

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

**В. А. Барабанцев**

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ВАЛА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к курсовому проекту по дисциплинам  
«Прикладная механика» и «Механика»  
для студентов технических специальностей  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 621.81.001.66(075.8)  
ББК 30.2я73  
Б24

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 1 от 24.106.2007 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Сельскохозяйственные машины» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук  
*В. Б. Попов*

Б24

**Барабанцев, В. А.**

Расчет и конструирование приводного вала : метод. указания к курсовому проекту по дисциплинам «Прикладная механика» и «Механика» для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / В. А. Барабанцев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 39 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены два типа приводных валов: к ленточному и цепному конвейерам (транспортам).  
Представлены примеры их расчетов.

Для студентов технических специальностей.

УДК 621.81.001.66(075.8)  
ББК 30.2я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2009

## **ВВЕДЕНИЕ**

В заданиях на курсовые проекты (работы) по «Прикладной механике» и «Механике» широко представлены приводы, содержащие редуктор, открытые механические передачи и приводные валы.

Расчетам приводных валов и их конструированию не уделяется должного внимания.

В данных методических указаниях представлены методики расчетов наиболее используемых в курсовом проектировании приводных валов (к ленточному и цепному конвейерам), что будет способствовать рациональному подходу к выполнению студентами проекта.

## **1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

На приводном валу ленточного конвейера устанавливают барабан (рисунки 1.1, 1.2), цепного – одну или две звёздочки (рисунок 1.3, а, б).

Барабаны ленточных конвейеров изготавливают сварными (рисунок 1.1, 1.2) или литыми. В сварной конструкции за счёт уменьшения толщины элементов возможно сокращение расхода металла и уменьшение массы барабана. Поэтому при курсовом проектировании предпочтение следует отдавать сварной конструкции барабана.

Барабаны с двумя ступицами (рисунки 1.1, 1.2) закрепляют обычно на валу только одной шпонкой со стороны подвода крутящего момента.

Опоры приводного вала устанавливают обычно на расстоянии 100...200 мм от кромок барабана (рисунок 1.1) и 100...250 мм от середины тяговой звёздочки (рисунок 1.3). При этом опоры выполняют преимущественно с радиальными сферическими подшипниками качения (в основном шариковыми).

Приведем рекомендации по назначению размеров элементов приводного вала, как сборочной единицы.

### **1.1 Ленточные конвейеры**

Обод сварного барабана изготавливают из стандартной трубы или сваривают из листа. Толщина обода составляет 10... 15 мм, поэтому при выборе трубы следует учесть припуск на обработку обода по наружному диаметру. Внутреннюю поверхность обода протачива-

ют в местах установки дисков (рисунок 1.1) или не обрабатывают (рисунок 1.3).

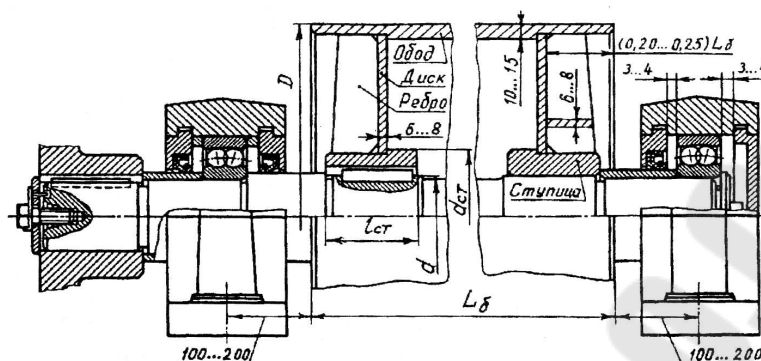


Рисунок 1.1

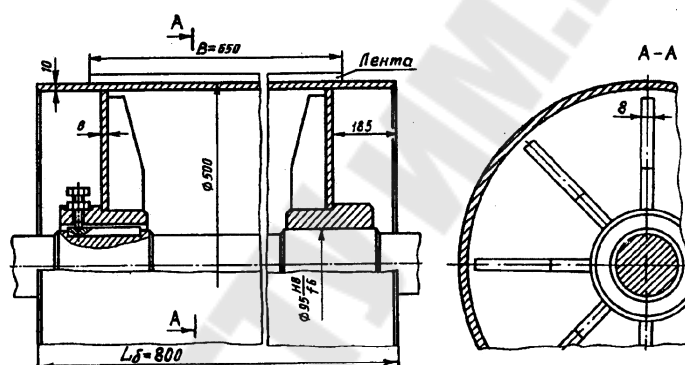


Рисунок 1.2

Диски изготавливают из листа толщиной 6...8 мм, ребра – из полосы такой же толщины.

Размеры ступицы (рисунок 1.1) ([3]):

– диаметр  $d_{ст} = 1,6 \cdot d$ ;

– длина  $l_{ст} = (1,2...1,5) \cdot d$ , где  $d$  – диаметр вала в зоне посадки ступицы.

Шпоночное соединение предусматривают только в одной ступице со стороны подвода крутящего момента (рисунок 1.1). Размеры поперечного сечения шпонки  $b \times h$  принимают по таблице П1 приложения.

При курсовом проектировании наружный диаметр барабана  $D$  и его длина  $L_δ$  задаются. Если величина  $L_δ$  не задана, то ее принимают равной  $L_δ = B + (100...200)$  мм.

## 1.2 Цепные конвейеры

На приводном валу цепного конвейера устанавливают одну (рисунок 1.3, а), или две (рисунок 1.3, б) звёздочки для тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588-81 (таблица П2, рисунок 1.4). Эти звёздочки иначе называют тяговыми звёздочками [4].

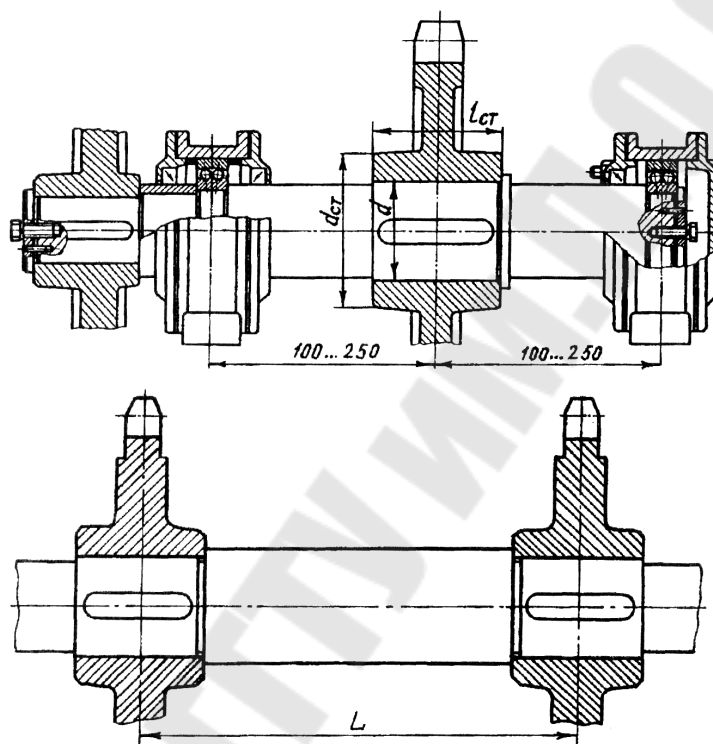


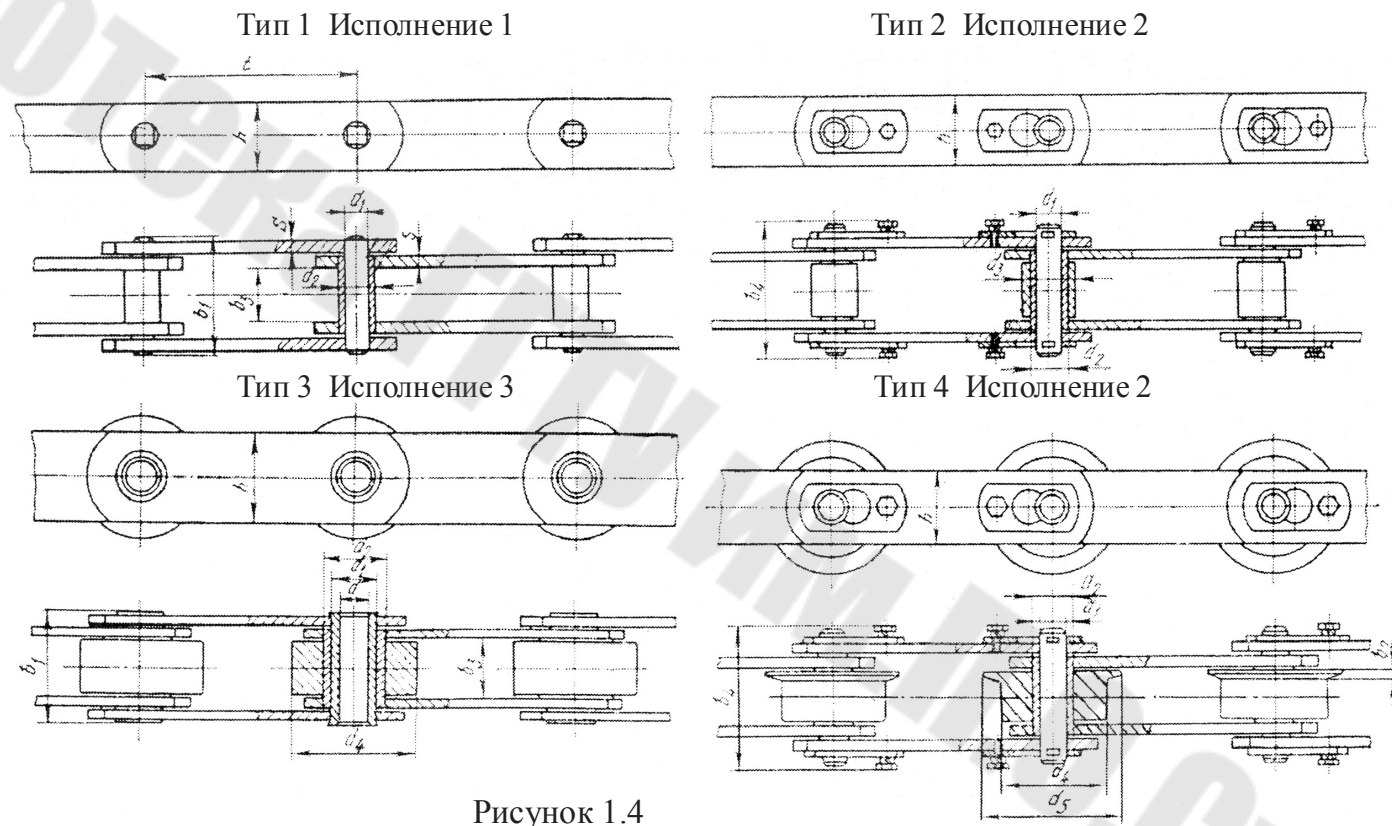
Рисунок 1.3

В задании на курсовое проектирование указывается число зубьев  $z$  тяговой звёздочки, а также характеристика тяговой пластинчатой цепи: тип цепи, её исполнение и шаг  $t$ .

ГОСТ 588-81 предусматривает следующие типы тяговых пластинчатых цепей: тип 1 – втулочные; тип 2 – роликовые; тип 3 – катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения; тип 4 – катковые с ребрами на катках с подшипниками скольжения.

Цепь каждого типа имеет следующие исполнения:

- исполнение 1 – неразборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- исполнение 2 – разборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- исполнение 3 – неразборная цепь с полыми валиками (индекс МС).



Пример условного обозначения тяговой пластинчатой цепи М с разрушающей нагрузкой 112 кН типа 2 с шагом 100 мм исполнения 1:

Цепь М1 12–2–100–1 ГОСТ 588-81.

Цепь выбирается не только величине  $t$ , но и по расчетной разрушающей нагрузке  $S_{\text{разр. расч}}$ , которая определяется по формуле:

$$S_{\text{разр. расч}} = k_{\text{ц}} \cdot S_{\text{наб}}, \quad (1.1)$$

где  $k_{\text{ц}}$  – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи;  $k_{\text{ц}} = 6 \dots 8$  – для горизонтальных конвейеров;  $k_{\text{ц}} = 8 \dots 10$  – для цепей конвейеров, имеющих наклонные участки;

$S_{\text{наб}}$  – натяжение в цепи, набегающей на приводную тяговую звёздочку.

При наличии двух тяговых пластинчатых цепей (на приводном валу установлены две тяговые звёздочки) величина  $S_{\text{разр. расч}}$  для одной цепи с учётом неравномерности распределения нагрузки между цепями определяется по формуле:

$$S_{\text{разр. расч}} = (0,55 \dots 0,63) \cdot k_{\text{ц}} \cdot S_{\text{наб}}. \quad (1.2)$$

Тогда условие выбора номера цепи по ГОСТ 588 – 81:

$$S_{\text{разр. расч}} \leq S_{\text{разр}}, \quad (1.3)$$

где  $S_{\text{разр}}$  – разрушающая нагрузка для цепи по ГОСТ 588- 81 (см. таблицу П2).

Основные размеры звёздочек для тяговых пластинчатых цепей определяют по ГОСТ 592-81 (рисунок 1.5, таблица П3).

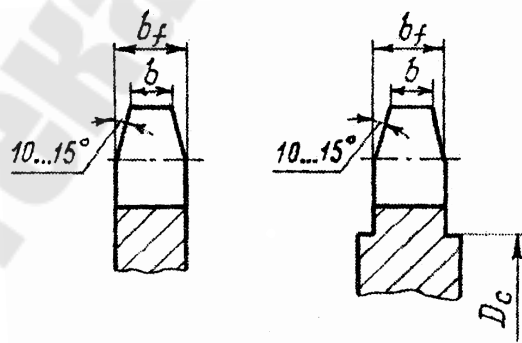
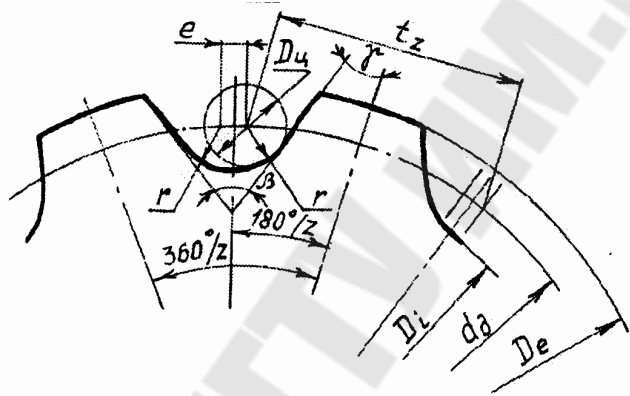
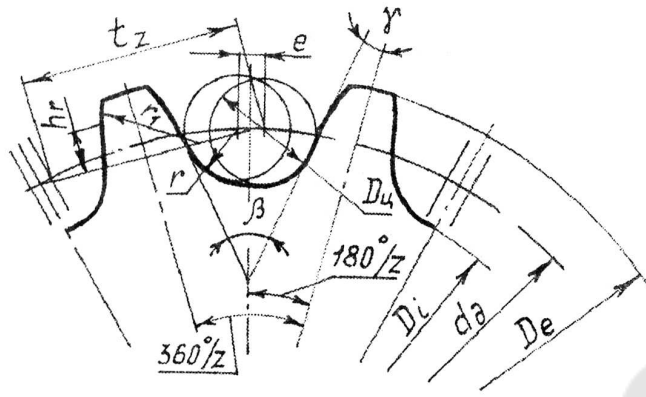


Рисунок 1.5



### 1.3 Составление расчетной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров

Расчетные схемы приводных валов ленточных и цепных конвейеров представлены на рисунке 1.6.

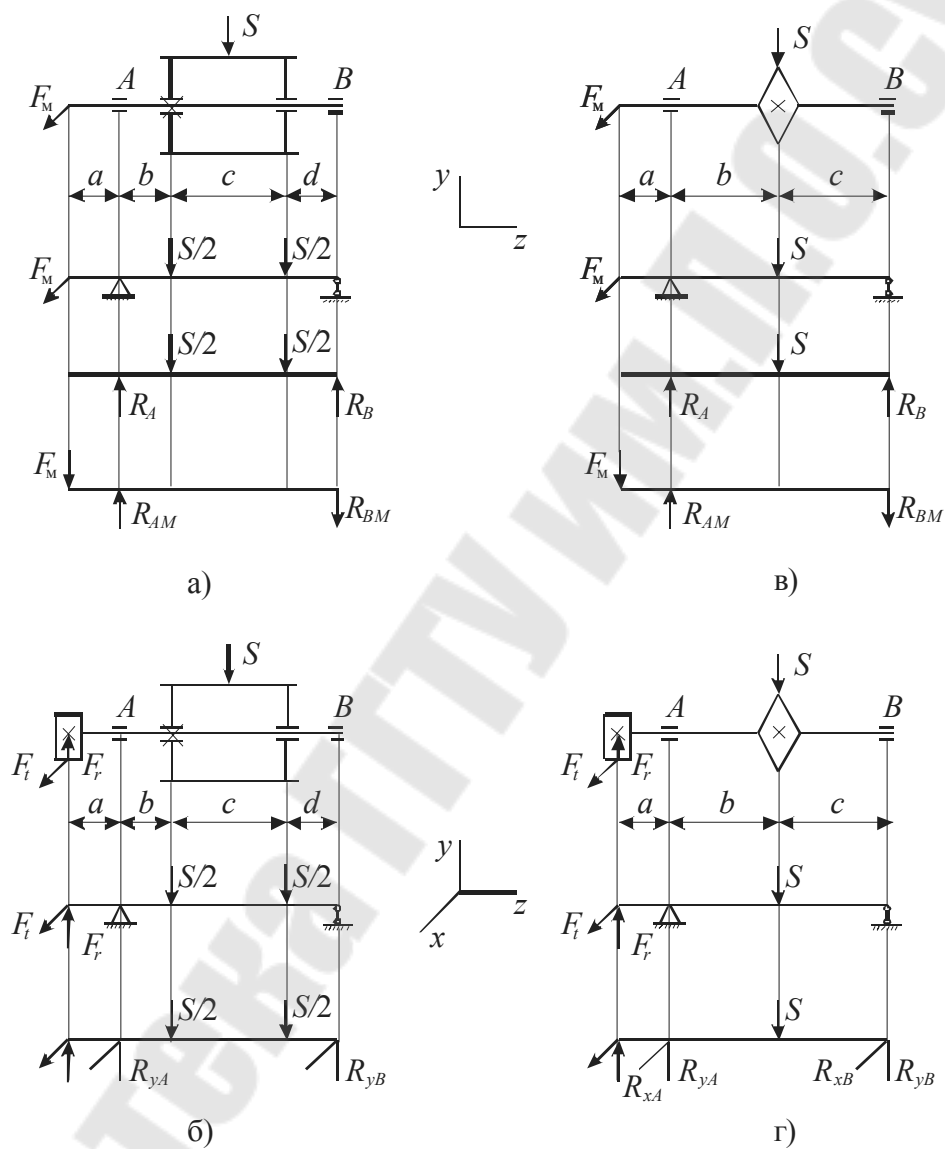


Рисунок 1.6 – Расчетные схемы приводных валов

Расчётное усилие  $S$ , Н, для приводного вала конвейера определяют по формуле

$$S = S_{\text{наб}} + S_{\text{сб}}, \quad (1.4)$$

где  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  – натяжение соответственно в набегающей на приводной барабан или звёздочку ветви тягового элемента (ленте или цепи) и сбегающей ветви, Н.

В конвейерах, как правило, верхние грузовые ветви тягового элемента являются набегающими на приводной барабан или звёздочку, а нижние холостые – сбегающими.

При известном вращающем моменте  $T$  на приводном валу усилия  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  можно определить, решая систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} S_{наб} - S_{сб} &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{D}; \\ S_{наб} &= c \cdot S_{сб}, \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

где  $T$  – вращающий момент на приводном валу, Н·м;

$D$  – диаметр барабана, мм; для цепного конвейера вместо  $D$  необходимо подставлять делительный диаметр  $d_o$  звёздочки для тяговой пластинчатой цепи;

$c$  – коэффициент, зависящий от типа конвейера;

Значения коэффициента принимают [4]:

а) для ленточного конвейера с чугунным или стальным барабаном:

$c = 1,44$  – атмосфера очень влажная;

$c = 2,08$  – атмосфера влажная;

$c = 3,0$  – атмосфера сухая.

б) для цепного конвейера  $c = 5,0 \dots 8,0$ .

Консольными нагрузками для приводного вала являются: сила от муфты  $F_m$  при соединении выходного вала редуктора с приводным валом посредством компенсирующей муфты;  $F_e$  – консольная сила от цепной передачи при ее установке между редуктором и приводным валом;  $F_t$  и  $F_r$  – окружное и радиальное усилия при установке на консольной части приводного вала зубчатого колеса открытой цилиндрической передачи;  $F_t$ ,  $F_r$  и  $F_a$  – окружное, радиальное и осевое усилия при установке на консольной части приводного вала зубчатого колеса открытой конической передачи.

Консольное усилие от цепной передачи  $F_b$  определяется в разделе расчета открытой передачи.

Усилие  $F_m$  определяется по зависимости

$$F_m = (0,2...0,5)F_{tm}, \quad (1.6)$$

где  $F_{tm}$  – окружное усилие в муфте, Н;

$$F_{tm} = \frac{2T_p}{D_0}; \quad (1.7)$$

$T_p$  – расчетный крутящий момент на муфте, Н·мм;

$D_0$  – диаметр муфты или диаметр делительной окружности звездочки цепной муфты, мм.

Окружные усилия определяются по формулам

– открытая цилиндрическая передача

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (1.8)$$

– открытая коническая передача

$$F_t = \frac{2T}{d_m}. \quad (1.9)$$

Радиальные усилия

– открытая цилиндрическая передача

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (1.10)$$

– открытая коническая передача

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (1.11)$$

Осевое усилие в открытой конической передаче

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2. \quad (1.12)$$

В формулах (1.8 – 1.12):

$T$  – вращающий момент на приводном валу, Н·мм;

$d$  – диаметр делительной окружности цилиндрического зубчатого колеса, мм;

$d_m$  – средний делительный диаметр конического колеса, мм;

$\alpha$  – угол зацепления в нормальном сечении, град;

$\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы делительных конусов конических шестерни и колеса.

При установке между редуктором и приводным валом компенсирующей муфты сила  $F_m$ , создаваемая ею, принимается в качестве силы неопределенного направления. Поэтому для приводного вала отдельно рассматривается нагружение  $F_m$  (см. рисунок 1.6, а, в), определяются реакции опор  $R_{AM}$  и  $R_{BM}$ , а также строится эпюра изгибающего момента  $M_m$  от данной силы. Тогда для наихудшего случая результирующая реакция наиболее нагруженной опоры, например  $A$   $R_A = R_A + R_{AM}$  и результирующий изгибающий момент в соответствующем опасном сечении вала  $M_u = M + M_m$ .

При установке между редуктором и приводным валом цепной передачи консольная сила  $F_g$ , создаваемая ею на конце приводного вала, направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

При установке между редуктором и приводным валом открытых зубчатых передач определяют опорные реакции в двух плоскостях  $YOZ$  и  $XOZ$  и находят суммарные реакции опор:

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2}.$$

После этого проводится проверочный расчет шпоночного соединения на смятие, по динамической грузоподъемности проверяется предварительно выбранный радиальный сферический двухрядный шарикоподшипник наиболее нагруженной опоры и в опасном сечении выполняется проверочный расчет вала на сопротивление усталости.

## 2 ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДНОГО ВАЛА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

### *Исходные данные.*

1. Частота вращения приводного вала  $n = 60$  об/мин.
2. Вращающий момент на приводном валу  $T = 915,208$  Н·м.
3. Диаметр барабана  $D_6 = 400$  мм.

4. Для соединения выходного вала редуктора с приводным валом принята цепная муфта, передающая максимальный крутящий момент 1400 Н·м. Расчетный крутящий момент на муфте  $T_p = 1120,6$  Н·м.

5. Расчетный срок службы  $[L_h] = 10000$  ч.

## 2.1 Предварительный расчет приводного вала

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала определяется по формуле ([2], 8.16)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi [\tau_k]}}, \quad (2.1)$$

где  $[\tau_k]$  – допускаемое напряжение на кручение, МПа;  $[\tau_k] = 15 \dots 25$  МПа.

$$d_{\text{внп}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 915208}{3,14 \cdot 20}} = 61,5 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{\text{внп}} = 63$  мм.

Диаметр вала под уплотнением

$$d_{\text{ynп}} = d_{\text{внп}} + 2t; \quad (2.2)$$

$$d_{\text{ynп}} = 63 + 2 \cdot 4,6 = 72,2 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{\text{ynп}} = 75$  мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{\text{ннп}} = 75 \text{ мм}.$$

Диаметр вала для упора подшипников

$$d_{\text{ynнп}} = d_{\text{ннп}} + 3 \cdot r; \quad (2.3)$$

$$d_{\text{ynнп}} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{\text{ynнп}} = 90$  мм.

Диаметр вала в зоне посадки ступиц барабана

$$d_{cm\bar{o}} = 95 \text{ мм.}$$

Величину  $t$  и  $r$  принимаем по ([1], с.42).

## 2.2 Определение усилий

Величину  $F_m$  определим по зависимости (1.6), где  $D_0=147,21$  мм;

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot 1120,6 \cdot 10^3}{147,21} = 15225 \text{ Н.}$$

$$F_m = (0,2 \dots 0,5) \cdot 15225 = 3045 \dots 7612,5 \text{ Н.}$$

Принимаем  $F_m = 5329$  Н

Расчетное усилие  $S$  определяем по формуле (1.4).

Усилия  $S_{на\bar{o}}$  и  $S_{с\bar{o}}$  определяются из системы уравнений (1.5).

Коэффициент  $c = 2,08$ .

Тогда

$$S_{на\bar{o}} = 2,08 \cdot S_{с\bar{o}};$$

$$2,08 \cdot S_{с\bar{o}} - S_{с\bar{o}} = \frac{2 \cdot 915,208 \cdot 10^3}{400};$$

$$S_{с\bar{o}} (2,08 - 1) = 4576;$$

$$S_{с\bar{o}} = \frac{4576}{(2,08 - 1)} = 4237 \text{ Н;}$$

$$S_{на\bar{o}} = 2,08 \cdot 4237 = 8813 \text{ Н;}$$

$$S = 8813 + 4237 = 13050 \text{ Н.}$$

### 2.3 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 1.6, а; 1.7, а.

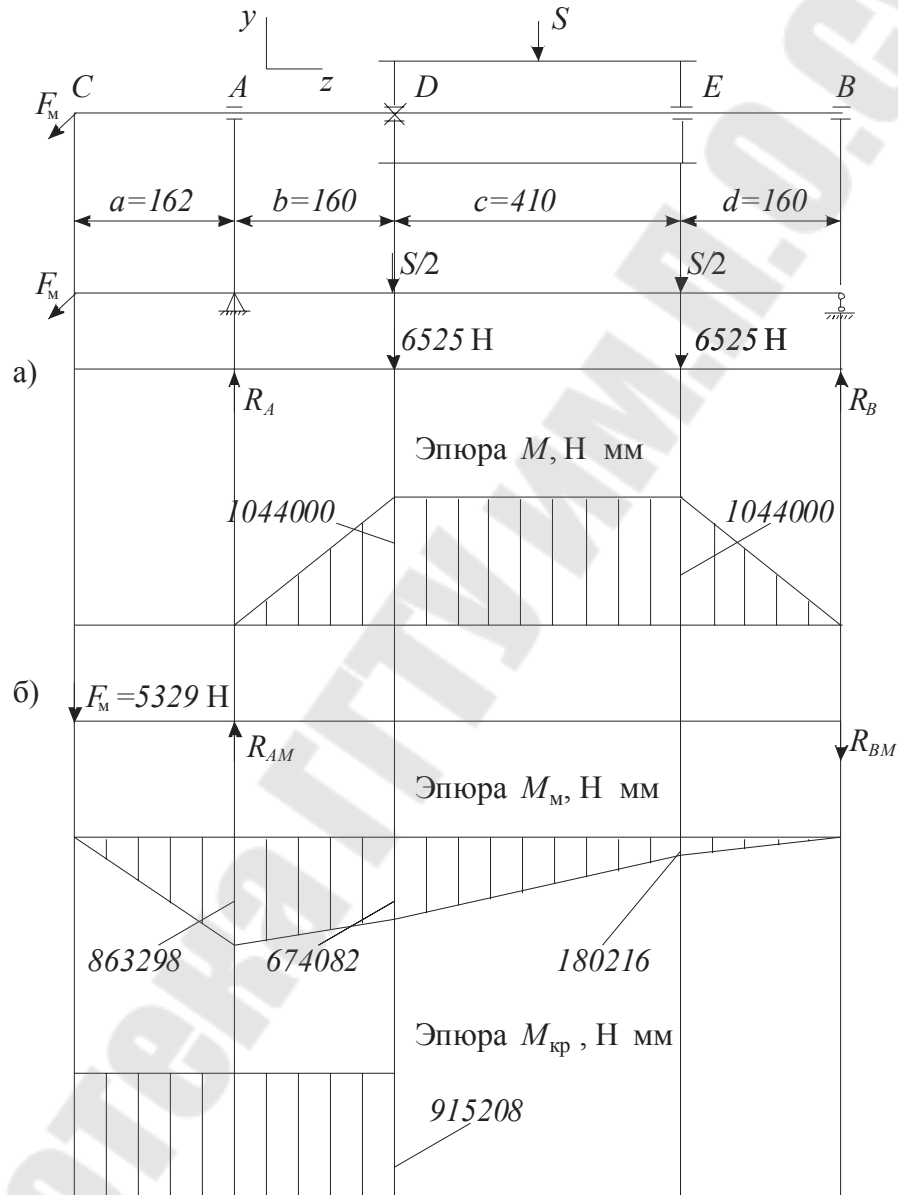


Рисунок 1.7

Пусть заданы расстояния:  $a = 162$  мм;  $b = 160$  мм;  $c = 410$  мм;  $d = 160$  мм.

Определяем опорные реакции от действия усилия  $S$  (рисунок 1.7, а):

$$\sum M_A = 0; \quad S/2 \cdot b + S/2 \cdot (b + c) - R_B \cdot (b + c + d) = 0;$$

$$R_B = \frac{S/2 \cdot b + S/2 \cdot (b + c)}{b + c + d};$$

$$R_B = \frac{(13050/2) \cdot 160 + (13050/2) \cdot (410 + 160)}{160 + 410 + 160} = 6525 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -(S/2) \cdot (c + d) - (S/2) \cdot d + R_A \cdot (b + c + d) = 0;$$

$$R_A = \frac{S/2 \cdot (c + d) + S/2 \cdot d}{b + c + d};$$

$$R_A = \frac{(13050/2) \cdot (410 + 160) + (13050/2) \cdot 160}{160 + 410 + 160} = 6525 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от действия усилия  $F_M$  (рисунок 1.7):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_M \cdot a + R_{BM} \cdot (b + c + d) = 0;$$

$$R_{BM} = \frac{F_M \cdot a}{b + c + d}; \quad R_{BM} = \frac{5329 \cdot 162}{160 + 410 + 160} = 1182,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -F_M \cdot (a + b + c + d) + R_{AM} \cdot (b + c + d) = 0;$$

$$R_A = \frac{F_M \cdot (a + b + c + d)}{b + c + d};$$

$$R_{AM} = \frac{5329 \cdot (162 + 160 + 410 + 160)}{160 + 410 + 160} = 6511,6 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\sum Y = 0; \quad -F_M + R_{AM} - R_{BM} = 0;$   
 $-5329 + 6511,6 - 1182,6 = 0$   
 $0 = 0.$



Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

$$R_{\Sigma A} = R_A + R_{AM};$$

$$R_{\Sigma A} = 6525 + 6511,6 = 13036,6 \text{ Н.}$$

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии 1315, имеющие следующую характеристику:

$$d = 75 \text{ мм}; \quad D = 160 \text{ мм}; \quad B = 37 \text{ мм};$$

$$C = 80 \text{ кН}; \quad C_0 = 40,5 \text{ кН.}$$

Номинальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле ([2], 9.1)

$$L = \left( \frac{C}{P_9} \right)^p, \quad (2.4)$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

$P_9$  – эквивалентная нагрузка, кН;

$p$  – показатель степени; для шариковых подшипников  $p=3$ .

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле([2], 9.2)

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}. \quad (2.5)$$

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_9 = XVR_A \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (2.6)$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки ;  $X=1$  ([2], табл. 9.18);

$V$  – коэффициент вращения;  $V=1$ ;

$K_\sigma$  – коэффициент безопасности;  $K_\sigma = 1,3$  ([2], табл. 9.19);

$K_T$  – температурный коэффициент;  $K_T=1,0$ .

$$P_9 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 13036,6 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 16978 \text{ Н};$$

$$L = \left( \frac{80}{16,978} \right)^3 = 105 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 105}{60 \cdot 60} = 29167 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

#### 2.4 Проверка прочности шпоночного соединения

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле ([2], 8.22)

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.7)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

$d$  – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $l_p = l - b$ ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия, МПа;  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа ([3], п. 8.1).

В месте установки барабана:

$$d = 95 \text{ мм}; \quad b \times h = 25 \times 14 \text{ мм}; \quad l = 130 \text{ мм}; \quad t_1 = 9 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 915208}{95 \cdot (130 - 25) \cdot (14 - 9)} = 36,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (2.7) выполняется.

#### 2.5 Уточненный расчет приводного вала

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии

$$s \geq [s], \quad (2.8)$$

где  $[s]$  – допускаемая величина коэффициента запаса прочности;  
 $[s]=2,5$  ([4], с.162).

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (2.9)$$

где  $s_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям,

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (2.10)$$

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба;  $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s$  – для углеродистых сталей;

$k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v$  – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба  $\sigma_u$  в рассматриваемом сечении;

$\sigma_m$  – среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

$s_\tau$  – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (2.11)$$

$\tau_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения;  $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$ .

Остальные обозначения в формуле (2.11) имеют тот же смысл, что и в формуле (2.10), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Определяем величины изгибающих моментов (рисунок 1.7, а).

$$M_A = M_B = M_E = 0;$$

$$M_D = R_A \cdot b = 6525 \cdot 160 = 1044000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_E = R_A \cdot (b + c) - S/2 \cdot c = 6525 \cdot (160 + 410) - 6525 \cdot 410 = 1044000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Определяем величины изгибающих моментов (рисунок 1.7, б).

$$M_C = M_B = 0;$$

$$M_A = -F_m \cdot a = -5329 \cdot 162 = -863298 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_D = -F_m \cdot (a + b) + R_{AM} \cdot b = -5329 \cdot (162 + 160) + 6511,6 \cdot 160 = -674082 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_E = -F_m \cdot (a + b + c) + R_{AM} \cdot (b + c) = -5329 \cdot (162 + 160 + 410) + 6511,6 \cdot (160 + 410) = -189216 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающие моменты составят:

$$M_{\Sigma D} = 1044000 - 674082 = 369918 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_{\Sigma A} = -863298 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассмотрим место установки барабана.

Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\sigma_s = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \quad ([2], \text{ табл. 8.5});$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,71; \quad \varepsilon_\tau = 0,6 \quad ([2], \text{ табл. 8.8});$$

$$\psi_\sigma = 0,15 \quad \psi_\tau = 0,1 \quad ([2], \text{ с. 163, 166}).$$

Момент сопротивления кручению ([2], табл.8.5)

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (2.12)$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 95^3}{16} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (95-9)^2}{2 \cdot 95} = 159501 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу ([2], табл. 8.5)

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (2.13)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 95^3}{32} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (95-9)^2}{2 \cdot 95} = 75371,5 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_{k \text{ нетто}}};$$

$$\tau_v = \frac{915208}{2 \cdot 159501} = 2,9 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_D}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_v = \frac{369918}{75371,5} = 4,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,71} \cdot 4,9} = 22,3; \quad s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,6} \cdot 2,9 + 0,1 \cdot 2,9} = 19;$$

$$s = \frac{22,3 \cdot 19}{\sqrt{22,3^2 + 19^2}} = 14,5 > [s].$$

Условие прочности (2.8) выполняется.

Рассмотрим опору  $A$ .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 + 0,4 = 2,44 \quad ([2], \text{табл. 8.7}).$$

Принимаем  $\psi_\sigma = 0,15$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W = \frac{3,14 \cdot 75^3}{32} = 41396 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_A|}{W}; \quad \sigma_v = \frac{863298}{41396} = 20,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2W; \quad W_p = 2 \cdot 41396 = 82792 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_p}; \quad \tau_v = \frac{915208}{2 \cdot 82792} = 5,5 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,4 \cdot 20,9} = 3,4; \quad s_\tau = \frac{142}{2,44 \cdot 5,5 + 0,1 \cdot 5,5} = 10,1;$$

$$s = \frac{3,4 \cdot 10,1}{\sqrt{3,4^2 + 10,1^2}} = 3,2 > [s].$$

Условие прочности (2.8) выполняется

### 3 ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДНОГО ВАЛА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

#### Исходные данные.

1. Частота вращения приводного вала  $n = 40$  об/мин.
2. Крутящий момент на приводном валу  $T = 955$  Н·м.
3. Число зубьев звездочки для тяговой пластинчатой цепи  $z = 12$ .
4. Характеристика тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81: тип 2 – роликовая; исполнение 2 – разборная со сплошными валиками; шаг  $t = 100$  мм.
5. Конструктивные особенности: на валу установлена одна звездочка для тяговой пластинчатой цепи; приводной вал конвейера соединен с выходным валом редуктора посредством открытой цилиндрической передачи. Делительный диаметр зубчатого колеса  $d_2 = 470$  мм.
6. Расчетный срок службы  $L_h = 10000$  часов.

#### 3.1 Предварительный расчет приводного вала

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала (2.1)

$$d_{\text{в пр}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 955000}{3,14 \cdot 20}} = 62,4 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{\text{в пр}} = 63$  мм.

Диаметр вала под уплотнением (2.2)

$$d_{\text{у пр}} = 63 + 2 \cdot 4,6 = 72,2 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{\text{у пр}} = 75$  мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{\text{н пр}} = 75 \text{ мм}.$$

Диаметр вала для упора подшипников (2.3)

$$d_{yn\ np} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{yn\ np} = 90 \text{ мм}$ .

Диаметр вала в зоне посадки ступицы звездочки цепного конвейера

$$d_{np.\ зс} = 100 \text{ мм}.$$

Величины  $t$  и  $r$  принимаем по ([1], с.42).

### 3.2 Определение усилий

На выходной конец приводного вала от открытой цилиндрической передачи действуют усилия: окружное  $F_t$  и радиальное  $F_r$ .

Окружное усилие определяется по формуле (1.8)

$$F_t = \frac{2 \cdot 955000}{470} = 4064 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие (1.10)

$$F_r = 4064 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1479 \text{ Н}.$$

Делительный диаметр тяговой звездочки

$$d_\partial = \frac{t}{\sin(180/z)};$$
$$d_\partial = \frac{100}{\sin(180/12)} = 386,37 \text{ мм}.$$

Расчетное усилие  $S$  определяется по формуле (1.4).

Усилия  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  определяются из системы уравнений (1.5), где  $c = 5$ .

Тогда

$$S_{наб} = 5 \cdot S_{сб};$$
$$5 \cdot S_{сб} - S_{сб} = \frac{2 \cdot 955,0 \cdot 10^3}{386,37};$$



$$S_{сб}(5-1) = 4943;$$

$$S_{сб} = \frac{4943}{5-1} = 1236 \text{ Н};$$

$$S_{наб} = 5 \cdot 1236 = 6180 \text{ Н};$$

$$S = 6180 + 1236 = 7416 \text{ Н}.$$

Расчетная разрушающая нагрузка определяется по формуле (1.1), где  $k_y = 6$ .

$$S_{разр.расч} = 6 \cdot 7416 = 44496 \text{ Н}.$$

По таблице П.2 выбираем цепь М56 с разрушающей нагрузкой  $S_{разр} = 56 \text{ кН}$ , что больше  $S_{разр.расч}$ . Для цепи М56 предусмотрены шаги  $t$  в диапазоне 63 ... 250 мм. Заданный шаг  $t = 100 \text{ мм}$  находится в заданных пределах.

Окончательно принимаем цепь:

М56-2-100-2 ГОСТ 588 – 81.

### 3.3 Определение основных размеров звездочки цепного конвейера

Основные размеры определяем, используя данные таблицы П3.

Диаметр элемента зацепления  $D_y$  для тяговой пластинчатой цепи М28 типа 2 исполнения 2:  $D_y = d_3 = 21 \text{ мм}$ .

Геометрическая характеристика зацепления  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{100}{21} = 4,76.$$

Диаметр делительной окружности  $d_o = 386,37 \text{ мм}$ .

Коэффициент числа зубьев  $K_z$ :

$$K_z = ctg(180/12) = 3,73.$$

Диаметр наружной окружности  $D_e$ , где  $K$  – коэффициент высоты зуба;  $K = 0,46$  при  $z = 12$  и  $D_u < 80$  мм;

$$D_e = 100 \cdot [0,46 + 3,73 - (0,31/4,76)] = 412,5 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин  $D_i$ :

$$D_i = 386,37 - 21 = 365,4 \text{ мм.}$$

Смещение центров дуг впадин  $e$ :

$$e_{\min} = 0,01 \cdot 100 = 1,0 \text{ мм;}$$

$$e_{\max} = 0,05 \cdot 100 = 5,0 \text{ мм.}$$

Радиус впадины зубьев  $r$ :

$$r = 0,5 \cdot 21 = 10,5 \text{ мм.}$$

Половина угла заострения зуба  $\gamma = 15^\circ$ .

Угол впадины зуба  $\beta = 66^\circ$  при  $z = 12$ .

Расстояние между внутренними пластинами  $b_3 = 23$  мм.

Ширина пластины  $h = 30$  мм.

Ширина зуба звездочки для цепи типа 2:

$$b_{f \max} = 0,9 \cdot 23 - 1 = 19,7 \text{ мм;}$$

$$b_{f \min} = 0,87 \cdot 23 - 1,7 = 18,3 \text{ мм.}$$

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

$$b = 0,75 \cdot 19,7 = 14,8 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 100 = 160 \text{ мм; принимаем } d_{cm} = 160 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{пр.зв};$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 100 = 120 \dots 150 \text{ мм; принимаем } l_{cm} = 140 \text{ мм.}$$

### 3.4 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Расчетная схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 1.6, г.

Принимаем расстояния:  $a = 150$  мм;  $b = 250$  мм;  $c = 250$  мм.

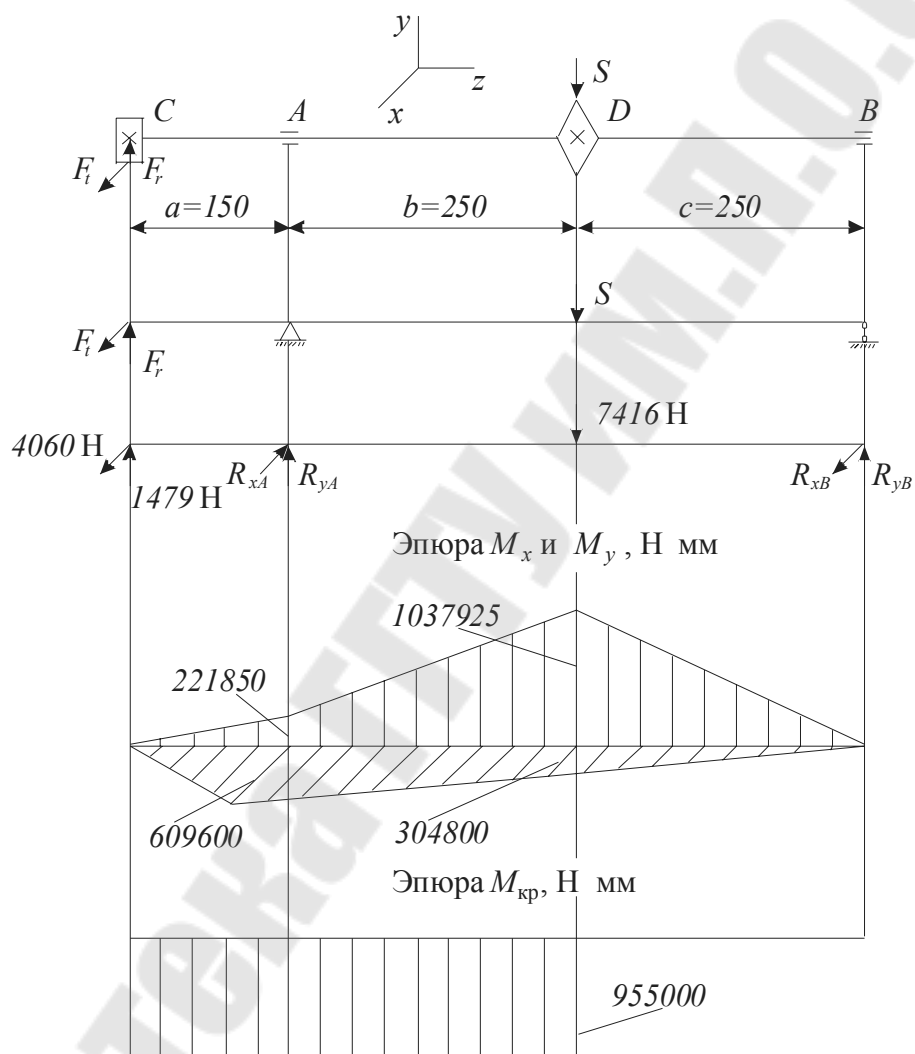


Рисунок 1.8 – Расчетная схема

Плоскость  $YOZ$  :

$$\sum M_A = 0; \quad F_r \cdot a + S \cdot b - R_{yB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_r \cdot a + S \cdot b}{b + c}; \quad R_{yB} = \frac{1479 \cdot 150 + 7416 \cdot 250}{250 + 250} = 4151,7 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_r \cdot (a + b + c) - S \cdot c + R_{yA} \cdot (b + c + d) = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{S \cdot c - F_r \cdot (a + b + c)}{b + c};$$

$$R_{yA} = \frac{7416 \cdot 250 - 1479 \cdot (150 + 250 + 250)}{250 + 250} = 1785,3 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\sum Y = 0$ ;

$$\begin{aligned} F_r + R_{yA} - S + R_{yB} &= 0; \\ 1479 + 1785,3 - 7416 + 4151,7 &= 0; \\ 0 &= 0. \end{aligned}$$

Плоскость  $XOZ$  :

$$\sum M_A = 0; \quad -F_t \cdot a + R_{xB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xB} = \frac{F_t \cdot a}{b + c}; \quad R_{xB} = \frac{4064 \cdot 150}{250 + 250} = 1219,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -F_t \cdot (a + b + c) + R_{xA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xA} = \frac{F_t \cdot (a + b + c)}{b + c};$$

$$R_{xA} = \frac{4064 \cdot (150 + 250 + 250)}{250 + 250} = 5283,2 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\sum X = 0$ ;

$$\begin{aligned} F_{t4} - R_{xA} + R_{xB} &= 0; \\ 4064 - 5283,2 + 1219,2 &= 0; \\ 0 &= 0. \end{aligned}$$

Суммарные реакции опор:

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{5283,2^2 + 1785,3^2} = 5576,7 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{1219,2^2 + 4151,7^2} = 4327 \text{ Н}$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии 1315, имеющие следующую характеристику (таблица П4):

$$d = 75 \text{ мм}; \quad D = 160 \text{ мм}; \quad B = 37 \text{ мм};$$

$$C = 80 \text{ кН}; \quad C_0 = 40,5 \text{ кН}.$$

Номинальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле (2.4).

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле(2.5).

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле (2.6), где  $X=1$  ([2], табл. 9.18);  $V=1$ ;  $K_\sigma=1,2$  ([2], табл. 9.19);  $K_T=1,0$ .

$$P_\sigma = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 5576,7 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 6692 \text{ Н};$$

$$L = \left( \frac{80}{6,692} \right)^3 = 1708 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 1708}{60 \cdot 40} = 711667 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

### 3.5 Проверка прочности шпоночных соединений

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле (2.7).

В месте установки зубчатого колеса открытой цилиндрической передачи (длина ступицы зубчатого колеса  $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 63 = 75,6 \dots 94,5$ ; принимаем  $l_{ст} = 90$  мм):

$$d = 63 \text{ мм}; \quad b \times h = 18 \times 11 \text{ мм}; \quad l = 80 \text{ мм}; \quad t_1 = 7 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 955000}{63 \cdot (80 - 18/2) \cdot (11 - 7)} = 106,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (2.7) выполняется.

В месте установки звездочки цепного конвейера:

$$d = 100 \text{ мм}; \quad b \times h = 28 \times 16 \text{ мм}; \quad l = 125 \text{ мм}; \quad t_1 = 10 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 955000}{100 \cdot (125 - 28) \cdot (16 - 10)} = 32,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (2.7) выполняется.

### 3.6 Уточненный расчет приводного вала

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии (2.8).

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле (2.9).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям  $s_\sigma$  определяется по (2.10).

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям  $s_\tau$  определяется по (2.11).

Определяем величины изгибающих моментов в плоскости YOZ (рисунок 1.8).

$$M_C^B = M_B^B = 0;$$

$$M_A^B = F_r \cdot a = 1479 \cdot 150 = 221850 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_D^B = F_r \cdot (a + b) + R_{yA} \cdot b = 1479 \cdot (150 + 250) + 1785,3 \cdot 250 = 1037925 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Определяем величины изгибающих моментов в плоскости  $XOZ$  (рисунок 1.8).

$$M_C^r = M_B^r = 0;$$

$$M_A^r = -F_t \cdot a = -4064 \cdot 150 = -609600 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_D^r = -F_t \cdot (a + b) + R_{xA} \cdot b = -4064 \cdot (150 + 250) + 5283,2 \cdot 150 = -304800 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарные изгибающие моменты в опасных точках составят:

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{(M_A^B)^2 + (M_A^r)^2} = \sqrt{221850^2 + (-609600)^2} = 648714 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\Sigma D} = \sqrt{(M_D^B)^2 + (M_D^r)^2} = \sqrt{1037925^2 + (-304800)^2} = 1081754 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Рассмотрим место установки звездочки цепного конвейера  $D$ .

Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\sigma_g = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \quad ([2], \text{ табл. 8.5.});$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,7; \quad \varepsilon_\tau = 0,59 \quad ([2], \text{ табл. 8.8});$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1 \quad ([2], \text{ с. 163, 166}).$$

Момент сопротивления кручению (2.12)

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d};$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{16} - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100 - 10)^2}{2 \cdot 100} = 184910 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу (2.13)

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$$
$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{32} - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100-10)^2}{2 \cdot 100} = 86785 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_{k \text{ нетто}}}; \quad \tau_v = \frac{955000}{2 \cdot 184910} = 2,6 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\Sigma D}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_v = \frac{1081754}{86785} = 12,5 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,7} \cdot 12,5} = 8,6; \quad s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,59} \cdot 2,6 + 0,1 \cdot 2,6} = 20,8;$$

$$s = \frac{8,6 \cdot 20,8}{\sqrt{8,6^2 + 20,8^2}} = 7,9 > [s].$$

Условие прочности (2.8) выполняется.

Рассмотрим опору А.

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 + 0,4 = 2,44 \quad ([2], \text{ табл. 8.7}).$$

Принимаем  $\psi_\sigma = 0,15$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .



Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W = \frac{3,14 \cdot 75^3}{32} = 41496 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_A}{W}; \quad \sigma_v = \frac{648714}{41496} = 15,6 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2W; \quad W_p = 2 \cdot 41496 = 82992 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_p}; \quad \tau_v = \frac{955000}{2 \cdot 82992} = 5,8 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,4 \cdot 15,6} = 4,6; \quad s_\tau = \frac{142}{2,44 \cdot 5,8 + 0,1 \cdot 5,8} = 9,6;$$

$$s = \frac{4,6 \cdot 9,6}{\sqrt{4,6^2 + 9,6^2}} = 4,1 > [s].$$

Условие прочности (2.8) выполняется

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.: Учеб. пособие. – М.: Высш. школа, 2001. – 447 с.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
3. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
4. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – Брест: БГТУ, 2004. – 488 с.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. Сказ, 1999. – 454 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1 – Шпонки призматические (ГОСТ 23360–78)

Размеры в мм

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4
Св. 130 до 150	36	20	12	8,4
Св. 150 до 170	40	22	13	9,4
Св. 170 до 200	45	25	15	10,4

**Примечание.** Длины призматических шпонок  $l$ , мм выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

Таблица П2 – Цепи тяговые пластинчатые (ГОСТ 588–81)

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН	Шаг цепи $t$ , мм	$b_1$ , мм	$b_2$ , мм	$b_3$ , мм	$b_4$ , мм
M20	20	40 ... 60	35	3,5	15	49
M28	28	50 ... 200	40	4,0	17	56
M40	40	63 ... 250	45	4,5	19	63
M56	56	63 ... 250	52	5,0	23	72
M80	80	80 ... 315	62	6,0	27	86
M112	112	80 ... 400	73	7,0	31	101
M160	160	100 ... 500	85	8,5	36	112
M224	224	125 ... 630	98	10,0	42	134
M315	315	160 ... 630	112	12,0	47	154
M450	450	200 ... 800	135	14,0	55	185
M630	630	250...1000	154	16,	65	214
M900	900	250...1000	180	18,0	76	254

Продолжение таблицы П2

Номер цепи	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$d_3$ , мм	$d_4$ , мм	$d_5$ , мм	$h$ , мм	$S$ , мм
M20	6,0	9,0	12,5	25	35	18	2,5
M28	7,0	10,0	15,0	30	40	20	3,5
M40	8,5	12,5	18,0	36	45	25	3,5
M56	10,0	15,0	21,0	42	55	30	4,0
M80	12,0	18,0	25,0	50	65	35	5,0
M112	15,0	21,0	30,0	60	75	40	6,0
M160	18,0	25,0	36,0	70	90	45	7,0
M224	21,0	30,0	42,0	85	105	56	8,0
M315	25,0	36,0	50,0	100	125	60	10,0
M450	30,0	42,0	60,0	120	150	70	12,0
M630	36,0	50,0	70,0	140	175	85	14,0
M900	44,0	60,0	85,0	170	210	105	16,0

Таблица П3 – Основные зависимости для расчета тяговых пластинчатых цепей (ГОСТ 588–81)

Параметр	Расчетные формулы		
Диаметр элемента зацепления цепей $D_{ц}$ : – втулочных – роликовых – катковых	$D_{ц} = d_2$ ; $D_{ц} = d_3$ ; $D_{ц} = d_4$ , где $d_1$ , $d_2$ и $d_3$ – по таблице П2.		
Геометрическая характеристика зацепления $\lambda$	$\lambda = t / D_{ц}$		
Диаметр делительной окружности $d_{\partial}$	$d_{\partial} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}$		
Коэффициент высоты зуба $K$	$z$	$D_{ц} \leq 80$	$D_{ц} > 80$
	5 ... 10	$K = 0,56$	$K = 0,56$
	11 ... 25	$K = 0,56$	$K = 0,56$
	26 ... 60	$K = 0,56$	$K = 0,56$
Коэффициент числа зубьев $K_z$	$K_z = \text{ctg}(180^\circ / z)$		
Диаметр наружной окружности $D_e$	$D_e = t \cdot [K + K_z - (0,31 / \lambda)]$		
Диаметр окружности впадин $D_i$	$D_i = d_{\partial} - D_{ц}$		
Смещение центров дуг впадин $e$	$e_{\min} = 0,01t$		
	$e_{\max} = 0,05t$		
Радиус впадины зубьев $r$	$r = 0,5 \cdot D_{ц}$		
Половина угла заострения зуба $\gamma$	$\gamma = 13 \dots 20^\circ$		

Продолжение таблицы ПЗ

Угол впадины зуба $\beta$	при $z = 6...8$ $\beta = 80^\circ$ при $z = 9...14$ $\beta = 66^\circ$ при $z = 15...20$ $\beta = 56^\circ$ при $z > 20$ $\beta = 48^\circ$	
Радиус закругления головки зуба $r_1$ при $\lambda \leq 2,2$	$r_1 = (t - 0,5 \cdot D_{ц} - 0,5 \cdot e) \cdot \cos \gamma$	
Высота прямолинейного участка профиля зуба $h_r$ при $\lambda \leq 2,2$	$h_r = r_1 \cdot \sin \gamma$	
Расстояние между внутренними пластинами $b_3$ и ширина пластины $h$	таблица П2	
Ширина зуба звездочки $b_f$ для тяговых цепей	Для цепей типов 1, 2 и 3: $b_{f \max} = 0,9 \cdot b_3 - 1$ ; $b_{f \min} = 0,87 \cdot b_3 - 1,7$ Для цепей типа 4: $b_{f \max} = 0,9 \cdot (b_3 - b_2) - 1$ ; $b_{f \min} = 0,87 \cdot (b_3 - b_2) - 1,7$	
Ширина вершины зуба $b$ для цепей	тип 1	$b = 0,83 \cdot b_f$
	тип 2	$b = 0,75 \cdot b_f$
	тип 3	$b = 0,72 \cdot b_f$
	тип 4	$b = 0,60 \cdot b_f$
Диаметр венца $D_c$ для цепей	тип 1 и 2	$D_c = t \cdot K_z - 1,3 \cdot h$
	тип 3	$D_c = t \cdot K_z - (d_4 + 0,25 \cdot h)$
	тип 4	$D_c = t \cdot K_z - (d_5 + 0,25 \cdot h)$

Таблица П4 – Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428–90)

Обозначение				Грузоподъемность, кН		$e$
	$d$	$D$	$B$	$C$	$C_0$	
Легкая серия						
1204	20	47	14	10,0	3,45	0,27
1205	25	52	15	12,2	4,4	0,27
1206	30	62	16	15,6	6,2	0,24
1207	35	72	17	16,0	6,95	0,23
1208	40	80	18	19,3	8,8	0,22
1209	45	85	19	22,0	10,0	0,21
1210	50	90	20	22,8	11,0	0,21
1211	55	100	21	27,0	13,7	0,20
1212	60	110	22	30,0	16,0	0,19

Продолжение таблицы П4

Обозначение				Грузоподъемность, кН		<i>e</i>
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C</i> <sub>0</sub>	
Легкая серия						
1213	65	120	23	31,0	17,3	0,17
1214	70	125	24	34,5	19,0	0,18
1215	75	130	25	39,0	21,6	0,18
1216	80	140	26	40,0	23,6	0,16
1217	85	150	28	49,0	28,5	0,16
1218	90	160	30	57,0	39,0	0,16
1220	100	180	34	69,5	41,5	0,17
Средняя серия						
1304	20	52	15	12,5	4,4	0,29
1305	25	62	17	18,0	6,7	0,28
1306	30	72	19	21,2	8,5	0,26
1307	35	80	21	25,0	10,6	0,25
1308	40	90	23	29,0	12,9	0,23
1309	45	100	25	38,0	17,0	0,25
1310	50	110	27	41,5	19,3	0,24
1311	55	120	29	51,0	24,0	0,23
1312	60	130	31	57,0	28,0	0,23
1313	65	140	33	62,0	31,0	0,23
1314	70	150	35	75,0	37,5	0,22
1315	75	160	37	80,0	40,5	0,22
1316	80	170	39	88,0	45,0	0,22
1317	85	180	41	98,0	51,0	0,22
1318	90	190	43	108,0	58,5	0,22
1320	100	215	47	143,0	76,5	0,22

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1 Общие сведения .....	3
1.1 Ленточные конвейеры .....	3
1.2 Цепные конвейеры .....	5
1.3 Составление расчетной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров .....	9
2 Пример расчета приводного вала ленточного конвейера ...	12
2.1 Предварительный расчет приводного вала .....	13
2.2 Определение усилий .....	14
2.3 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников .....	15
2.4 Проверка прочности шпоночного соединения .....	18
2.5 Уточненный расчет приводного вала .....	18
3 Пример расчета приводного вала цепного конвейера .....	23
3.1 Предварительный расчет приводного вала .....	23
3.2 Определение усилий .....	24
3.3 Определение основных размеров звездочки цепного конвейера .....	25
3.4 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников .....	27
3.5 Проверка прочности шпоночных соединений .....	29
3.6 Уточненный расчет приводного вала .....	30
Литература .....	34
Приложение .....	35

**Барабанцев Вячеслав Александрович**

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ВАЛА**

**Методические указания  
к курсовому проекту по дисциплинам  
«Прикладная механика» и «Механика»  
для студентов технических специальностей  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано в печать 01.06.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 2,09.

Изд. № 170.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.