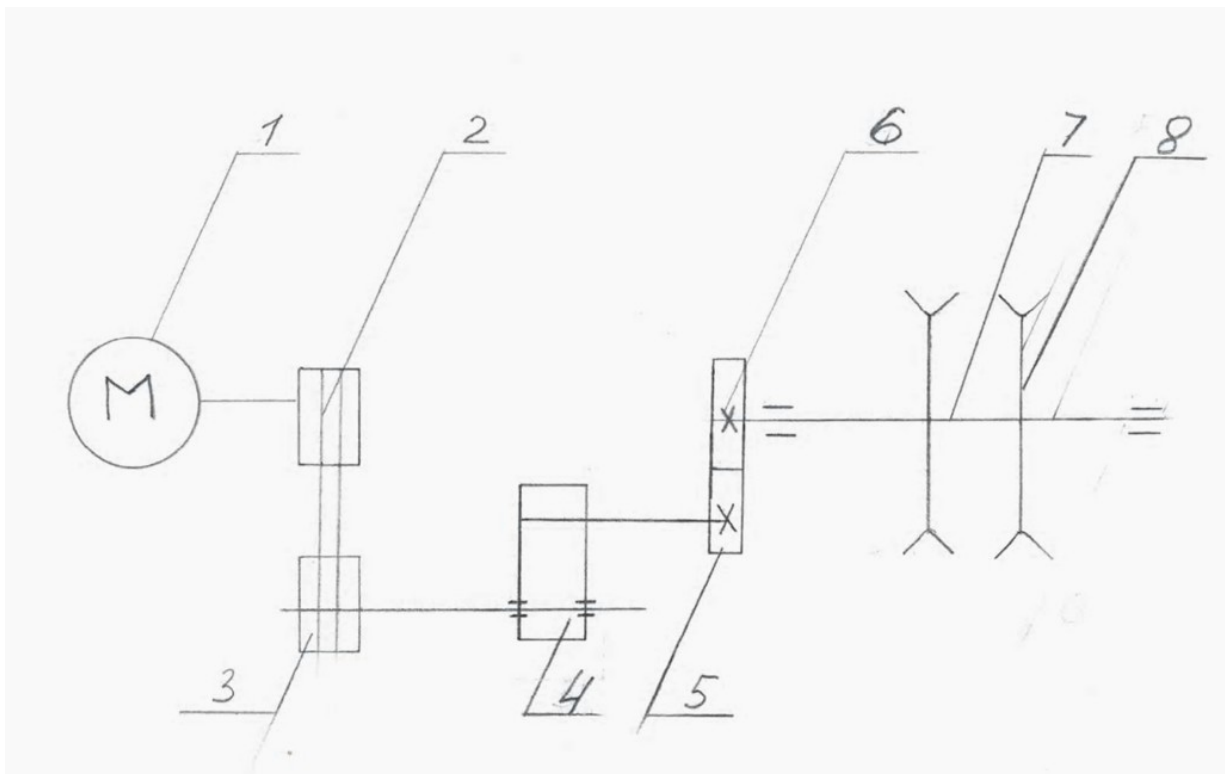


Рис. 1. Кинематическая схема привода ковшевого элеватора
 1 – электродвигатель; 2, 3 – клиноременная передача; 4 – редуктор;
 5 – шестерня; 6 – зубчатое колесо; 7 – вал приводных звездочек;
 8 – приводные звездочки

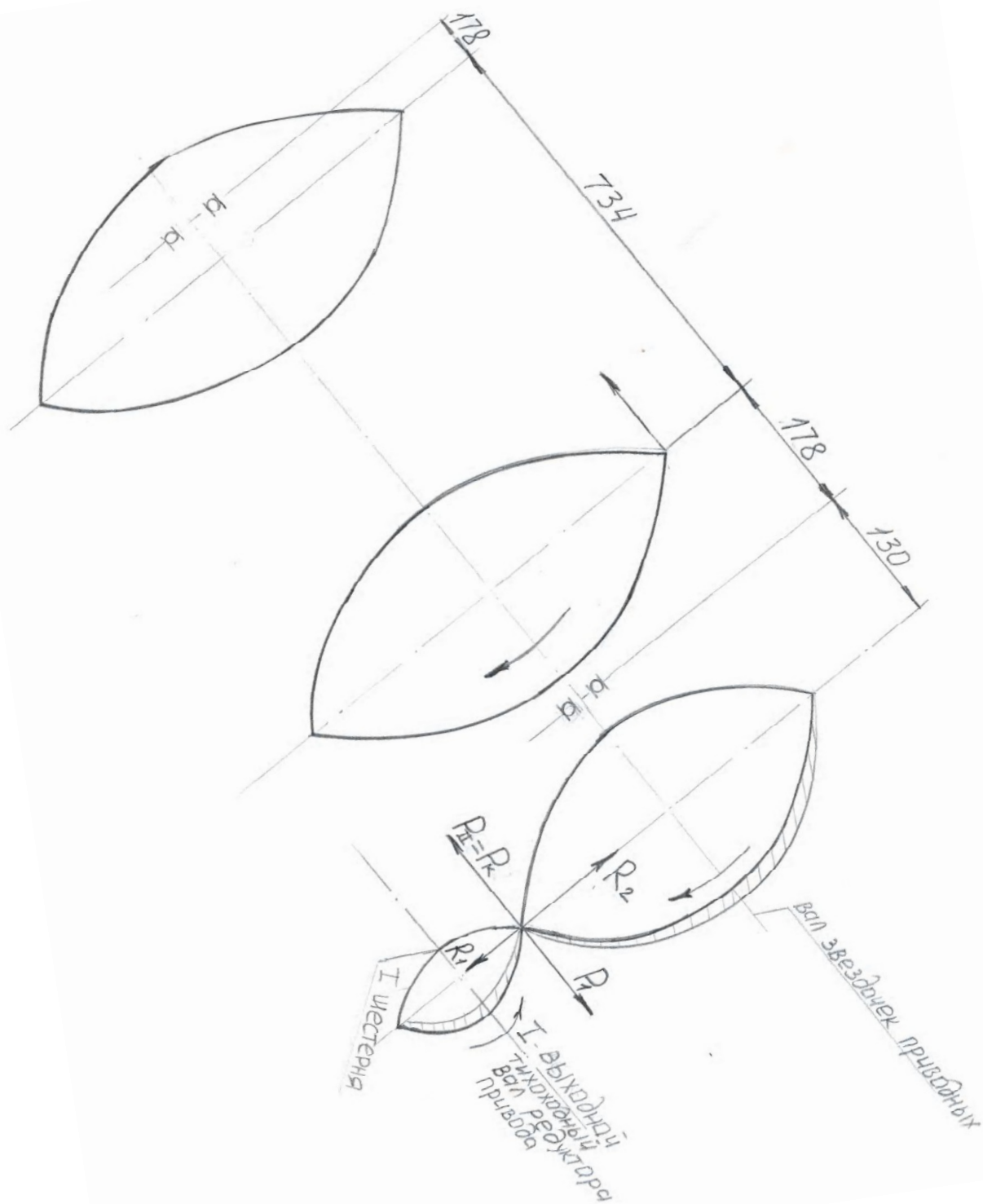


Рис. 2. Схема приводов ковшевого элеватора

1 – тихоходный вал редуктора; 2 – шестерня; 3 – зубчатое колесо; 4 – вал приводных звездочек; 5 – звездочки привода

2.3 Расчет элементов зубчатого зацепления привода на прочность. Расчет шестерни

$$Z_1 = 20; m = 10.$$

Окружное усилие на шестерне равно

$$P_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{Т}}}{\frac{D_{\text{Н.О}}}{2}},$$

где $D_{\text{Н.О}} = 20 \cdot 10 = 200$ мм – диаметр начальной окружности шестерни;

$$P_{\text{ш}} = \frac{4200}{0,5 \cdot 0,2} = 42000 \text{ Н.}$$

Напряжение изгиба в материале зуба равно [10, 11]

$$\sigma_{\text{И}} = 0,32 \frac{P_{\text{ш}}}{m \cdot b \cdot y \cdot c \cdot \gamma},$$

где $b = 105$ мм – ширина зуба, мм;

$y = 0,102$ – коэффициент формы зуба;

$\gamma = 0,9$ – коэффициент, учитывающий износ зуба;

$c = 1,2$ – для данной окружной скорости;

$$V_{\text{Н.О}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с,}$$

$$V_{\text{Н.О}} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 40,15}{60 \cdot 1000} = 0,42 \text{ м/с;}$$

$$\sigma_{\text{И}} = 0,32 \frac{42000}{1,0 \cdot 10,5 \cdot 0,102 \cdot 0,9 \cdot 1,2} = 11620 \text{ Н/см}^2 = 116,2 \text{ МПа.}$$

Материал шестерни сталь 45-У, $[\sigma]_{\text{И}} = 135$ МПа.

Прочность шестерни обеспечивается.

Расчет срезного штифта на валу шестерни

Крутящий момент на валу шестерни равен

$$M_{\text{кр}} = \frac{7162 \cdot 1,36 \cdot 22 \cdot 250 \cdot 20 \cdot 0,78}{730 \cdot 275} = 4163 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{кп}} \quad \text{– КПД на валу шестерни;}$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,97 \cdot 0,81 = 0,78;$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot 2}{d_{\text{в}}};$$

$$P_{\text{ср}} = 1040,8 \text{ Н.}$$

Напряжение среза равно

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ср}}}{n \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 166 \text{ Н/см}^2 = 1,66 \text{ МПа},$$

где $d_{\text{в}} = 8 \text{ см}$; $n = 2$ – количество штифтов; $d_{\text{ш}} = 2 \text{ см}$ – диаметр штифта.

Материал штифта – сталь 45-Н

$[\tau]_{\text{ср}} = 68 \text{ МПа}$. Прочность штифта обеспечивается.

Расчет зубчатого колеса

$$Z_2 = 49; m = 10.$$

Частота вращения приводного вала звездочек элеватора

$$n_3 = \frac{n_{\text{Т}}}{\frac{Z_{\text{к}}}{Z_{\text{ш}}}},$$

$$n_3 = \frac{40,15 \cdot 20}{49} = 16,33 \text{ 1/мин},$$

$$i_3 = \frac{49}{20} = 2,45 – \text{передаточное отношение зубчатой передачи.}$$

Крутящий момент на приводном валу звездочек равен

$$M_{\text{в}} = M_{\text{Т}} \cdot i_3 \cdot \eta \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $i_3 = 2,45$;

$\eta = 0,9$ – КПД зубчатой передачи;

$$M_{\text{в}} = 4200 \cdot 2,45 \cdot 0,9 = 9281 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Окружное усилие на зубчатом колесе равно

$$P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{в}}}{0,5 \cdot D_{\text{к}}};$$

$$P_{\text{к}} = \frac{9281}{0,5 \cdot 0,49} = 37881 \text{ Н}.$$

Напряжение изгиба в материале зуба колеса равно [10, 11]

$$\sigma_{\text{И}} = 0,32 \frac{P_{\text{К}}}{m \cdot v \cdot y \cdot c \cdot \gamma},$$

где $m = 10$ мм – модуль;

$v = 105$ мм – ширина зуба;

$y = 0,13$ – коэффициент формы зуба;

$\gamma = 0,9$ – коэффициент износа зуба;

$c = 1,2$ – скоростной коэффициент;

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{0,32 \cdot 37881}{1 \cdot 10,5 \cdot 0,13 \cdot 1,2 \cdot 0,9} = 8223 \text{ Н/см}^2 = 82,23 \text{ МПа};$$

$[\sigma]_{\text{И}} = 135 \text{ МПа}$ – для стали ст 45-У.

Прочность колеса обеспечивается.

Расчет шпонки зубчатого колеса

Материал шпонок сталь 45-Н; $\sigma_{\text{в}} = 650\text{--}800 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{Т}} = 340 \text{ МПа}$.

Данные расчету:

размеры призматической шпонки:

$l = 140$ мм;

$v = 32$ мм;

$h = 18$ мм;

диаметр вала колеса – $d = 11,5$ см (в результате реконструкции);

$i = 2$ – количество шпонок.

Шпонки рассчитываются на срез и смятие.

Напряжение среза равно

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot i \cdot l_{\text{п}} \cdot v};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 928100}{11,5 \cdot 2 \cdot 12,4 \cdot 3,2} = 2034 \text{ Н/см}^2 = 20,3 \text{ МПа}.$$

При действии предельного пускового крутящего момента $K_{\text{max}} = 2$ получаем:

$$\tau'_{\text{ср}} = 20,3 \cdot 2 = 40,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение смятия равно

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot i \cdot l_{\text{п}} \cdot K};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 928100}{11,5 \cdot 2 \cdot 12,4 \cdot 1} = 6508 \text{ Н/см}^2 = 65,1 \text{ МПа},$$

где $K = 1 \text{ см}$ – рабочая высота шпонки для $d_g > 10,5 \text{ см}$ [20].

При действии предельного пускового момента

$$\sigma'_{\text{см}} = \sigma_{\text{см}} \cdot 2; \quad \sigma'_{\text{см}} = 65,1 \cdot 2 = 130,2 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение смятия равно:

$$[\sigma_{\text{см}}] \cong \sigma_{\text{в}} = 650 \text{ МПа}.$$

Обычно для тяжелого режима принимают

$$[\sigma_{\text{см}}] = 350 \text{ МПа} [21].$$

Условие прочности по напряжениям смятия выполняется, т.к.
 $\sigma'_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$.

Минимальное допускаемое напряжение среза равно

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,2 \sigma_{\text{Т}}; \quad [\tau_{\text{ср}}] = 0,2 \cdot 340 = 68 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по напряжениям среза выполняется. Прочность шпонок на валу зубчатого колеса обеспечивается.

2.4 Расчет элементов узла приводных звездочек

Расчет приводного вала звездочек на выносливость

Материал вала сталь 40ХН – М52 (в результате реконструкции);
 $\sigma_{\text{в}} = 190 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{Т}} = 160 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 0,25(190 + 160) = 87,5 \text{ МПа}$ – предел усталости.

Схема нагрузок и изгибающие моменты показаны на рисунке 3. Вариант конструктивной схемы вала приводных звездочек показан на рисунке 4. Определение окружного усилия $P_{\text{зв}}$:

$$P_{\text{зв}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{D_{\text{н}}};$$

$D_{\text{н}} = 0,917 \text{ м}$ – диаметр начальной окружности звездочки;

$$P_{\text{зв}} = \frac{2 \cdot 9281}{0,917} = 20242 \text{ Н}.$$

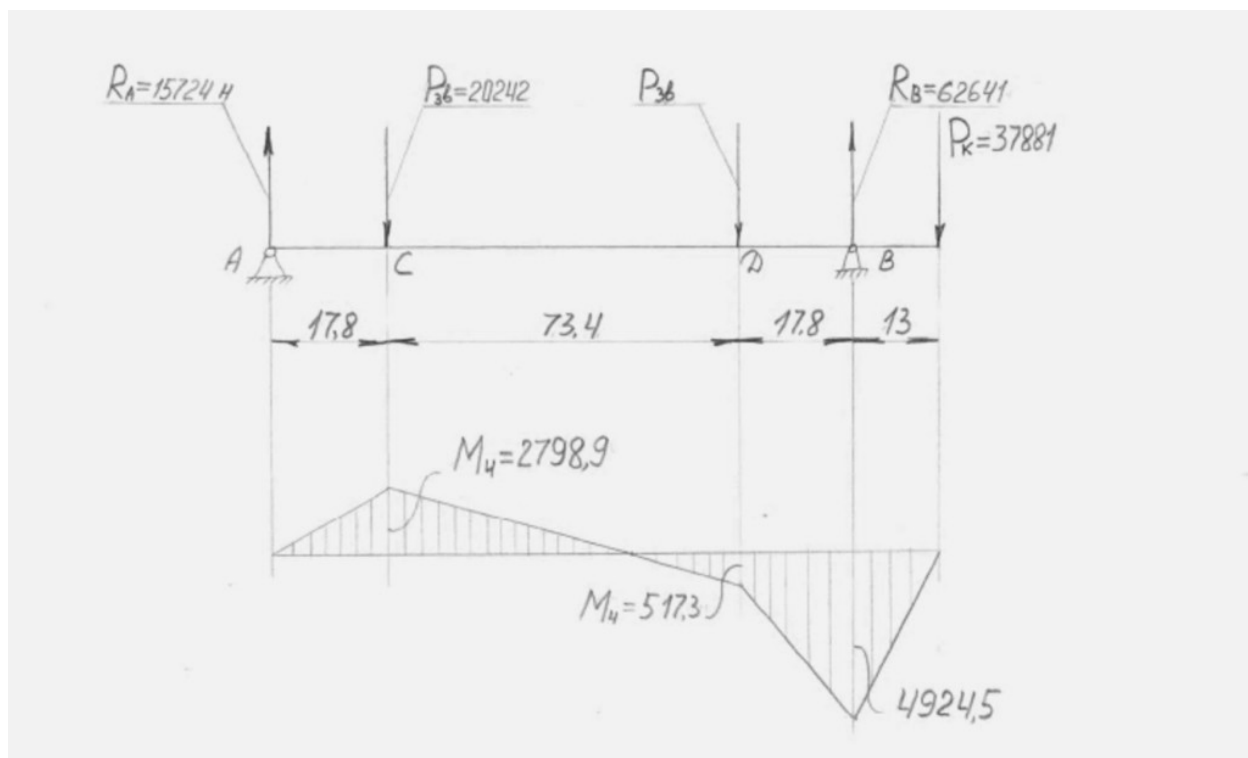


Рис. 3. Схема нагрузок и изгибающие моменты на приводном валу звездочек (нагрузки даны в Н, изгибающие моменты в Н · м, размеры в см)

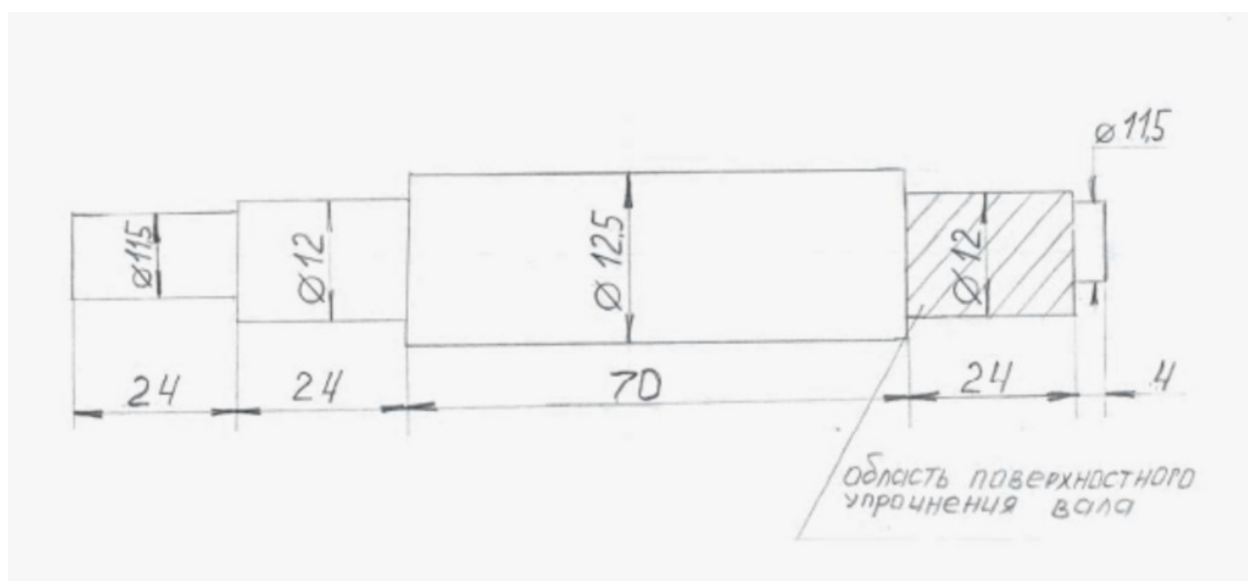


Рис. 4. Вариант конструктивной схемы вала приводных звездочек – реконструкция (размеры даны в см)

Опорные реакции находятся из уравнения:
 $\sum M_B = R_A(17,8 \cdot 2 + 73,4) - 20242(73,4 + 17,8) - 20242 \cdot 17,8 + 37881 \cdot 13 = 0;$

$$R_A = \frac{20242 \cdot 109 - 37881 \cdot 13}{109} = 15724 \text{ Н};$$

$$R_B = 62641 \text{ Н}.$$

Опасное сечение вала в опоре В.

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{и}}}{W}; d = 100 \text{ мм}; W_{\text{и}} = 0,1 d^3; W_{\text{и}} = 100 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{492453}{100} = 4924,5 \text{ Н/см}^2 - \text{прочность не обеспечивается};$$

принимается $d = 135 \text{ мм};$

$$d = 13,5 \text{ см}; W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 13,5^3 = 246 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{492453}{246} = 2002 \text{ Н/см}^2 = 20 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по изгибу при расчете на усталость при отсутствии кручения

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} \cdot \sigma_a} \geq 1,3, \quad [11]$$

где σ_a — амплитудное значение напряжений;

$K_{\sigma} = 1,93$ — коэффициент концентрации напряжений [11];

$\varepsilon = 0,59$ — учитывает масштабный фактор для легированной стали [11];

$$n_{\sigma} = \frac{87,5}{\frac{1,93}{0,59} \cdot 20} = 1,34 \geq 1,34,$$

запас прочности достаточен.

Напряжение кручения равно:

$$\tau_a = \frac{M}{0,2 d^3};$$

$$\tau_a = \frac{928100}{0,2 \cdot 13,5^3} = 1890 \text{ Н/см}^2.$$

Запас прочности по кручению при отсутствии изгиба

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} \tau_a};$$

$$n_{\tau} = \frac{52,5}{\frac{21,54}{0,59} \cdot 18,9} = 1,1.$$

где $K_{\tau} = 1,54$ [18].

Запас прочности с учетом изгиба и кручения равен:

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{n_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau}}\right)^2}};$$

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{1,34}\right)^2 + \left(\frac{1}{1,1}\right)^2}} = 0,85, \text{ что недостаточно.}$$

Предел выносливости при поверхностном упрочнении накаткой роликом или закалкой с нагревом Т. В. Ч. повышается в 1,7–2 раза [11].

В этом случае $n_{\sigma} = 1,34 \cdot 1,7 = 2,28$;

$$n_{\tau} = 1,87;$$

$$n = 1,446 > 1,3 - \text{запас достаточен.}$$

Запас прочности в сечении «С» равен:

$$\sigma_a = \frac{279987}{246} = 1138 \text{ Н/см}^2; d = 13,5 \text{ см.}$$

$$n_{\sigma} = \frac{87,5}{\frac{1,93}{0,59} \cdot 11,4} = 2,35 - \text{запас достаточен,}$$

поверхностное упрочнение не требуется.

(При $d = 12$ см, $n_{\sigma} = 1,65$ – запас также достаточен).

Изменение в конструкции вала в связи с поверхностным упрочнением:

$$\sigma_{-1} = 87,5 \cdot 1,7 = 148,8 \text{ МПа;}$$

$$\text{Принимается } d_b = 12 \text{ см; } W_{\text{и}} = 133,1 \text{ см}^3; \sigma_a = \frac{492453}{172,8} = 28,5 \text{ МПа;}$$

$$n_{\sigma} = \frac{148,8}{\frac{1,93}{0,59} \cdot 28,5} = 1,6.$$

Новый вариант конструкции вала показан на рисунке 4.

Выводы

1 Для обеспечения достаточного запаса прочности в сечениях вала «В» и «С» следует увеличить диаметр вала в этих сечениях до 120 мм.

2 Область посадки подшипника в опоре В следует подвергнуть поверхностному упрочнению.

Расчет спиц зубчатого колеса на прочность

Расчетная схема показана на рисунке 5.

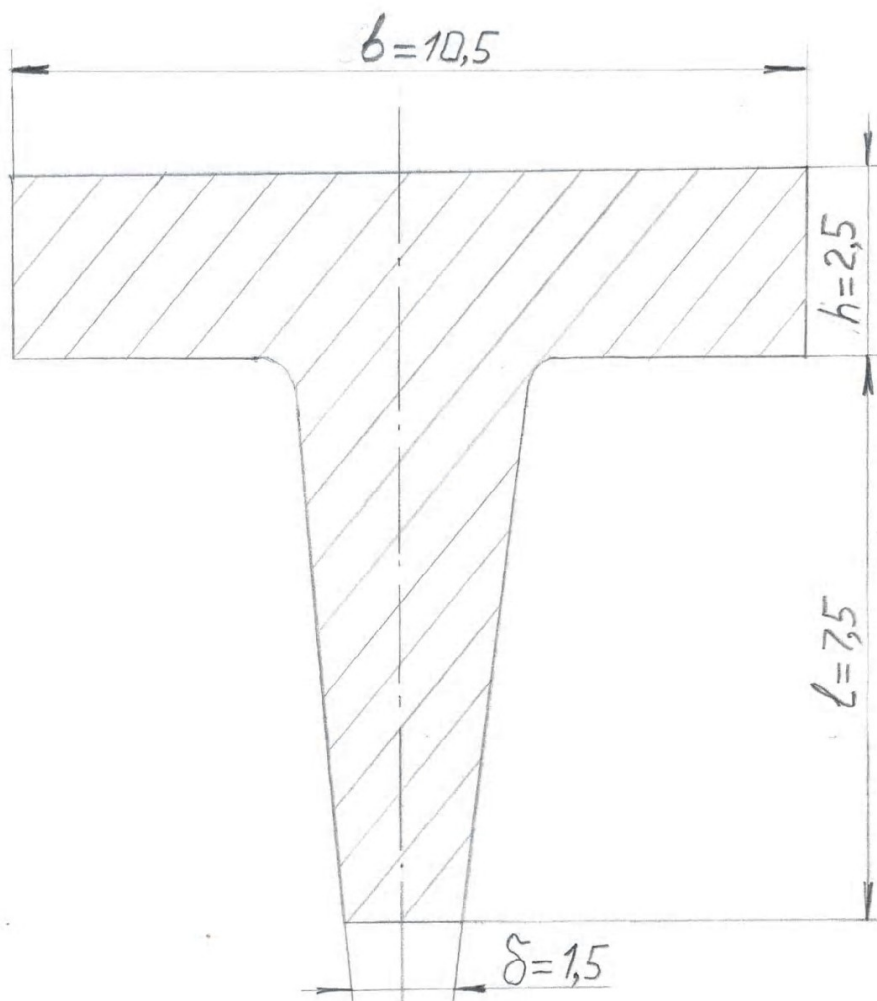


Рис. 5. Схема к расчету на прочность спиц зубчатого колеса (размеры даны в см)

Момент сопротивления изгибу сечения спиц

$$W_{\text{и}} = \frac{h \cdot b^2}{6} + \frac{l_1 \cdot \delta^2}{6} \text{ см}^2,$$

где $h = 2,5$ см – высота основания спицы;
 $b = 10,5$ см – ширина основания спицы;
 $l_1 = 7,5$ см – высота шейки спицы;
 $\delta = 1,5$ см – толщина шейки спицы.

$$W_{\text{И}} = \frac{2,5 \cdot 10,5^2}{6} + \frac{7,5 \cdot 1,5^2}{6} = 48,6 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба равно:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{P_{\text{К}} \cdot l}{i \cdot W_{\text{И}}},$$

где $P_{\text{К}} = 37881$ Н – окружное усилие на колесе;
 $i = 4$ – количество спиц;
 $l = 10$ см – плечо приложения силы $P_{\text{К}}$;

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{37881 \cdot 10}{4 \cdot 48,6} = 1949 \text{ Н/см}^2 = 19,49 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба для материала колеса стали 45-У равно [$\sigma_{\text{И}}] = 135$ МПа – для тяжелых условий нагружения.

Прочность спиц обеспечивается.

Расчет спиц звездочки на прочность

Материал звездочки сталь 45-У.

Данные к расчету:

$Z = 9$ – число зубьев звездочки; $h = 1,6$ см; $b = 9$ см; $l = 5,5$ см; $\delta = 1,2$ см;
 $d_0 = 32$ см – шаг цепи;

$D_{\text{Н.О}} = 91,7$ см – диаметр начальной окружности звездочки;
 $(R_{\text{Н}} = 45,9 \text{ см})$

$i = 6$ – количество спиц.

Момент сопротивления спицы изгибу в опасном сечении равен (обозначения по рисунку 5).

$$W_{\text{И}} = \frac{h \cdot b^2}{6} + \frac{l \cdot \delta^2}{6}, \text{ см}^3,$$

$$W_{\text{И}} = \frac{1,6 \cdot 9^2}{6} + \frac{5,5 \cdot 1,2^2}{6} = 22,9 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба равно

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{И}}}{i \cdot W_{\text{И}}},$$

где $M_{\text{И}} = P_{\text{ЗВ}} \cdot L$ – изгибающий момент в опасном сечении;
 $P_{\text{ЗВ}}$ – окружное усилие звездочки;
 $L = 45,9$ см – плечо действия окружного усилия;

$$P_{\text{ЗВ}} = \frac{2 M_{\text{кр}}}{D_{\text{Н.О}}};$$

$$P_{\text{ЗВ}} = \frac{2 \cdot 9281}{0,917} = 20242 \text{ Н};$$

$$M_{\text{И}} = 20242 \cdot 45,9 = 929108 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{929108}{6 \cdot 22,9} = 6762 \text{ Н/см}^2 = 67,6 \text{ МПа}.$$

$[\sigma_{\text{И}}] = 135$ МПа для стали 45-У при тяжелом режиме нагрузок.
 Прочность спиц звездочек обеспечивается.

Расчет шпонки на приводном валу звездочки

Шпонки рассчитываются на прочность по нормальному напряжению смятия и касательному напряжению среза.

Диаметр вала $d = 120$ мм. Рекомендуемые размеры призматической шпонки [21]; $b \times h = 36 \times 20$ мм; $l = 100$ мм; или $b \times h = 32 \times 18$, $l = 90$ мм.

Установлена шпонка 32×18 , $l = 90$ мм.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,5 \cdot d \cdot b \cdot l_{\text{р}}};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{928100}{0,5 \cdot 12 \cdot 3,2 \cdot 7,4} = 6532 \text{ Н/см}^2 = 65,3 \text{ МПа};$$

$$l_{\text{р}} = l - \frac{b}{2}; l_{\text{р}} = 9,0 - 1,6 = 7,4 \text{ см}.$$

При действии пускового максимального момента

$$K_{\text{max}} = 2; \quad \tau'_{\text{ср}} = 130,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение смятия равно

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,5 \cdot d \cdot k \cdot l_{\text{р}}},$$

где $k = 10$ мм; для $d > 10,5$ см [18],

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{928100}{0,5 \cdot 12 \cdot 1 \cdot 7,4} = 20903 \text{ Н/см}^2 = 209 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{\text{см}} = 209 \cdot 2 = 418 \text{ МПа}.$$

Материал шпонки сталь ст. 45-Н, $\sigma_{\text{в}} = 650\text{--}800 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{т}} = 340 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение смятия равно $[\sigma_{\text{см}}] = 350 \text{ МПа}$ – для тяжелых условий работы узла [21].

$[\sigma'_{\text{см}}] \cong \sigma_{\text{в}}$; $209 < 350$; $418 < 650$, следовательно, по направлениям смятия прочность шпонки обеспечивается.

Допускаемое напряжение среза

$$\tau_{\text{т}} = 0,7 \sigma_{\text{т}};$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,8 \cdot \tau_{\text{т}}; [\tau_{\text{ср}}] = 340 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 190 \text{ МПа},$$

$65,3 < 190$; $130,6 < 190$ – по напряжениям среза прочность шпонки обеспечивается.

Для повышения надежности узла на случай возникновения неучтенных нагрузок рекомендуется установить на валу 2 шпонки с размерами $36 \times 20 \times 100$;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{928100}{0,5 \cdot 12 \cdot 1 \cdot 8,2 \cdot 2} = 9432 \text{ Н/см}^2 = 94,3 \text{ МПа},$$

где $K = 1$; $l_{\text{р}} = 10 - 1,8 = 8,2 \text{ см}$.

Подбор опорных подшипников вала приводных звездочек

Расчетная нагрузка в опоре В равна $R_{\text{в}} = 62641 \text{ Н}$ (расчетная схема на рис. 3).

Частота вращения вала звездочек $n = 16,33 \text{ 1/мин}$.

Радиальная нагрузка на подшипник равна:

$$Q = R_{\text{в}} \cdot K_{\text{д}} \cdot K_{\text{к}}, \text{ Н},$$

где $K_{\text{д}} = 1,5$ – коэффициент динамичности [18];

$K_{\text{к}} = 1$ – коэффициент при вращении внутреннего кольца подшипника;

$$Q = 62641 \cdot 1,5 = 93961,5 \text{ Н} = 93,96 \text{ кН}.$$

Установлены подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные N 3624, средней широкой серии; $d = 120 \text{ мм}$; $D = 260 \text{ мм}$; $B = 86 \text{ мм}$; допускаемая статическая нагрузка $Q = 560 \text{ кН}$, коэффициент работоспособности $C = 9\,800\,000$, что соответствует сроку службы подшипников, равному не менее 5 лет.

2.5 Расчет на прочность элементов узла натяжных звездочек

Расчет на прочность оси натяжной звездочки

Материал оси сталь 45-У, $\sigma_{-1}=135$ МПа.

Расчетная схема показана на рисунке 6.

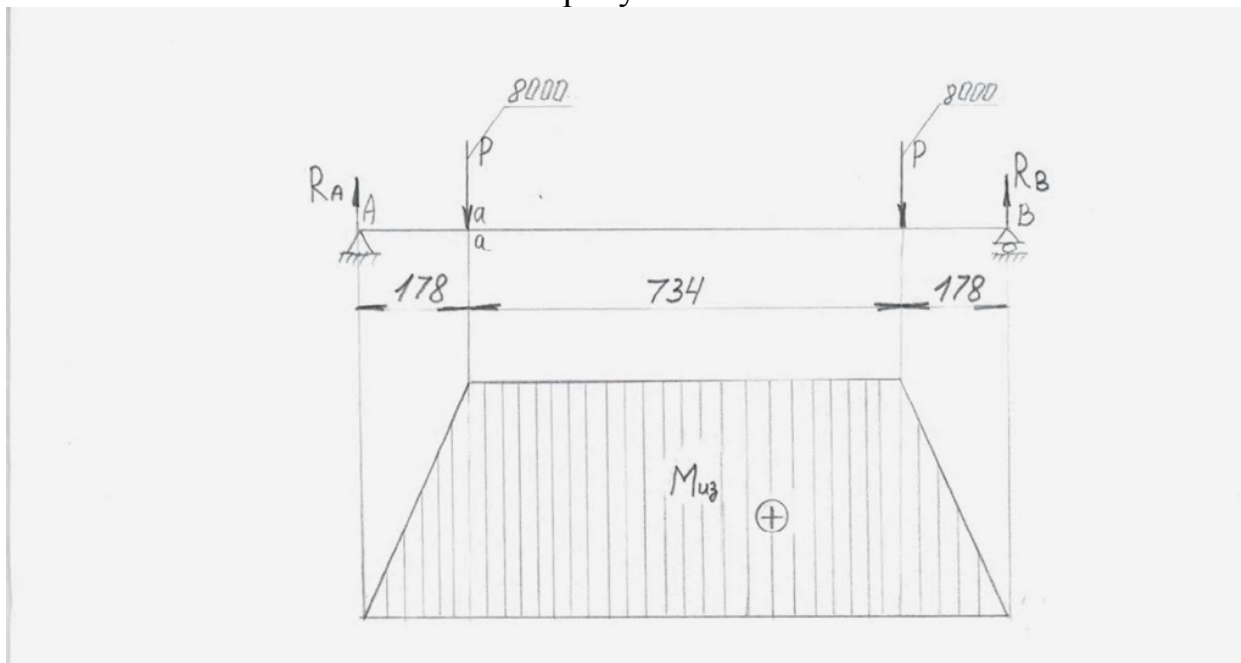


Рис. 6. Схема к расчету на прочность оси натяжной звездочки (нагрузки даны в Н, размеры даны в см)

Принята величина предварительного натяжения цепи, равная

$$P_H = 4000 \text{ Н.}$$

Нагрузка на ось звездочки равна

$$P = 2 \cdot 4000 = 8000 \text{ Н.}$$

Массой звездочки можно пренебречь.

Опорные реакции равны

$$R_A = R_B = 8000 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечении «а-а» равен

$$\begin{aligned} M_{из} &= R_A \cdot 17,8 \text{ Н} \cdot \text{см}, \\ M_{из} &= 8000 \cdot 17,8 = 142400 \text{ Н} \cdot \text{см}. \end{aligned}$$

Напряжение изгиба оси в сечении «а-а» равно

$$\sigma = \frac{M_{\text{И}}}{W_{\text{И}}}; \quad W_{\text{И}} = 0,1 d^3;$$

$$d = 7 \text{ см}, \quad W_{\text{И}} = 34,3 \text{ см}^3,$$

$$\sigma = \frac{142400}{34,3} = 4151,6 \text{ Н/см}^2 = 41,52 \text{ МПа}.$$

Запас прочности равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma}{\varepsilon} \cdot K_{\sigma}},$$

где $\varepsilon = 0,76$ – масштабный фактор для углеродистой стали [11];

$K_{\sigma} = 1,9$ – коэффициент концентрации напряжений для валов в месте шпоночной канавки [11];

$$n_{\sigma} = \frac{135,000}{\frac{41,52 \cdot 1,9}{0,76}} = 1,3 \text{ – запас прочности при расчете на выносливость}$$

достаточен.

Подбор опорных подшипников натяжных звездочек

Радиальная нагрузка на каждый подшипник составляет:

$$R_{\text{В}} = R_{\text{А}} = 8000 \text{ Н}.$$

Расчетная радиальная нагрузка на подшипник равна:

$$Q = R_{\text{А}} \cdot K_{\text{д}} \cdot K_{\text{к}},$$

где $K_{\text{к}} = 1$;

$K_{\text{д}} = 1,5$ – коэффициент динамичности;

$$Q = 8000 \cdot 1,5 \cdot 1 = 12000 \text{ Н}.$$

Установлены роликоподшипники радиальные сферические двухрядные N 3614 – средней широкой серии; $d = 70 \text{ мм}$; $D = 150 \text{ мм}$; $B = 51 \text{ мм}$; $Q = 185 \text{ кН}$.

Долговечность подшипников составляет более 80000 часов [12].

2.6 Расчет элементов тяговой цепи на прочность

Проверка скорости движения ковшевой цепи

$$V_{ц} = \frac{\pi D_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000};$$

$D_3 = 917,2$ мм – диаметр начальной окружной звездочки;

$$V_{ц} = \frac{\pi D_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000};$$

$$V_{ц} = \frac{2880 \cdot 16,33}{60 \cdot 1000} = 0,78 \text{ м/с.}$$

Окружное усилие на звездочке равно:

$$P_3 = \frac{M_B}{0,5 D_3};$$

$$P_3 = \frac{9281}{0,5 \cdot 0,917} = 20242 \text{ Н.}$$

Расчет тяговой цепи

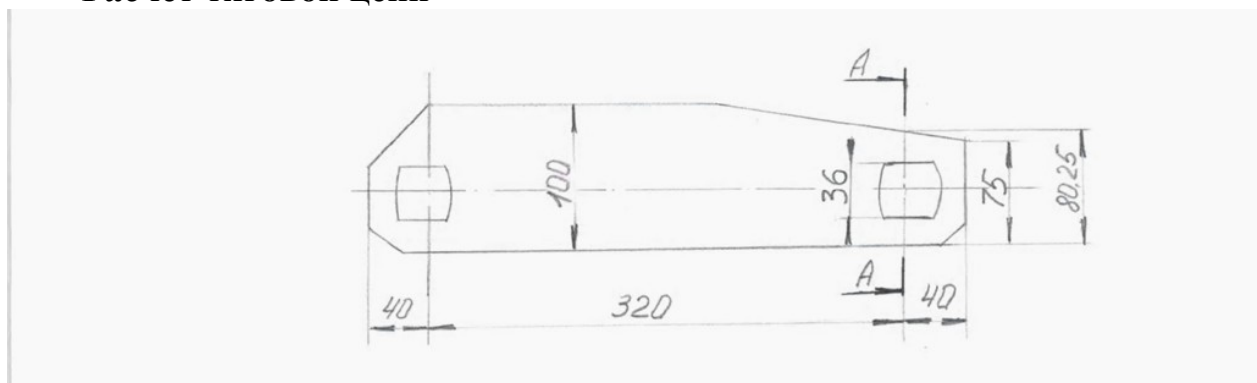


Рис. 7. Схема конструкции внутренней пластины цепи (размеры даны в мм)

Схема конструкции внутренней пластины представлена на рис. 7. Материал пластины сталь 40Х-У.

Сечение пластины А-А.

Площадь в сечении А-А равна

$$F = (8,05 - 3,6) \cdot 1,2 = 5,3 \text{ см}^2.$$

Разрывное усилие цепи равно

$$P_p = 2 \cdot F \cdot \sigma_v,$$

$$\sigma_v = 800 \text{ МПа} = 80000 \text{ Н/см}^2,$$

$$P_p = 2 \cdot 5,3 \cdot 80000 = 848000 \text{ Н}.$$

Усилие в тяговой цепи, создаваемое работой электродвигателя, равно

$$P = \frac{1020 N}{i \cdot V} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{к.п.}},$$

где $N = 22 \text{ кВт}$ – мощность электродвигателя;

$i = 2$ число рабочих ветвей цепи;

$V = 0,78 \text{ м/с}$ – скорость движения цепи;

$\eta_{\text{ред}} = 0,97$ – КПД редуктора;

$\eta_{\text{з.п.}} = 0,9$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{\text{к.п.}} = 0,81$ – КПД клиноременной передачи.

$$P = \frac{1020 \cdot 22}{2 \cdot 0,78} \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,81 = 10172 \text{ Н}.$$

Натяжение цепи в набегающей ветви

$$P_H = P + G_{\text{Ц}} + G_{\text{Г}},$$

где $G_{\text{Ц}} = 16600 \text{ Н}$ – сила тяжести цепи с ковшами, приходящаяся на одну цепь;

$G_{\text{Г}} = 3240 \text{ Н}$ – полезная нагрузка от груза, приходящаяся на одну ветвь;

$$P_H = 10172 + 16600 + 3240 = 30012 \text{ Н};$$

Запас прочности цепи равен

$$n = \frac{P_p}{P_A};$$

$$n = \frac{848000}{30012} = 28 \text{ (для стали 40Х-У)}.$$

Запас прочности цепи в случае, если одна ветвь цепи принимает полную нагрузку от ковшей, при максимальном пусковом моменте электродвигателя равен

$$n' = \frac{848000}{2 \cdot 2 \cdot 30012} = 7 \text{ – запас прочности достаточен}.$$

**Проверка прочности пластины с учетом динамических нагрузок
(учитываются ударные нагрузки при обегании звездочки)**

$$P_{\text{Д}} = K_{\text{Д}} \frac{2V_{\text{ц}}^2 \cdot P_{\text{Н}}}{z \cdot d_0 \cdot g},$$

где $z = 9$ – число зубьев звездочки;

$K_{\text{Д}} = 3,26$ – коэффициент динамичности;

$V = 0,8$ м/с – линейная скорость движения цепи.

$$P_{\text{Д}} = \frac{3,26 \cdot 2 \cdot 0,8^2 \cdot 30012}{9 \cdot 0,32 \cdot 9,81} = 4432 \text{ Н.}$$

Напряжение растяжения в пластине цепи с учетом статических и динамических нагрузок

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{Н}} + P_{\text{Д}}}{F};$$

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{30012 + 4432}{5,3} = 6499 \text{ Н/см}^2 = 64,99 \text{ МПа.}$$

Материал пластины сталь 40Х-У, $[\sigma]_{\text{р}} = 120$ МПа; $\sigma_{\text{в}} = 800$ МПа.

Прочность пластины обеспечивается.

Проверка ролика на удельное давление

$$P = \frac{P_{\text{Н}} + P_{\text{Д}}}{d_{\text{р}} \cdot l_{\text{р}}};$$

$$P = \frac{34444}{4,2 \cdot 5} = 1640 \text{ Н/см}^2 = 16,4 \text{ МПа,}$$

где $d_{\text{р}} = 4,2$ см – диаметр ролика;

$l_{\text{р}} = 5$ см – длина ролика.

$$[P] = 35 \text{ МПа [18],}$$
$$P < [P].$$

Проверка прочности ролика

Расчетные схемы на рисунках 8 и 9.

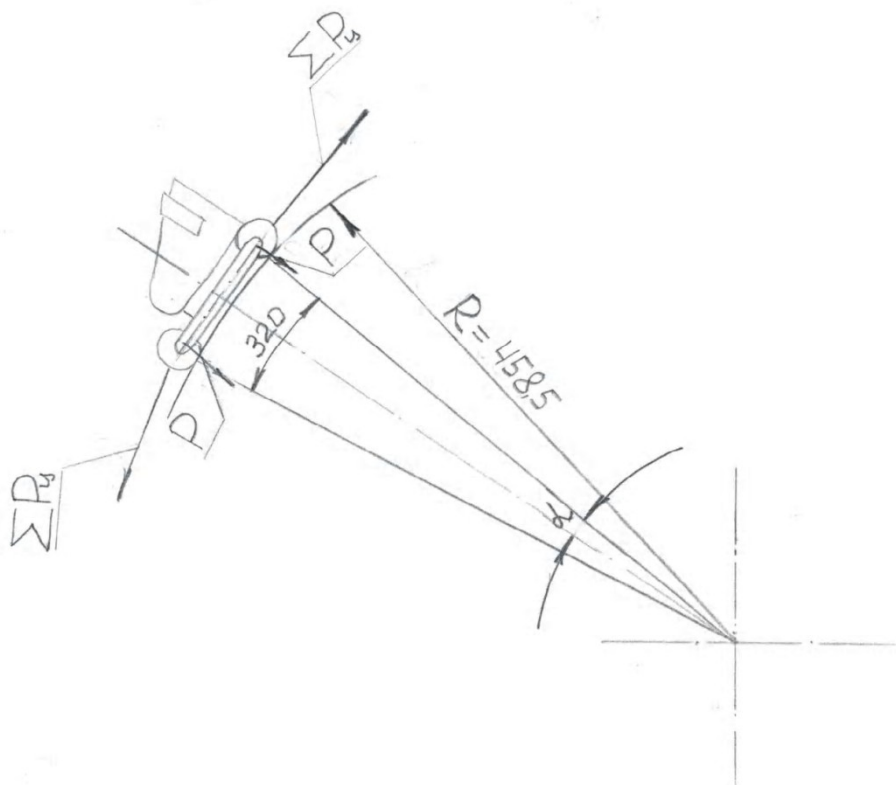


Рис. 8. Схема к расчету элементов цепи (размеры даны в мм)

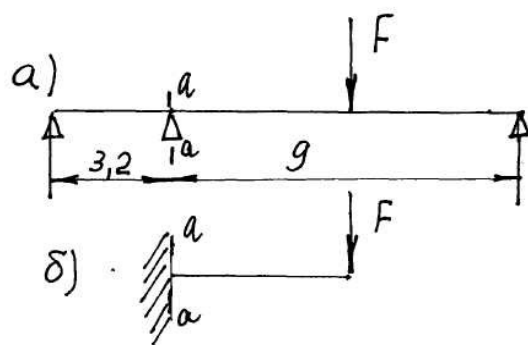


Рис. 9. Схема к расчету ролика на прочность

Давление F на ролик при движении по окружности звездочки равно

$$F = P_{\Sigma} \cdot \sin \frac{\alpha}{2},$$

где $\alpha = \arcsin \frac{d_0}{R_3}$; $\alpha = \frac{320}{458,5} = 0,697$; $\alpha = 48,5^\circ$;

$$\sin 24,25^\circ = 0,492;$$

$$P_{\Sigma} = P_H + P_D; P_{\Sigma} = 34444 \text{ Н.}$$

$$F = 34444 \cdot 0,492 = 16946,5 \text{ Н.}$$

Напряжение изгиба в сечении «а-а» оси ролика

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F \cdot 4,5}{W_{\text{и}}};$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{16946,5 \cdot 4,5}{0,1 \cdot 4,2^3} = 10305 \text{ Н/см}^2.$$

Напряжение среза в материале оси ролика в сечении «а-а» от перерезывающей силы F равно

$$\tau = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2};$$

$$\tau = \frac{16946,5 \cdot 4}{\pi \cdot 4,2^2} = 1224 \text{ Н/см}^2.$$

По энергетической теории прочности [11] получаем

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2};$$

$$\sigma = \sqrt{103^2 + 3 \cdot 12,2^2} = 103,7 \text{ МПа.}$$

Материал ролика сталь 40Х-У $[\sigma]_{\text{и}} = 145,0 \text{ МПа}$

Запас прочности равен:

$$n_{\sigma} = \frac{145}{103,7} = 1,4 - \text{запаса прочности достаточен.}$$

Прочность ролика обеспечивается.

2.7 Расчет элементов крепления ковша к тяговой цепи

Расчетная схема на рисунке 10.

Нагрузка на кромку ковша от крутящего момента на приводном валу

$$F_1 = \frac{2P_H \cdot 41,8}{41,8 + 38};$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 34444 \cdot 41,8}{41,8 + 38} = 36084 \text{ Н.}$$

Нагрузка на болты крепления ковшей к кронштейну

$$R_A = R_B = \frac{F_1 \cdot 25,5}{n_b \cdot 13} = 17695 \text{ Н,}$$

где $n_b = 4$; болты М16, $d_1 = 1,34 \text{ см}$; $\frac{\pi d^2}{4} = 1,373 \text{ см}^2$.

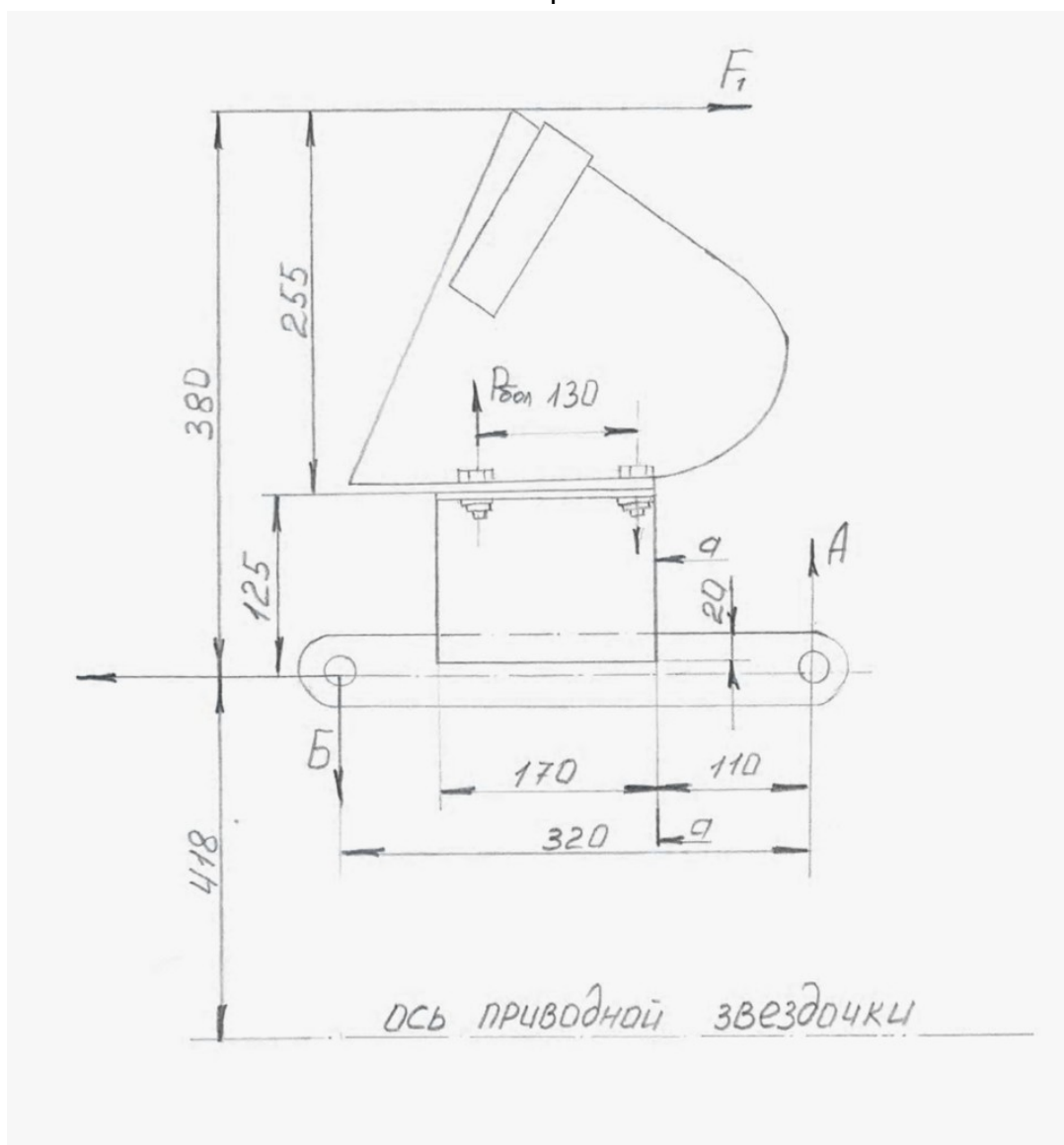


Рис. 10. Схема к расчету элементов крепления ковша к цепи
(размеры даны в мм)

Напряжение растяжения равно:

$$\sigma_p = \frac{17695 \cdot 4}{\pi \cdot 1,34^2} = 16418 \text{ Н/см}^2 = 164,2 \text{ МПа.}$$

Вывод: следует увеличить диаметр болтов, приняв болты М18 или М20:

$$\text{М18; } \frac{\pi d^2}{4} = 1,657 \text{ см}^2; \quad \sigma_p = 136 \text{ МПа;}$$

$$\text{М20; } \frac{\pi d^2}{4} = 2,145 \text{ см}^2; \quad \sigma_p = 105,1 \text{ МПа.}$$

Материал болтов сталь ст. 45-У; $[\sigma]_p = 172,5 \text{ МПа}$, если нагрузки определены достаточно точно и $[\sigma]_p = 115 \text{ МПа}$ для приближенных расчетов.

Касательные напряжения в сварном шве

$$\tau = \frac{M}{4 \cdot 0,7\kappa \cdot l(h+k) + \frac{0,7\kappa h^2}{6}} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где $\kappa = 0,8 \text{ см}$ – катет сварного шва;

$h = 17 \text{ см}$ (схема на рис. 10);

$l = (2 - 0,7) \cdot 2 \text{ см}$; длина кратеров на концах шва равна 0,7 см.

$$\tau = \frac{F_1 \cdot 38}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 2,6(17 + 0,8) + \frac{0,7 \cdot 0,8 \cdot 17^2}{6}} = 9641 \text{ Н/см}^2 = 96,41 \text{ МПа;}$$

$[\tau] = 0,65[\sigma]_p$; $[\sigma]_p = 180 \text{ МПа}$; $[\tau] = 117 \text{ МПа}$ – сталь пластины 40Х-У.

Прочность сварных швов обеспечивается. Однако для повышения надежности соединения рекомендуется ширину кронштейна увеличить с величины 17 см до 18 мм.

Расчет напряжений изгиба в звене цепи от силы F_1

$$R_A = R_B = \frac{F_1 \cdot 38}{32 \cdot 2};$$
$$R_A = \frac{36084 \cdot 38}{2 \cdot 32} = 21425 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечении «а-а» равен

$$M_a = R_A \cdot 11.$$

Напряжение изгиба равно

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W};$$

$$W = \frac{1,2 \cdot 10^2}{6} = 20 \text{ см}^3 - \text{характеристика сечения};$$

$$\sigma_a = \frac{21425 \cdot 11}{20} = 1178 \text{ Н/см}^2 = 11,78 \text{ МПа.}$$

Напряжение в материале звена с учетом растяжения равно

$$\sum \sigma = \frac{P_H}{F_{\text{ц}}} + \sigma_a;$$

$$\sum \sigma = \frac{34444}{1,2 \cdot 10} + 11,78 = 2870 + 1178 = 4048 \text{ Н/см}^2 = 40,48 \text{ МПа.}$$

Материал пластины 40Х-У, $[\sigma]_{\text{изг}} = 145 \text{ МПа.}$

Прочность пластины обеспечивается.

Выводы

В связи с увеличением емкости ковшей элеваторов возросли нагрузки на элементы привода ковшевого элеватора.

Модернизированы элементы приводов элеваторов. Выполнены необходимые кинематические и прочностные расчеты узлов привода ковшевого элеватора. Усилен узел крепления ковша к цепи.

В результате повышена надежность разгрузчика ТР-2А в целом.

3 ПЕРЕДАТОЧНЫЙ И ОТВАЛЬНЫЙ ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.1 Расчеты узлов передаточного конвейера

3.1.1 Определение мощности электродвигателя привода передаточного конвейера

Конструктивная схема передаточного конвейера показана на рис. 11.

Кинематическая схема привода показана на рис. 12.

Техническая производительность передаточного конвейера определяется заданной технической производительностью ковшевых элеваторов при $\gamma = 1,8$ т/м³ и ёмкости ковшей в результате модернизации – 50 л и равна

$$\Pi_T = 648 \text{ т/ч.}$$

Необходимая скорость ленты для обеспечения заданной производительности равна

$$V = \frac{\Pi_T}{160 \cdot B^2 \cdot \gamma [3,6 \cdot \operatorname{tg}(0,35 \cdot \varphi_0) \cdot c + 1]},$$

где $B = 0,8$ – ширина ленты конвейера, м;

$\gamma = 1,8$ – насыпная масса груза, т/м³;

$\varphi_0 = 35^\circ$ – угол естественного откоса груза в движении;

$c = 1$ – коэффициент заполнения ленты конвейера;

$$V = \frac{648}{160 \cdot 0,8^2 \cdot 1,8 [3,6 \cdot \operatorname{tg}(0,35 \cdot 35) \cdot 1 + 1]} = 1,96 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кинематическая схема привода принята по чертежам завода-изготовителя.

Узлы передаточного конвейера рассчитываются соответственно технической производительности ковшевых элеваторов – $\Pi_T = 648$ т/ч.

Время, за которое груз проходит расстояние между крайними точками конвейера, равно

$$t = \frac{L}{V},$$

где $L = 6,165$ – длина конвейера по чертежам, м;

$V = 2,9$ – фактическая скорость движения ленты, определена ниже, м/с;

$$t = \frac{6,165}{2,9} = 2,126 \text{ с.}$$

Масса материала, перемещаемого за время t , равна

$$q' = \frac{\Pi_T \cdot t}{3,6};$$

$$q' = \frac{648 \cdot 2,126}{3,6} = 383 \text{ кг};$$

Погонная нагрузка на ленте равна

$$q = \frac{q'}{L};$$

$$q = \frac{383 \cdot 10}{6,165} = 621 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

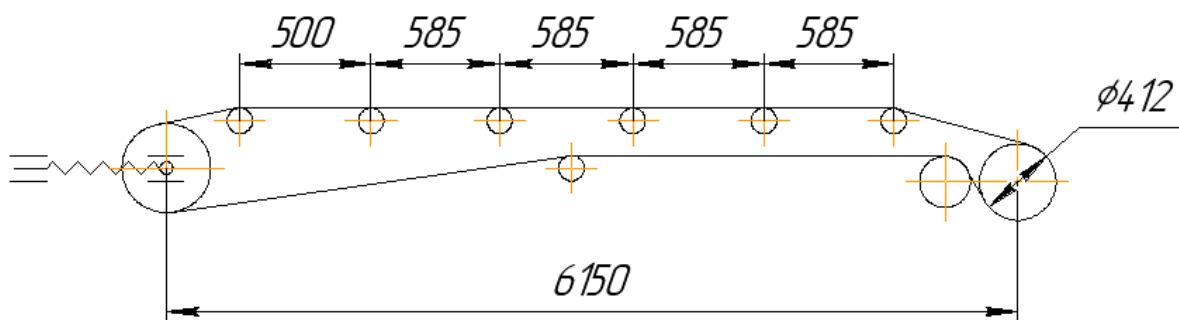


Рис. 11. Конструктивная схема передаточного транспортера
(размеры в мм)

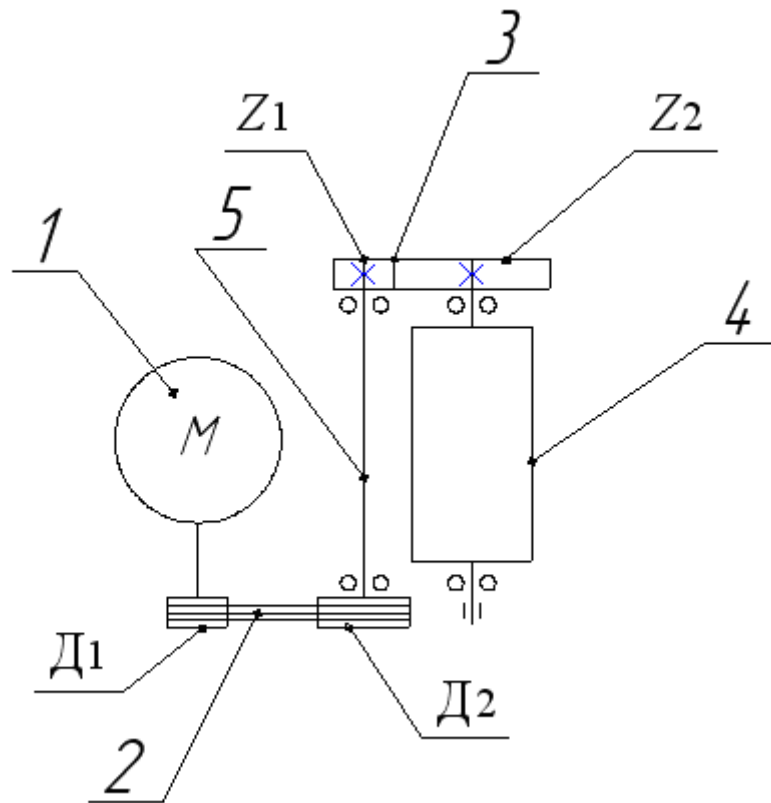


Рис. 12. Кинематическая схема привода передаточного конвейера

- 1 – электродвигатель А4112М4У3, $N = 5,5$ кВт, $n = 1445$ 1/мин;
 2 – клиноременная передача $D_1 = 250$ мм, $D_2 = 630$ мм, $i_{кп} = 2,57$;
 3 – зубчатая передача $Z_1 = 18$, $Z_2 = 76$, $m = 8$ мм, $i_{зп} = 4,22$;
 4 – барабан $D = 412$ мм, $n = 133,2$ 1/мин; 5 – вал промежуточный

Погонная нагрузка от ленты конвейера при ширине ленты $B = 800$ мм равна $q_{л} = 78$ Н/м; погонная нагрузка от роlikоопор рабочей верхней ветви равна $q_{рв} = 192$ Н/м; погонная нагрузка от роlikоопор нижней ветви ленты равна $q_{рн} = 70$ Н/м, [13].

Общее сопротивление при установившемся движении ленты по всей длине конвейера, равное тяговому усилию приводного барабана, определяется по формуле:

$$W = k_{д} \cdot L [(q_{г} + q_{рв} + q_{л}) \cdot \omega_{в} + (q_{л} + q_{рн}) \cdot \omega_{н}] \quad [18],$$

где $k_{д}$ – обобщенный коэффициент местных сопротивлений на барабанах, в местах загрузки и других пунктах;

$k_{д} = 4,5$ – при длине конвейера до 10 м, [13];

$\omega_{в}$; $\omega_{н}$ – коэффициенты сопротивления движению верхней и нижней ветвей ленты;

$\omega_B = 0,035$; $\omega_H = 0,03$ – для тяжелых условий работы;

$L = 6,165$ – длина конвейера, м;

q_G ; $q_{рв}$; $q_{рн}$; q_L – линейные силы тяжести, соответственно, от действия груза, который находится на ленте, от вращающихся частей роlikоопор на верхней и нижней ветвях ленты и ленты, Н/м;

W – сумма сопротивлений при работе узлов конвейера при перемещении груза по конвейеру, Н. При установленном движении ленты сумма сопротивлений равна тяговому усилию приводного барабана:

$$W = 4,5 \cdot 6,165 [(621 + 192 + 78) \cdot 0,035 + (78 + 70) \cdot 0,03] = 987,4 \text{ Н};$$

$$S_{сб} = \frac{k_3 \cdot W}{(e^{\mu\alpha} - 1)} \text{ – соотношение для сбегающей ветви конвейера [13],}$$

где $k_3 = 1,1-1,2$ – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном;

$\mu = 0,30$ – коэффициент трения ленты о сухую грязную поверхность стального барабана;

$e^{\mu\alpha} = 2,56$ (для угла обхвата $\alpha = 180^\circ$ – ориентировочно);

$$S_{сб} = \frac{1,1 \cdot 987,4}{2,56 - 1} = 696,24 \text{ Н};$$

$$S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} [13];$$

$$S_{нб} = 696,24 \cdot 2,56 = 1782,4 \text{ Н}.$$

Мощность привода равна:

$$N = \frac{k \cdot (S_{нб} - S_{сб}) \cdot V}{1020 \cdot \eta},$$

где $k = 1,2$ – коэффициент запаса мощности;

$V = 2,9$ – скорость движения ленты, м/с;

$\eta = 0,8$ – КПД передач привода.

$$N = \frac{1,2 \cdot (1782,4 - 696,24) \cdot 2,9}{1020 \cdot 0,8} = 4,63 \text{ кВт}.$$

Устанавливается асинхронный трехфазный закрытый обдуваемый электродвигатель единой серии 4А, тип 4А112М4УЗ, $N=5,5$ кВт, $n = 1445$ 1/мин;

$k_{\Pi} = 2$; $k_{\Pi \max} = 2,2$, [9].

3.1.2 Кинематические и прочностные расчеты элементов привода передаточного конвейера

Клиноременная передача

Характеристика передачи:

- диаметр ведущего шкива $D_1 = 250$ мм;

- диаметр ведомого шкива $D_2 = 630$ мм.

Скорость ремня равна:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60};$$
$$V = \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 1445}{60} = 19,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Допускается скорость до 25 м/с.

Действительная частота вращения ведомого шкива равна:

$$n_2 = \frac{D_1 \cdot n_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{D_2} \quad [1,13];$$
$$n_2 = \frac{250 \cdot 1445 \cdot (1 - 0,02)}{630} = 561,9 \frac{1}{\text{мин}}.$$

Передаточное число равно:

$$i = \frac{n_1}{n_2};$$
$$i = \frac{1445}{561,9} = 2,57.$$

Фактическая скорость движения ленты конвейера равна:

$$V = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60},$$

где $D_6 = 0,412$ – диаметр приводного барабана, по чертежам, м;

n_6 – частота вращения приводного барабана, 1/мин.

$$n_6 = \frac{n_1}{i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{зп}}},$$

$i_{\text{кп}} = 2,57$ – передаточное число клиноременной передачи;

$i_{3П} = 4,22$ – передаточное число зубчатой передачи ($Z_1 = 18, Z_2 = 76$).

$$n_6 = \frac{1445}{2,57 \cdot 4,22} = 133,24 \frac{1}{\text{мин}};$$
$$V = \frac{3,14 \cdot 0,412 \cdot 133,24}{60} = 2,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При этой скорости ленты конвейера обеспечивается техническая производительность, равная:

$$\Pi_T = 160 \cdot 0,8^2 \cdot 2,9 \cdot 1,8 [3,6 \cdot \text{tg}(0,35 \cdot 35) \cdot 1 + 1] = 959 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.$$

Соответственно, эксплуатационная производительность равна:

$$\Pi_{\text{э}} = \Pi_T \cdot \alpha_B,$$

где $\alpha_B = 0,78$ – коэффициент использования машины в течение рабочей смены.

$$\Pi_{\text{э}} = 959 \cdot 0,78 = 748 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.$$

Следовательно, принятые параметры передаточного конвейера – ширина ленты $B = 800$ мм, $V = 2,9$ м/с – обеспечивают заданную производительность перемещения щебня на участке от приемного бункера ковшевых элеваторов к отвальному конвейеру с достаточно большим запасом, что учитывает неравномерность подачи груза на конвейер, связанную с особенностями работы ковшевых элеваторов.

Длина ремня клиноременной передачи равна:

$$L = 2l_0 + \pi m + \frac{\Delta}{l_0},$$

где

$$m = \frac{D_1 + D_2}{2};$$
$$m = \frac{630 + 250}{2} = 440 \text{ мм};$$
$$\Delta = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2;$$
$$\Delta = \left(\frac{630 - 250}{2} \right)^2 = 36100 \text{ мм}^2.$$

$l_0 = 622$ – межцентровое расстояние, мм.

$$L = 2 \cdot 622 + 3,14 \cdot 440 + \frac{36100}{622} = 2684 \text{ мм.}$$

Угол обхвата равен:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{l_0} 60^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{630 - 250}{622} 60^\circ = 143,3^\circ.$$

Коэффициент, характеризующий режим работы передачи, равен:

$$C = C_O \cdot C_a \cdot C_v \cdot C_H,$$

где $C_O=1$ – учитывает наклон линии центров к горизонту;

$$0^\circ - 60^\circ \quad C_O = 1;$$

$$60^\circ - 80^\circ \quad C_O = 0,9;$$

$$80^\circ - 90^\circ \quad C_O = 0,8;$$

$$C_a = 1 - 0,003(180 - 143,3) \approx 0,88 \text{ – учитывает влияние угла обхвата;}$$

$$C_v = (1,04 - 0,0004) \cdot V^2 \approx 0,85 \text{ – учитывает скорость движения ленты;}$$

$$C_H = 0,8 \text{ – учитывает характер кратковременной перегрузки;}$$

$$C = 1 \cdot 0,88 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 0,598.$$

Потребное число ремней:

$$Z = \frac{1020 \cdot N}{V \cdot P_O \cdot C},$$

где $P_O = 424 \text{ Н}$ – допускаемая полезная нагрузка при начальном напряжении $\sigma = 120 \text{ Н/см}^2$, для ремней сечения «В», [11];

$$Z = \frac{1020 \cdot 5,5}{19,1 \cdot 424 \cdot 0,598} = 2 \text{ ремня.}$$

Для ремней сечения «Б» $P_O = 240 \text{ Н}$;

$$Z = 3 \text{ ремня.}$$

Рекомендуется использовать 3 ремня сечения «Б», с расчетной длиной 2650 мм, [10, 11, 13].

Максимальное натяжение ленты равно:

$$S_{max} = 1020 \frac{N}{V} \cdot \eta_k \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1};$$

$$S_{max} = 1020 \frac{5,5}{2,9} \cdot 0,81 \cdot \frac{2,56}{2,56 - 1} = 3000 \text{ Н.}$$

Соответственно натяжение в сбегающей ветви равно:

$$S_{сб} = S_{max} \frac{1}{e^{\mu\alpha}};$$

$$S_{сб} = 3000 \frac{1}{2,56} = 1200 \text{ Н.}$$

Необходимое число прокладок ленты равно:

$$i = \frac{k_{пр} \cdot n \cdot S_{max}}{B \cdot k_p},$$

где $k_{пр} = \frac{M_{п}}{M_{н}}$ – из характеристики электродвигателя, $k_{п max}=2,2$.

$n = 10$ – запас прочности ленты при растяжении [11, 13];

$B = 80 \text{ см}$;

$k_p = 540$ – сопротивление разрыву, отнесенное к 1 см ширины прокладки для ремня марки «Б», [19].

$$i = \frac{2,2 \cdot 10 \cdot 3000}{80 \cdot 540} = 2.$$

В запас прочности принимается лента с тремя прокладками.

Проверочный расчет на выносливость открытой зубчатой передачи

Схема зубчатого зацепления показана на рисунке 13.

Расчет выполняется для открытой передачи с некорригированными прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами.

Данные к расчету:

$Z_1 = 18$; $d_1 = 144$ мм – диаметр делительной окружности шестерни;

$Z_2 = 76$; $d_2 = 608$ мм – диаметр делительной окружности колеса;

$m = 8$ мм – модуль зацепления;

$i = \frac{76}{18} = 4,22$ – передаточное число;

$B = 9$ см – ширина зубчатого венца;

$n_1 = 562$ 1/мин – частота вращения шестерни;

материал шестерни – сталь 45-У; $H_B = 270$;

материал колеса – сталь 45-У; $H_B = 240$; (рекомендуется $H_{B1} - H_{B2} \geq 30$, [14]).

Передача работает при нереверсивной нагрузке от 16 до 20 ч в сутки; передаваемая мощность 5,5 кВт.

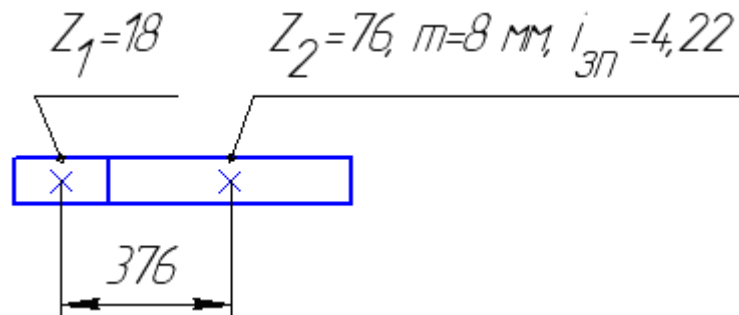


Рис. 13. Схема зубчатого зацепления

Расчет по контактным напряжениям

Коэффициент контактных напряжений C_K при расчете на прочность рабочих поверхностей зубьев равен

$$C_K = \frac{2M_1 \cdot k(i+1)}{B \cdot d_1^2 \cdot i \cdot V_K \cdot \varphi_K} \leq [C_K], [14],$$

где M_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·см;

$$M_1 = 1,36 \cdot 7162 \frac{N}{n_3} i_{\text{кп}},$$

$i_{\text{кп}} = 2,57$ – передаточное число клиноременной передачи;

$$M_1 = 1,36 \cdot 7162 \frac{5,5}{1445} 2,57 \cdot 100 = 9530 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$B = 9$ – ширина зуба, см;

$V_K = 1$ – в прямозубых передачах [14];

$\varphi_K = 1$ – для некорригированных передач;

k – коэффициент нагрузки;

$$k = k_{\text{нр}} \cdot k_{\text{д}},$$

где $k_{\text{д}}$ – коэффициент для учета дополнительных динамических нагрузок, вызванных погрешностями изготовления и деформации зубьев;

$k_{\text{нр}}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба, вызванной перекосами валов и деформациями зубчатых колес;

$k_{\text{д}} = 1 + 2\Pi$ – для консольного расположения шестерни, [14];

$$\Pi = \frac{U \cdot V \cdot d_1 \cdot B}{M_1} \sqrt{\frac{A}{i}},$$

где

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,144 \cdot 562}{60} = 4,23 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$U = 0,4$, [22];

$A = 37,6$ – межцентровое расстояние, см;

$$\Pi = \frac{0,4 \cdot 4,23 \cdot 14,4 \cdot 9}{9530} \sqrt{\frac{37,6}{4,22}} = 0,069;$$

$$k_{\text{д}} = 1 + 0,137 = 1,137;$$

$$k_{\text{нр}} = 1 + (Q_{\text{нр}} - 1) \cdot k_{\text{п}};$$

$$k_{\text{п}} = 0,15;$$

$$q_{\text{ц}} = \frac{B}{d_1};$$

$$q_{\text{ц}} = \frac{9}{14,4} = 0,625;$$

$$Q_{\text{нр}} = 1,75 [22];$$

$$k_{\text{нр}} = 1 + (1,75 - 1) \cdot 0,15 = 1,112;$$

$$k = 1,137 \cdot 1,112 = 1,26;$$

$$C_K = \frac{2 \cdot 9530 \cdot 1,26 \cdot (4,22 + 1)}{9 \cdot 14,4^2 \cdot 4,22 \cdot 1 \cdot 1} = 15,9 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 0,159 \text{ МПа}.$$

$[C_K]$ – допускаемое значение контактных напряжений, [14];

$$[C_K] = 0,918 \frac{[\sigma_K]^2}{E_{\text{пр}}},$$

где $E_{\text{пр}} = E$ – модуль упругости материала зубчатого колеса и шестерни;
 $E = 2 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ – для стали;

$[\sigma_K]$ – допускаемое напряжение смятия в зоне контакта,

$[\sigma_K] = 350\text{--}400 \text{ МПа}$;

$[C_K] = 1,64 \text{ МПа}$ – для стальных зубчатых колес с твердостью рабочих поверхностей $H_B \leq 350$;

$$[C_K] = 0,918 \frac{40000^2}{2 \cdot 10^7} = 73,44 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 0,7344 \text{ МПа};$$

$$C_K < [C_K]; \\ 15,9 < 73,44,$$

следовательно, контактная прочность зубьев обеспечивается.

Примечание

Закалка ТВЧ или цементация из углеродистых сталей (Ст.15 и Ст.20) дает $[C_K] = 2,8 \text{ МПа}$, [11, 14] – метод может быть использован в случае неподвижного возрастания нагрузок и разрушения поверхностей зубьев.

Расчет прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_1 = \frac{2M_1 \cdot k}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot y_1 \cdot V_{\text{И}}}, [14],$$

где

$$k = k_{\text{нр}} \cdot k_{\text{д}} = 1,26;$$

$V_{\text{И}} = 1$ – для прямозубой передачи;

$y_1 = 0,26$, [14];

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 9530 \cdot 1,26}{9 \cdot 14,4 \cdot 0,8 \cdot 0,26 \cdot 1} = 890 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 8,9 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при расчете на изгиб равно:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{0,75 \cdot \sigma_{\text{вс}} \cdot k_{\text{ци}}}{n_{\text{и}}},$$

где

$$k_{\text{ци}} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_{\text{ц}}}};$$

$N_{\text{ц}} = 60 \cdot n_2 \cdot a_{\text{р}} \cdot T$ – число циклов нагружений передачи;

$a_{\text{р}} = 1$ – число зубчатых колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

T – продолжительность работы за полный срок службы, ч; (срок службы

T за пять лет, $n_{\text{сут}} = 20$ ч, $D = 220$ дней в течение года).

$$N_{\text{ц}} = 60 \cdot 562 \cdot 1 \cdot 22000 = 742 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^6,$$

поэтому принимаем $k_{\text{ци}} = 1$ [14];

$\sigma_{\text{вс}} = 0,35 \cdot H_{\text{Б}}$ – предел прочности сердцевины зуба;

$H_{\text{Б}} = 3500$ МПа;

$n_{\text{и}} = 3$ – запас прочности при незначительных следах обработки для зубьев, подвергнутых сплошной закалке или с закаленной поверхностью боковых сторон, [14];

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{0,75 \cdot 0,35 \cdot 3500}{3} = 306 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 = 8,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 < [\sigma_{\text{и}}],$$

следовательно, прочность зубьев при расчете на усталость от изгиба обеспечивается.

Расчет на прочность промежуточного вала

Расчетная схема на рисунке 16.

Схема к определению нагрузок на промежуточный вал привода передаточного конвейера от клиноременной передачи показана на рисунке 14.

Горизонтальная составляющая нагрузки:

$$P_{\Gamma} = P \cdot \cos 38^\circ;$$

$$P_{\Gamma} = 303 \cdot 0,79 = 239,4 \text{ Н.}$$

Вертикальная составляющая нагрузки:

$$P_B = P \cdot \sin 38^\circ;$$

$$P_B = 303 \cdot 0,63 = 191 \text{ Н};$$

$$P_{\text{окр}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{D_2};$$

$$P_{\text{окр}} = \frac{2 \cdot 9530}{63} = 303 \text{ Н}.$$

Схема к определению нагрузок на промежуточный вал привода передаточного конвейера со стороны зубчатой цилиндрической передачи показана на рисунке 15.

$$P_{\text{окр}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_1};$$

$$P_{\text{окр}} = \frac{2 \cdot 9530}{14,4} = 1324 \text{ Н}.$$

Горизонтальная составляющая нагрузки:

$$P_{\Gamma} = P_{\text{окр}} \cdot \sin 20^\circ;$$

$$P_{\Gamma} = 1324 \cdot 0,342 = 453 \text{ Н}.$$

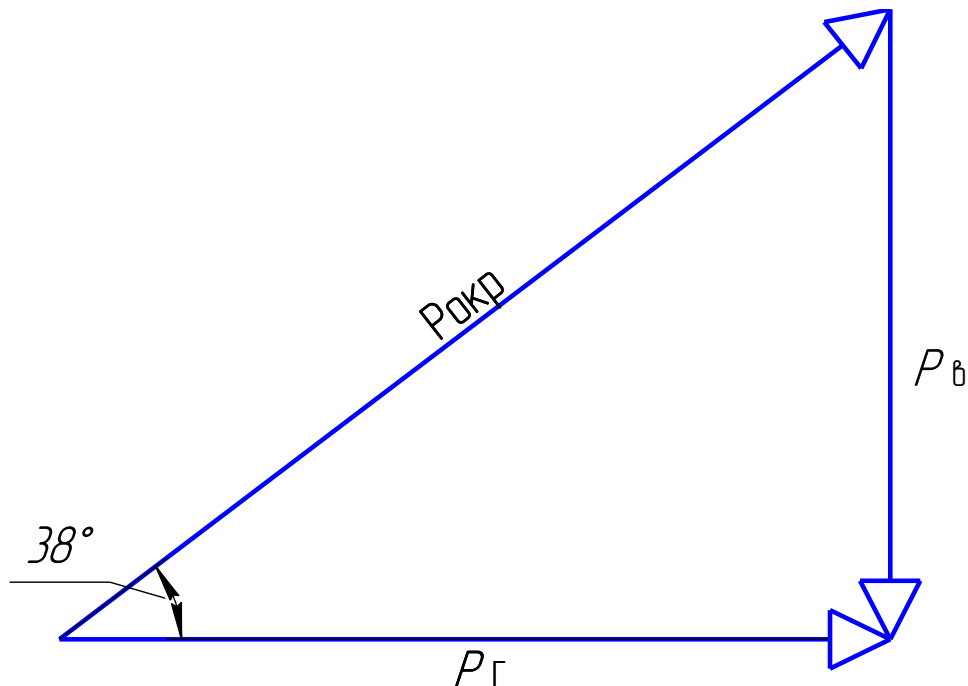


Рис. 14. Схема к определению нагрузок на промежуточный вал привода передаточного конвейера от клиноременной передачи

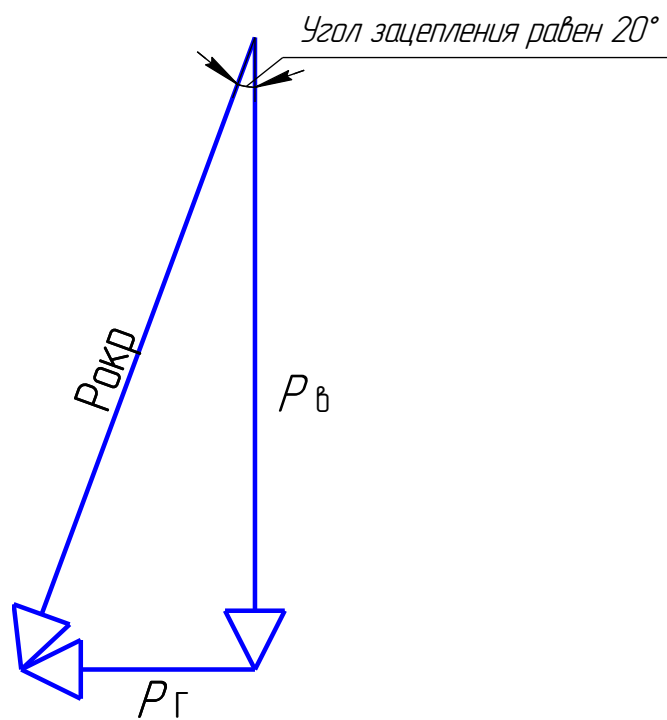


Рис.15. Схема к определению нагрузок на промежуточный вал привода передаточного конвейера со стороны зубчатой цилиндрической передачи

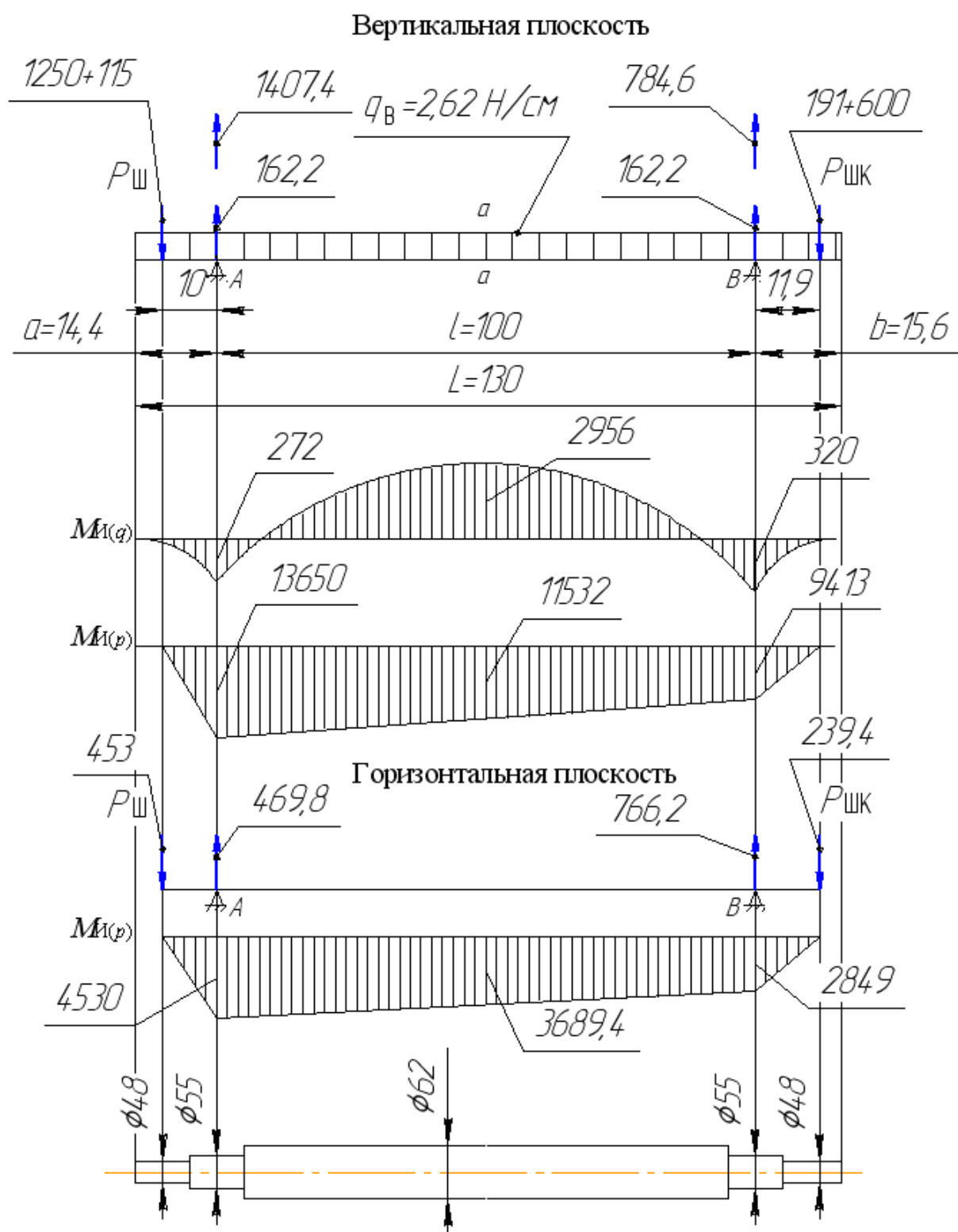


Рис. 16. Расчетная схема, эпюры изгибающих моментов, конструктивная схема вала (изгибающие моменты в Н·см, реакции в Н, размеры в см)

Вертикальная составляющая нагрузки:

$$P_B = P_{\text{окр}} \cdot \cos 20^\circ;$$

$$P_B = 1324 \cdot 0,944 = 1250 \text{ Н.}$$

Сила тяжести шкива клиноременной передачи $G_{\text{шк}} = 600 \text{ Н.}$

Сила тяжести шестерни зубчатой передачи $G_{\text{шз}} = 115 \text{ Н.}$

Сила тяжести промежуточного вала $G_B = 340 \text{ Н.}$

В вертикальной плоскости на вал действуют статические нагрузки от сил тяжести шкива, шестерни и вала:

$$q_B = \frac{G_B}{130},$$

где 130 – длина вала, см;

$$q_B = \frac{340}{130} = 2,62 \frac{\text{Н}}{\text{см}};$$

q_B – средняя равномерно-распределенная нагрузка от силы тяжести вала.

Динамические нагрузки на вал в вертикальной плоскости действуют от окружного усилия клиноременной передачи и окружного усилия зубчатой передачи.

Таким образом, вал наиболее нагружен в вертикальной плоскости.

Эпюры изгибающих моментов и опорные реакции показаны на рисунке 16.

$$\Sigma M_{\text{и}A} = 13650 + 272 = 13922 \text{ Н}\cdot\text{см};$$

$$\Sigma M_{\text{и}B} = 9733 \text{ Н}\cdot\text{см};$$

$$R_A = 162,2 + 1407,4 = 1570 \text{ Н};$$

$$R_B = 162,2 + 748,6 = 911 \text{ Н.}$$

Нагрузка q в вертикальной плоскости

Опорные реакции от нагрузки q равны:

$$R_A = R_B = -q \left(b + \frac{l}{2} \right);$$

$$R_A = -2,62 \cdot \left(11,9 + \frac{100}{2} \right) = 162,2 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечение «**A**» равен:

$$M_A = \frac{q \cdot a^2}{2};$$

$$M_A = \frac{2,62 \cdot 14,4^2}{2} = 272 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Изгибающий момент в сечение «**B**» равен:

$$M_B = \frac{2,62 \cdot 15,6^2}{2} = 320 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Изгибающий момент в сечение «**а-а**» равен:

$$M_a = \frac{q}{2} \left(b^2 - \frac{100^2}{4} \right);$$

$$M_a = \frac{2,62}{2} \left(11,9^2 - \frac{100^2}{4} \right) = 2956 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Сосредоточенные нагрузки в вертикальной плоскости

Опорные реакции определяются из уравнений:

$$\sum M_A = P_{\text{шк}} \cdot 111,9 - R_B \cdot 100 - P_{\text{ш}} \cdot 10 = 0;$$

$$R_B = \frac{791 \cdot 111,9 - 1365 \cdot 10}{100} = 748,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 1365 \cdot 110 - R_A \cdot 100 + 791 \cdot 11,9 = 0;$$

$$R_A = 1407,4 \text{ Н.}$$

Нагрузки в горизонтальной плоскости

Опорные реакции от горизонтальных нагрузок $P_{Г \text{ ш}}$ и $P_{Г \text{ шк}}$:

$$\sum M_A = 239,4 \cdot 111,9 - R_B \cdot 100 + 453 \cdot 10 = 0;$$

$$R_B = \frac{76619}{100} = 766,19 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 239,4 \cdot 11,9 + R_A \cdot 100 - 453 \cdot 110 = 0;$$

$$R_A = \frac{46981}{100} = 469,8 \text{ Н};$$

$$M_{иА} = 4530 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{иВ} = 2849 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Результирующие напряжения равны:

$$\sigma_{и} = \sqrt{\sigma_{Г}^2 + \sigma_{В}^2},$$

где $\sigma_{Г}$ и $\sigma_{В}$ – соответственно, нормальные напряжения изгиба в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В сечении на опоре «А» получим:

$$\sigma_{В} = \frac{\sum M_{иА}}{W_{и}};$$

$$\sigma_{В} = \frac{13922}{0,1 \cdot 4,8^3} = 1259 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 12,59 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Г} = \frac{4530}{0,1 \cdot 4,8^3} = 410 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 4,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и} = \sqrt{410^2 + 1259^2} = 1324 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 13,24 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение кручения равно:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{9530}{0,2 \cdot 4,8^3} = 431 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 4,31 \text{ МПа}.$$

По третьей теории прочности получаем:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2};$$

$$\sigma = \sqrt{1324^2 + 3 \cdot 431^2} = 1520 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 15,2 \text{ МПа}.$$

Расчет вала на статическую несущую способность

Запас прочности по нормальным напряжениям равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{И}}},$$

где $\sigma_{\text{T}} = 50 \text{ МПа}$ для стали 45-У – материала вала;

$$n_{\sigma} = \frac{50}{15,2} = 3,3.$$

Запас прочности по касательным напряжениям равен:

$$n_{\tau} = \frac{0,5 \cdot \sigma_{\text{T}}}{\tau_{\text{кр}}};$$

$$n_{\tau} = \frac{0,5 \cdot 50}{4,31} = 5,8.$$

Общий запас прочности равен:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}};$$

$$n = \frac{3,3 \cdot 5,8}{\sqrt{3,3^2 + 5,8^2}} = 2,86,$$

запас прочности достаточен.

Расчет вала на выносливость

Нормальное напряжение изгиба от переменных нагрузок для сечения «А» равно:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{12500}{0,1 \cdot 4,8^3} = 1130 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 11,3 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение кручения равно:

$$\tau_{кр} = 431 \frac{Н}{см^2} = 4,31 \text{ МПа}.$$

Напряжения рассчитываются для сечения вала с галтелью на переходе от $\varnothing 55$ мм к $\varnothing 48$ мм, момент изгибающий практически равен максимальному, указанному на эпюре.

Запас прочности по изгибу при расчете на усталость равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} [11],$$

где σ_{-1} – предел усталости, $\sigma_{-1} = 0,25(\sigma_T + \sigma_B)$, для стали 45-У; $\sigma_T = 50$ МПа;

$\sigma_B = 65\text{--}80$ МПа.

$$\sigma_{-1} = 0,25(50 + 75) = 31,25 \text{ МПа};$$

$\sigma_a = \sigma_H = 11,30$ МПа – амплитуда напряжений при переменных нагрузках;

σ_m – амплитуда напряжений при статических нагрузках; в опоре «А» получим:

$$\sigma_m = \frac{1,15 \cdot 10 + 2,72}{0,1 \cdot 4,8^3} = 1,286 \text{ МПа};$$

(смотреть расчетную схему на рисунке 16);

$k_{\sigma} = 1,69$ – коэффициент концентрации напряжений в месте уступа с галтелью [11];

$\varepsilon = 0,81$ – масштабный коэффициент в зависимости от диаметра вала и характеристик стали [11];

$\psi_{\sigma} = 0,05$ – коэффициент, характеризующий чувствительность стали к асимметрии цикла напряжений;

$$n_{\sigma} = \frac{31,25}{\frac{1,69}{0,81} \cdot 11,30 + 1,286 \cdot 0,05} = 1,322.$$

Запас прочности по кручению равен:

$$\tau_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon} \tau_a},$$

где $k_{\tau} = 1,46$ – коэффициент концентрации напряжений;

$$\tau_a = 4,31 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,5\sigma_T.$$

$$\tau_{\sigma} = \frac{25}{\frac{1,46 \cdot 4,31}{0,81}} = 3,22.$$

Запас прочности при расчета на выносливость равен:

$$n = \frac{1,32 \cdot 3,22}{\sqrt{1,32^2 + 3,22^2}} = 1,22 < n_{min};$$

$n_{min} = 1,3$; обычно рекомендуются значения $n = 1,5-2,5$, [11].

Для повышения надежности узла рекомендуется изготовить вал из стали 45-В42 с характеристиками $\sigma_{-1} = 0,25(100 + 70) = 42,5$ МПа; $\sigma_T = 70$ МПа;

$$\sigma_B = 90-120 \text{ МПа};$$

$$k_{\sigma} = 1,83;$$

$$k_{\tau} = 1,52;$$

$$n_{\sigma} = \frac{42,5}{\frac{1,83}{0,81} \cdot 11,30 + 1,28 \cdot 0,05} = 1,665;$$

$$n_{\tau} = \frac{35}{\frac{1,52}{0,81} \cdot 4,31} = 4,33;$$

$$n = \frac{1,665 \cdot 4,33}{\sqrt{1,665^2 + 4,33^2}} = 1,555 > 1,5.$$

Надежность узла может быть повышена в 1,6–2,8 раза методами поверхностного упрочнения вала; например, закалка с нагревом Т.В.Ч. повышает запас прочности 2,4–2,8 раза без замены материала вала [11].

Напряжения изгиба в вертикальной плоскости в сечении вала «a-a» равно:

$$\sigma_B = \frac{M_{II}}{W_{II}};$$

$$\sigma_B = \frac{11532 - 2956}{0,1 \cdot 6,2^3} = 360 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 3,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба в горизонтальной плоскости равно

$$\sigma_{\Gamma} = \frac{3689,4}{23,83} = 155 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 1,55 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{II} = \sqrt{3,6^2 + 1,55^2} = 3,92 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения равно

$$\tau_{кр} = \frac{9530}{0,2 \cdot 6,2^3} = 200 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 2 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение равно

$$\sigma = \sqrt{3,92^2 + 3 \cdot 2^2} = 5,23 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по нормальным напряжениям равен (для вала из стали 45-В42):

$$n_{\sigma} = \frac{70}{3,92} = 17,9.$$

Запас прочности по касательным напряжениям равен:

$$n_{\tau} = \frac{35}{2} = 17,5.$$

Общий запас прочности при расчете на несущую способность равен:

$$n = \frac{17,9 \cdot 17,5}{\sqrt{17,9^2 + 17,5^2}} = 12,5 > 2,5.$$

Полученные результаты свидетельствуют о том, что и при расчете на статическую несущую способность сечение вала «а-а» окажется достаточно надежным, поэтому этот расчет не приводится.

Результирующие опорные реакции равны:

$$R_A = \sqrt{1570^2 + 469,8^2} = 1639 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{748,6^2 + 239,4^2} = 786 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников промежуточного вала

Расчетная радиальная нагрузка равна:

$$Q = R_A \cdot k_{\sigma},$$

по условиям нагружения $k_{\sigma} = 1,5$ [19];

$$Q = 1639 \cdot 1,5 = 2459 \text{ Н.}$$

Частота вращения вала $n_B = 562$ 1/мин.

Устанавливаются шариковые радиально-сферические двухрядные подшипники № 211, ГОСТ5720-51, тип 1000, $d = 55$ мм; $D = 100$ мм; $B = 21$ мм; допускаемая радиальная нагрузка $Q = 14000$ Н; $C = 410000$, что обеспечивает срок службы узла не менее 6 лет при трехсменной работе машины [12] .

Расчет на выносливость вала приводного барабана

Исходные данные:

$G_K = 600$ – сила тяжести зубчатого колеса, Н;

$$M_{\bar{\sigma}} = M_{\text{кр}} \cdot i_{\text{зп}},$$

где $M_{\bar{\sigma}}$ – крутящий момент на валу приводного барабана, Н·см;

$M_{\text{кр}} = 9530$ – крутящий момент на промежуточном валу, Н·см;

$i_{\text{зп}} = 4,22$ – передаточное число зубчатой передачи.

$$M_{\bar{\sigma}} = 9530 \cdot 4,22 = 40238 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Окружное усилие на зубчатом колесе равно:

$$P_K = \frac{M_{\bar{\sigma}} \cdot 2}{D_K};$$

$$D_K = m \cdot z_2;$$

$$D_K = 0,8 \cdot 76 = 60,8 \text{ см;}$$

$$P_K = \frac{40238 \cdot 2}{60,8} = 1324 \text{ Н.}$$

$G_{\bar{\sigma}} = 1000$ – сила тяжести барабана, Н;

$G_B = 286$ – сила тяжести вала, Н.

Удельная равномерно-распределенная нагрузка на вал равна:

$$q_B = \frac{286}{112} = 2,6 \frac{\text{Н}}{\text{см}}.$$

112 – длина вала, см.

Нагрузки на вал барабана

Расчетная схема показана на рисунке 17.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции и изгибающие моменты от нагрузки q_B (рис. 17)

$$M_{иА} = \frac{q \cdot a^2}{2};$$

$$M_{иА} = \frac{2,6 \cdot 10^2}{2} = 130 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

M_{max} – максимальный изгибающий момент в пролете, на расстоянии X от опоры «А».

$$X = \frac{l^2 - 2a^2}{2l};$$

$l = 100$ см;

$a = 10$ см;

$$X = \frac{100^2 - 2 \cdot 10^2}{2 \cdot 100} = 49 \text{ см}.$$

$$M_{max} = -\frac{q(l^2 - a^2)^2}{8l^2};$$

$$M_{max} = -\frac{2,6 \cdot (100^2 - 10^2)^2}{8 \cdot 100^2} = 3185 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$R_A = \frac{q(a+l)^2}{2l};$$

$$R_A = \frac{2,6 \cdot (10 + 100)^2}{2 \cdot 100} = 157,3 \text{ Н};$$

$$R_B = \frac{q(l^2 - a^2)}{2l};$$

$$R_B = \frac{2,6 \cdot (100^2 - 10^2)}{2 \cdot 100} = 128,7 \text{ Н}.$$

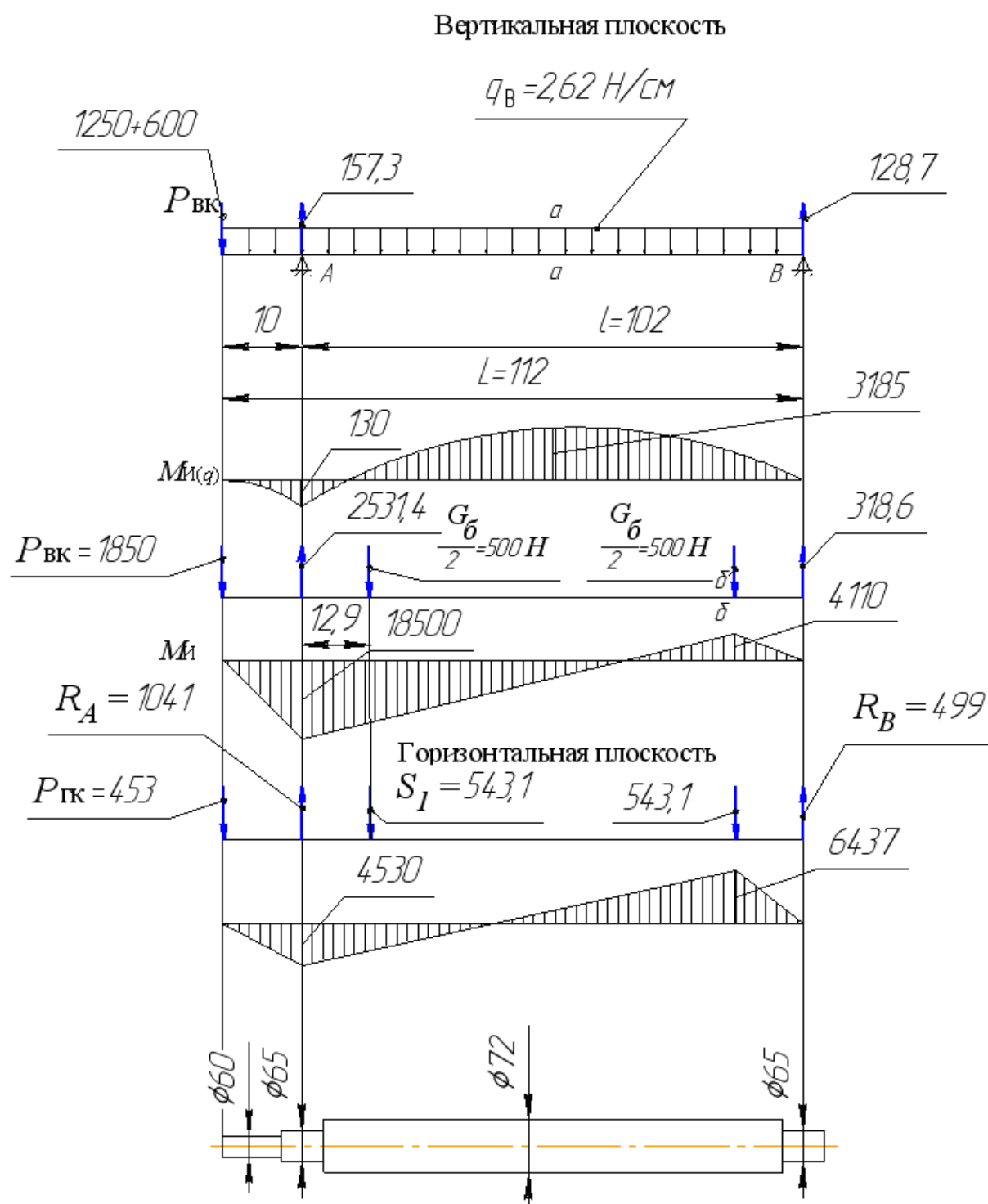


Рис. 17. Расчетные схемы, эпюры изгибающих моментов и конструктивная схема вала приводного барабана
(линейные размеры даны в см; нагрузки в Н; изгибающие моменты в Н·см)

Окружное усилие на зубчатом колесе $P_K = 1324$ Н.

Вертикальная составляющая усилия равна:

$$P_{BK} = 1324 \cdot \cos 20^\circ = 1250 \text{ Н},$$

где 20° – угол зацепления.

Сила тяжести барабана $G_6 = 1000$ Н;

Схема действия сосредоточенных нагрузок показана на рисунке 17.

Длина барабана $L_6 = 77,4$ см;

Толщина стенки барабана $\delta = 1$ см;

$D = 39$ см.

Расчет приводного вала на статическую несущую способность

Опорные реакции в вертикальной плоскости от сосредоточенных нагрузок:

$$\sum M_A = P_{BK} \cdot 10 - \frac{G_6}{2} 12,9 - \frac{G_6}{2} 89,1 - R_B \cdot 102 = 0;$$

$$R_B = \frac{1850 \cdot 10 - 500(12,9 + 81,9)}{102} = -318,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 1850 \cdot 112 + 500 \cdot 89,1 + 500 \cdot 12,9 - R_A \cdot 102 = 0;$$

$$R_A = \frac{258200}{102} = 2534,4 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты равны:

на опоре «А»: $M_{иА} = 1850 \cdot 10 = 18500$ Н·см;

в сечении «Б-Б»: $M_{иБ} = 318,6 \cdot 12,9 = 4110$ Н·см.

Горизонтальная плоскость

Горизонтальная составляющая нагрузки от зубчатого колеса равна:

$$P_{ГK} = 1324 \cdot \sin 20^\circ = 453 \text{ Н}.$$

Нагрузка от ленты конвейера равна:

$$S_L = S_{H6} - S_{с6};$$

$$S_L = 1782,4 - 696,2 = 1086,2 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_2 = 1086,2 \cdot 0,5 = 543,1 \text{ Н}.$$

Опорные реакции равны:

$$\sum M_A = P_{ГК} \cdot 10 - S_1 \cdot 12,9 - S_1 \cdot 89,1 - R_B \cdot 102 = 0;$$

$$R_B = \frac{4530 - 543 \cdot 102}{100} = -499 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 453 \cdot 112 + 543,1 \cdot 89,1 + 543,1 \cdot 12,9 - R_A \cdot 102 = 0;$$

$$R_A = 1041 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты равны:

на опоре «А»: $M_{иА}=453 \cdot 10=4530 \text{ Н} \cdot \text{см};$

в сечении «Б-Б»: $M_{иБ}=499 \cdot 12,9=6437 \text{ Н} \cdot \text{см}.$

Нормальные напряжения изгиба равны в опоре «А»:

$$\sigma_B = \frac{\sum M_{иА}}{W_{и}};$$

$$\sigma_B = \frac{18500 + 130}{0,1 \cdot 6^3} = 862,5 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 8,625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Г} = \frac{4530}{0,1 \cdot 6^3} = 210 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 2,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и} = \sqrt{\sigma_{Г}^2 + \sigma_B^2};$$

$$\sigma_{и} = \sqrt{2,1^2 + 8,62^2} = 8,88 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение кручения равно:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{9530 \cdot 4,22}{0,2 \cdot 6^3} = 931 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 9,31 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение в сечении «А» равно:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau_{кр}^2};$$

$$\sigma = \sqrt{8,88^2 + 3 \cdot 9,31^2} = 18,4 \text{ МПа}.$$

Материал вала сталь 45-В42; $\sigma_T = 70 \text{ МПа}; \sigma_B = 90 - 120 \text{ МПа};$
 $\sigma_{-1} = 42,5 \text{ МПа}.$

Запас прочности по нормальным напряжениям равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{и}}};$$
$$n_{\sigma} = \frac{70}{18,4} = 3,8.$$

Запас прочности по касательным напряжениям равен:

$$n_{\tau} = \frac{0,5 \cdot \sigma_T}{\tau_{\text{кр}}};$$
$$n_{\tau} = \frac{0,5 \cdot 70}{9,31} = 3,76.$$

Общий запас прочности равен:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}};$$
$$n = \frac{3,8 \cdot 3,76}{\sqrt{3,8^2 + 3,76^2}} = 2,67 -$$

запас достаточен, статическая несущая способность обеспечивается.

Расчет вала на выносливость

Нормальное напряжение изгиба на опоре «А» от переменной вертикальной нагрузки на колесе равно:

$$\sigma_{\text{ви}} = \frac{12500}{0,1 \cdot 6,5^3} = 455,2 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 4,552 \text{ МПа. (по рис. 17)}$$

Касательное напряжение изгиба равно:

$$\tau_{\text{кр}} = 931 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 9,31 \text{ МПа.}$$

Нормальное напряжение изгиба в горизонтальной плоскости на опоре «А» равно:

$$\sigma_{\text{ги}} = \frac{4530}{0,1 \cdot 6,5^3} = 165 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 1,65 \text{ МПа}.$$

Результирующее нормальное напряжение изгиба на опоре «А» равно:

$$\sigma_{\text{и}} = \sqrt{4,55^2 + 1,65^2} = 4,8 \text{ МПа};$$

σ_m – амплитуда напряжений на опоре «А» при статических нагрузках равна:

$$\sigma_m = \frac{M_{\text{ст}}}{0,1d^3};$$

$$\sigma_m = \frac{6000 + 130}{0,1 \cdot 6,5^3} = 223 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 2,23 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по изгибу равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_{\text{и}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m};$$

$k_{\sigma} = 1,83$ – коэффициент концентрации напряжений в месте уступа с гал-
телью, [11];

$\varepsilon = 0,76$ – масштабный коэффициент, [11];

$\psi_{\sigma} = 0,05$, [11];

$$n_{\sigma} = \frac{42,5}{\frac{1,83}{0,76} \cdot 4,8 + 0,05 \cdot 2,23} = 3,64.$$

Запас прочности по кручению равен:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon} \tau_a},$$

где $k_{\tau} = 1,54$ – коэффициент концентрации напряжений, [11];

$$n_{\tau} = \frac{0,5 \cdot 70}{\frac{1,54 \cdot 9,31}{0,76}} = 1,856.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности равен:

$$n = \frac{3,64 \cdot 1,856}{\sqrt{3,64^2 + 1,856^2}} = 1,65 > 1,5,$$

следовательно, прочность вала при расчете на выносливость обеспечивается.

Подбор подшипников вала приводного барабана

Суммарные опорные реакции равны:

$$\text{опора «А»}: R_A = \sqrt{(157,3 + 2531,4)^2 + 1041^2} = 2883 \text{ Н};$$

$$\text{опора «В»}: R_B = \sqrt{(128,7 + 318,6)^2 + 499^2} = 607 \text{ Н}.$$

$$\text{Расчетная радиальная нагрузка } Q = 1,5 \cdot 2883 = 4325 \text{ Н}.$$

Устанавливаем двухрядные самоустанавливающиеся шариковые подшипники №1213, ГОСТ 5720-56, тип 1000 $d=65$ мм; $D=120$ мм; $B=23$ мм; $Q=18000$ Н; $C=500000$, что обеспечивает срок службы узла – пять лет при трехсменной работе машины.

Расчет вала натяжного барабана

Расчетная схема показана на рисунке 18.

Сила тяжести вала $G_B=300$ Н.

Удельная равномерно-распределенная нагрузка на вал от силы тяжести вала $q \approx 2,58$ Н/см.

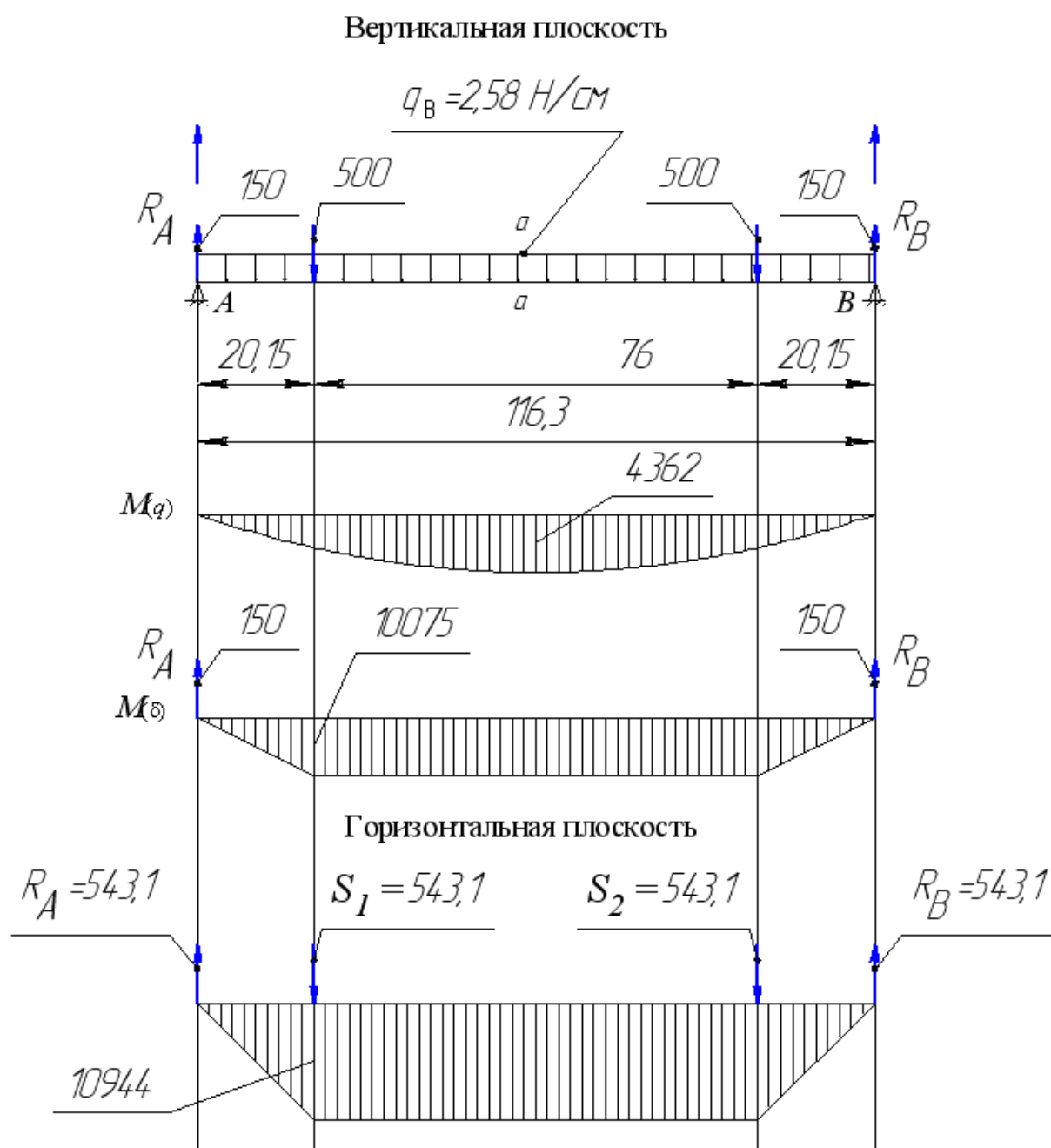


Рис. 18. Расчетная схема к расчету на прочность вала натяжного барабана, эпюры изгибающих моментов (линейные размеры в см; нагрузки в Н; изгибающие моменты в Н·см)

В вертикальной плоскости на вал действует нагрузка q и сосредоточенная нагрузка от силы тяжести барабана. Схема нагрузок и эпюры изгибающих моментов показаны на рисунке 18.

В горизонтальной плоскости на вал передаются нагрузки от натяжения ленты конвейера.

Изгибающий момент в сечении «а-а» от нагрузки q равен:

$$M_{и(q)} = \frac{ql^2}{8};$$

$$M_{и(q)} = \frac{2,58 \cdot 116,3^2}{8} = 4362 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Изгибающий момент в сечении «а-а» от сосредоточенной нагрузки силы тяжести барабана равен:

$$M_{и(б)} = R_A \cdot 20,15;$$

$$M_{и(б)} = 500 \cdot 20,15 = 10075 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости в сечении «а-а» равен:

$$M_{и} = R_A \cdot 20,15;$$

$$M_{и} = 543,1 \cdot 20,15 = 10944 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Суммарный изгибающий момент в вертикальной плоскости равен:

$$M_B = 10075 + 4362 = 14437 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении «а-а» равен:

$$M_{и} = \sqrt{M_{ви}^2 + M_{ги}^2};$$

$$M_{и} = \sqrt{14437^2 + 10944^2} = 18116 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Нормальное напряжение изгиба равно:

$$\sigma_{и} = \frac{18116}{0,1 \cdot 5,5^3} = 1088,8 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 10,9 \text{ МПа}.$$

Материал вала сталь 45-У, $\sigma_T = 50 \text{ МПа}$; $\sigma_B = 70 \text{ МПа}$;
 $\sigma_{-1} = 0,25(70 + 50) = 30 \text{ МПа}.$

Проверка прочности вала на статическую несущую способность

Запас прочности равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_H};$$
$$n_{\sigma} = \frac{50}{10,9} = 4,58,$$

запас достаточен.

Проверка прочности вала при расчете на выносливость

Нормальное напряжение изгиба от переменной нагрузки S_1 равно:

$$\sigma_a = \frac{M_H}{W_H};$$
$$\sigma_a = \frac{10944}{0,1 \cdot 5,5^3} = 659,3 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 6,593 \text{ МПа}.$$

Нормальное напряжение изгиба от статической нагрузки равно:

$$\sigma_m = \frac{14437}{0,1 \cdot 5,5^3} = 870 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 8,7 \text{ МПа}.$$

Запас прочности равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где $k_{\sigma} = 1,55$ – коэффициент концентрации напряжений в месте уступа с галтелью, [11];

$\varepsilon = 0,81$ – масштабный коэффициент в зависимости от диаметра и материала вала [11];

$\psi_{\sigma} = 0,05$ – коэффициент, характеризующий чувствительность стали к асимметрии цикла напряжений;

$$n_{\sigma} = \frac{30}{\frac{1,55}{0,81} \cdot 6,59 + 0,05 \cdot 8,7} = 2,3 -$$

запас прочности достаточен. Прочность вала обеспечивается.

Суммарные опорные реакции равны:

$$R_A = \sqrt{(150 + 500)^2 + 543,1^2} = 847 \text{ Н.}$$

Подбор подшипников вала натяжного барабана

Расчетная радиальная нагрузка равна:

$$Q = R \cdot k_{\sigma},$$

где $k_{\sigma} = 1,5$ – характеризует нагрузку, [11];

$$Q = 847 \cdot 1,5 = 1270 \text{ Н.}$$

Устанавливаются шариковые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники № 211, ГОСТ 5720-51, тип 1000 $d = 55$ мм; $D = 100$ мм; $B = 21$ мм; допускаемая нагрузка $Q = 14000$ Н; $C = 410000$, что обеспечивает срок службы узла – не менее шести лет при трехсменной работе машины.

3.1.3 Схема сбрасывания груза с передаточного конвейера на отвальный

Показана на рисунке 19.

Отрыв частиц происходит в верхней точке **P** приводного барабана передаточного конвейера. Траектория движения частиц – парабола; координаты определяются из уравнения:

$$y = \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot V^2},$$

где $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

x – координаты движения груза, мм;

V – скорость движения ленты, м/с.

Значения координат параболы движения груза при сбрасывании с передаточного конвейера на отвальный приведены в таблице 2.

Таблица 2

Координаты движения груза

x мм	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
y мм	0,0058	0,023	0,052	0,093	0,146	0,21	0,286	0,373	0,47	0,583

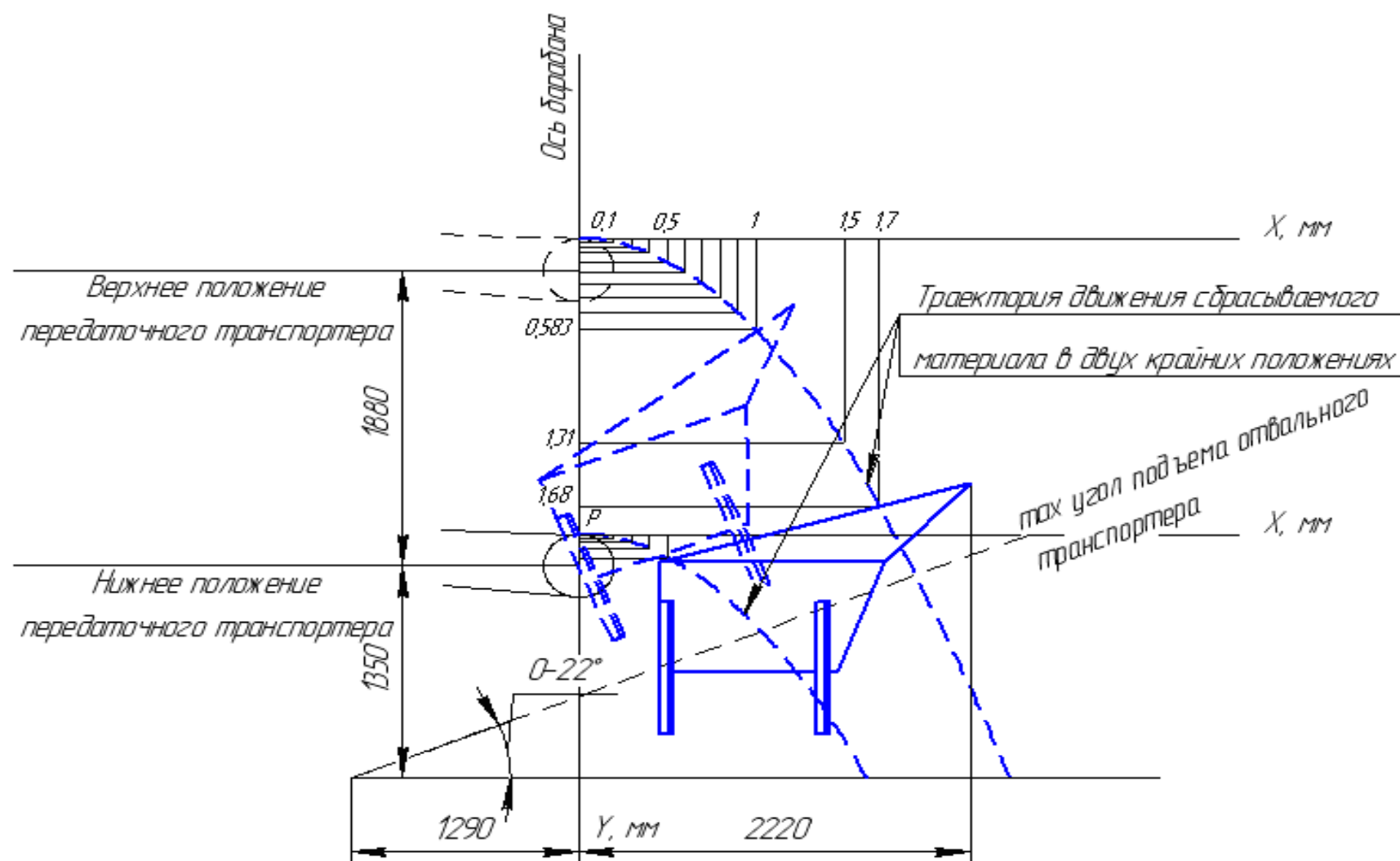


Рис 19. Схема процесса сбрасывания груза с ленты передаточного транспортера в бункер отвального транспортера

3.2 Расчет узлов отвального конвейера

Данные к расчету:

- длина конвейера, $L_1 = 18$ м;
- расчетная длина, $L = 17,25$ м;
- максимальный угол наклона к горизонту, $\alpha = 22^\circ$ (от 18° до 22°);
- техническая производительность, $\Pi_T = 648$ т/ч;
- средняя насыпная плотность груза, $\gamma = 1,8$ т/м³;
- заданная скорость движения ленты, $V = 3$ м/с;
- ширина ленты, $B = 1000$ мм.

Характеристика привода

Шкивы клиноременной передачи:

- диаметр ведущего, $D_1 = 250$ мм;
- диаметр ведомого, $D_2 = 630$ мм;
- межцентровое расстояние, $l = 561$ мм.

Зубчатая передача:

- число зубьев шестерни, $Z_1 = 18$;
- число зубьев колеса, $Z_2 = 76$;
- модуль зацепления, $m = 8$ мм;
- передаточное число, $i = 4,22$.

Кинематическая схема привода показана на рисунке 20.

3.2.1 Определение мощности электродвигателя привода отвального конвейера

Общее сопротивление при установившемся движении ленты по всей длине конвейера, равное тяговому усилию приводного барабана, определяется по формуле [13]:

$$W = k_d \cdot L [(q_\Gamma + q_{pв} + q_\Gamma) \cdot \omega_\Gamma + (q_\Gamma + q_{pн}) \cdot \omega_\Gamma] + q_\Gamma \cdot H,$$

где k_d – обобщенный коэффициент местных сопротивлений на барабанах в местах загрузки и других пунктах;

$k_d = 3,2$ – при длине конвейера до 20 м [13];

$L = 15,956$ – горизонтальная проекция расстояния между осями концевых барабанов, м;

$H = 6,4$ – вертикальная проекция расстояния между осями концевых барабанов, м;

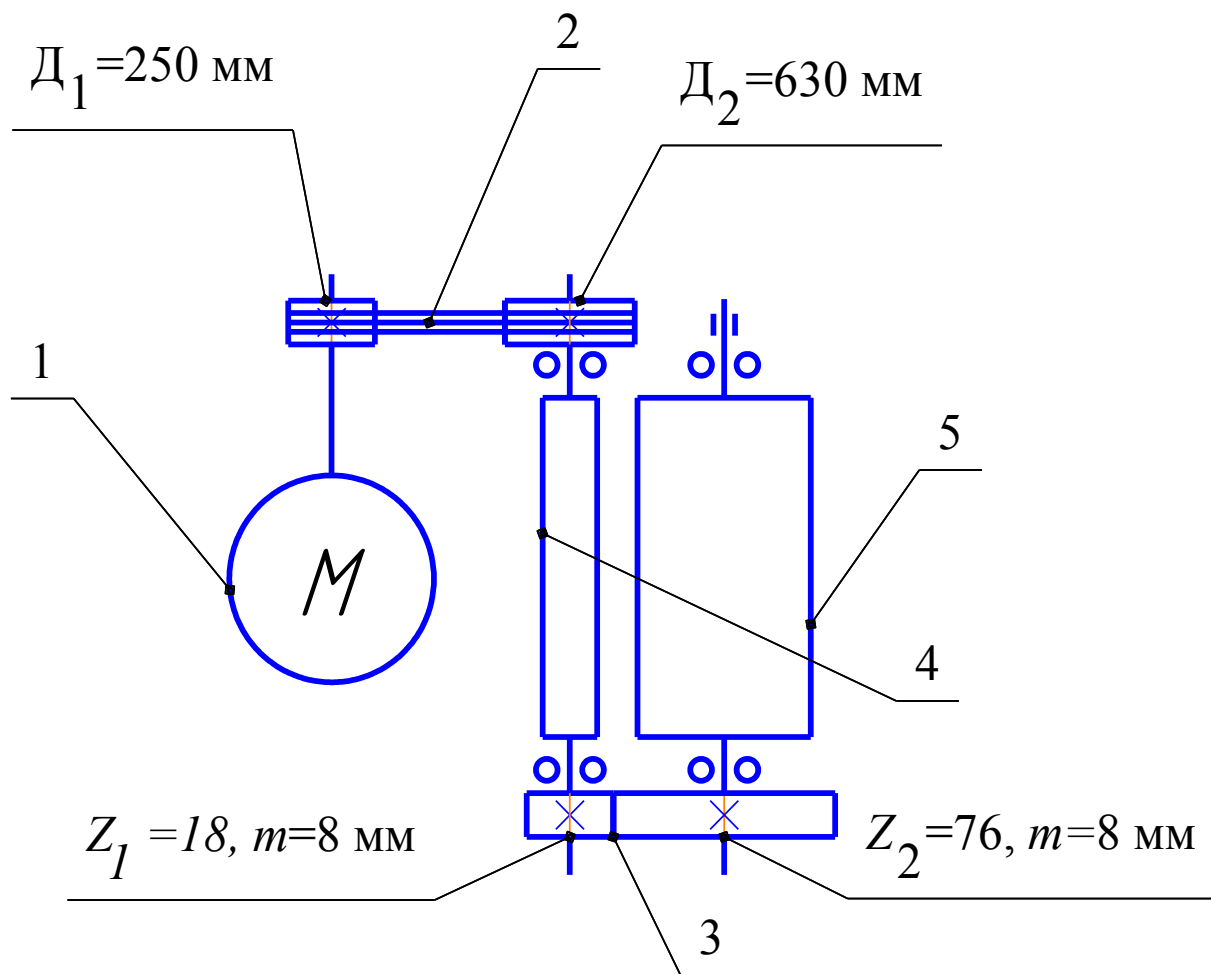


Рис. 20. Кинематическая схема привода отвального конвейера

1 – электродвигатель 4А180М4УЗ, $N = 30 \text{ кВт}$, $n = 1470 \text{ 1/мин}$;
 2 – клиноременная передача, $D_1 = 250 \text{ мм}$, $D_2 = 630 \text{ мм}$; 3 – зубчатая передача, $Z_1 = 18$, $Z_2 = 76$, $m = 8 \text{ мм}$; 4 – промежуточный барабан; 5 – ведущий барабан, $D = 412 \text{ мм}$

$\omega_B = 0,025$; $\omega_H = 0,022$ – коэффициенты сопротивления движению верхней и нижней ветвей ленты по роликовым опорам;

$q_{\Gamma} = 600$; $q_{pB} = 222$; $q_{pH} = 85$; $q_{\Pi} = 140$ – линейные силы тяжести, соответственно, от действия груза, который находится на ленте, роlikоопор верхней и нижней ветвей ленты и ленты, Н/м;

$$W = 3,2 \cdot 15,956 [(600 + 222 + 140) \cdot 0,025 + (140 + 85) \cdot 0,022] + 600 \cdot 6,4 = 5333 \text{ Н}$$

Расчетное натяжение сбегающей ветви равно [13]:

$$S_{сб} = \frac{k_3 \cdot W}{(e^{\mu\alpha} - 1)},$$

где $k_3 = 1,1-1,2$ – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном;
 $\mu = 0,30$ – коэффициент трения ленты о сухую грязную поверхность стального барабана;
 $e^{\mu\alpha} = 2,56$ (для угла обхвата $\alpha = 180^\circ$ – ориентировочно).

$$S_{сб} = \frac{1,1 \cdot 5333}{2,56 - 1} = 3760 \text{ Н}$$

Расчетное натяжение набегающей ветви равно [13]:

$$S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha};$$

$$S_{нб} = 3760 \cdot 2,56 = 9627 \text{ Н}$$

Мощность привода равна:

$$N = \frac{k \cdot (S_{нб} - S_{сб}) \cdot V}{1020 \cdot \eta},$$

где $k = 1,2$ – коэффициент запаса мощности;
 $V = 3$ – скорость движения ленты, м/с;
 $\eta = 0,731$ – КПД передач привода;

$$\eta = \eta_{кп} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{зп},$$

где $\eta_{кп} = 0,81$ – КПД клиноременной передачи;

$\eta_{\Pi} = 0,95$ – КПД привода;

$\eta_{\text{КП}} = 0,95$ – КПД зубчатой передачи;

$$\eta = 0,81 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,733;$$

$$N = \frac{1,2 \cdot (9627 - 3760) \cdot 3}{1020 \cdot 0,733} = 28,4 \text{ кВт.}$$

Устанавливается асинхронный трехфазный закрытый обдуваемый электродвигатель единой серии 4А, тип 4А180М4УЗ, $N = 30$ кВт, $n_{\text{э}} = 1470$ 1/мин [9].

Скорость ремня клиноременной передачи равна:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60};$$
$$V = \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 1470}{60} = 19,2 \frac{\text{м}}{\text{с}} < V_{\text{доп}}.$$

Допускается скорость до 25 м/с.

Действительная частота вращения ведомого вала с учетом скольжения ремня равна:

$$n_2 = \frac{D_1 \cdot n_{\text{э}} \cdot (1 - \varepsilon)}{D_2};$$
$$n_2 = \frac{250 \cdot 1470 \cdot (1 - 0,02)}{630} = 572 \frac{1}{\text{мин}}.$$

Передаточное число клиноременной передачи равно:

$$i = \frac{n_{\text{э}}}{n_2};$$
$$i = \frac{1470}{572} = 2,57.$$

Фактическая частота вращения вала промежуточного барабана:

$$n_{\text{ПВ}} = \frac{1470}{2,57} = 572 \frac{1}{\text{мин}};$$

частота вращения приводного барабана:

$$n_6 = \frac{n_3}{i_{кп} \cdot i_{зп}},$$

$i_{кп} = 2,57$ – передаточное число клиноременной передачи;

$i_{зп} = 4,22$ – передаточное число зубчатой передачи ($Z_1 = 18$, $Z_2 = 76$);

$$n_6 = \frac{1470}{2,57 \cdot 4,22} = 135,5 \frac{1}{\text{мин}}.$$

Скорость движения ленты конвейера:

$$V = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60},$$

где $D_6 = 0,412$ – диаметр приводного барабана по чертежам, м;

n_6 – частота вращения приводного барабана, 1/мин;

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,412 \cdot 135,5}{60} = 2,92 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Потеря производительности для ленточных конвейеров с гладкой лентой при наклоне конвейера к горизонту на 18° оставляет 15 %; при подъеме на 22° – 24 %.

При скорости ленты $V = 2,92$ м/с и горизонтальном положении конвейер может обеспечить производительность, равную:

$$П_T = 160 \cdot B^2 \cdot \gamma \left[3,6 \cdot \text{tg}(0,35 \cdot 35^\circ) \cdot 0,95 + 1 \right] \cdot 2,92;$$

$$П_T = 160 \cdot 1^2 \cdot 1,8 \cdot \left[3,6 \cdot \text{tg}(0,35 \cdot 35^\circ) \cdot 0,95 + 1 \right] \cdot 2,92 = 1157 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.$$

С учетом наклона конвейера на угол 22° получаем:

$$П_T = 1157 - 1157 \cdot 0,24 = 880 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.$$

Для получения технической производительности $П_T = 648$ т/ч достаточно получить скорость ленты 2,21 м/с, следовательно резерв по производительности составляет $880/648 = 1,36$.

3.2.2 Кинематические и прочностные расчеты элементов привода отвального конвейера

Длина ремня равна 2654 мм. Расчет см. в разделе «расчет узлов передаточного конвейера».

Угол обхвата равен

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{l_0} 60^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{630 - 250}{561} 60^\circ = 139,4^\circ.$$

Потребное число ремней равно

$$Z = \frac{1020 \cdot N}{V \cdot P_0 \cdot C},$$

где $V = 19,2$ – скорость ремня, м/с;

$P_0 = 667$ Н – допускаемая полезная нагрузка при начальном напряжении $\sigma = 1,2$ МПа, для ремней сечения «Г», [11];

$C = 0,598$ – коэффициент, характеризующий режим работы передачи (расчет см. выше).

$$Z = \frac{1020 \cdot 30}{19,2 \cdot 667 \cdot 0,598} = 4 \text{ ремня.}$$

Рекомендуется использовать 4 ремня сечения «Г» или 5 ремней сечения «В», с расчетной длиной 2650 мм.

Лента конвейера

Необходимое число прокладок ленты равно:

$$i = \frac{k_{\Pi} \cdot n \cdot S_{max}}{B \cdot k_p},$$

где $k_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{M_H} = 2$ – кратность пускового момента электродвигателя (из характеристики электродвигателя);

$n = 9,5$ – запас прочности ленты при растяжении, [11];

$$S_{max} = 1020 \frac{N}{V} \cdot \eta \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \text{ – максимальное натяжение ленты;}$$

$$S_{max} = 1020 \frac{30}{2,92} \cdot 0,73 \cdot \frac{2,56}{2,56 - 1} = 13930 \text{ Н.}$$

$$B = 100 \text{ см;}$$

$k_p = 1130$ – сопротивление разрыву, отнесенное к 1 см ширины прокладки (ткань прокладки ОПБ-5 [11]);

$$i = \frac{2 \cdot 9,5 \cdot 13930}{100 \cdot 1130} = 3,35.$$

Принята лента с 4 прокладками (рекомендуемое число прокладок от 3 до 5, [18]).

Вал промежуточного барабана

Расчетные схемы показаны на рисунках 21, 22.

Окружное усилие на ведомом шкиве равно:

$$P_{\text{шк}} = \frac{2M_{\text{п}}}{D_2},$$

где

$$M_{\text{п}} = 1,36 \cdot 7162 \frac{N}{n_{\text{э}}} i_{\text{кп}};$$

$$M_{\text{п}} = 1,36 \cdot 7162 \frac{30}{1470} 2,57 \cdot 100 = 51087 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$P_{\text{шк}} = \frac{2 \cdot 51087}{63} = 1622 \text{ Н}.$$

Окружное усилие на шестерне зубчатой передачи равно:

$$P_{\text{зп}} = \frac{2M_{\text{п}}}{D_1};$$

$$P_{\text{зп}} = \frac{2 \cdot 51087}{18 \cdot 0,8} = 7095 \text{ Н}.$$

Силы тяжести вала и барабана проецируются на плоскости I-I и II-II:

$$G_{\text{ов}} = 450 \text{ Н}; q_{\text{о}} = \frac{G_{\text{в}}}{L_{\text{в}}} = 3 \frac{\text{Н}}{\text{см}};$$

$$G_{\text{об}} = 700 \text{ Н}; G_{\text{б}} = \frac{700}{2} = 350 \text{ Н};$$

$$q_{\text{вI}} = q_{\text{о}} \cdot \cos 45^\circ = q_{\text{вII}} = 3 \cdot 0,705 = 2,1 \frac{\text{Н}}{\text{см}};$$

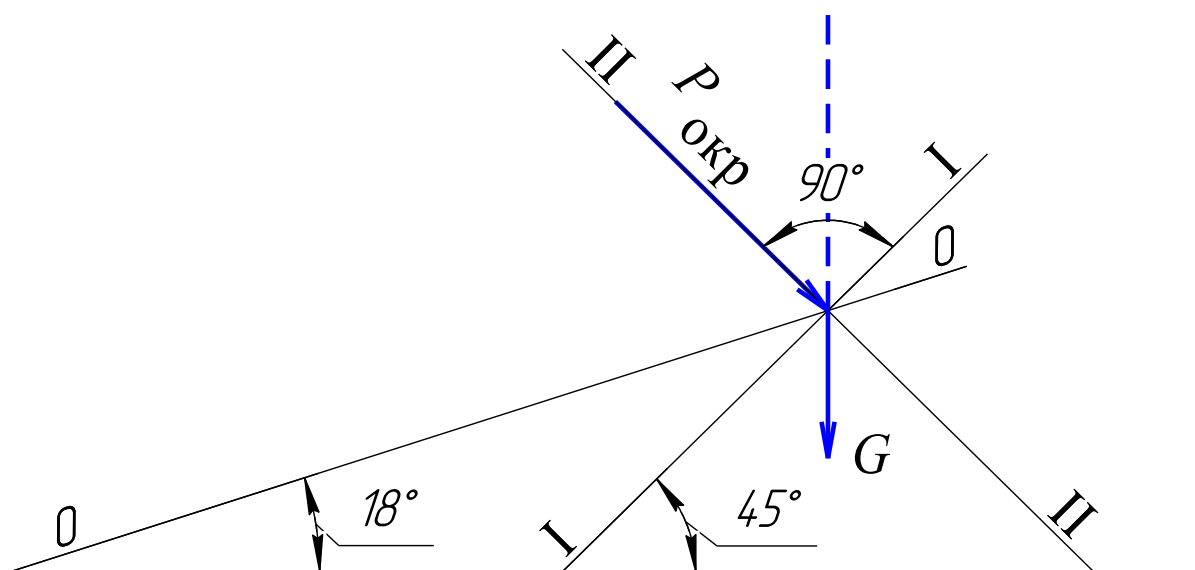


Рис. 21. Схема расположения опор и нагрузок для вала промежуточного барабана

0-0 – линия центров клиноременной передачи. Опоры подшипниковых узлов вала расположены в плоскости I-I. По линии II-II направлены по отношению к плоскости I-I: окружное усилие на шкиве клиноременной передачи и окружное усилие шестерни зубчатой передачи. Обе нагрузки определены выше

$$G_{\text{бI}} = G_{\text{б}} \cdot \cos 45^\circ = G_{\text{бII}} = 350 \cdot 0,705 = 247 \text{ Н};$$

$$G_{\text{о шк}} = 600 \text{ Н}; G_{\text{шкI}} = 600 \cdot 0,705 = 423 \text{ Н};$$

$$G_{\text{шI}} = 115 \cdot 0,705 = 81 \text{ Н}.$$

Кинематические схемы приводов отвального и передаточного конвейеров идентичны. Расчеты на прочность промежуточного и приводного валов передаточного конвейера показали, что если условия прочности при расчете на выносливость выполняются, то условия прочности на статическую несущую способность выполняются заведомо. Поэтому для привода отвального конвейера выполнен проверочный расчет на выносливость, а расчет на статическую несущую способность опускается.

Постоянные нагрузки на промежуточный вал в проекции на плоскость II-II: $G_{\text{шк}}, G_{\text{ш}}, G_{\text{б}}, q_{\text{в}}$.

Расчетная схема и схема изгибающих моментов показаны на рисунке 22.

Опорные реакции и изгибающие моменты от сосредоточенных нагрузок:

$$\sum M_A = 423 \cdot 11,2 - 247 \cdot 12,5 - 247 \cdot 117,5 - R_B \cdot 130 - 81 \cdot 140 = 0;$$

$$R_B = -298 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 423 \cdot 141,2 - R_A \cdot 130 + 247 \cdot 117,5 + 247 \cdot 12,5 - 81 \cdot 10 = 0;$$

$$R_A = 700 \text{ Н}.$$

опора «А»: $M_{\text{иА}} = 423 \cdot 11,2 = 4737,6 \text{ Н} \cdot \text{см};$

опора «В»: $M_{\text{иВ}} = 81 \cdot 10 = 810 \text{ Н} \cdot \text{см}.$

Опорные реакции и изгибающие моменты от нагрузки q равны:

$$R_A = R_B = 159 \text{ Н};$$

$$M_{\text{иА}} = \frac{q \cdot a^2}{2};$$

$$M_{\text{иА}} = \frac{2,1 \cdot 11,2^2}{2} = 132 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{\text{иВ}} = \frac{2,1 \cdot 10^2}{2} = 105 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

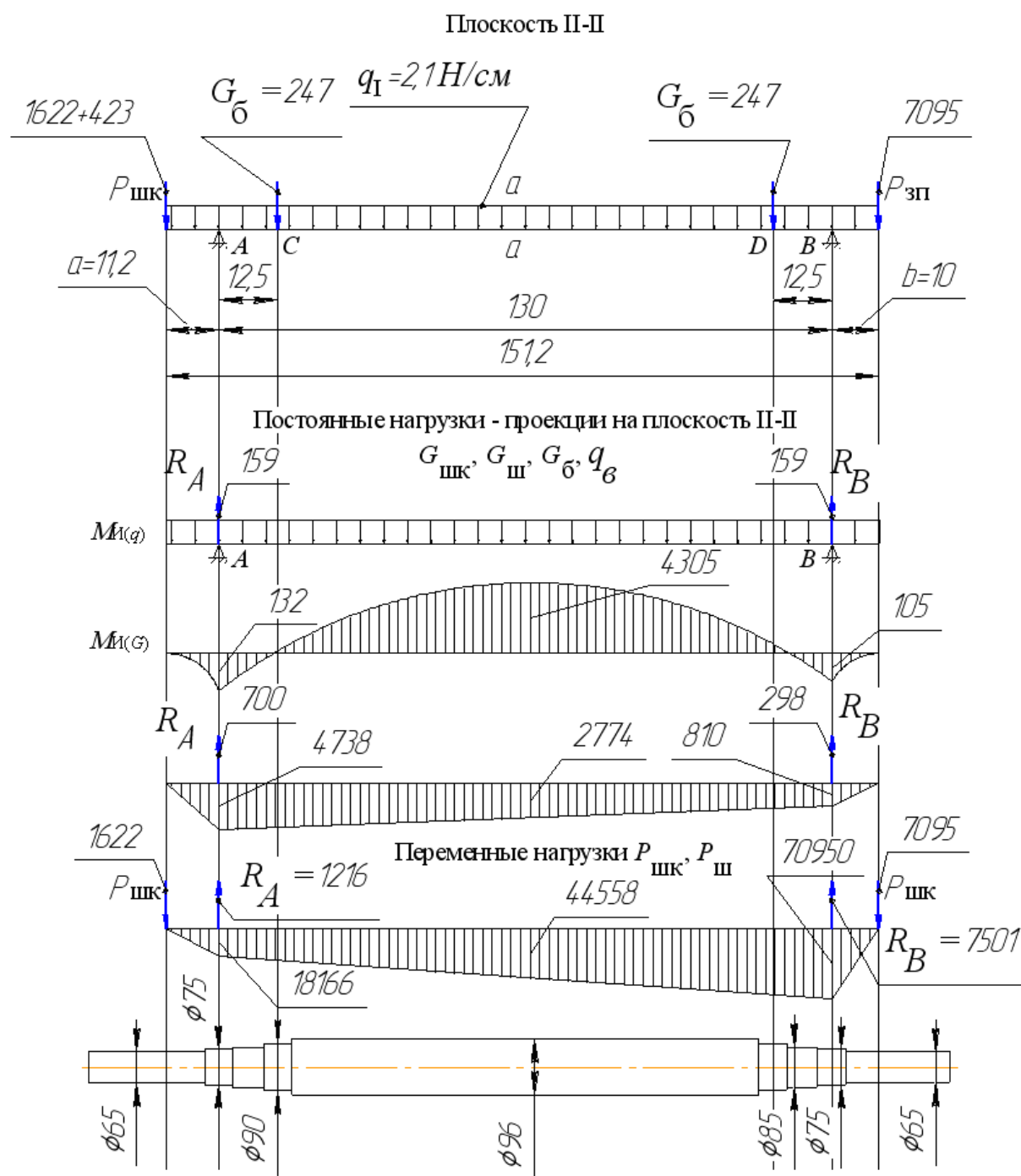


Рис. 22. Схемы нагрузок и изгибающих моментов в плоскости II-II;
конструктивная схема вала
(линейные размеры показаны в см; нагрузки в Н; изгибающие моменты в Н·см)

$$M_{\text{imax}} = \frac{q}{2} \left(a^2 - \frac{b^2}{4} \right);$$

$$M_{\text{imax}} = \frac{2,1}{2} \cdot \left(11,2^2 - \frac{130^2}{4} \right) = 430 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Суммарные опорные реакции в плоскости II-II:

$$R_A = 700 + 159 = 859 \text{ Н};$$

$$R_B = 298 + 159 = 457 \text{ Н}.$$

Суммарные изгибающие моменты:

$$M_{\text{и}A} = 4738 + 132 = 4870 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{\text{и}B} = 810 + 105 = 915 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

В сечении вала «а-а»:

$$M_a = -4305 + 2774 = -1531 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Опасным является сечение вала в опоре «А».

Опорные реакции и изгибающие моменты от переменных нагрузок:

$$\sum M_A = 1622 \cdot 11,2 - 7095 \cdot 140 + R_B \cdot 130 = 0;$$

$$R_B = 7501 \text{ Н};$$

$$R_A = 1216 \text{ Н};$$

$$M_{\text{и}A} = 1622 \cdot 11,2 = 18166 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{\text{и}B} = 7095 \cdot 10 = 70950 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{\dot{a}} = 44558 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Опасным является сечение вала в опоре «В».

Плоскость I-I

В плоскости I-I действуют составляющие постоянных нагрузок от:

$G_{\text{шк}}$, $G_{\text{ш}}$, $G_{\text{б}}$, $q_{\text{в}}$, т.к. их проекции на плоскости I и II равны, то равны полученные результаты.

Результирующие опорные реакции для подбора подшипников:

$$R_A = \sqrt{(859 + 1216)^2 + 859^2} = 2246 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(457 + 7501)^2 + 4572^2} = 7971 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты от статических нагрузок:

$$M_{иA} = \sqrt{4870^2 + 4870^2} = 6887 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{иB} = \sqrt{915^2 + 915^2} = 1294 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{иa} = -1531 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Расчет на выносливость

Амплитудные значения нормальных напряжений изгиба при статических нагрузках равны:

$$\text{опора «A»}: \sigma_{mA} = \frac{6887}{0,1 \cdot 6,5^3} = 250 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 2,5 \text{ МПа};$$

$$\text{опора «B»}: \sigma_{mB} = \frac{1294}{0,1 \cdot 6,5^3} = 47 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 0,47 \text{ МПа};$$

$$\text{сечение «a-a»}: \sigma_{ma} = \frac{1531}{0,1 \cdot 9,6^3} = 19 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 0,19 \text{ МПа}.$$

Амплитудные значения нормальных напряжений изгиба при переменных нагрузках равны:

$$\text{опора «A»}: \sigma_{aA} = \frac{18166}{0,1 \cdot 6,5^3} = 660 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 6,6 \text{ МПа};$$

$$\text{опора «B»}: \sigma_{aB} = \frac{70950}{0,1 \cdot 6,5^3} = 2580 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 25,8 \text{ МПа};$$

$$\text{сечение «a-a»}: \sigma_{aa} = \frac{44558}{0,1 \cdot 9,6^3} = 554 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 5,54 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{51087}{0,2 \cdot 6,5^3} = 929 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 9,29 \text{ МПа}.$$

Материал вала сталь 40ХН-М52; $\sigma_T = 160$ МПа; $\sigma_B = 180$ МПа;

$\sigma_{-1} = 0,25(\sigma_B + \sigma_T) = 85$ МПа; $k_\sigma = 1,83$; $\varepsilon = 0,67$; $k_\tau = 0,67$ [19];
 $\tau_{-1} = 0,7\sigma_{-1} = 59,5$ МПа.

Запас прочности в сечении вала «В»

Запас прочности по изгибу равен:

$$n_\sigma = \frac{85}{\frac{1,83}{0,67} \cdot 25,8 + 0,05 \cdot 0,47} = 1,2;$$

запас прочности при расчете на кручение равен:

$$n_\tau = \frac{59,5}{\frac{1,5 \cdot 9,29}{0,67}} = 2,86.$$

Результирующий запас прочности при расчете на выносливость равен:

$$n = \frac{1,2 \cdot 2,86}{\sqrt{1,2^2 + 2,86^2}} = 1,11,$$

что недостаточно, так как $[n] = 1,3$ – минимальное значение запаса прочности при расчете на выносливость. Обычно рекомендуется принимать значения $[n] = 1,5$ – $2,5$ [11].

При увеличении диаметров вала соответственно конструктивной схеме, показанной на рисунке 22, получаем для сечения вала в опоре «В» $n = 1,6$ (расчет выполнен по использованному выше методу).

Дополнительно рекомендуется повысить предел выносливости методом дробеструйного наклепа, закалкой с нагревом Т.В.Ч. или накаткой роликом. Минимальный коэффициент упрочнения β равен соответственно: 1,7; 1,6; 2,4 [11].

В этом случае минимальное значение коэффициента запаса прочности равно:

$$n' = n \cdot \beta;$$

$$n' = 1,6 \cdot 1,6 = 2,56 > 1,5,$$

что достаточно.

В случае применения одного из указанных методов поверхностного упрочнения прочность вала обеспечивается.

Поверхностное упрочнение рекомендуется выполнить в зоне опоры «В», в остальных сечениях вала запасы прочности достаточны.

Подбор подшипников вала промежуточного барабана

Расчетная радиальная нагрузка:

$$Q = R_B \cdot k_\sigma;$$
$$Q = 7971 \cdot 1,5 = 11967 \text{ Н.}$$

В опорах «А» и «В» устанавливаются двухрядные самоустанавливающиеся шариковые подшипники №1215, ГОСТ 5720-51, тип 1000, $d = 75$ мм; $D = 130$ мм; $B = 25$ мм; $Q = 23\,000$ Н; $C = 600\,000$, что обеспечивает срок службы узла – шесть лет при трехсменной работе машины.

В опорах «С» и «D» устанавливаются подшипники шариковые двухрядные самоустанавливающиеся № 1218, ГОСТ 5720-51, тип 1000, $d = 90$ мм; $D = 160$ мм; $B = 30$ мм; $Q = 34000$ Н; $C = 880000$ [12].

Проверочный расчет приводного вала

Нагрузки на приводной вал в вертикальной плоскости

Окружное усилие на зубчатом колесе равно:

$$P_{зк} = 7095 \text{ Н.}$$

Крутящий момент на приводном валу равен:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{п}} \cdot i_{\text{зп}},$$

где $M_{\text{п}} = 51\,087$ – крутящий момент на промежуточном валу, Н·см;

$i_{\text{зп}} = 4,22$ – передаточное число зубчатой передачи.

$$M_{\text{к}} = 51087 \cdot 4,22 = 215587 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Сила тяжести приводного барабана равна:

$$G_{\text{б}} = 1200 \text{ Н.}$$

Сила тяжести вала равна:

$$G_{\text{в}} = 650 \text{ Н.}$$

Расчетная схема показана на рисунке 23.

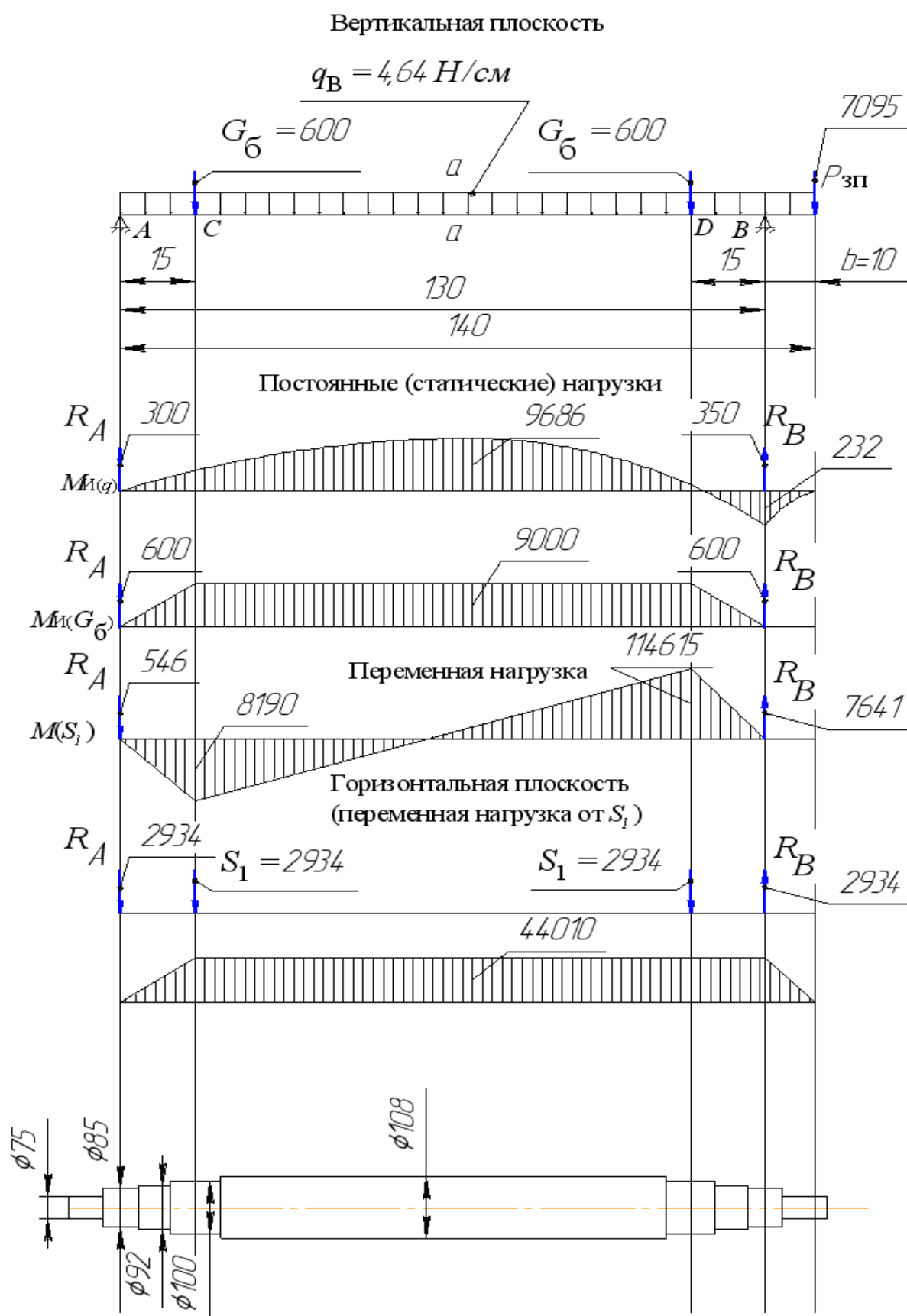


Рис. 23. Схемы нагрузок и изгибающих моментов; конструктивная схема приводного вала (линейные размеры показаны в см; нагрузки в Н; изгибающие моменты в Н·см)

Нагрузки в горизонтальной плоскости

Нагрузки от ленты конвейера равны:

$$S = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}};$$

$$S = 9627 - 3760 = 5867 \text{ Н};$$

$$S_1 = \frac{5867}{2} = 2934 \text{ Н}.$$

Вертикальная плоскость

Опорные реакции от нагрузки q равны:

$$R_B = \frac{-q(b+l)^2}{2l};$$

$$R_B = \frac{-4,64 \cdot (10+130)^2}{2 \cdot 130} = -350 \text{ Н};$$

$$R_A = \frac{-q(l^2 - b^2)}{2l};$$

$$R_A = \frac{-4,64 \cdot (130^2 - 10^2)}{2 \cdot 130} = -300 \text{ Н};$$

$$M_{\text{max}} = \frac{-q(l^2 - b^2)^2}{8l^2};$$

$$M_{\text{max}} = \frac{-4,64 \cdot (130^2 - 10^2)^2}{8 \cdot 130^2} = -9686 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$X = \frac{l^2 - 2a^2}{2l};$$

$$X = \frac{130^2 - 2 \cdot 10^2}{2 \cdot 130} = 64 \text{ см};$$

$$M_{\text{иB}} = \frac{q \cdot b^2}{2};$$

$$M_{\text{иB}} = \frac{4,64 \cdot 10^2}{2} = 232 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Опорные реакции и изгибающие моменты от нагрузок G_6 :

$$\sum M_A = G_{\text{б}} \cdot 15 + G_{\text{б}} \cdot 115 - R_B \cdot 130 = 0;$$

$$R_B = R_A = 600 \text{ Н};$$

$$M_{\text{иб}} = R_A \cdot 15;$$

$$M_{\text{иб}} = 600 \cdot 15 = 9000 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Опорные реакции и изгибающие моменты от переменной нагрузки $P_{\text{зк}}$:

$$\sum M_A = P_{\text{зк}} \cdot 140 - R_B \cdot 130 = 0;$$

$$R_B = \frac{7095 \cdot 140}{130} = 7641 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = P_{\text{зк}} \cdot 10 - R_A \cdot 130 = 0;$$

$$R_A = \frac{7095}{130} = 546 \text{ Н};$$

$$M_{\text{иC}} = 546 \cdot 15 = 8190 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_{\text{иD}} = 7641 \cdot 15 = 114615 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции:

$$R_A = R_B = 2934 \text{ Н};$$

$$M_{\text{иC}} = M_{\text{иD}} = R_A \cdot 15;$$

$$M_{\text{иC}} = M_{\text{иD}} = 2934 \cdot 15 = 44010 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Суммарная опорная вертикальная реакция в опоре «**A**» равна:

$$R_{Ab} = 300 + 600 - 546 = 354 \text{ Н}.$$

Суммарная опорная вертикальная реакция в опоре «**B**» равна:

$$R_{Bb} = 350 + 600 + 7641 = 8591 \text{ Н}.$$

Результирующие опорные реакции равны:

$$R_A = \sqrt{354^2 + 2934^2} = 2955 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{8591^2 + 2934^2} = 9078 \text{ Н}.$$

Результирующие изгибающие моменты от переменных нагрузок равны:

$$\text{сечение «D»}: M_{иD} = \sqrt{114615^2 + 44010^2} = 122774 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$\text{сечение «C»}: M_{иC} = \sqrt{44010^2 - 8190^2} = 43241 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Результирующие изгибающие моменты от постоянных нагрузок равны:

$$\text{сечение «C»}: M_{иC} = \sqrt{9000^2 + 2235^2} = 9273,4 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$\text{сечение «D»}: M_{иD} = 9000 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Опасным является сечение вала в опоре «D».

Нормальное напряжение изгиба от переменных нагрузок равно:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{0,1d^3};$$
$$\sigma_{и} = \frac{122774}{0,1 \cdot 8^3} = 2398 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 23,98 \text{ МПа}.$$

Нормальное напряжение изгиба от постоянных нагрузок равно:

$$\sigma_m = \frac{9000}{0,1 \cdot 8^3} = 175,8 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 1,76 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по изгибу равен:

$$n_{\sigma} = \frac{85}{\frac{1,83}{0,63} \cdot 23,98 + 0,05 \cdot 1,76} = 1,22;$$

$$k_{\sigma} = 1,83; \varepsilon = 0,63; k_{\tau} = 1,5.$$

Касательное напряжение кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$
$$\tau_{кр} = \frac{215587}{0,2 \cdot 8^3} = 2105 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 21,05 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по кручению равен:

$$n_{\tau} = \frac{59,5}{\frac{1,5 \cdot 21,05}{0,63}} = 1,19.$$

Общий запас прочности при расчете на усталость равен:

$$n = \frac{1,22 \cdot 1,19}{\sqrt{1,22^2 + 1,19^2}} = 0,85,$$

что недостаточно.

Сечение вала «**D**» является опасным. Запас прочности при расчете на усталость $n \approx 1 < n_{min}$; $n_{min} = 1,3$. При реконструкции вала в соответствии со схемой на рисунке 23 результирующий запас прочности, определенный методом, приведенным выше [11], составит $n = 1,57$.

Для повышения надежности вала, в частности на участке «**BD**», рекомендуется дополнительно этот участок подвергнуть поверхностному упрочнению методами, перечисленными выше. В результате выполнения рекомендуемых мероприятий запас прочности в опасном сечении вала увеличится до значения:

$$n' = 1,6 \cdot 1,57 = 2,51,$$

что достаточно.

Подбор подшипников для приводного вала

Сечения «**A**», «**B**»

Устанавливаются подшипники шариковые двухрядные самоустанавливающиеся № 1217, ГОСТ 5720-51, тип 1000, $d = 85$ мм; $D = 150$ мм; $B = 28$ мм [12].

Расчетная радиальная нагрузка в опоре «**B**»:

$$\begin{aligned} Q &= R_B \cdot k_{\sigma}; \\ Q &= 9078 \cdot 1,5 = 13\,617 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Допускаемая радиальная нагрузка установленного подшипника № 1217 равна:

$$\begin{aligned} Q &= 30\,000 \text{ Н;} \\ C &= 78\,000, \end{aligned}$$

что обеспечивает надежную работу узла в течение пяти лет при круглосуточной работе машины.

Расчет зубчатой передачи

Крутящий момент на промежуточном валу равен:

$$M_{\Pi} = 51\,087 \text{ Н}\cdot\text{см.}$$

Крутящий момент на приводном валу равен:

$$M_{\text{к}} = 215\,587,14 \text{ Н}\cdot\text{см.}$$

Окружное усилие на шестерне равно:

$$P_{\text{зш}} = \frac{2 \cdot 51087}{14,4} = 7095 \text{ Н,}$$

где $d = 14,4$ – диаметр делительной окружности шестерни, см;

$m = 0,8$ – модуль, см;

$Z_1 = 18$ – число зубьев шестерни;

$B = 9$ – ширина венца, см.

Материал шестерни – сталь 45-У, $H_B = 270$;

Материал колеса – сталь 45-У, $H_B = 240$.

Передача работает при нереверсивной нагрузке от 16 до 20 ч в сутки, передаваемая мощность 30 кВт.

Расчет по контактным напряжениям

Коэффициент контактных напряжений C_K при расчете на прочность рабочих поверхностей зубьев равен:

$$C_K = \frac{2M_1 \cdot k(i+1)}{B \cdot d_1^2 \cdot i \cdot V_K \cdot \varphi_K} \leq [C_K],$$

где M_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·см;

$i_{\text{кп}} = 2,57$ – передаточное число клиноременной передачи;

$B = 9$ – ширина зуба, см;

$V_K = 1$ – в прямозубых передачах [14];

$\varphi_K = 1$ – для некорригированных передач;

k – коэффициент нагрузки;

$$k = k_{\text{нр}} \cdot k_{\text{д}},$$

$k_{\text{д}}$ – коэффициент для учета дополнительных динамических нагрузок, вызванных погрешностями изготовления и деформаций зубьев;

$k_{\text{нр}}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба, вызванную перекосами валов и деформациями зубчатых колес.

$k_{\text{д}} = 1 + 2\Pi$ – для консольного расположения шестерни, [14];

$$\Pi = \frac{U \cdot V \cdot d_1 \cdot B}{M_1} \sqrt{\frac{A}{i}},$$

где

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_2}{60};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,144 \cdot 562}{60} = 4,23 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$U = 0,4$, [14];

$A = 37,6$ – межцентровое расстояние, см;

$$\Pi = \frac{0,4 \cdot 4,23 \cdot 14,4 \cdot 9}{51087} \sqrt{\frac{37,6}{4,22}} = 0,0128;$$

$$k_{\text{д}} = 1 + 2 \cdot 0,0128 = 1,0256;$$

$$k_{\text{нр}} = 1 + (Q_{\text{нр}} - 1) \cdot k_{\text{п}};$$

$$k_{\text{п}} = 0,15;$$

$$q_{\text{ц}} = \frac{B}{d_1};$$

$$q_{\text{ц}} = \frac{9}{14,4} = 0,625;$$

$$Q_{\text{нр}} = 1,75 [22];$$

$$k_{\text{нр}} = 1 + (1,75 - 1) \cdot 0,15 = 1,112;$$

$$k = 1,0256 \cdot 1,112 = 1,14;$$

$$C_{\text{к}} = \frac{2 \cdot 51087 \cdot 1,14 \cdot (4,22 + 1)}{9 \cdot 14,4^2 \cdot 4,22 \cdot 1 \cdot 1} = 77,2 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 0,772 \text{ МПа}.$$

$[C_K] = 0,794$ МПа – для стальных зубчатых колес с твердостью рабочих поверхностей $H_B \leq 350$, (см. выше); следовательно, контактная прочность зубьев не обеспечивается. Рекомендуется закалка ТВЧ, что повысит допустимое значение $[C_K]$; в этом случае $[C_K] = 2,8$ МПа, прочность зубьев по контактным напряжениям обеспечивается $0,772 < 2,8$.

Расчет зубьев на изгиб

$$\sigma_1 = \frac{2M_{\Pi} \cdot k}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot y_1 \cdot V_{\Pi}},$$

где

$$k = k_{\text{нр}} \cdot k_{\text{д}} = 1,14;$$

$V_{\Pi} = 1$ – для прямозубой передачи;

$y_1 = 0,26$, [14];

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 51087 \cdot 1,14}{9 \cdot 14,4 \cdot 0,8 \cdot 0,26 \cdot 1} = 4321 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 43,21 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при расчете на изгиб равно:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{0,75 \cdot \sigma_{\text{вс}} \cdot k_{\text{цн}}}{n_{\text{и}}},$$

где $\sigma_{\text{вс}} = 0,35 \cdot H_B$ – предел прочности сердцевины зуба;

$H_B = 3500$ МПа;

$k_{\text{цн}} = 1$ [14];

$n_{\text{и}} = 3$ – запас прочности для зубьев, подвергнутых сплошной закалке, или зубьев с закаленными с поверхности боковыми сторонами, с незначительными следами обработки [14];

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{0,75 \cdot 0,35 \cdot 3500 \cdot 1}{3} = 306 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 = 43,21 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 < [\sigma],$$

следовательно, прочность зубьев при расчете на усталость от изгиба обеспечивается.

Вывод

Выполнены необходимые кинематические и прочностные расчеты узлов привода передаточного и отвального конвейеров.

В связи с увеличением ёмкости ковшей элеваторов возросли нагрузки на элементы приводов конвейеров. Модернизированы элементы приводных и промежуточных барабанов: опорные узлы и валы.

В результате повышена надежность разгрузчика ТР-2А в целом.

4 МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА КАРЕТКИ С РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ. МЕХАНИЗМ ИЗМЕНЕНИЯ НАКЛОНА СТРЕЛЫ ОТВАЛЬНОГО КОНВЕЙЕРА

4.1 Расчет элементов механизма подъема каретки ковшевых элеваторов

4.1.1 Определение мощности привода

На каретке (клетки) установлены два ковшевых элеватора с приводами, приемный бункер, передаточный конвейер с приводом. Каретка подвешена на канатах посредством двух сдвоенных полиспастов и двух отклоняющих блоков. Подъем и опускание каретки с оборудованием осуществляется двухбарабанной реверсивной лебедкой, установленной на неподвижном перекрытии портала.

Принципиальная и кинематическая схемы механизма подъема каретки показаны на рис. 24, 25 [8].

Сила тяжести поднимаемого груза равна

$$G = G_э + G_к, \text{ Н},$$

где $G_э = 146610 \text{ Н}$ – сила тяжести рам элеваторов, цепей, ковшей, приводов двух элеваторов и металлоконструкции каретки;

$G_к = 15970 \text{ Н}$ – сила тяжести передаточного конвейера с приводом и опорной рамой;

$G = 146610 + 15970 = 162580 \text{ Н}$ (по данным завода-изготовителя).

Сопротивление движению каретки с оборудованием от сил трения определяется из соотношения

$$W_т = (P_в + W_к) \left(\frac{2f}{D_к} + \frac{\mu d}{D_к} \right),$$

где $W_к = 7940 \text{ Н}$ – сила сопротивления при резании, т.е. при внедрении кромки ковша в массу груза;

$\mu = 0,1$ – коэффициент трения скольжения опорной оси катка;

$f = 0,07$ – коэффициент трения качения катков каретки по направляющим балкам металлоконструкции;

$d = 40 \text{ мм}$ – диаметр оси катка;

$D_к = 200 \text{ мм}$ – диаметр катка;

$P_в$ – ветровая нагрузка на каретку и рабочее оборудование.

Схема к расчету ветровой нагрузки на рис. 26.

$$F = 0,8(2,32 \cdot 5,45 + 2 \cdot 1,3 \cdot 0,56) + 0,5 \cdot 2(2,9 \cdot 0,82 + 1,027 \cdot 1,09) = 14,8 \text{ м}^2;$$

$$P_в = q \cdot K \cdot F;$$

где $q = 150 \text{ Н/м}^2$ – давление ветра в рабочем положении каретки;

$K = 1,4$ – коэффициент аэродинамического сопротивления;

$$P_в = 150 \cdot 1,4 \cdot 14,8 = 3108 \text{ Н};$$

$$W_т = (3108 + 7940) \left(\frac{2 \cdot 0,07}{20} + \frac{0,1 \cdot 4}{20} \right) = 298 \text{ Н}.$$

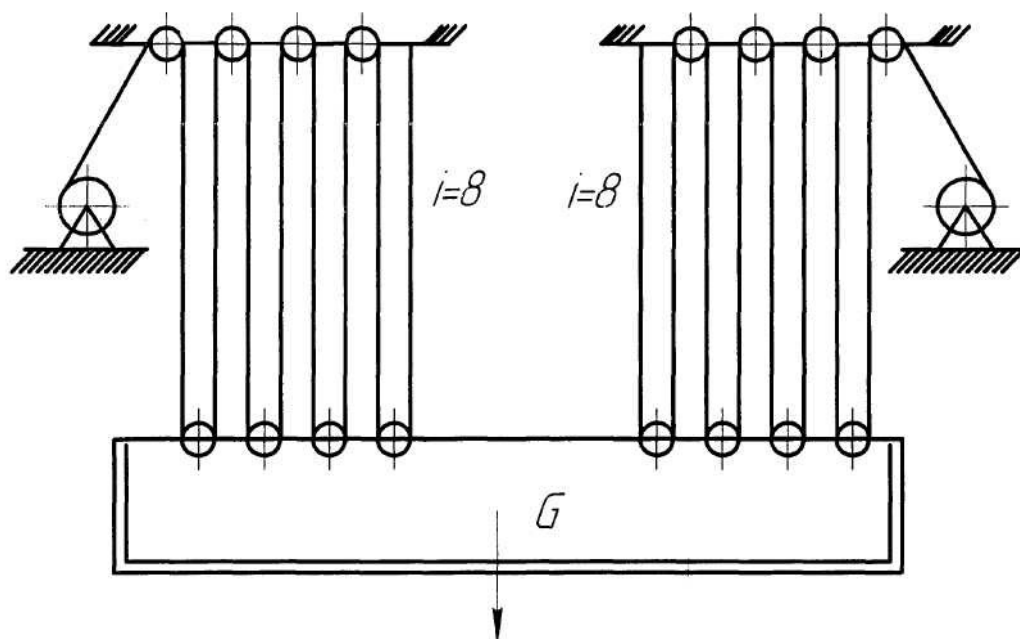


Рис. 24. Схема запасовки канатов механизма подъема каретки с оборудованием

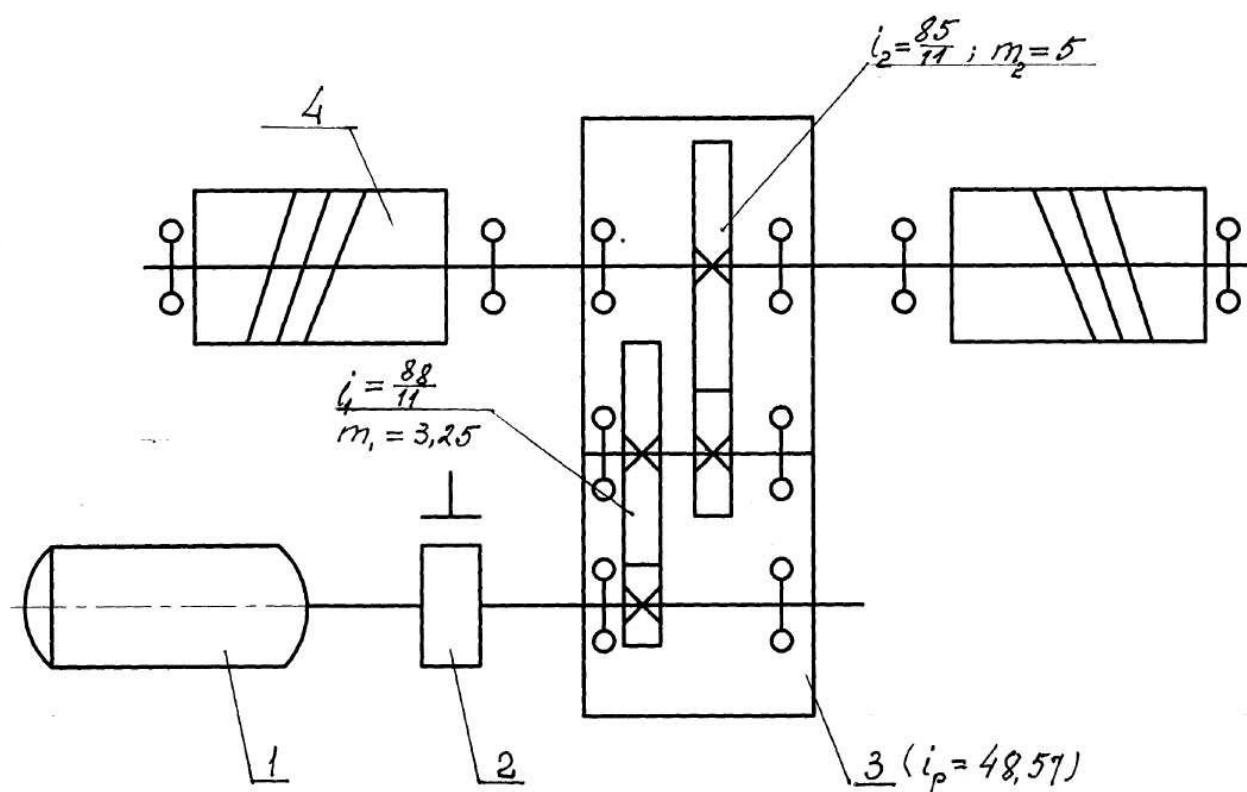


Рис. 25. Кинематическая схема привода механизма подъема каретки
 1 – электродвигатель 4АС132М6У3; $N = 8,5$ кВт, $n = 940$ мин⁻¹;
 2 – муфта-тормоз; 9 – редуктор Ц2УМ-160; 4 – барабан ($D_6 = 325$ мм)

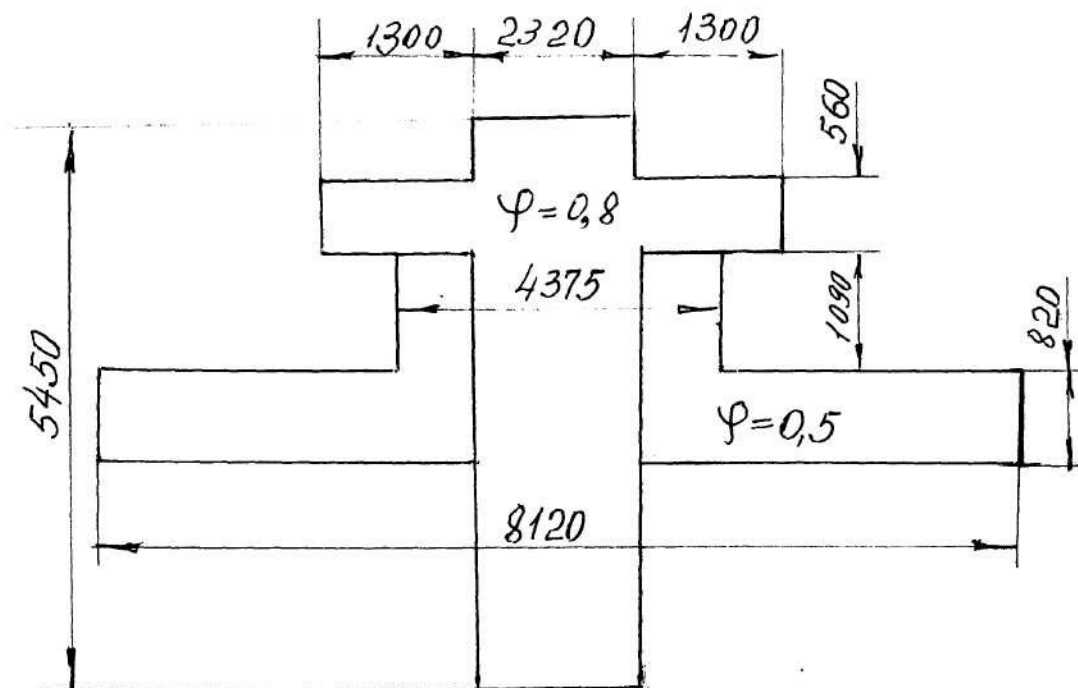


Рис. 26. Схема к расчету ветровой нагрузки на металлоконструкцию разгрузчика (размеры даны в мм)

Определяется сопротивление от сил инерции при подъеме каретки с оборудованием; масса груза в ковшах и на конвейере отсутствует, т.к. подъем происходит при условии, что разгрузка вагона завершена;

$$W_{ин} = \frac{G}{g} \cdot \frac{V}{t_{п}},$$

где $G = 162530$ Н – статическая нагрузка на привод подъема;

$V = 2,45$ м/мин – заданная скорость подъема каретки;

$t_{п} = 1,5$ с – время запуска двигателя подъема;

$$W_{ин} = \frac{162530}{9,81} \cdot \frac{2,45}{60 \cdot t_{п}} = 451 \text{ Н.}$$

Суммарное сопротивление при подъеме каретки равно

$$P = G + W_{т} + W_{ин} = 163329 \text{ Н.}$$

Необходимая мощность электродвигателя равна

$$N = \frac{P \cdot V}{1020 \cdot \eta \cdot 60},$$

где η – КПД механизма подъема;

$$\eta = \eta_{б} \cdot \eta_{р} \cdot \eta_{п},$$

где $\eta_{б} = 0,97$ – КПД опорных подшипников качения барабана лебедки;

$\eta_{р} = 0,94$ – КПД редуктора механизма подъема;

$\eta_{\text{п}} = 0,875$ – КПД полиспаста и отклоняющихся блоков, установленных на подшипниках качения;

$$\eta_{\text{б}} = 0,98^2 = 0,96; \quad \eta'_{\text{п}} = 0,912; \quad \eta_{\text{п}} = 0,96 \cdot 0,912 = 0,875.$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,875 = 0,8.$$

$$N = \frac{163329 \cdot 2,45}{1020 \cdot 0,8 \cdot 60} = 8,17 \text{ кВт.}$$

Устанавливается электродвигатель асинхронный трехфазный единой серии 4А тип 4АС132М6У3, $N = 8,5$ кВт; $n = 940$ 1/мин; $K_{\text{п}} = 1,9$; $K_{\text{max}} = 2,1$ [9].

4.1.2 Выбор типа каната

Кратность полиспаста привода для расчета каната равна

$$i_1 = 8,$$

где i_1 – кратность каждого полиспаста для каждого барабана лебедки.

Для выбора каната и расчета прочности узлов барабана расчетная нагрузка определяется с учетом нагрузки от массы груза в ковшах элеваторов и на передаточном конвейере

$$G_{\text{н}} = G + G'_{\text{э}} + G'_{\text{к}},$$

где $G'_{\text{э}}$ – сила тяжести груза в ковшах элеватора;

$$G'_{\text{э}} = V_{\text{к}} \cdot Z_{\text{к}} \cdot \psi_3 \cdot \gamma_{\text{г}} \cdot \frac{1}{1000};$$

$V_{\text{к}} = 50$ л – емкость ковша с учетом реконструкции;

$Z_{\text{к}} = 35$ – количество ковшей с грузом для двух элеваторов;

$\psi_3 = 0,4$ – коэффициент заполнения ковша (принято в запас);

$\gamma_{\text{г}} = 18000 \text{ Н/м}^3$ – удельная насыпная масса груза;

$$G'_{\text{э}} = 50 \cdot 35 \cdot 0,4 \cdot 18 = 12600 \text{ Н.}$$

Количество груза на передаточном конвейере равно количеству груза, поступающего на конвейер от элеваторов. Техническая производительность конвейера равна $\Pi_{\text{т}} = 648$ т/ч при коэффициенте заполнения ковшей $\psi = 0,4$; т.к. скорость движения ленты конвейера равна 3 м/с , то при длине конвейера 6 м груз движется вдоль ленты в течение 2 с , отсюда получаем

$$G'_{\text{л}} = \frac{\Pi_{\text{т}} \cdot 10}{3600} \cdot 2;$$

$$G'_{\text{л}} = \frac{6480000}{3600} \cdot 2 = 3600 \text{ Н.}$$

$$G_{\text{н}} = 163329 + 12600 + 3600 = 179529 \text{ Н.}$$

Эта нагрузка распределяется на два барабана, кратность полиспаста для каждого барабана $i_1 = 8$.

Нагрузка на один тяговый канат равна

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{н}}}{i \cdot \eta},$$

где $i = Z = 16$ – суммарное число блоков;

$\eta = 0,874$ – КПД полиспаста,

$$S_{\max} = \frac{179529}{16 \cdot 0,875} \cong 12843 \text{ Н.}$$

Наименьший допускаемый диаметр барабана равен

$$D \geq 20 d;$$

принят диаметр барабана, равный $D_6 = 325$ мм, следовательно диаметр каната $d \geq \frac{32,5}{20} \geq 16,25$ мм.

Минимальный допускаемый коэффициент запаса прочности для заданных условий эксплуатации равен $[K] = 5,5$ – для среднего режима эксплуатации [10].

Выбран канат с диаметром $d = 16,5$ мм, типа ЛКР 6×19 + 1 о.с.; предел прочности проволоки на растяжение $[\sigma_p] = 1500$ МПа; $S_{\text{разр}} = 133000$ Н – предельное разрывное усилие

$$K = \frac{S_p}{S_{\max}}; K = \frac{133000}{12843} = 10,36 > [K].$$

Прочность каната обеспечивается.

4.1.3 Выбор типа редуктора привода

Определим частоту вращения барабана

$$n_6 = \frac{V \cdot i_{\text{п}}}{\pi \cdot D_6},$$

где $V = 2,45$ м/мин – скорость подъема каретки;

$D_6 = 0,325$ м;

$i_{\text{п}} = 8$ – кратность полиспаста;

$$n_6 = \frac{2,45 \cdot 8}{\pi \cdot 0,325} = 19,2 \text{ 1/мин.}$$

Передаточное число редуктора привода равно

$$i_p = \frac{n_3}{n_6}; i_p = \frac{940}{19,2} = 48,958.$$

Устанавливается цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160; $i = 48,57$. Реальная скорость подъема каретки равна

$$V = \frac{\pi \cdot 0,325 \cdot 940}{48,57 \cdot 8} = 2,47 \text{ м/мин.}$$

Кинематическая схема редуктора показана на рис. 25.

4.1.4 Расчет барабана подъема каретки

Расчетный диаметр барабана равен

$$D_6 = \frac{V \cdot i_{\text{п}} \cdot i_p}{\pi \cdot n_3}; D_6 = \frac{2,47 \cdot 8 \cdot 48,57}{\pi \cdot 940} = 0,325 \text{ м.}$$

Расчет вала барабана на выносливость

Расчетная схема на рис. 27.

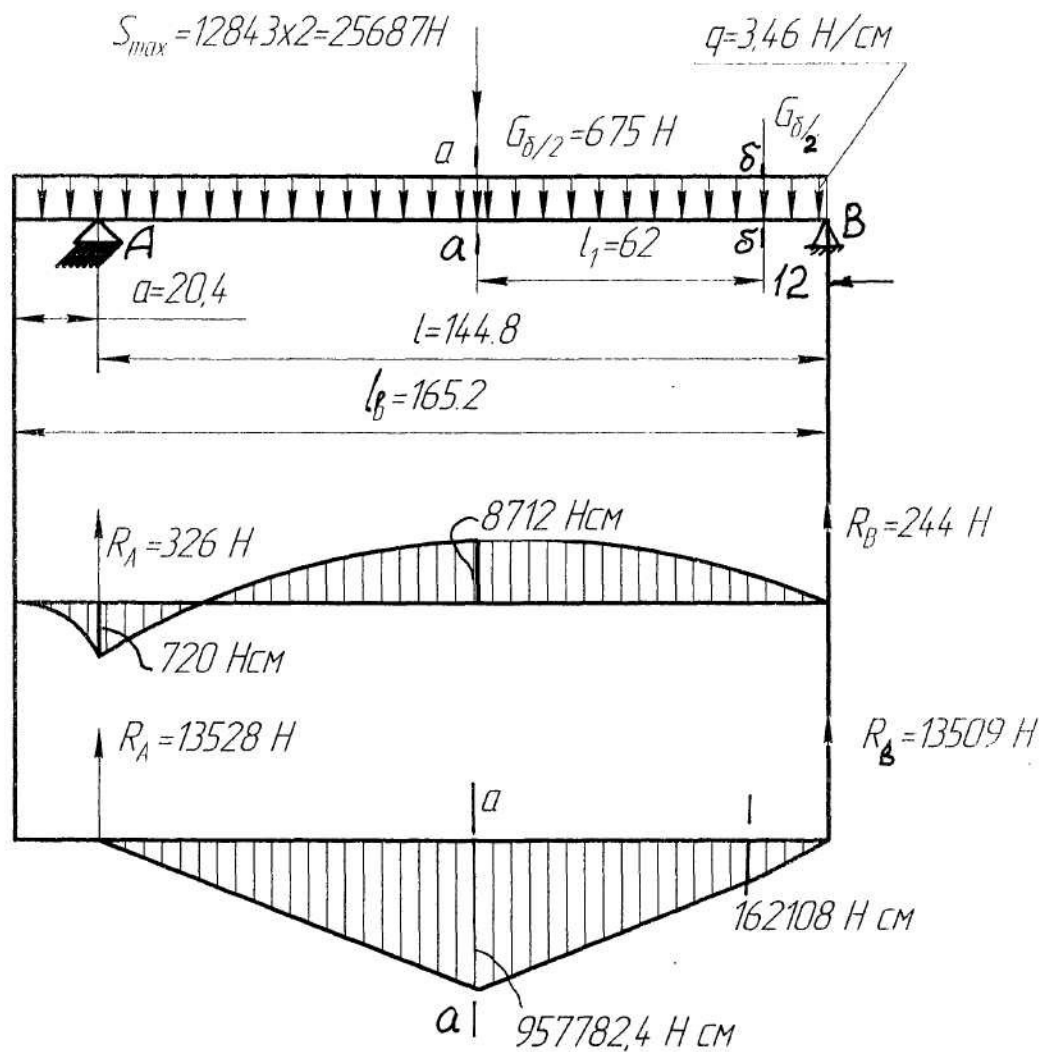


Рис. 27. Расчетная схема к определению прочности вала барабана (размеры даны в см)

Сила тяжести барабана и вала $G = 1920 \text{ Н}$;

Сила тяжести вала барабана $G_{\delta} = 570 \text{ Н}$.

Сосредоточенные нагрузки на вал барабана равны

$$G_{\delta} \cdot 0,5 = (1920 - 570) \cdot 0,5 = 675 \text{ Н};$$

равномерно-распределенная нагрузка от силы тяжести вала равна

$$q = \frac{570}{165} \cong 3,46 \text{ Н/см};$$

опорные реакции и изгибающие моменты от нагрузки q равны

$$R_A = -q \frac{(a+l)^2}{2l}; R_A = -3,46 \frac{(20,4+144,8)^2}{2 \cdot 144,8} = -326 \text{ Н};$$

$$R_B = -\frac{q(l^2 - a^2)}{2l}; R_B = -3,46 \frac{(144,8^2 - 20,4^2)}{2 \cdot 144,8} = -244 \text{ Н};$$

$$M_{\text{и max}} = -\frac{2(l^2 - a^2)^2}{81^2}; M_{\text{и max}} = -\frac{3,46(144,8 - 20,4^2)}{8 \cdot 144,8^2} = 8712 \text{ Н см};$$

$$M_{иА} = \frac{q \cdot a^2}{2}; M_{иА} = \frac{3,46 \cdot 20,4^2}{2} = 720 \text{ Н см.}$$

Опорные реакции и изгибающие моменты от сосредоточенных нагрузок – G_6 и S_{\max}

Рассматривается расчетный случай, при котором тяговый канат на барабане смещен к краю барабана, под которым находится сечение вала «а-а».

По чертежу завода-изготовителя диаметр в сечении вала «а-а» равен 75 мм. Практически изгибающий момент в сечении «а-а» остается постоянным и для сечения вала $d = 70$ мм, т.е. в непосредственной близости к сечению «а-а». Предварительные расчеты показали, что прочность вала в сечении «а-а» и вблизи этого сечения на расстоянии, равном длине посадочной втулки барабана при диаметрах вала от 7,0 до 8,5 см, не обеспечивается.

Предлагается для обеспечения надежности узла принять диаметр вала в сечении «а – а» и в основной части вала $d = 95$ мм и $d' = 90$ мм.

В соответствии с этим решением получаем

$$\sigma'_{и} = \frac{949070}{0,1 \cdot 9,0^3} = 13020 \text{ Н/см}^2 = 130,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и} = \frac{949070}{0,1 \cdot 9,5^3} = 11074,3 \text{ Н/см}^2 = 110,74 \text{ МПа.}$$

Напряжение $\sigma_{и}$ соответствует сечению, ослабленному шпоночной канавкой; напряжение $\sigma'_{и}$ соответствует сечению, ослабленному галтелью.

Напряжения кручения равны

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}};$$

$$M_{кр} = \frac{1020 \cdot N \cdot i_p}{\omega}; \omega = \frac{\pi \cdot n_z}{30}; \omega = \frac{\pi \cdot 940}{30} = 98,4 \text{ 1/с};$$

$$M_{кр} = \frac{1020 \cdot 8,5 \cdot 48,57}{98,4} = 428000 \text{ Н см};$$

$$\tau_{кр} = \frac{428000}{0,2 \cdot 9^3} = 2935,5 \text{ Н/см}^2 = 29,36 \text{ МПа};$$

$$\tau'_{кр} = 24,97 \text{ МПа.}$$

Результирующее напряжение в сечении «а-а»:

$$\sigma_{и} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{кр}^2}; \sigma_{и} = \sqrt{130,2^2 + 3 \cdot 29,36^2} = 139,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{и} = \sqrt{110,74^2 + 24,97^2 \cdot 3} = 118,9 \text{ МПа};$$

Коэффициенты концентрации напряжений равны [18]:

$K_{\sigma} = 2,3$ – сечение ослаблено шпоночной канавкой;

$K'_{\sigma} = 1,92$ – сечение ослаблено галтелью.

Коэффициенты, учитывающие масштабный фактор, равны [18]:

$$\begin{cases} \varepsilon = 0,71; \\ \varepsilon' = 0,72. \end{cases}$$

Вал рассчитывается на выносливость при реверсивной динамической нагрузке.

Запас прочности равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{E}},$$

где $\left. \begin{matrix} \sigma_a = \sigma_{\text{и}} \\ \sigma_a = \sigma'_{\text{и}} \end{matrix} \right\}$ – амплитудное значение напряжений с учетом напряжений кру-

чения; влияние статической нагрузки учтено в значениях $\sigma_{\text{и}}$ и σ' .

Материал вала – сталь 40Х – М48; $\sigma_{\text{Т}} = 1300$ МПа; $\sigma_{\text{В}} = 1500$ МПа;

$\sigma_{-1} = 0,25 (1300 + 1500) = 700$ МПа;

$$n_{\sigma} = \frac{700}{\frac{139,8 \cdot 2,3}{0,71}} = 1,5 > 1,3; \quad n_{\sigma}' = \frac{700}{\frac{118,9 \cdot 1,92}{0,72}} = 2,22 > 1,3;$$

минимальный запас прочности $n_{\text{min}} = 1,3$; рекомендуется принимать $n = 1,5\text{--}2,5$ [11].

Примечание

Возможна замена материала вала стали 40Х-М48 на сталь 40ХН-У, $\sigma_{\text{В}} = 900$ МПа; $\sigma_{\text{Т}} = 750$ МПа, при условии, что вал в области опасных сечений дополнительно подвергнется поверхностному упрочнению одним из известных методов, например, обработкой ТВЧ, т.к. поверхностное упрочнение повышает запас прочности в 1,6 раза. В этом случае получаем

$$n_{\sigma} = \frac{412,5}{\frac{139,8 \cdot 2,3}{0,71}} \cdot 1,6 = 0,91 \cdot 1,6 = 1,46 > 1,3;$$

$$n_{\sigma}' = \frac{412,5}{\frac{118,9 \cdot 1,92}{0,72}} \cdot 1,6 = 1,3 \cdot 1,6 = 2,08 > 1,3.$$

Подбор подшипников вала барабана

Опора А более нагружена:

$$R_{\text{А}} = 326 + 13528 = 13854 \text{ Н.}$$

Расчетная радиальная нагрузка при отсутствии осевой равна

$$Q_{\text{р}} = R \cdot K_{\sigma},$$

где $K_{\sigma} = 1,8$ – коэффициент, учитывающий характер нагрузки для тяжелого режима эксплуатации;

$$Q_{\text{р}} = 13854 \cdot 1,8 = 24937 \text{ Н.}$$

Частота вращения вала барабана равна $n_{\sigma} = 19,4$ 1/мин.

Устанавливается шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный самоустанавливающийся легкой широкой серии № 1516 тип 1000, ГОСТ 5720-51, $d = 80$ мм; $D = 140$ мм, $b = 33$ мм, $Q_{\text{доп}} = 28000$ Н; $C = 760000$;

$h = 4500$ ч, срок службы подшипника составляет не менее 5 лет при трехсменной работе машины. Нагрузка в опоре В незначительно отличается от нагрузки в опоре А, $R_B = 244 + 13509 = 13753$, поэтому в обоих опорах устанавливаются подшипники № 1516, тип 1000, ГОСТ 5720-51 [12].

Расчет барабана на прочность

Данные к расчету:

$$D_0 = 325 \text{ мм};$$

$$t = 17,5 \text{ мм};$$

$$c = 5 \text{ мм};$$

$$\delta = 20 \text{ мм}.$$

Расчетная схема показана на рис. 28.

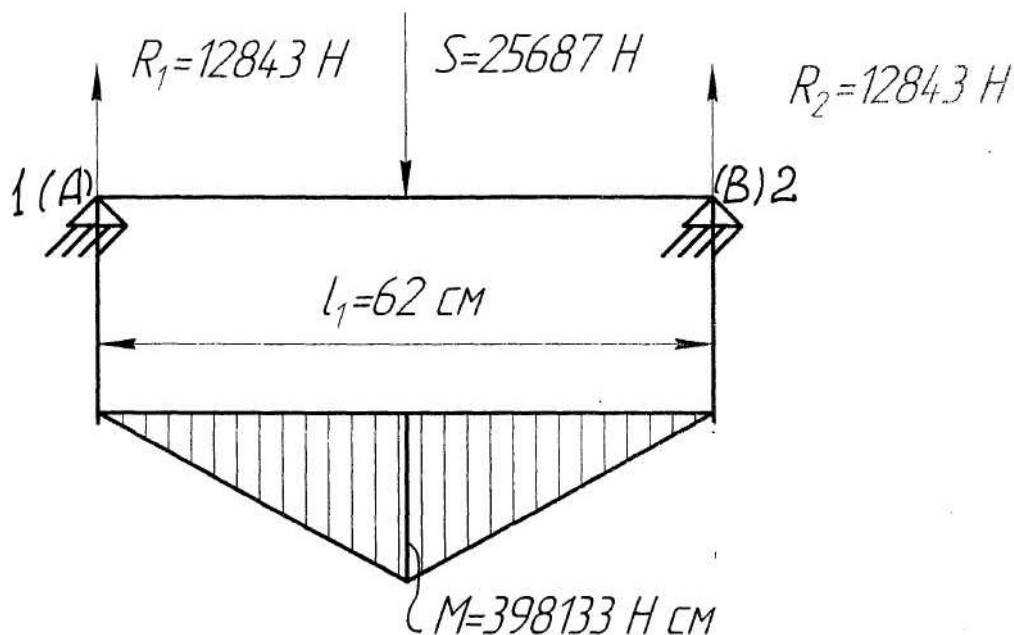


Рис. 28. Схема к расчету прочности барабана

Рабочая длина каната равна:

$$L = i \cdot H,$$

где $i = 8$ – кратность полиспаста для каждого барабана;

$H = 4,3$ м – высота подъема каретки.

$L = 8 \cdot 4,3 = 34,4$ м – для каждого барабана.

Рабочая длина барабана равна

$$l_1 = \left(\frac{L}{\pi D_0} + Z \right) S;$$

$$l_1 = \left(\frac{3440}{\pi \cdot 32,5} + 2 \right) \cdot 1,75 = 625 \text{ мм},$$

где $Z = 2$ – число запасных витков.

Барабан рассчитывается как двухопорная балка с длиной пролета $l_1 = 62$ см. Сосредоточенная нагрузка приложена в середине пролета и равна

$S = S_{\max} \times 2 = 25687 \text{ Н}$, опорные реакции $R_1 = R_2 = S_{\max} = 12843 \text{ Н}$. Расчетная схема на рис. 28.

Изгибающий момент в середине сечения равен

$$M_{\text{и}} = S_{\max} \cdot \frac{l_1}{2}; M_{\text{и}} = 12843 \cdot \frac{62}{2} = 398133 \text{ Н см.}$$

Нормальное напряжение изгиба равно

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}; M_{\text{и}} = \frac{\pi D_{\text{ср}}^2 \cdot \delta_1}{4}; W_{\text{и}} = \frac{\eta \cdot 30^2 \cdot 2,5}{4} = 1766 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{398133}{1766} = 225 \text{ Н/см}^2 = 2,25 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение кручения равно

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}}; \tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{\frac{\pi D_{\text{ср}} \delta}{2}}; \tau_{\text{кр}} = \frac{428000}{2 \cdot 1766} = 121,2 \text{ Н/см}^2 = 1,21 \text{ МПа.}$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}; \sigma = \sqrt{2,25^2 + 3 \cdot 1,21^2} = 3,1 \text{ МПа.}$$

Напряжение сжатия в стенке барабана равно

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S_{\max}}{t \cdot \delta}; \sigma_{\text{сж}} = \frac{12843}{1,75 \cdot 2} = 3669 \text{ Н/см}^2 = 36,69 \text{ МПа.}$$

Результирующее напряжение равно

$$\sigma = \sigma + \sigma_{\text{сж}}; \sigma = 3,1 + 36,69 = 39,79 \text{ МПа.}$$

Барабан рассчитывается на статические нагрузки. Материал барабана – сталь ст 3, $\sigma_{\text{т}} = 240 \text{ МПа}$, условие прочности имеет вид:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[n]}; [\sigma_{\text{и}}] = \frac{240}{3} = 80 \text{ МПа:}$$

$$[n] = 3;$$

$\sigma < [\sigma_{\text{и}}]$; реальный запас прочности по пределу текучести равен

$$n = \frac{240}{39,6} = 6.$$

Прочность стенок барабана обеспечивается.

4.1.5 Расчет элементов обойм подвижных блоков

Усилие на полиспаст от каретки при условии, что ковши и передаточный конвейер заполнены грузом, равно

$$G_{\text{Н}} = 178780 \text{ Н.}$$

Усилие в одной ветви $S_{\max} = 12843 \text{ Н}$ – определено выше. На ось каждого блока двухблочной обоймы действует нагрузка $P = 2S_{\max}$. Ось опирается на два подшипника, поэтому нагрузка на каждый подшипник двухблочной обоймы

равна $R = \frac{P \cdot 2}{2} = P$. Схема нагрузок на ось обойм блоков показана на рис. 29.

Опорные реакции $R_{\text{А}} = R_{\text{В}} = 2P = 51374 \text{ Н}$.

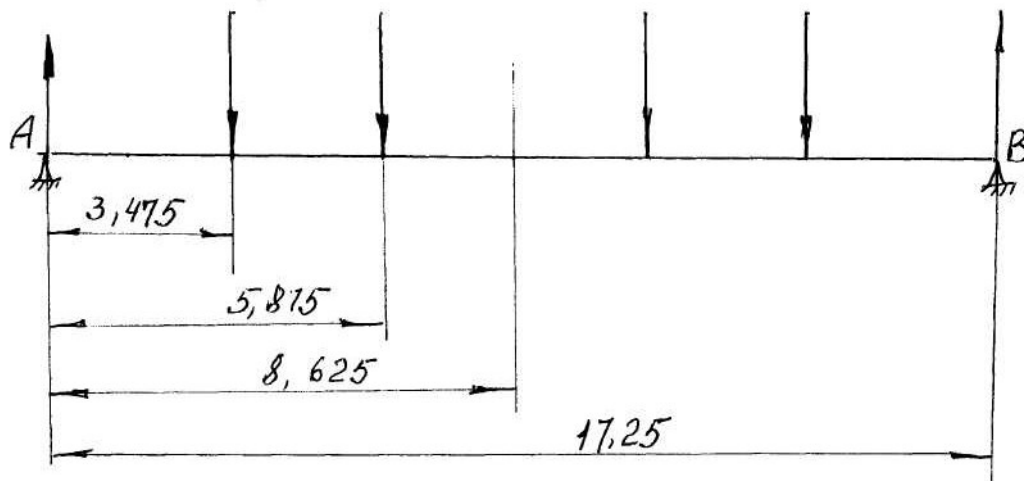


Рис. 29. Схема нагрузок на ось обойм подвижных блоков (размеры даны в см)

Максимальный изгибающий момент в сечении оси «а-а» равен $M_{и} = R_A \cdot 8,625 - P(8,625 - 3,475) - P(8,625 - 5,875) = 240174 \text{ Нсм}$.

Напряжение изгиба в материале оси равно

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{0,1 \cdot d^3}; \sigma_{и} = \frac{240174}{0,1 \cdot 5,0^3} = 19214 \text{ Н/см}^2 = 192 \text{ МПа}.$$

$d = 5 \text{ см}$ – диаметр оси.

Материал оси – сталь ст 40 Х-У; $\sigma_T 650 \text{ МПа}$; $[n] = 3$;

реальный запас прочности равен $n = \frac{650}{192} = 3,38$ – запас достаточен.

Проверка подшипников, установленных на четырехблочной обойме

Расчетная радиальная нагрузка на подшипник равна

$$Q_p = R_A \cdot K_{\sigma} \cdot K_k \cdot K_T,$$

где $R_A = 51374 \text{ Н}$;

$K_{\sigma} = 1,2$ – коэффициент динамичности нагрузки;

$K_k = 1,1$ – учитывает вращение наружного кольца для сферических подшипников;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент;

$$Q_p = 51374 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 67814 \text{ Н}.$$

Устанавливаются роликоподшипники радиальные сферические двухрядные № 3610, $d = 50 \text{ мм}$; $D = 110 \text{ мм}$; $b = 40 \text{ мм}$; $Q_{доп} = 105000 \text{ Н}$; $C = 1820000$;

$$(nh)^3 = \frac{C}{Q}; (nh)^3 = 26,8 \text{ [22]};$$

$$n_{\text{бл}} = \frac{n_3}{48,57} \cdot \frac{D_6}{D_{\text{бл}}}; n_{\text{бл}} = \frac{940}{48,7} \cdot \frac{325}{250} = 25,16 \text{ 1/мин}.$$

$i_p = 48,57$; $h = 2500 \text{ ч}$, что соответствует сроку службы 3 года [12].

4.1.6 Выбор тормоза лебедки

Определение тормозного момента

$$M_T = \frac{2 \cdot S_{\max} \cdot D \cdot \eta}{2 \cdot i_p}; M_T = \frac{2 \cdot 12843 \cdot 0.325 \cdot 0.8}{2 \cdot 48.57} = 68,8 \text{ Нм},$$

где $\eta = 0,8$ – КПД механизма;

$i_p = 48,57$ – передаточное число редуктора;

$S_{\max} = 12843 \text{ Н}$ – усилие в ветви каната;

$D = 325 \text{ мм}$ – диаметр барабана.

Расчетный тормозной момент равен

$$M_p = K \cdot M_T; M_p = 1,75 \cdot 68,8 = 120,3 \text{ Нм},$$

где $K = 1,75$ – коэффициент запаса для среднего режима работы;

$D = 200 \text{ мм}$ – диаметр шкива тормоза.

Применяется тормоз типа ТКТГ-200, диаметр шкива $D = 200 \text{ мм}$;

$B = 95 \text{ мм}$; наименьший тормозной момент $M_T = 10000 \text{ Нсм}$ ($M_{T \min} > M_T$);

$M_{\max} = 300 \text{ Нм}$ [10].

Минимальный фактический запас тормозного момента равен

$$K = \frac{300}{68,8} = 4,36.$$

Расчетный запас тормозного момента равен

$$K_p = \frac{300}{120,3} = 2,49.$$

Время затормаживания $t_3 = 0,3 \text{ с}$; время растормаживания $t_p = 0,2 \text{ с}$.

4.1.7 Проверочный расчет шпонок по валу барабана

Шпонки рассчитываются на смятие и срез по номинальному и максимальному пусковому крутящему моменту.

Из характеристики электродвигателя механизма подъема $K_{n \max} = 2,1$;

$M_{кр} = 428000 \text{ Н·см}$.

а) Шпонка на валу барабана в сечении вала «а-а», рис. 27; $d_b = 95 \text{ мм}$.

Размеры шпонки $28 \times 16 \times 100$, материал – сталь 45-У;

$\sigma_T = 500 \text{ МПа}$; $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$;

напряжения смятия равно

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot K},$$

где $l_p = l - \frac{b}{2}$; $l_p = 10 - \frac{2,8}{2} = 8,6 \text{ см}$;

$K = 1,0$;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 428000}{9,5 \cdot 8,6 \cdot 1,0} = 10480 \text{ Н/см}^2 = 104,8 \text{ МПа}.$$

Для максимального пускового момента получаем

$$\sigma'_{см} = 104,8 \cdot 2,1 = 220 \text{ МПа}.$$

Предел прочности на смятие равен

$[\sigma_{\text{см}}] \cong \sigma_{\text{в}} = 650 \text{ МПа}$, следовательно прочность шпонки на смятие обеспечивается. Для тяжелого режима рекомендуется принимать $[\sigma_{\text{см}}] = 400 \text{ МПа}$ [10, 11].

Напряжение среза равно

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_{\text{п}} \cdot b}; \tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 428000}{9.5 \cdot 8.6 \cdot 2.8} = 3742 \text{ Н/см}^2 = 37,42 \text{ МПа};$$

$\tau'_{\text{ср}} = 78,58 \text{ МПа}$ – при действии максимального пускового момента.

Допускаемое напряжение среза равно

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,3 \sigma_{\text{т}} = 150 \text{ МПа}; \tau'_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}].$$

Предел прочности на срез равен

$$\tau_{\text{ср}} = 0,8 \tau_{\text{т}}; \tau_{\text{т}} = 0,7 \sigma_{\text{т}}; \tau_{\text{ср}} = 0,8 \cdot 0,7 \cdot 500 = 280 \text{ МПа},$$

следовательно, условия прочности при расчете на смятие и срез для шпонки на валу барабана в сечении «а-а» выполняются.

б) Шпонка на валу барабана $d = 65 \text{ мм}$, консоль «а», рис. 27. Размеры шпонки $20 \times 12 \times 80$.

$$l_{\text{п}} = 8 - 1,0 = 7;$$

$$K = 0,74,$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 428000}{6,5 \cdot 7 \cdot 0,74} = 25423 \text{ Н/см}^2,$$

$$\sigma'_{\text{см}} = 254,23 \cdot 2,1 = 533,89 \text{ МПа} > 400 \text{ МПа}.$$

$$\sigma'_{\text{см}} = \frac{533,89}{2} = 266,9 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 428000}{6,5 \cdot 7 \cdot 2,2} = 4931 \text{ Н/см}^2 = 49,31 \text{ МПа};$$

$$\tau'_{\text{ср}} = 49,31 \cdot 2,1 = 10355 \text{ Н/см}^2 = 103,55 \text{ МПа};$$

$266,9 < 400 \text{ МПа}$ – условие прочности для напряжений смятия выполняется;

$103,55 < 150 \text{ МПа}$ – условие прочности для напряжений среза выполняется.

Прочность шпонок обеспечивается в случае установки двух шпонок.

4.2 Расчет элементов лебедки подъема отвального конвейера

Схема запасовки канатов полиспаста механизма подъема стрелы отвального конвейера показана на рис. 30.

Кинематическая схема механизма подъема стрелы отвального конвейера показана на рис. 31.

Схема для определения углов наклона канатов полиспаста показана на рис. 32.

Схемы нагрузок на конвейерную стрелу показаны на рис. 33, а, б.

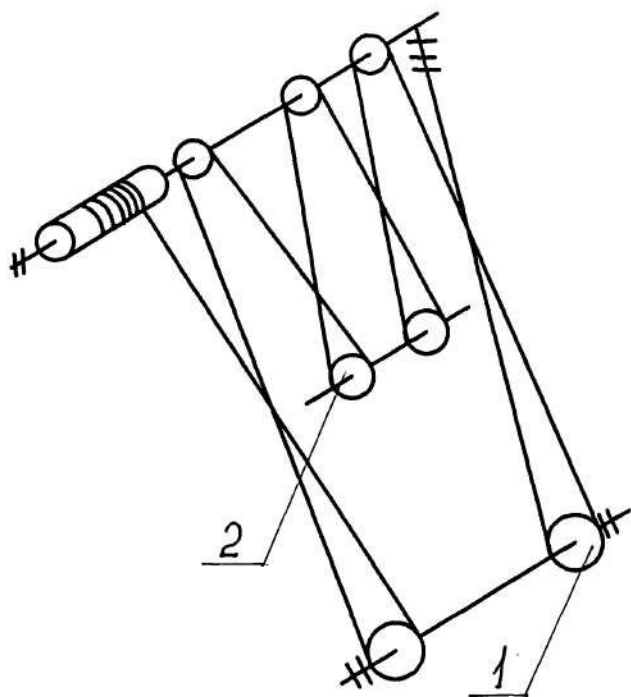


Рис. 30. Схема запаски канатов полиспаста механизма подъема стрелы отвального конвейера
1 – блоки головной части стрелы; 2 – блоки средней части стрелы

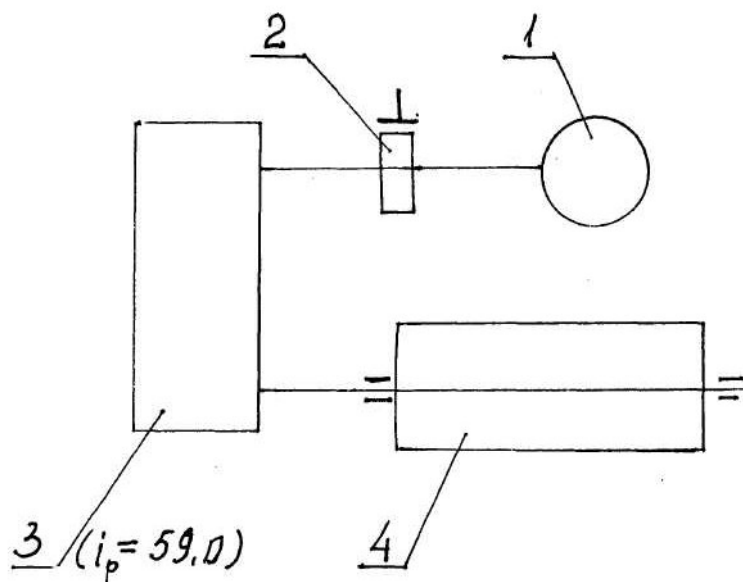


Рис. 31. Кинематическая схема механизма подъема стрелы отвального конвейера
1 – электродвигатель; 2 – муфта-тормоз; 3 – редуктор; 4 – барабан

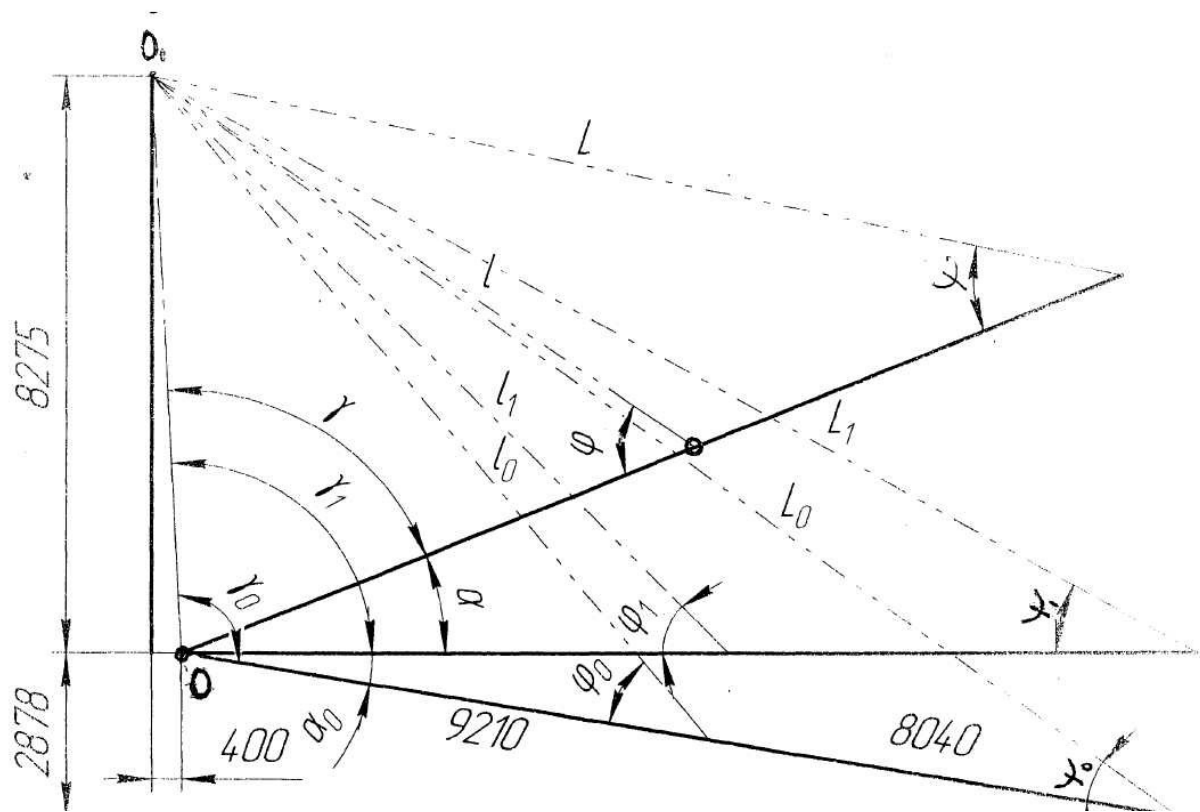


Рис. 32. Схема к определению углов наклона канатов полиспаста механизмов подъема стрелы отвального конвейера (размеры даны в мм)

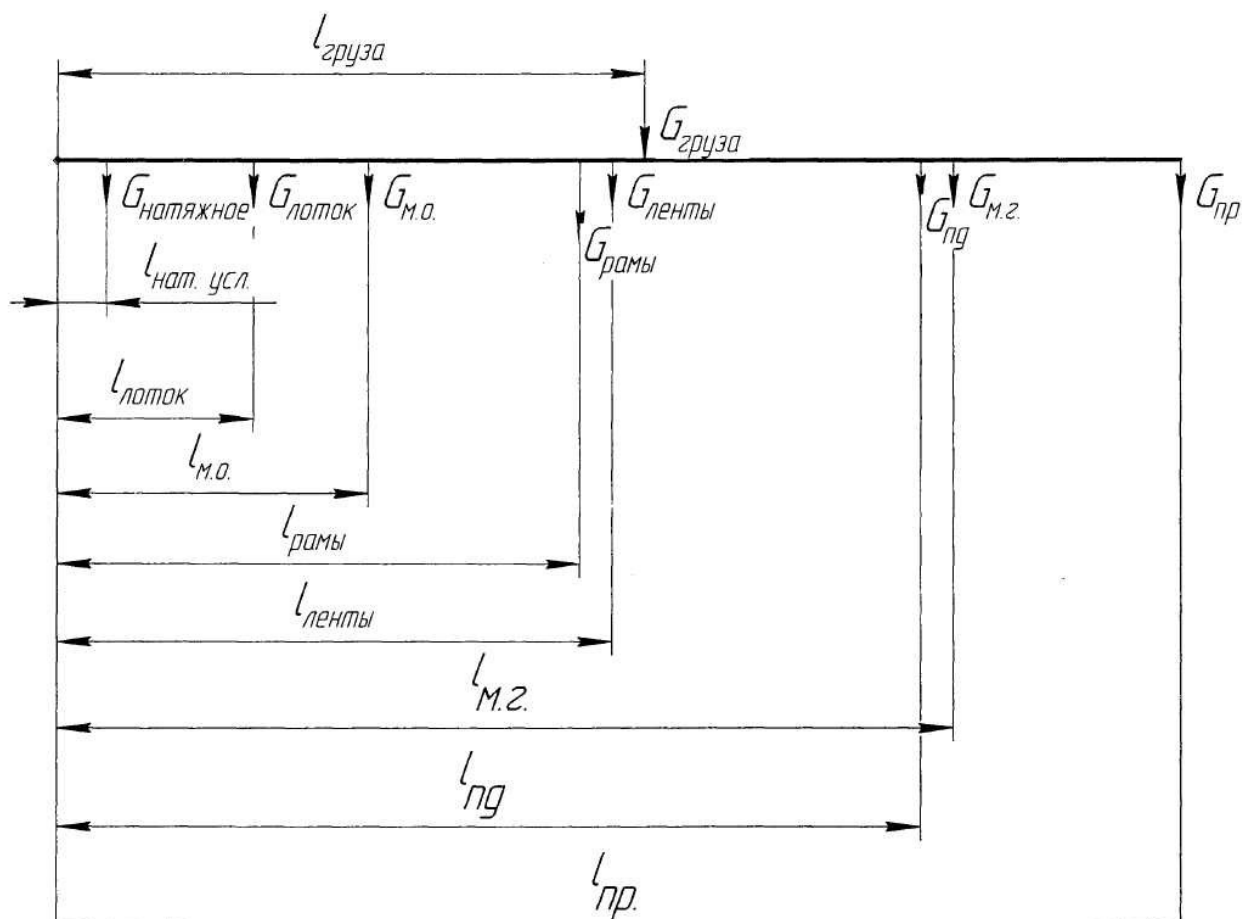


Рис. 33, а. Схема к определению нагрузок на стрелу отвального конвейера

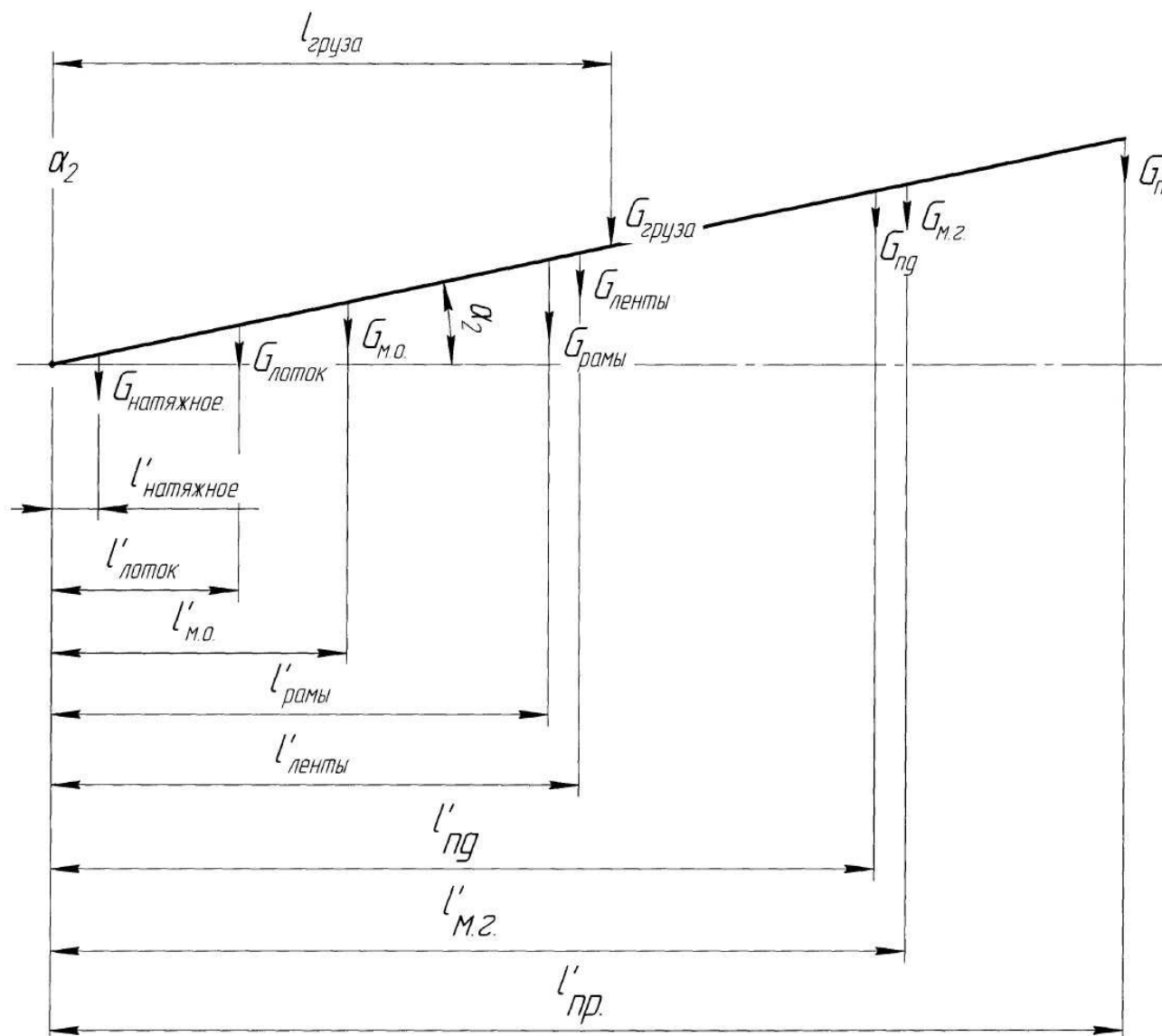


Рис. 33, б. Схема к определению нагрузок на стрелу отвального конвейера

4.2.1 Определение углов наклона канатов полиспаста при различных положениях отвального конвейера [8]

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{400}{8215} = 0.0483383;$$

$$\beta = 2^{\circ}46'.$$

$$\gamma = 90^{\circ} + \beta - \alpha = 90^{\circ} + 2^{\circ}46' - 18^{\circ} = 74^{\circ}46';$$

$$\gamma_1 = 90^{\circ} + \beta - \alpha_1 = 90^{\circ} + 2^{\circ}46' - 0^{\circ} = 92^{\circ}46'.$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{2878}{17925} = 0.1605578, \alpha_0 = 9^{\circ}15'.$$

$$\gamma_0 = 90^{\circ} + \beta + \alpha_0 = 90^{\circ} + 2^{\circ}46' + 9^{\circ}15' = 102^{\circ}1';$$

$$\frac{8275}{\cos 2^{\circ}46'} = \frac{8275}{0.9983} = 8285 \text{ мм.}$$

$$\begin{aligned} l_0 &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 - 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cos 102^{\circ}1'} = \\ &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 + 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cdot 0.20820} = 13610 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_1 &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 - 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cdot \cos 92^{\circ}46'} = \\ &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 + 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cdot 0.04821} = 12685 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 - 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cdot \cos 74^{\circ}46'} = \\ &= \sqrt{9210^2 + 8285^2 - 2 \cdot 9210 \cdot 8285 \cdot 0.26215} = 10650 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_0 &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 - 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot \cos 102^{\circ}1'} = \\ &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 + 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot 0.20820} = 20630 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_1 &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 - 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot \cos 92^{\circ}46'} = \\ &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 + 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot 0.04821} = 19490 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 - 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot \cos 74^{\circ}46'} = \\ &= \sqrt{17250^2 + 8285^2 - 2 \cdot 17250 \cdot 8285 \cdot 0.26275} = 17070 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\frac{8285}{\sin \varphi_0} = \frac{13610}{\sin \gamma_0}; \quad \frac{8285}{\sin \psi_0} = \frac{20630}{\sin \gamma_0};$$

$$\frac{8285}{\sin \varphi_1} = \frac{12685}{\sin \gamma_1}; \quad \frac{8285}{\sin \psi_1} = \frac{19490}{\sin \gamma_1}.$$

$$\frac{8285}{\sin \varphi} = \frac{10650}{\sin \gamma}; \quad \frac{8285}{\sin \psi} = \frac{17070}{\sin \gamma};$$

$$\sin \varphi_0 = \frac{8285}{13610} \sin \gamma_0 = \frac{8285}{13610} \cdot 0.97815 = 0.59544;$$

$$\sin \varphi_1 = \frac{8285}{12685} \sin \gamma_1 = \frac{8285}{12685} \cdot 0.99883 = 0.65234;$$

$$\sin \varphi = \frac{8285}{10650} \sin \gamma = \frac{8285}{10650} \cdot 0.96486 = 0.75061;$$

$$\begin{aligned}\sin\psi_0 &= \frac{8285}{20630} \quad \sin\gamma_0 = \frac{8285}{20630} \cdot 0,97815 = 0,39282; \\ \sin\psi_1 &= \frac{8285}{19490} \quad \sin\gamma_1 = \frac{8285}{19490} \cdot 0,99883 = 0,42457; \\ \sin\psi &= \frac{8285}{17070} \quad \sin\gamma = \frac{8285}{17070} \cdot 0,96486 = 0,46830; \\ \varphi_0 &= 36^\circ 33'; & \psi_0 &= 23^\circ 8'; \\ \varphi_1 &= 40^\circ 43'; & \psi_1 &= 25^\circ 8'; \\ \varphi &= 48^\circ 39'; & \psi &= 27^\circ 55' .\end{aligned}$$

4.2.2 Определение натяжного усилия в ветвях полиспаста

Момент сил тяжести элементов отвального конвейера с грузом относительно оси опорного шарнира стрелы при $\alpha = -9^\circ 15'$ с учетом полезной силы тяжести груза на конвейере равен:

$$M_1 = (G_H \cdot l_H + G_L \cdot l_L + G_{Гр} \cdot l_{Гр} + G_{м.о} \cdot l_{м.о} + G_p \cdot l_p + G_{л} \cdot l_{л} + G_{пд} \cdot l_{пд} + G_{м.г} \cdot l_{м.г} + G_{пр} \cdot l_{пр}) \cdot \cos\alpha_0,$$

где $G_H = 1345$ Н – сила тяжести натяжной станции;

$G_L = 1630$ Н – сила тяжести лотка;

$G_{Гр} = 10800$ Н – сила тяжести полезного груза;

$G_{м.о} = 4980$ Н – сила тяжести металлоконструкции основания;

$G_p = 11760$ Н – сила тяжести роlikоопор конвейера;

$G_{л} = 4810$ Н – сила тяжести ленты;

$G_{пд} = 1120$ Н – сила тяжести средней подвески;

$G_{м.г} = 4650$ Н – сила тяжести металлоконструкции головной части стрелы;

$G_{пр} = 6800$ Н – сила тяжести приводной станции.

Расстояние до центров тяжести перечисленных узлов от оси опорного шарнира т. О:

$l_H = 0,7$ м; $l_L = 3,0$ м; $l_{м.о} = 4,8$ м; $l_p = 8$ м; $l_{л} = 8,625$ м;

$l_{пд} = 13,2$ м; $l_{м.г} = 13,75$ м; $l_{пр} = 17,25$ м; $l_{Гр} = 9,0$ м:

$l_i' = l_i \cdot \cos\alpha_2$;

$l_i'' = l_i \cdot \cos\alpha_1$.

$$\begin{aligned}M_1 &= (1345 \cdot 0,7 + 1630 \cdot 3 + 10800 \cdot 9 + 4980 \cdot 4,8 + 11760 \cdot 8 + \\ &+ 4810 \cdot 8,625 + 1120 \cdot 13,2 + 4650 \cdot 13,75 + 6800 \cdot 17,25) \cdot 0,986 = \\ &= 451809 \text{ Нм.}\end{aligned}$$

Момент сил тяжести относительно оси опорного шарнира стрелы при $\alpha = 0$, с учетом полезной нагрузки от силы тяжести груза равен

$$M_2 = 458224 \text{ Нм.}$$

Момент от сил тяжести при $\alpha = 18^\circ$ равен:

$$M_3 = 458224 \cdot \cos 18^\circ = 435312 \text{ Нм.}$$

Практика эксплуатации машины показывает, что угол наклона стрелы конвейера к горизонту изменяется от 18° до 22° (21°) и не устанавливается менее 18° .

Натяжение в канатах полиспаста при $\alpha = 18^\circ$ равно:

$$S_k = \frac{M_3}{i_n (9,21 \cdot \sin \varphi + 17,25 \cdot \sin \psi)};$$

$i_n = 4$ – для каждого узла подвесок полиспаста на стреле конвейера;

$$S_k = \frac{435312}{4(9,21 \cdot \sin \varphi + 17,25 \cdot \sin \psi)} = 7260 \text{ Н.}$$

При изменении угла наклона конвейера от $\alpha = 0^\circ$ до $\alpha = 18^\circ$ необходимо выбрать длину каната, равную l_k :

$$l_k = 4(l_1 - l) + 4(L_1 - L);$$

$$l_k = 4(12,625 - 10,65) + 4(19,49 - 17,07) = 17,58 \text{ м.}$$

Рабочая длина барабана равна

$$l_6 = \left(\frac{l_k}{\pi \cdot D} + Z \right) \cdot t,$$

где $t = 1,4$ см – шаг навивки [11].

Выбран канат ЛКР 6 + 19 + 1 о.с; $d = 11,5$ мм.

Минимальный диаметр барабана равен

$$D_{\min} = d(e - 1) \quad [10, 11],$$

где $e = 20$ – для среднего режима работа механизма;

$$D_{\min} = 11,5 \cdot 19 = 218,5 \text{ мм; принят } D = 270 \text{ мм.}$$

$$l_6 = \left(\frac{1758}{\pi \cdot (27 + 1,15)} + 2 \right) \cdot 1,4 = 30,64 \text{ см.}$$

Прочность каната рассчитывается по разрывному усилию. Предел прочности проволок на растяжение равен $[\sigma_p] = 1500$ МПа; разрывное усилие каната в целом равно

$$S_p = 65850 \text{ Н.}$$

$$\text{Запас прочности равен } K = \frac{S_p}{S_k}; K = \frac{65850}{7260} = 9,07 > 5,5.$$

Запас прочности достаточен.

Частота вращения барабана задана и равна

$$n_\sigma = 16 \text{ 1/мин.}$$

$$\text{Ориентировочно } i_p = \frac{n_3}{n_\sigma}; i_p = \frac{950}{16} = 59,38 \text{ – передаточное число редуктора.}$$

Установлен двухступенчатый цилиндрический редуктор 1Ц2У–250:

$$i_1 = \frac{96}{11} = 8,727; i_2 = \frac{88}{13} = 6,769; i_p = 59,08; m_1 = 3,75 \text{ мм}; m_2 = 5,0 \text{ мм}.$$

$$A_{1+2} = 200 + 250 = 450 \text{ мм}.$$

4.2.3 Расчет номинальной мощности электродвигателя

Необходимая номинальная мощность электродвигателя равна:

$$N_H = \frac{K \cdot M_{кр} \cdot \omega_3}{1020 \cdot \eta \cdot i_p},$$

где $K = 1,15$ – коэффициент запаса мощности;

η – КПД механизма подъема стрелы;

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_6 \cdot \eta_{п},$$

где $\eta_p = 0,94$ – КПД редуктора;

$\eta_6 = 0,99^2 = 0,98$ – КПД опорных подшипников качения барабана;

$\eta_{п} = 0,89$ – КПД полиспаста;

$$\eta = 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,89 = 0,82;$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}; \omega_3 = \frac{\pi \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ 1/с};$$

$$M_{кр \max} = S_{к_0} \cdot \frac{D_6}{2}, S_{к_0} = \frac{458224}{4(9,21 \cdot \sin \varphi_0 + 17,24 \sin \psi_0)} = 9344 \text{ Н};$$

$$M_{кр \max} = \frac{9344 \cdot 0,27}{2} = 1261 \text{ Нм}.$$

$$N_H = \frac{1,15 \cdot 1261 \cdot 99,4}{1020 \cdot 0,82 \cdot 59,08} = 2,92 \approx 3,0 \text{ кВт}.$$

Устанавливается асинхронный трехфазный закрытый обдуваемый электродвигатель, $N_H = 3,0$ кВт; $n_3 = 955$ 1/мин; тип 4А112МА6УЗ [9].

Уточним запас прочности каната для $S_{\max} = S_{к_0} = 9344$ Н.

$$K = \frac{65850}{9344} = 7,05 > 5,5 \text{ – прочность обеспечивается.}$$

Время подъема отвального конвейера из положения при $\alpha = 0^\circ$ в положение $\alpha = 18^\circ$ равно:

$$t = \frac{l_{\kappa}}{V_{\kappa}},$$

где V_{κ} – скорость навивки каната;

$$V_{\kappa} = \frac{D_{\delta} \cdot \pi \cdot n_{\delta}}{60}; \quad V_{\kappa} = \frac{0,27 \cdot \pi \cdot 16,16}{60} = 0,228 \text{ м/с};$$

$$n_{\delta} = \frac{n_3}{i_p}; \quad n_{\delta} = \frac{955}{59,08} = 16,16 \text{ 1/мин};$$

$$t = \frac{17,58}{0,228} = 77,1 \text{ с.}$$

4.2.4 Выбор тормоза лебедки

Тормозной момент на валу электродвигателя равен:

$$M_{\text{Т}} = \frac{2 \cdot S_{\text{max}} \cdot D_{\delta}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_p};$$

$$M_{\text{Т}} = \frac{9344 \cdot 0,27}{59,08 \cdot 0,82} = 26 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент равен

$$M_{\text{р}} = M_{\text{Т}} \cdot K; \quad M_{\text{р}} = 26 \cdot 1,75 = 45,5 \text{ Нм.}$$

Установлен тормоз ТКТГ-200; $D_{\text{шк}} = 200 \text{ мм}$; $B = 95 \text{ мм}$ [10].

$$M_{\text{Т min}} = 100 \text{ Нм}; \quad M_{\text{Т max}} = 300 \text{ Нм.}$$

Запас тормозного момента равен

$$K = \frac{M_{\text{Т max}}}{M_{\text{р}}};$$

$$K = \frac{300}{45,5} = 6,59,$$

что достаточно.

5 РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ РАЗГРУЗЧИКА

5.1 Определение мощности двигателя механизма передвижения

Расчетные данные:

- масса разгрузчика $M_p = 41190$ кг;
- масса груза в ковшах двух элеваторов $M_k = 13320$ кг;
- масса груза на отвальном конвейере равна

$$M_{o.k} = \frac{\Pi_T \cdot L_k}{3600 \cdot V};$$

где $\Pi_T = 648$ т/ч;

$L_k = 18$ м – длина конвейера;

$V = 3$ м/с – скорость движения груза;

$$M_{o.k} = \frac{648000 \cdot 18}{3600 \cdot 3} = 1080 \text{ кг};$$

- масса груза на передаточном конвейере равна

$$M_{п.к} = \frac{648000 \cdot 6}{3600 \cdot 3} = 360 \text{ кг};$$

$L_k = 6$ м/с.

Сопротивление передвижению разгрузчика определяется из соотношения (рис. 34)

$$W = W_{тр} + W_{ук} + W_B + W_k + W_{иа},$$

где $W_{тр}$ – сопротивление передвижению от сил трения;

$W_{ук}$ – сопротивление движению от уклона разгрузочного пути;

W_B – сопротивление движению от давления ветра на наветренную площадь, перпендикулярную рельсовому пути;

W_k – сопротивление движению при внедрении ковшей элеваторов в слой груза;

$W_{иа}$ – сопротивление движению от сил инерции.

Сопротивление движению от сил трения равно

$$W_{тр} = (G_p + G_k + G_{ок} + G_{пк}) \cdot \frac{2\mu + df}{D_k} \cdot k_p,$$

где $\mu = 0,06$ – коэффициент трения качения ходовых колес;

$k_p = 1,5$ – коэффициент, учитывающий трение реборд колес о рельс.

$G_p, G_k, G_{ок}, G_{пк}$ – соответственно силы тяжести разгрузчика, груза в ковшах элеваторов, на отвальном и передаточном конвейерах;

$D_k = 500$ мм – диаметр приводного колеса;

$d = 90$ мм – диаметр оси приводного колеса;

$f = 0,02$ – коэффициент трения в опорах колеса;

$$W_{mp} = (411900 + 133200 + 108000 + 36000) \frac{2 \cdot 0,06 + 9 \cdot 0,02}{50} \cdot 1,5 = 3956,6 \text{ Н}.$$

Сопротивление движению от уклона пути

$$W_{ук} = \alpha (G_p + G_k + G_{ок} + G_{пк}),$$

где $\alpha = 0,02 = \tan 1^\circ$; 1° – допустимый уклон пути;

$$W_{ук} = 439620 \cdot 0,02 = 8792,4 \text{ Н}.$$

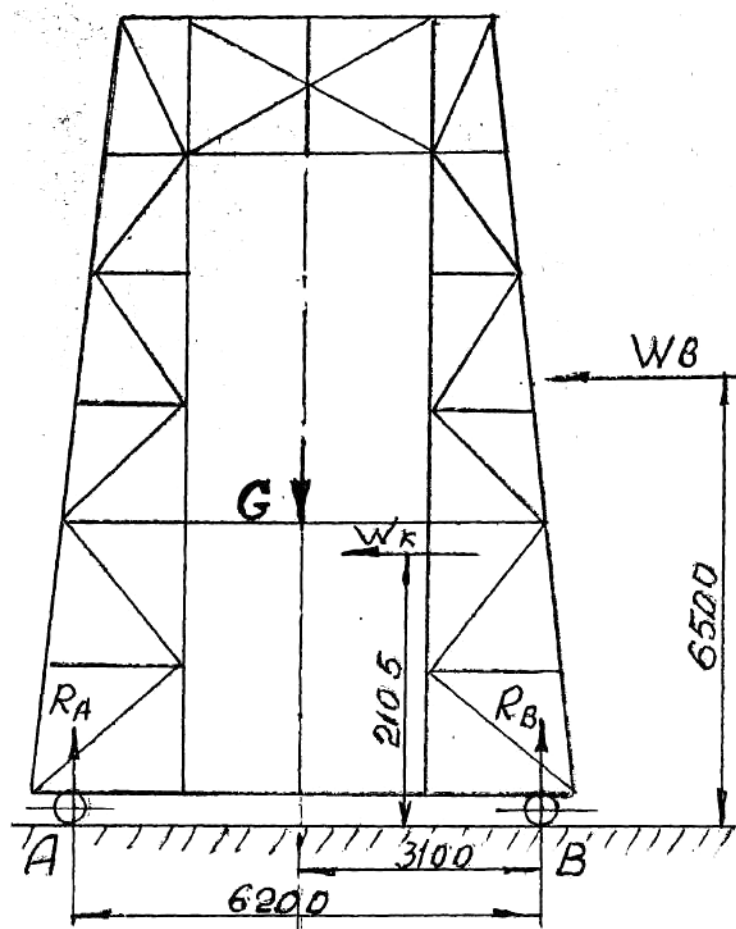


Рис. 34. Схема к расчету сопротивлений передвижению разгрузчика
(размеры даны в мм)

Сопротивление движению от ветровой нагрузки

$$W_B = q_B \Sigma F_B,$$

где $q_B = 150 \text{ Н/м}^2$ – расчетное давление ветра;

$\Sigma F_B = 66,303 \text{ м}^2$ – наветренная площадь разгрузчика (определено при расчете металлоконструкции);

$$W_B = 150 \cdot 66,303 = 9945,5 \text{ Н.}$$

Сопротивление движению при внедрении ковшей элеваторов в слой груза в вагоне

$$W_K = \frac{\Pi'_T \cdot z}{3600 \cdot \kappa_p \cdot S},$$

где $\Pi'_T = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$ – расчетная техническая производительность двух ковшевых элеваторов – определена выше;

$\kappa_p = 1,3$ – коэффициент разрыхления груза;

$z = 100 \text{ кН/м}^2$ – удельное сопротивление резанию (щебень);

S – путь, проходимый ковшами элеваторов при черпании груза (см. рис. 10, $D_K = (418 + 380)2 = 1596 \text{ мм}$);

$$S = \frac{\pi \cdot 1,596}{4} + 0,5 = 1,75 \text{ м};$$

$$W_K = \frac{350 \cdot 100000}{3600 \cdot 1,3 \cdot 1,75} = 4273,5 \text{ Н.}$$

Статическое сопротивление движению равно

$$W_{ст} = W_{тр} + W_{ук} + W_B + W_K,$$

$$W_{ст} = 3956,6 + 8792,4 + 9945,5 + 4273,5 = 26968 \text{ Н.}$$

Статический момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, равен

$$M_{ст} = \frac{W_{ст} \cdot D_K}{2 \cdot i \cdot \eta};$$

$$i = i_{кр} \cdot i_p \cdot i_{з.п}; i = 3,93 \cdot 48,57 \cdot 2,46 = 469,56,$$

где $i_{кр} = 3,93$ – передаточное отношение клиноременной передачи;

$i_{з.п} = 2,46$ – передаточное отношение зубчатой передачи;

$i_p = 48,57$ – передаточное число редуктора 1Ц2У-350 (кинематическая схема привода показана на рис. 35);

$\eta = 0,75$ – КПД механизма.

$$M_{ст} = \frac{26968 \cdot 50}{2 \cdot 469,56 \cdot 0,75} = 1914,4 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Сопротивление передвижению при пуске от сил инерции

$$W_{ин} = \frac{(G_p + G_K + G_{ок} + G_{пк}) \cdot V_p}{g \cdot t},$$

где $t = \frac{GD_o^2 \cdot n_3 \cdot t_p}{375 \cdot M_H}$ – время разгона;

$GD_o^2 = (GD_{\text{я}}^2 + GD_{\text{м}}^2) \cdot 1,2 + 6D_{\text{к}}^2$ – маховый момент, приведенный к валу электродвигателя;

$GD_{\text{я}}^2 = 0,7 \text{ Нм}^2$ – маховый момент якоря электродвигателя;

$GD_{\text{м}}^2 = 8,5 \text{ Нм}^2$ – маховый момент муфты на валу электродвигателя (зубчатая муфта тип МЗН4, [10]);

$$GD_{\text{к}}^2 = \frac{\Sigma G \cdot V_p^2}{10 \cdot n_3^2}; \quad GD_{\text{к}}^2 = \frac{439620 \cdot 3^2}{10 \cdot 955^2} = 0,44 \text{ Нм}^2;$$

$n_3 = 955 \text{ 1/мин}$ – ориентировочно;

$V_p = 3 \text{ м/мин}$ – скорость разгрузчика;

$M_{\text{н}} = 144 \text{ Нм}$ (ориентировочно, для $N_3 = 3 \text{ кВт}$);

$$GD_o^2 = (0,7 + 8,5) \cdot 1,2 + 0,44 = 11,5 \text{ Нм}^2;$$

$t_p = 1,3 \text{ с}$ – время пуска определено в зависимости от загрузки двигателя;

$$t = \frac{11,5 \cdot 955 \cdot 1,3}{375 \cdot 144} = 0,26 \text{ с.}$$

$$W_{\text{ин}} = \frac{439620 \cdot 3}{9,81 \cdot 0,26 \cdot 60} = 8618 \text{ Н.}$$

Суммарное сопротивление движения равно

$$W = W_{\text{ст}} + W_{\text{ин}}; \quad W = 26968 + 8618 = 35586 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя равна

$$N = \frac{W \cdot V_p}{1020 \cdot 60 \cdot \eta}; \quad N = \frac{35586 \cdot 3}{1020 \cdot 0,75 \cdot 60} = 2,326 \text{ кВт.}$$

Мощность, определенная с запасом $K = 1,25$, равна

$$N_3 = 2,326 \cdot 1,25 = 2,9 \text{ кВт.}$$

Устанавливаются два электродвигателя $N_{\text{н}} = 3 \text{ кВт}$; $n = 955 \text{ 1/мин}$; тип 4А112МА6У3 [9],

$$\frac{M_n}{M_{\text{н}}} = 2; \quad \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,5; \quad GD_{\text{я}}^2 = 0,7 \text{ Нм}^2.$$

$$M_{\text{эН}} = \frac{3 \cdot 1020 \cdot 0,75 \cdot 60}{955} = 144 \text{ Нм.}$$

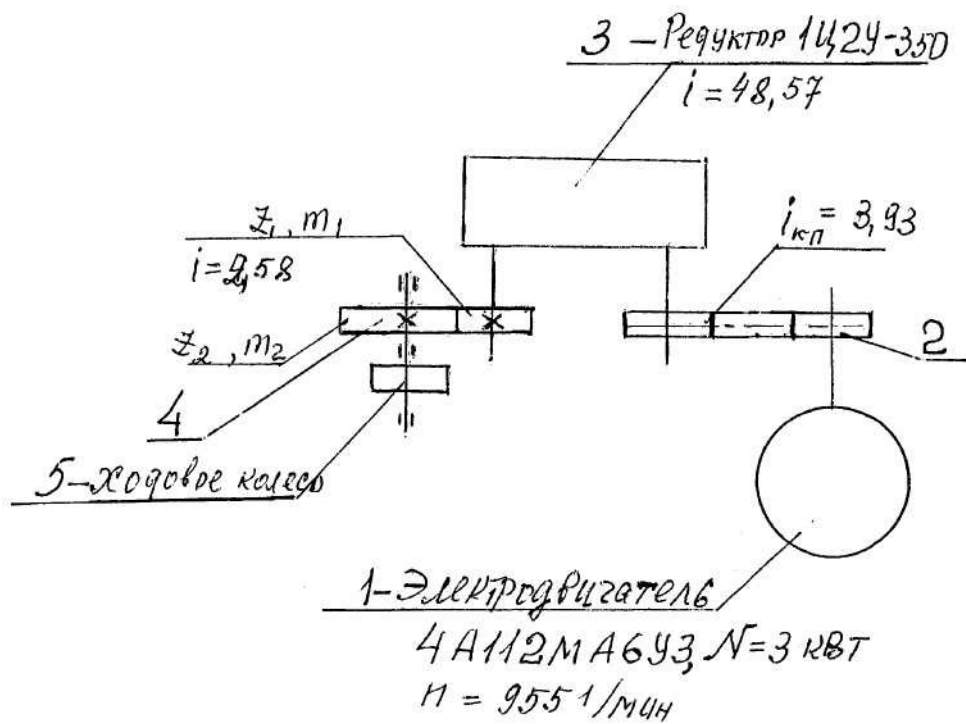


Рис. 35. Кинематическая схема механизма передвижения разгрузчика
 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор;
 4 – зубчатая передача; 5 – ходовое ведущее колесо

5.2 Определение запаса сцепления

а) Давление на приводные колеса в рабочем состоянии разгрузчика; ветер направлен вдоль пути (схема на рис. 33)

$$R_a = \frac{W_B \cdot 6,5 + W_K \cdot 2,105 + \Sigma G \cdot 3,1}{6,2} = \frac{9945,5 \cdot 6,5 + 4273,5 \cdot 2,105 + 439620 \cdot 3,1}{6,2} = 231688 \text{ Н.}$$

б) Давление на приводные колеса в нерабочем (транспортном) положении; ветер направлен вдоль пути:

$$R'_a = \frac{9945,5 \cdot 6,5 + 439620 \cdot 3,1}{6,2} = 230237 \text{ Н.}$$

Давление на ведомые колеса

$$R'_g = 439620 - 230237 = 209383 \text{ Н.}$$

Запас сцепления:

а) в рабочем положении (ветер направлен вдоль пути)

$$K_{cy} = \frac{R_a \cdot f_1}{W_{ct} + \Sigma G_i \left(\frac{j}{9,81} - \frac{a-b}{a} \cdot f \cdot \frac{d}{D_k} \right)},$$

где R_a – суммарное давление на ведущие колеса;

$$R_a = 231688 \text{ Н;}$$

$f_1 = 0,2$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсом;

$f = 0,02$ – коэффициент трения в подшипниках колес;

$W_{ct} = 26968 \text{ Н}$ – статическое сопротивление передвижению;

$j = \frac{V_p}{t}$; $j = \frac{3}{60 \cdot 0,26} = 0,192 \text{ м/с}^2$ – ускорение механизма при принятом

типе электродвигателя;

$$\Sigma G_i = 439620 \text{ Н.}$$

$$K_{cy} = \frac{231688 \cdot 0,2}{26968 + 439620 \left(\frac{0,192}{9,81} - \frac{4-2}{4} \cdot 0,02 \cdot \frac{9}{50} \right)} = 1,33 > 1,2.$$

б) В транспортном положении (ветер направлен вдоль пути)

$$K'_{cy} = \frac{R'_a \cdot f_1}{(W_{ct} - W_K) + G_p \left(\frac{j}{9,81} - \frac{a-b}{a} \cdot f \cdot \frac{d}{D_k} \right)};$$

$$K'_{cy} = \frac{230237 \cdot 0,2}{(26968 - 4273,5) + 411900 \left(\frac{0,192}{9,81} - 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{9}{50} \right)} = 1,53 > 1,2.$$

Запас по сцеплению достаточен.

5.3 Расчет клиноременной передачи

Данные для расчета:

$N_э = 3$ кВт – мощность двигателя;

$d_1 = 100$ мм – диаметр ведущего шкива;

$d_2 = 385$ мм – диаметр ведомого шкива;

частота вращения ведущего шкива $n_1 = n_э = 955$ 1/мин;

передаточное отношение передачи

$$i_{кр} = \frac{385}{100} = 3,85.$$

Действительная частота вращения ведомого шкива с учетом скольжения $\varepsilon = 2$ % равна

$$n_2 = \frac{D_1 \cdot n_1 (1 - \varepsilon)}{D_2}; \quad n_2 = \frac{100 \cdot 955 (1 - 0,02)}{385} = 243,1 \text{ 1/мин.}$$

Передаточное отношение равно

$$i = \frac{955}{243,1} = 3,928 \cong 3,93.$$

Скорость ремня равна

$$V = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60}; \quad V = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 955}{60} = 4,99 \text{ м/с.}$$

Межцентровое расстояние передачи равно

$$l = 0,25 \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y} \right],$$

$$W = \frac{(D_1 + D_2)}{2} \cdot \pi; \quad W = \frac{100 + 385}{2} \cdot \pi = 761,45 \text{ мм};$$

$$y = \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}; \quad y = \frac{(385 - 100)^2}{4} = 20306,26 \text{ мм};$$

$$l = 0,25 \left[(1625 - 761,45) + \sqrt{(1625 - 761,45)^2 - 8 \cdot 20306,25} \right] = 406,8 \text{ мм},$$

L – длина ремня; $L = 1625$ мм.

Угол обхвата на меньшем шкиве равен

$$\alpha^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{l}; \quad \alpha^\circ = 180 - 60 \frac{385 - 100}{406,8} = 138^\circ.$$

Окружное усилие

$$P = \frac{1020 \cdot N_э}{V}; \quad P = \frac{1020 \cdot 3}{4,99} = 613 \text{ Н.}$$

Необходимое число ремней равно

$$z = N_э \cdot 1020.$$

Приняты ремни сечения Б. Начальное напряжение $\sigma_0 = 120$ Н/см²; допускаемая полезная нагрузка $P_0 = 208$ Н; коэффициент динамичности $c = 1$ – для спокойного режима [11].

$$Z = \frac{1020 \cdot 3}{4,998 \cdot 208 \cdot 1} \cong 3,0.$$

Установлены 3 ремня.

Давление на валы

$$Q = 1,5 \cdot P \sin \frac{\alpha}{2}; Q = 1,5 \cdot 613 \cdot \sin 69^\circ = 858,4 \text{ Н};$$

$$\sin 69^\circ = 0,9336.$$

Установлен редуктор 1Ц2У-350, $i_p = 48,57$.

Крутящий момент на выходном валу редуктора равен

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_3}{n_3} \cdot i_{\text{кр}} \cdot i_p \cdot \eta_0 \cdot 10^5, \text{ Нсм};$$

$$\eta_0 = 0,95^2 \cdot 0,93 = 0,83 - \text{КПД передачи};$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{3 \cdot 10^5}{955} \cdot 3,93 \cdot 48,57 = 59962 \text{ Нсм}.$$

5.4 Расчет зубчатой передачи

В главах 2, 3, 4 данной работы расчеты прочности зубчатых передач выполнены по методу, справочным материалам и расчетным зависимостям, приведенным в технической литературе [10, 11, 14].

В отличие от вышеприведенных расчетов проверка прочности элементов зубчатой передачи механизма передвижения разгрузчика выполнена по методике и расчетным зависимостям конструкторского бюро института ВНИИПТМАШ [15]. Этот метод расчета представляется предельно четким и предлагается как альтернативный.

Предварительные замечания к расчету

Как известно, зубья зубчатых передач рассчитываются на изгиб и контактную прочность поверхностей.

Разрушение зуба при изгибе может происходить в результате пластической деформации, хрупкого излома и усталостного разрушения корневого сечения зуба.

Для каждого вида разрушения принимаются допускаемые предельные значения напряжений изгиба:

- при расчете на пластическую деформацию:

$$[\sigma_{\text{и}}] = 0,8\sigma_{\text{т}} - \text{при твердости сердцевины зуба } H_B < 350;$$

- при расчете на хрупкий излом:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{0,36 \cdot \sigma_{\text{в}}}{K_{\sigma}} - \text{при } H_B < 350;$$

- при расчете на усталостное разрушение

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\alpha_{\text{и}} \cdot \sigma_{-1}}{q \cdot K_{\sigma}}.$$

Расчетное напряжение изгиба определяется по формулам, приведенным далее, и сравнивается с допускаемыми значениями $[\sigma_{\text{и}}]$, указанными выше. Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{и}} < [\sigma_{\text{и}}].$$

Разрушение поверхности зуба также происходит в результате пластической деформации или хрупкого выкрашивания, или усталостного разрушения поверхности зуба.

Соответственно этим видам разрушения принимаются допускаемые предельные значения контактных напряжений:

- при расчете на пластическое разрушение поверхности зуба

$$[\sigma_{\text{и}}]_{\text{пов}} = 3,1 \sigma_{\text{т}} - \text{при } H_{\text{Б}} < 350;$$

- при расчете на усталостное разрушение $[\sigma_{-1}]_{\text{пов}}$ определяются по табл. [11].

Расчетные значения контактных напряжений сравниваются с соответствующими видами разрушения, допускаемыми напряжениями.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{пов}} < [\sigma]_{\text{пов}}.$$

Скорость вращения выходного вала редуктора

$$n_{\text{в}} = \frac{955}{3,93 \cdot 48,57} = 5 \text{ 1/мин} - \text{частота вращения шестерни.}$$

Шестерня: $m = 8 \text{ мм};$

$$Z_1 = 24;$$

$$D_{\text{д}} = 192 \text{ мм} - \text{диаметр делительной окружности};$$

$$B_1 = 70 \text{ мм} - \text{ширина шестерни.}$$

Материал – сталь 45; твердость $H_{\text{Б}} = 190\text{--}230$.

Зубчатое колесо: $m = 8 \text{ мм};$

$$Z_2 = 59;$$

$$D_{\text{д}} = 472 \text{ мм};$$

$$B_2 = 70 \text{ мм} - \text{ширина венца};$$

материал – стальное литье 30 ГЛ, $H_{\text{Б}} = 220\text{--}260$; зацепление выполнено по 8-й степени точности.

Проверка прочности поверхности зубьев

Передаточное отношение зубчатой передачи

$$i_3 = \frac{59}{24} = 2,458;$$

$A = 332 \text{ мм}$ – межосевое расстояние передачи;

$x = 1,55$ – коэффициент формы зубьев прямозубой передачи;

$$K = K_{\text{дин}} \cdot K_{\text{конц}}; K = 1 \cdot 1,2 = 1,2;$$

$K_{\text{дин}} = 1$ – коэффициент динамичности режима работы;

$K_{\text{конц}} = 1,2$ – коэффициент концентрации напряжений.

Напряжение в поверхностном слое зубьев равно

$$\sigma_{\text{пов}} = \frac{860(i+1)}{A \cdot i} \sqrt{\frac{M_{\text{к}} \cdot k(i+1)}{B}} x;$$

$$\sigma_{\text{пов}} = \frac{860(2,458+1)}{33,2 \cdot 2,458} \sqrt{\frac{59962 \cdot 1,2(2,458+1)}{7}} \cdot 1,55 = 22357 \text{ Н/см}^2 = 223,6 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{\text{пов}} = 25 \cdot H_{\text{Б}} = 25 \cdot 1900 = 47500 \text{ Н/см}^2 = 475 \text{ МПа.}$$

$\sigma < [\sigma]_{\text{пов}}$ – прочность поверхности зубьев обеспечивается.

Проверка на пластическую деформацию поверхности зубьев

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{пов}} \cdot \sqrt{\frac{(M_{\kappa})_{\text{max}}}{M_{\kappa}}};$$

$$\sigma_{\text{max}} = 223,6 \sqrt{\frac{2,5 \cdot 59962}{59962}} = 353,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемое предельное напряжение

$$[\sigma]_{\text{пред}} = 3,1 \cdot \sigma_{\text{T}}; [\sigma]_{\text{пред}} = 3,1 \cdot 340 = 1054 \text{ МПа (сталь 45-Н, } \sigma_{\text{T}} = 340 \text{ МПа).}$$

$\sigma_{\text{max}} < [\sigma]_{\text{пред}}$, т.е. прочность поверхности зубьев обеспечивается.

Проверка прочности зубьев на изгиб

Напряжение изгиба равно

$$\sigma_u = \frac{M_{\kappa} \cdot \kappa(i+1) \cos^2 \beta}{A \cdot i \cdot B \cdot m \cdot y \cdot x_1} \leq [\sigma]_{\text{и}},$$

$$y = 0,414;$$

$$x_1 = 0,94 [11];$$

$$\sigma_u = \frac{59962 \cdot 1,2 \cdot 3,458}{33,2 \cdot 2,458 \cdot 7 \cdot 0,8 \cdot 0,414 \cdot 0,94} = 1399 \text{ Н/см}^2 = 13,99 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}}; [\sigma] = \frac{235}{1,5} = 157 \text{ МПа};$$

$K_{\sigma} = 1,5$ – коэффициент концентрации напряжений;

$$\sigma_{-1} = 0,25 (\sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{T}}); \sigma_{-1} = 0,25 (600 + 340) = 235 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{в}} = 600 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{T}} = 340 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}} < [\sigma]_{\text{и}}.$$

Проверка прочности при расчете на хрупкий излом при изгибе

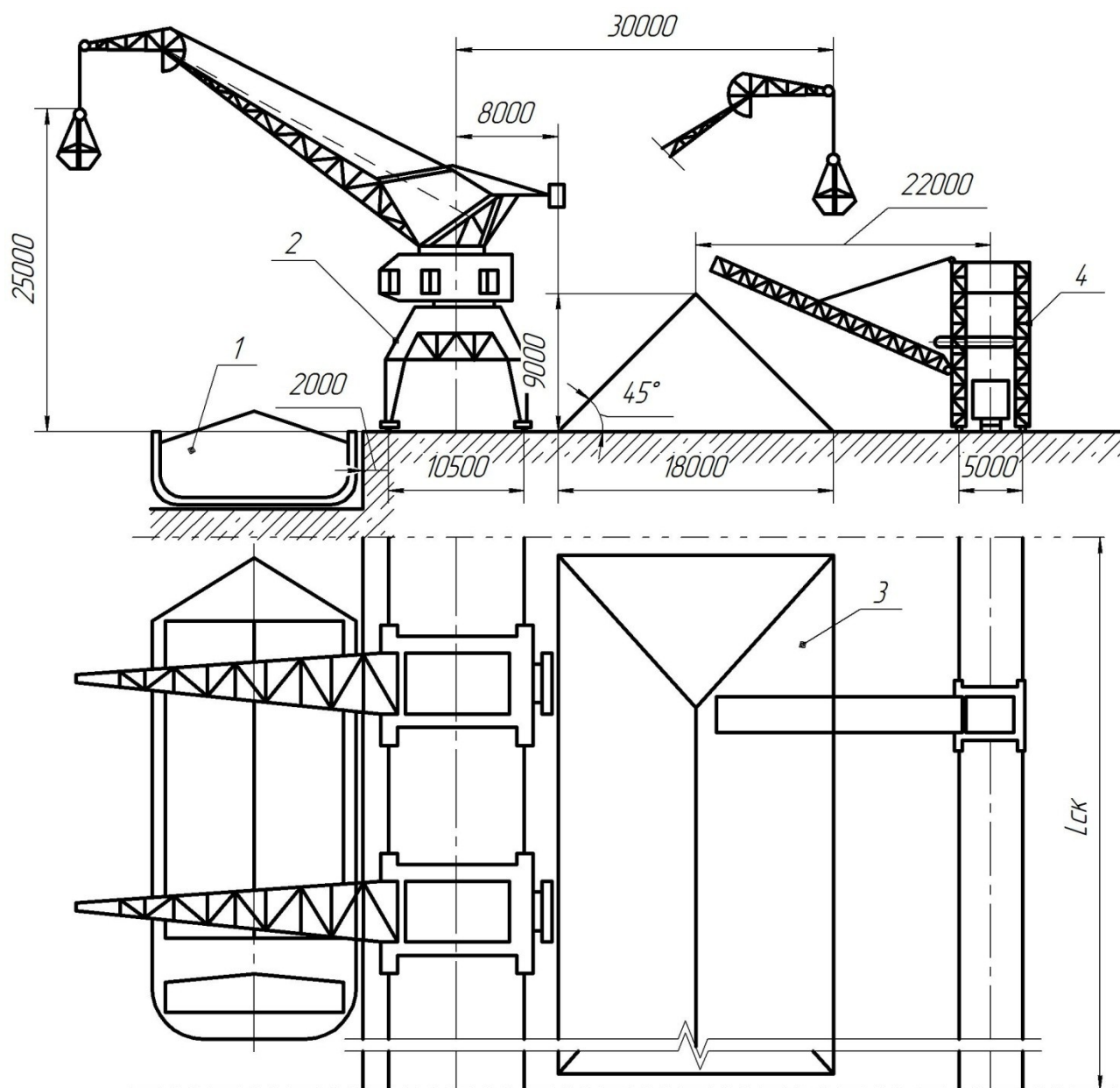
$$\sigma_{\text{и max}} = \sigma_{\text{и}} \frac{(M_{\kappa})_{\text{max}}}{M_{\kappa}} = 2,5 \cdot 13,99 \cong 35 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{\text{пред}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{в}}; [\sigma]_{\text{пред}} = 0,8 \cdot 600 = 480 \text{ МПа.}$$

Таким образом, прочность зубьев при расчете на контактную прочность и изгиб обеспечивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 **Макеева, Ю.Н.** Автоматизированные перегрузочные комплексы транспортно-грузовых систем ж.-д. и портовых терминалов: учеб. пособие / Ю.Н. Макеева. – Ростов н/Д: РГУПС, 2007.
- 2 **Гриневич, Г.П.** Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ и транспортных операций в строительстве / Г.П. Гриневич, А.С. Гельман, Г.Г. Гриневич. – М.: Машиностроение, 1970.
- 3 **Журавлев, Н.П.** Транспортно-грузовые системы / Н.П. Журавлев, О.Б. Маликов. – М.: Маршрут, 2006.
- 4 **Падня, В.А.** Погрузочно-разгрузочные машины: справочник / В.А. Падня. – М.: Транспорт, 1981.
- 5 **Ветренко, Л.Д.** Организация и технология перегрузочных процессов в морских портах / Л.Д. Ветренко, В.В. Ананьина, А.В. Степанец. – М.: Транспорт, 1989.
- 6 **Руденко, Н.Ф.** Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Н.Ф. Руденко, М.П. Александров, А.Г. Лысяков. – М.: Машгиз, 1963.
- 7 **Спиваковский, А.Д.** Транспортирующие машины / А.Д. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1968.
- 8 Расчетные материалы завода-изготовителя разгрузчика ТР-2А. Пояснительная записка. – Азов: Азовский завод подъемно-транспортного оборудования, 1981.
- 9 **Длоугий, В.В.** Приводы машин: справочник / В.В. Длоугий. – Л.: Машиностроение, 1982.
- 10 **Павлов, Н.Г.** Примеры расчетов канатов / Н.Г. Павлов. – М. – Л.: Машиностроение, 1981.
- 11 **Решетов, Д.Н.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 12 **Бейзельман, Р.Д.** Подшипники качения: справочник / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Петель. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975.
- 13 **Сепетый, А.Л.** Непрерывный транспорт: метод. указания. В 2-х ч. / А.Л. Сепетый. – Ростов н/Д: РГУПС, 1999.
- 14 Справочник металлиста. Т. 2 / под ред. С.А. Чернавского. – М.: Машиниздат, 1978.
- 15 **Буракова, М.А.** Основы проектирования зубчатых колес. Расчеты на прочность: учеб. пособие / М.А. Буракова, Ю.Н. Макеева. – Ростов н/Д: РГУПС, 2008.



Пример технологической схемы применения разгрузчика ТР-2А для перегрузки минерально-строительных грузов

1 – судно; 2 – порталный кран КППК 10-30-10,5; 3 – штабель; 4 – ТР-2А

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1 Описание конструкции элеваторно-ковшевого разгрузчика-штабелеукладчика ТР-2А. Техническая характеристика	5
2 Ковшевые элеваторы	9
2.1 Расчет производительности ковшевых элеваторов	9
2.2 Расчет мощности привода	10
2.3 Расчет элементов зубчатого зацепления привода на прочность	13
2.4 Расчет элементов узла приводных звездочек	16
2.5 Расчет на прочность элементов узла натяжных звездочек	24
2.6 Расчет элементов тяговой цепи на прочность	26
2.7 Расчет элементов крепления ковша к тяговой цепи	30
3 Передаточный и отвальный ленточные конвейеры	34
3.1 Расчет узлов передаточного конвейера	34
3.1.1 Определение мощности электродвигателя привода передаточного конвейера	34
3.1.2 Кинематические и прочностные расчеты элементов привода передаточного конвейера	38
3.1.3 Схема сбрасывания груза с передаточного конвейера на отвальный	67
3.2 Расчет узлов отвального конвейера	69
3.2.1 Определение мощности электродвигателя привода отвального конвейера	69
3.2.2 Кинематические и прочностные расчеты элементов привода отвального конвейера	73
4 Механизм подъема каретки с рабочим оборудованием. Механизм наклона стрелы отвального конвейера	92
4.1 Расчет элементов механизма подъема каретки ковшевых элеваторов	92
4.1.1 Определение мощности привода	92
4.1.2 Выбор типа каната	95
4.1.3 Выбор типа редуктора привода	96
4.1.4 Расчет барабана подъема каретки	96
4.1.5 Расчет элементов обойм подвижных блоков	101
4.1.6 Выбор тормоза лебедки	103
4.1.7 Проверочный расчет шпонок на валу барабана	103
4.2 Расчет элементов лебедки подъема отвального конвейера	104
4.2.1 Определение углов наклона канатов полиспаста при различных положениях отвального конвейера	109
4.2.2 Определение натяжного усилия в ветвях полиспаста	110
4.2.3 Расчет номинальной мощности электродвигателя	112
4.2.4 Выбор тормоза лебедки	113
5 Расчет механизма передвижения разгрузчика	114
5.1 Определение мощности двигателя механизма передвижения	114
5.2 Определение запаса сцепления	119
5.3 Расчет клиноременной передачи	120
5.4 Расчет зубчатой передачи	121
Библиографический список	124
Приложение	125

Учебное издание

Макеева Юлия Николаевна

**ЭЛЕВАТОРНО-КОВШЕВОЙ
РАЗГРУЗЧИК-ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИК ТР-2А**

Примеры расчета узлов

Учебное пособие

Редактор А.И. Гончаров

Техническое редактирование и корректура А.И. Гончаров

Компьютерная верстка и правка А.В. Артамонов

Подписано в печать 22.01.2009. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Ризография. Усл. печ. л. 7,43.

Уч.-изд. л. 7,10. Тираж 100 экз. Изд. № 2. Заказ № .

Ростовский государственный университет путей сообщения.

Ризография РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. им. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, 2.