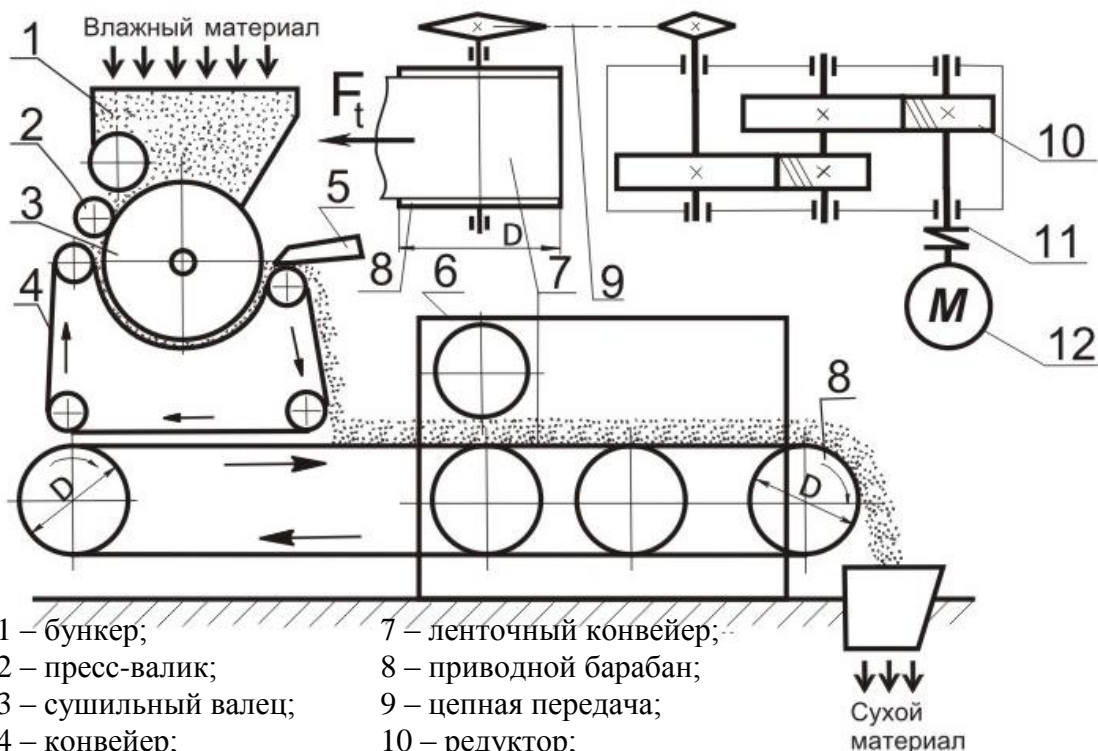


**УЧЕБНЫЕ
ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ
НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Привод ленточного конвейера сушилки

Техническое задание №1



- 1 – бункер;
- 2 – пресс-валик;
- 3 – сушильный валец;
- 4 – конвейер;
- 5 – нож съемный;
- 6 – сушилка;
- 7 – ленточный конвейер;
- 8 – приводной барабан;
- 9 – цепная передача;
- 10 – редуктор;
- 11 – муфта;
- 12 – эл. двигатель;

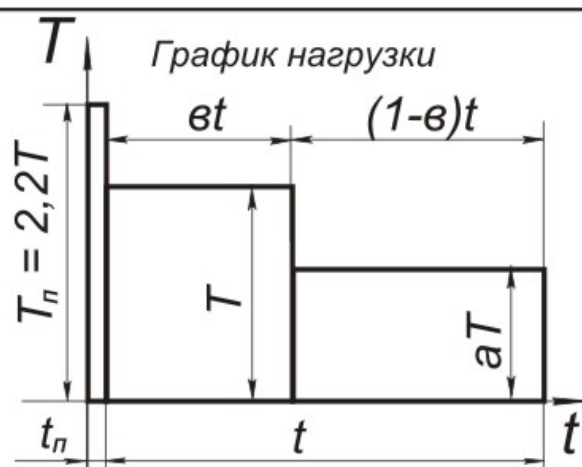
T_8 – крутящий момент на валу барабана 8;
 n_8 – частота вращения барабана 8;
 k_r, k_c – коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_8, \text{кН} \cdot \text{м}$	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	3,5	2,0	1,7	1,5	1,1
$n_8, \text{мин}^{-1}$	24	18	19	20	22	17	25	28	30	32
$h, \text{лет}$	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_r / k_c	0,85 / 0,2	0,8 / 0,25	0,75 / 0,3	0,7 / 0,35	0,6 / 0,4	0,65 / 0,4	0,7 / 0,5	0,75 / 0,5	0,8 / 0,6	0,75 / 0,4
a/v	0,8 / 0,1	0,7 / 0,15	0,6 / 0,2	0,5 / 0,3	0,4 / 0,4	0,3 / 0,5	0,2 / 0,6	0,1 / 0,65	0,35 / 0,7	0,45 / 0,8

Привод скребкового конвейера

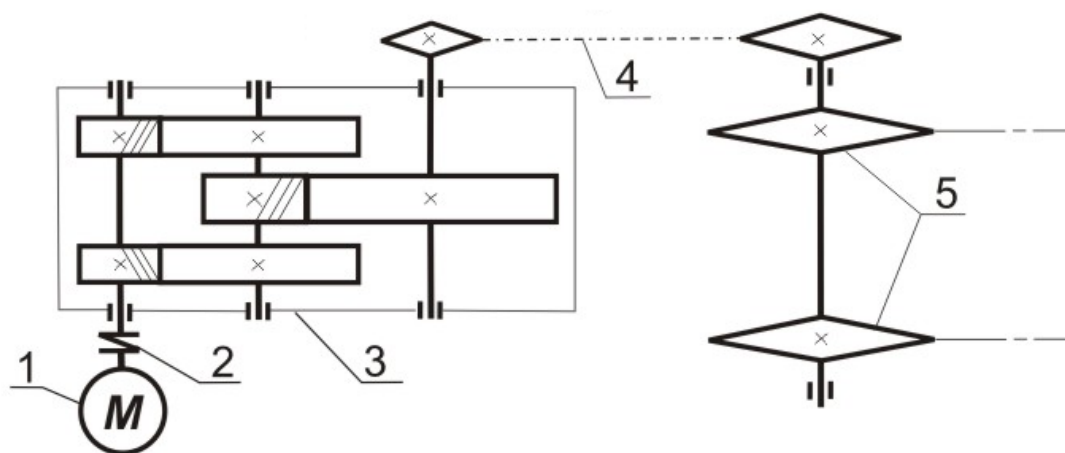
Техническое задание №2



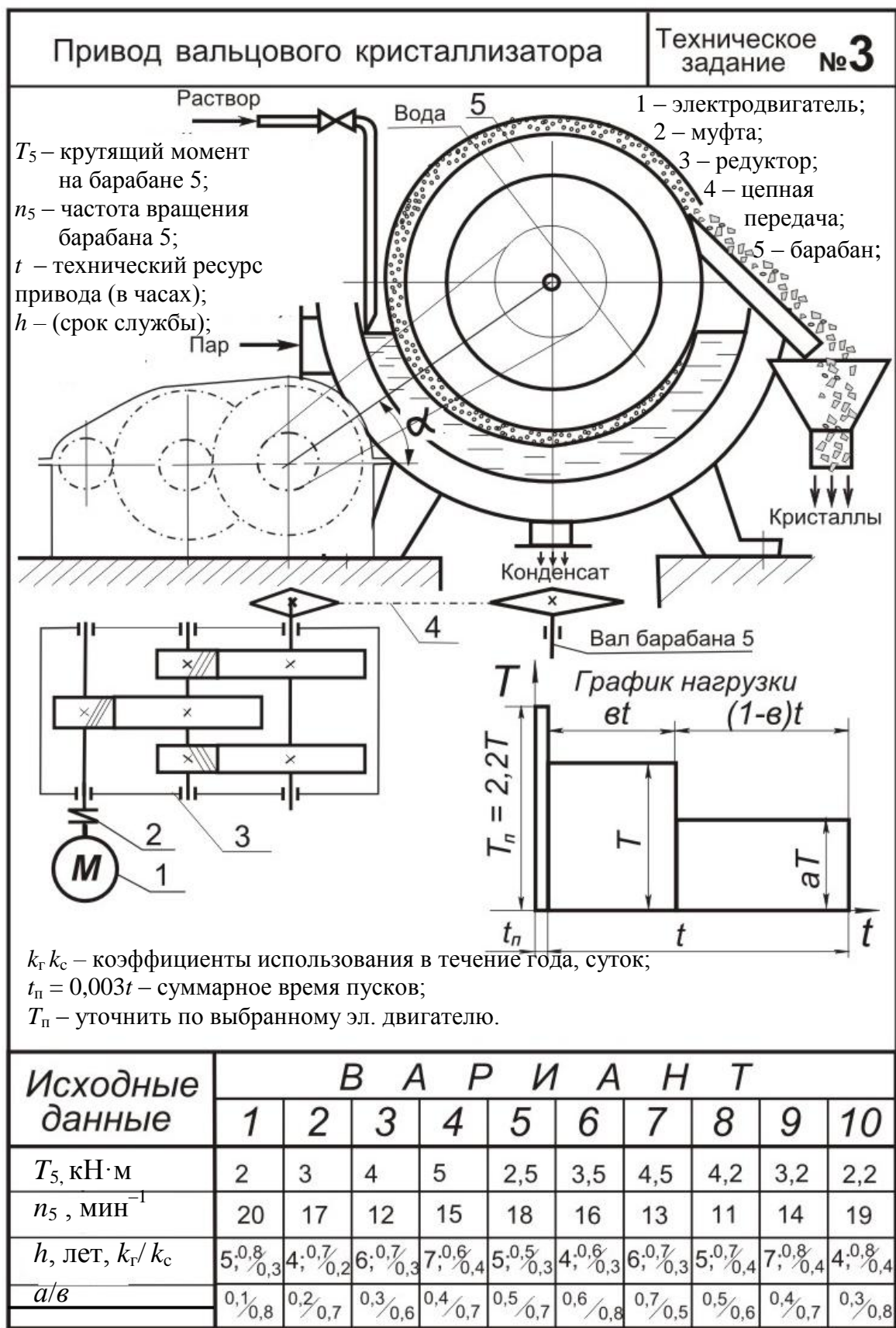
- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – звездочки тяговой цепи конвейера;

F – окружное усилие на тяговых звездочках;
 V – скорость цепи конвейера;
 $p_{ц}$ – шаг тяговой цепи;

$z_{зв.}$ – число зубьев на тяговой звездочке;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течении года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T – крутящий момент на валу тяговых звездочек конвейера;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

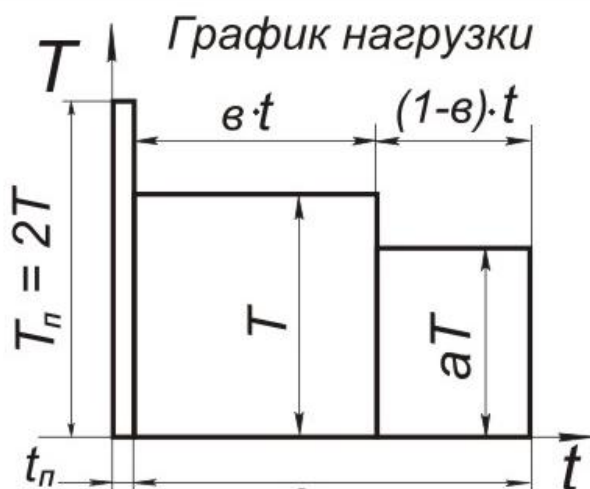


Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4,5	4	4	4,5	5	6	5,5	6	10	8
V , м/с	0,5	0,4	0,6	0,7	0,8	0,65	0,65	0,8	0,5	0,55
$p_{ц}$, мм/ $z_{зв}$	100/9	100/10	100/11	100/12	125/12	125/9	125/11	125/10	160/10	160/9
h , лет, k_r/k_c	5,0,8/0,3	4,0,7/0,3	6,0,6/0,4	7,0,8/0,4	6,0,7/0,4	5,0,8/0,3	4,0,6/0,3	6,0,7/0,4	7,0,8/0,4	5,0,7/0,5
a/v	0,5/0,6	0,4/0,6	0,1/0,8	0,2/0,9	0,8/0,1	0,7/0,2	0,7/0,5	0,3/0,7	0,6/0,4	0,5/0,3



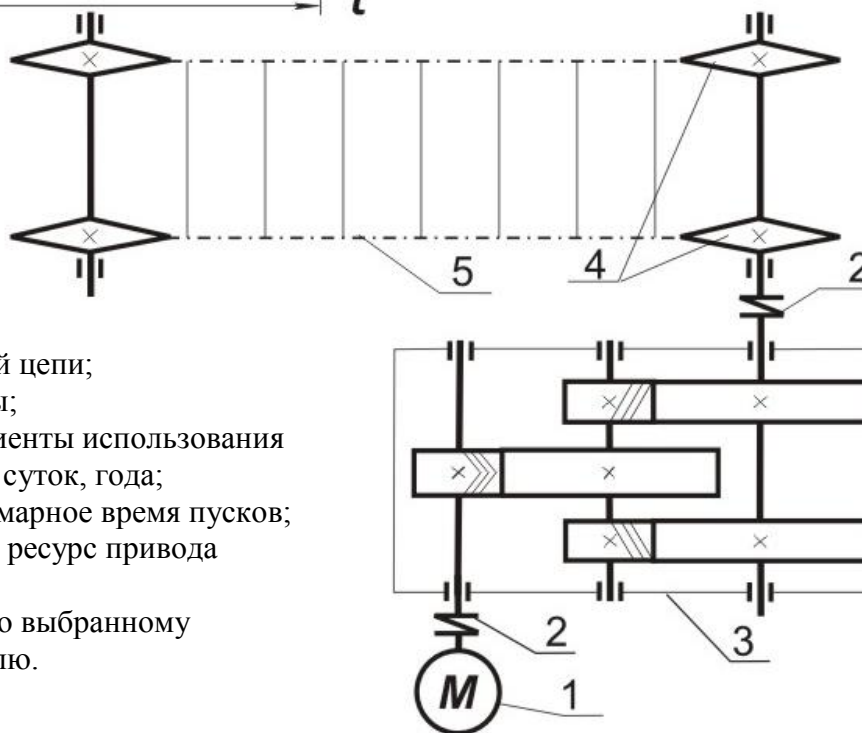
Привод скребкового конвейера

Техническое задание №4



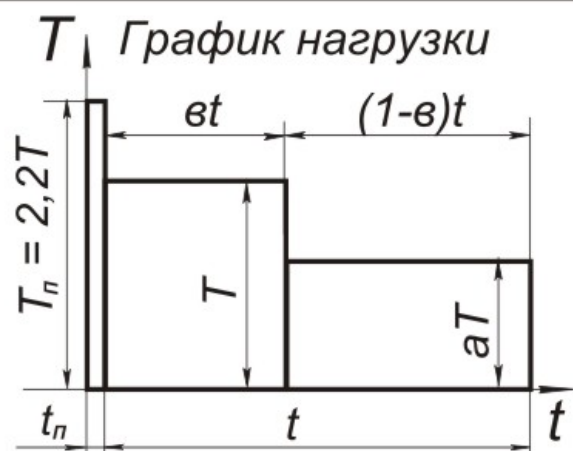
- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – ведущие звездочки конвейера;
- 5 – тяговая цепь;

F – суммарное окружное усилие на тяговых звездочках;
 V – скорость цепи конвейера;
 $z_{зв.}$ – зубьев на тяговой звездочке;

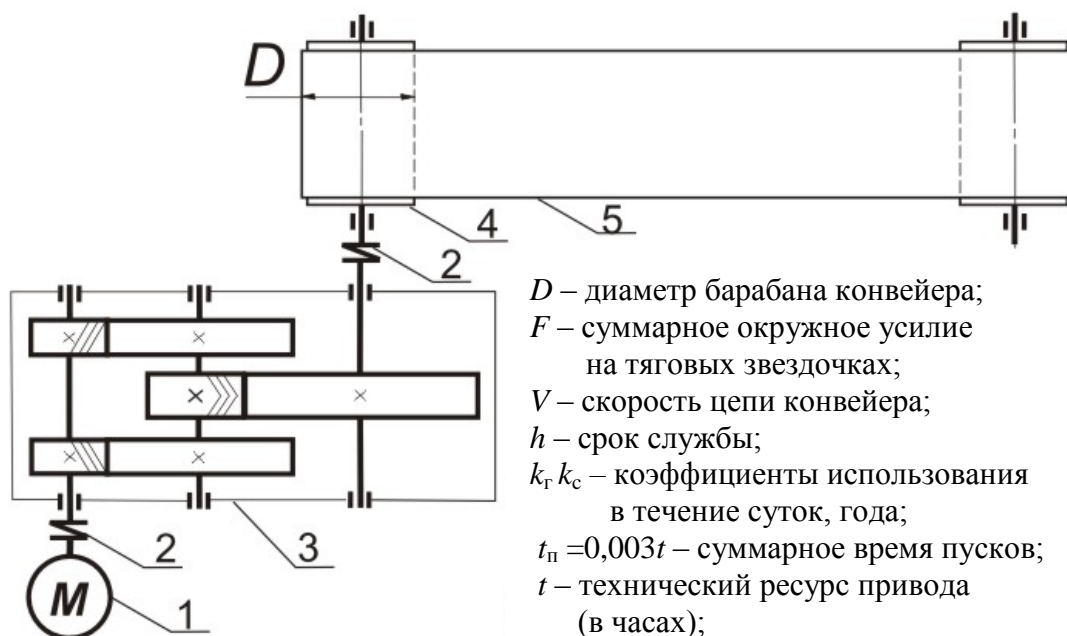


$p_{ц}$ – шаг тяговой цепи;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_{п} = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 $T_{п}$ – уточнить по выбранному эл. двигателю.

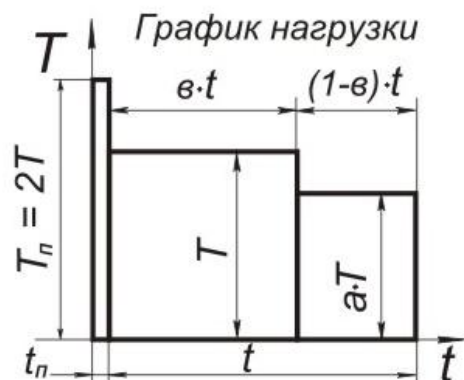
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4,1	4,6	4,2	4,7	5,1	6,1	5,4	5,8	9	8
V , м/с	0,6	0,5	0,7	0,6	0,65	0,6	0,5	0,7	0,4	0,3
$p_{ц}$, мм/ $z_{зв}$	100/8	100/9	100/10	100/11	125/8	125/9	125/10	125/11	160/8	160/9
h , лет, k_r/k_c	5; ^{0,8} / _{0,2}	6; ^{0,8} / _{0,3}	7; ^{0,7} / _{0,3}	8; ^{0,7} / _{0,4}	4; ^{0,6} / _{0,4}	5; ^{0,7} / _{0,5}	6; ^{0,7} / _{0,3}	7; ^{0,8} / _{0,4}	6; ^{0,8} / _{0,3}	5; ^{0,7} / _{0,4}
a/v	0,1/ _{0,9}	0,2/ _{0,8}	0,3/ _{0,6}	0,4/ _{0,7}	0,5/ _{0,8}	0,6/ _{0,8}	0,2/ _{0,9}	0,3/ _{0,8}	0,4/ _{0,7}	0,5/ _{0,6}



- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – барабан;
- 5 – лента конвейера;

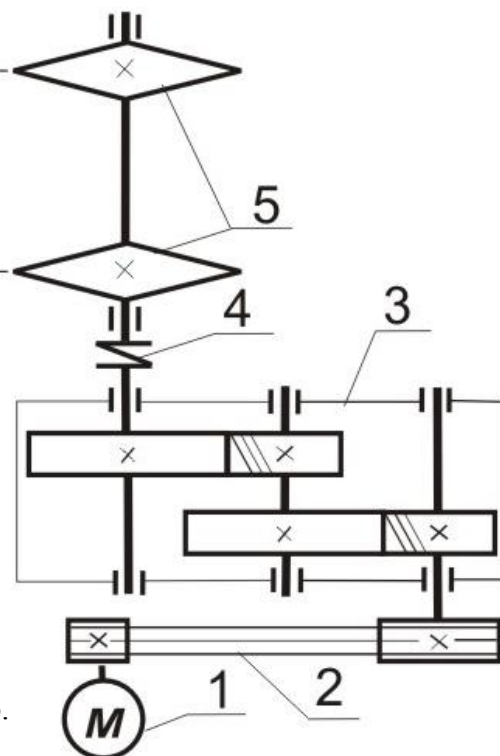


Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	3	4	5	6	7	8	9	10	11	128
V , м/с	0,8	0,7	0,6	0,55	0,65	0,6	0,5	0,7	0,6	0,45
D , м	0,25	0,3	0,4	0,28	0,35	0,3	0,4	0,32	0,45	0,5
h , лет, k_r/k_c	5; ^{0,8} / _{0,3}	4; ^{0,7} / _{0,3}	6; ^{0,6} / _{0,4}	7; ^{0,5} / _{0,5}	8; ^{0,8} / _{0,3}	6; ^{0,7} / _{0,4}	5; ^{0,6} / _{0,4}	4; ^{0,7} / _{0,4}	6; ^{0,8} / _{0,3}	7; ^{0,8} / _{0,4}
a/v	0,1/ _{0,9}	0,2/ _{0,8}	0,3/ _{0,7}	0,4/ _{0,6}	0,5/ _{0,5}	0,6/ _{0,4}	0,5/ _{0,8}	0,4/ _{0,7}	0,3/ _{0,6}	0,2/ _{0,8}

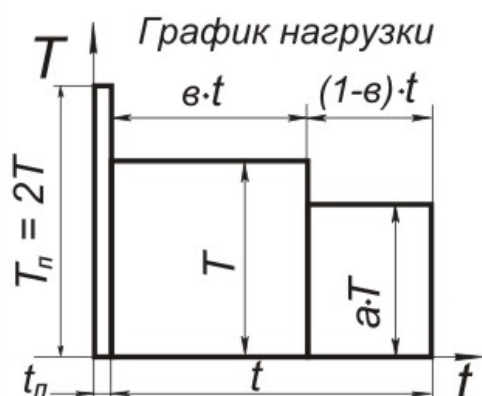


- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – барабан;
- 5 – лента конвейера;

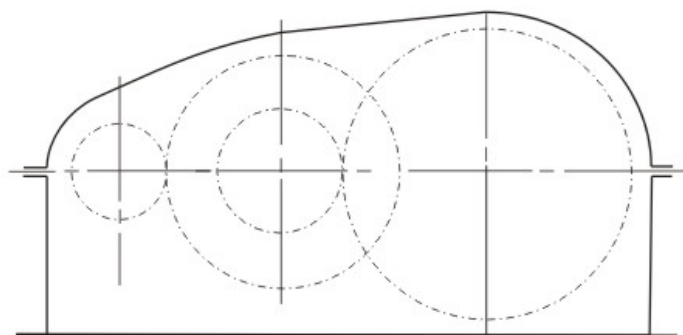
T_5 – крутящий момент на валу звездочек 5;
 n_5 – частота вращения ведущих звездочек 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_{п} = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 $T_{п}$ – уточнить по выбранному эл. двигателю.



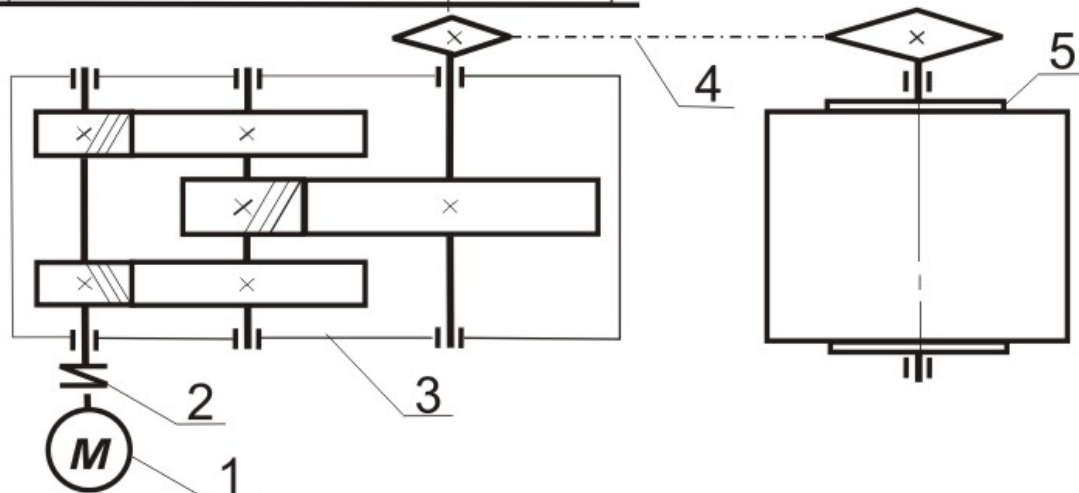
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	6,5	4,5	5	5,5	4,5	3,5	3,7	3,2	3,5	3,0
$n_5, \text{мин}^{-1}$	10	15	12	8	12	17	19	21	25	28
$h, \text{лет,}$	4	8	5	7	6	4	7	5	6	5
k_r/k_c	0,3/0,6	0,4/0,7	0,5/0,5	0,6/0,4	0,7/0,3	0,8/0,35	0,75/0,4	0,65/0,3	0,55/0,3	0,45/0,4
a/v	0,2/0,5	0,3/0,6	0,4/0,5	0,5/0,4	0,7/0,6	0,55/0,8	0,45/0,5	0,2/0,5	0,5/0,6	0,35/0,6



T_5 – крутящий момент на валу барабана 5;
 n_5 – частота вращения барабана 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному
 эл. двигателю.



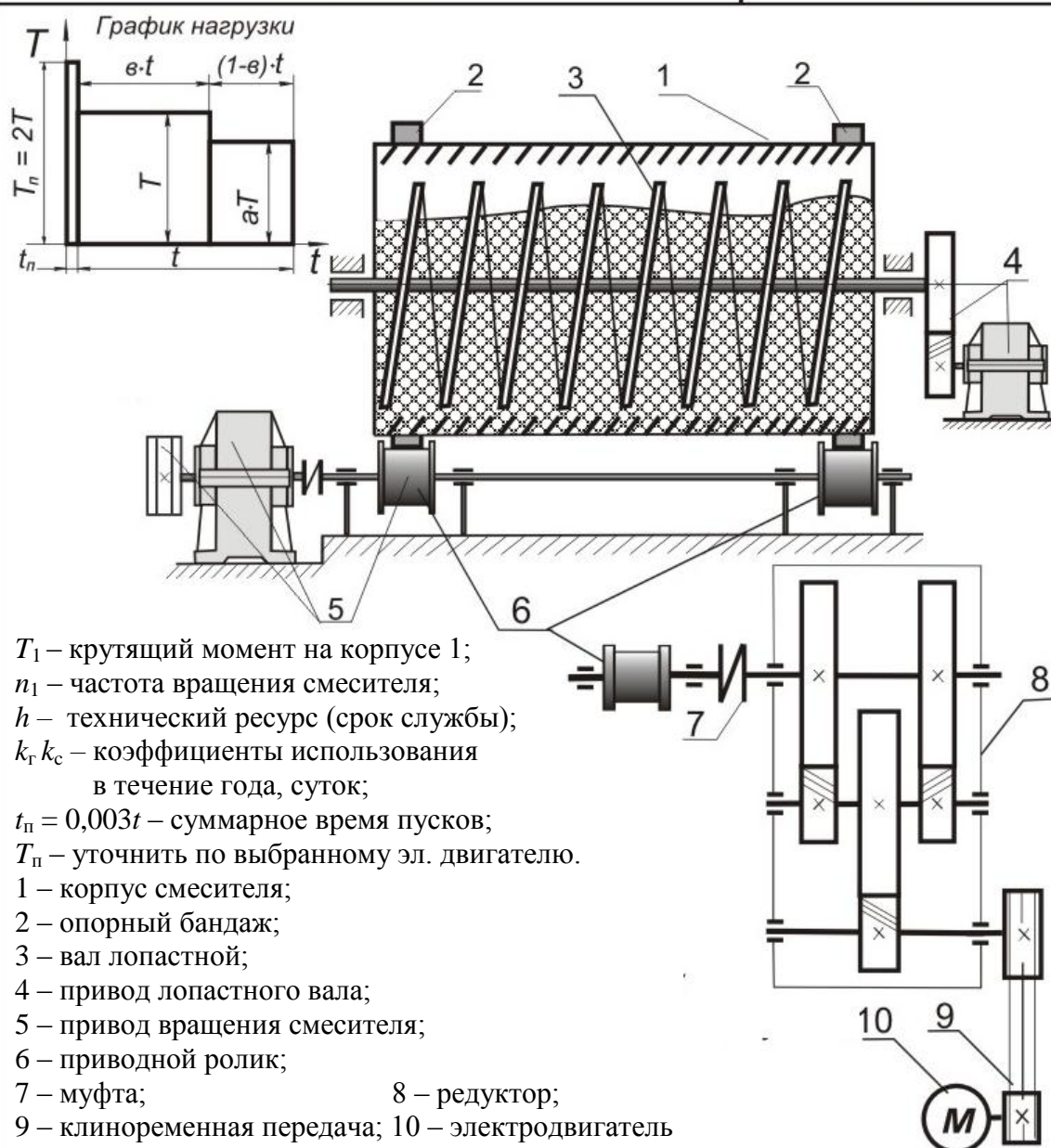
- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – барабан мельница;



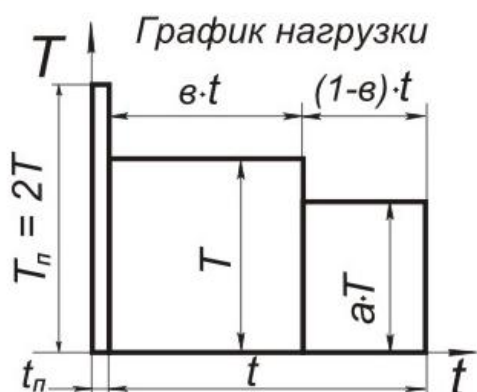
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	6,5	4,5	2,5	2,0	1,5	1,6	5	1,8	1,6	2,2
$n_5, \text{мин}^{-1}$	10	15	20	25	30	35	12	22	27	18
$h, \text{лет,}$	7	6	5	4	8	5	4	6	4	5
k_r / k_c	0,4 / 0,3	0,5 / 0,3	0,6 / 0,35	0,5 / 0,7	0,6 / 0,35	0,75 / 0,4	0,65 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,8 / 0,2	0,7 / 0,6	0,5 / 0,3	0,3 / 0,6	0,2 / 0,6	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,5	0,5 / 0,6	0,3 / 0,65

Привод барабанно-лопастного смесителя

Техническое задание №8

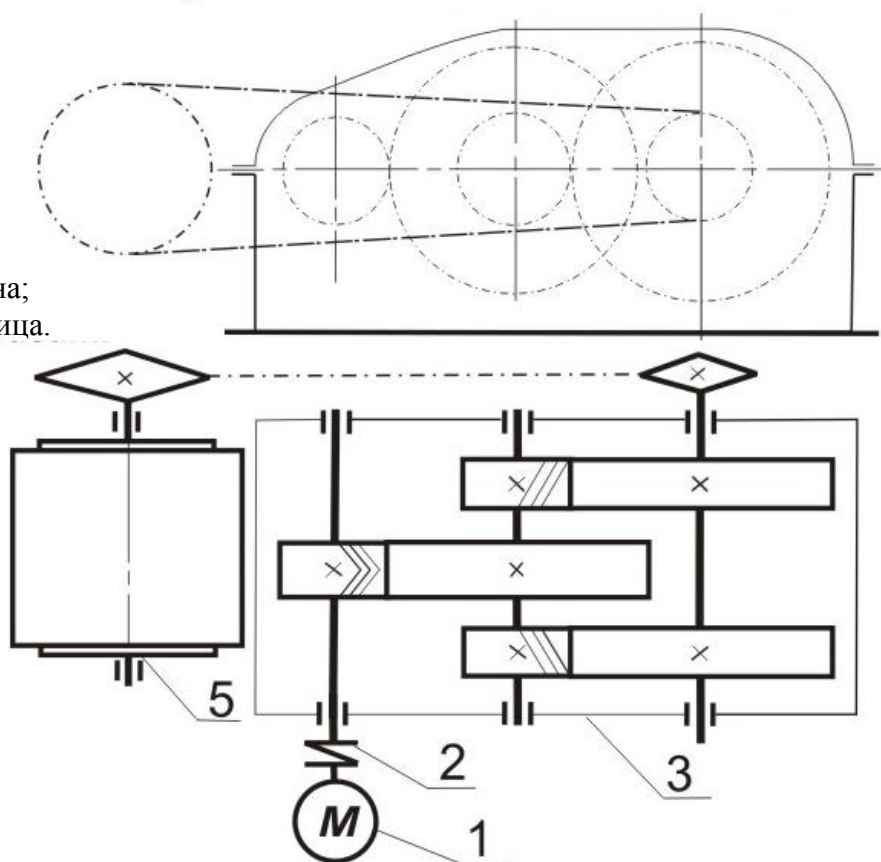


Исходные данные	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_1, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,8	4,3	2,4	2,1	1,3	1,1	3,8	1,7	1,4	2,3
$n_1, \text{мин}^{-1}$	11	13	17	23	27	32	14	24	26	19
$h, \text{лет},$	4	5	6	8	7	4	6	5	6	4
k_r / k_c	0,8 / 0,3	0,4 / 0,7	0,5 / 0,25	0,6 / 0,5	0,85 / 0,3	0,75 / 0,4	0,65 / 0,4	0,8 / 0,3	0,5 / 0,3	0,45 / 0,4
a/v	0,2 / 0,5	0,3 / 0,6	0,4 / 0,5	0,5 / 0,4	0,7 / 0,6	0,55 / 0,8	0,45 / 0,5	0,2 / 0,5	0,35 / 0,6	0,15 / 0,5



T_5 – крутящий момент на валу барабана 5;
 n_5 – частота вращения барабана 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_{\pi} = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_{π} – уточнить по выбранному эл. двигателю.

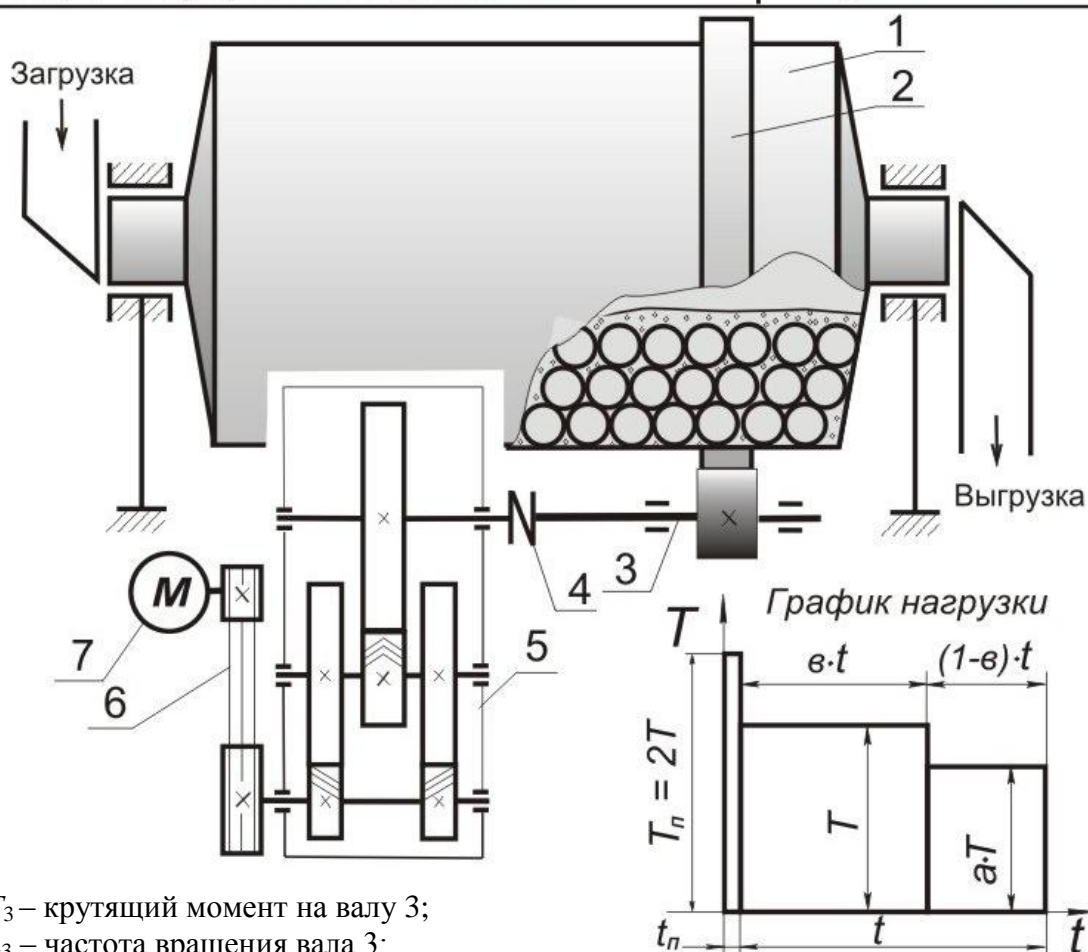
- 1 – эл. двигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – барабан мельницы.



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,7	4,2	2,3	2,0	1,2	1,6	2,4	1,9	1,6	1,3
$n_5, \text{мин}^{-1}$	9	11	13	15	16	17	21	24	25	27
$h, \text{лет,}$	6	5	4	7	5	4	5	6	7	8
k_r / k_c	0,8 / 0,25	0,75 / 0,3	0,7 / 0,35	0,65 / 0,4	0,6 / 0,35	0,55 / 0,4	0,6 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,3 / 0,7	0,4 / 0,6	0,5 / 0,3	0,2 / 0,6	0,65 / 0,4	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,65	0,85 / 0,3	0,5 / 0,65

Привод однокамерной шаровой мельницы непрерывного действия

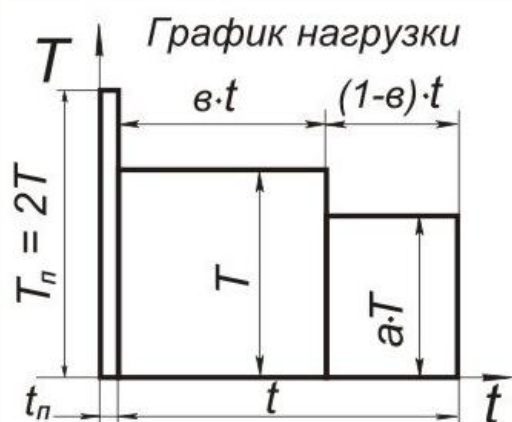
Техническое задание №10



T_3 – крутящий момент на валу 3;
 n_3 – частота вращения вала 3;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному
 эл. двигателю.

1 – барабан мельницы;
 2 – венец зубчатый;
 3 – вал шестерни от крытой
 зубч. передачи;
 4 – муфта; 5 – редуктор;
 6 – клинорем. передача;
 7 – электродвигатель

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_3, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,3	4,9	2,1	2,5	1,9	1,7	2,1	1,7	1,5	1,1
$n_3, \text{мин}^{-1}$	8	11	13	15	16	17	21	24	25	22
$h, \text{лет},$	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_r / k_c	0,85/ 0,2	0,7/ 0,25	0,65/ 0,3	0,6/ 0,35	0,6/ 0,4	0,65/ 0,4	0,8/ 0,5	0,75/ 0,5	0,8/ 0,6	0,75/ 0,4
a/v	0,15/ 0,6	0,7/ 0,6	0,2/ 0,8	0,65/ 0,5	0,3/ 0,4	0,1/ 0,6	0,4/ 0,5	0,3/ 0,65	0,85/ 0,3	0,5/ 0,25



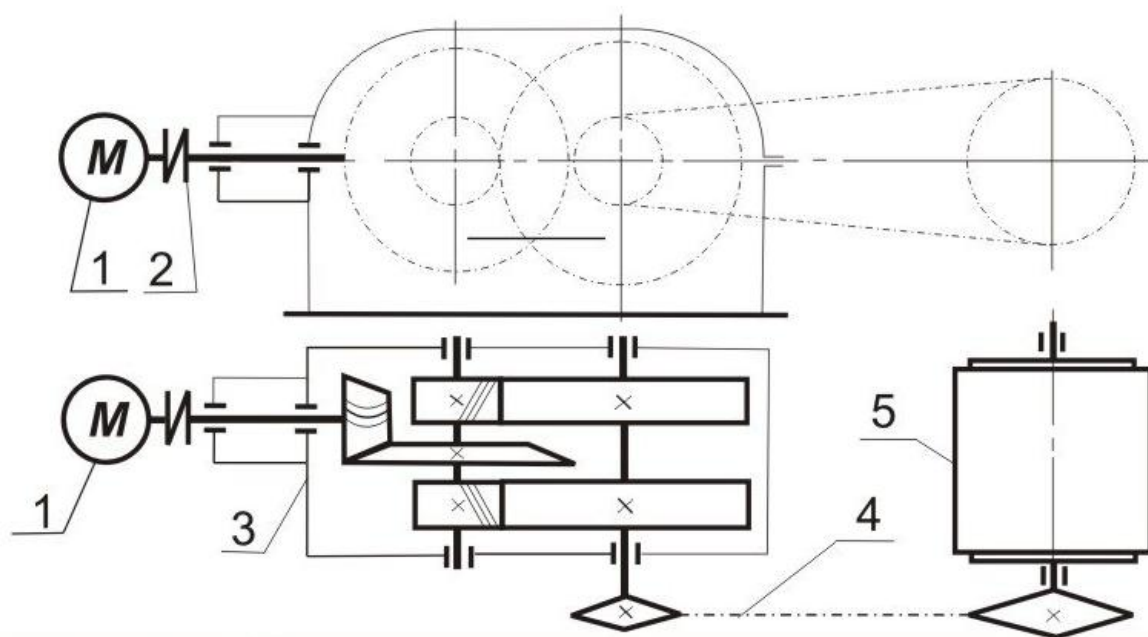
- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – барабан мельницы;

T_5 – крутящий момент на валу барабана 5;
 n_5 – частота вращения барабана 5;
 h – технический ресурс (срок службы);

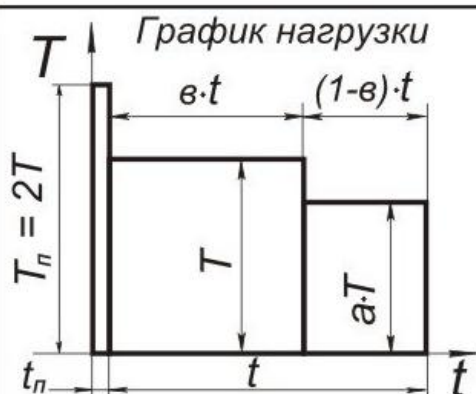
$k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;

$t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;

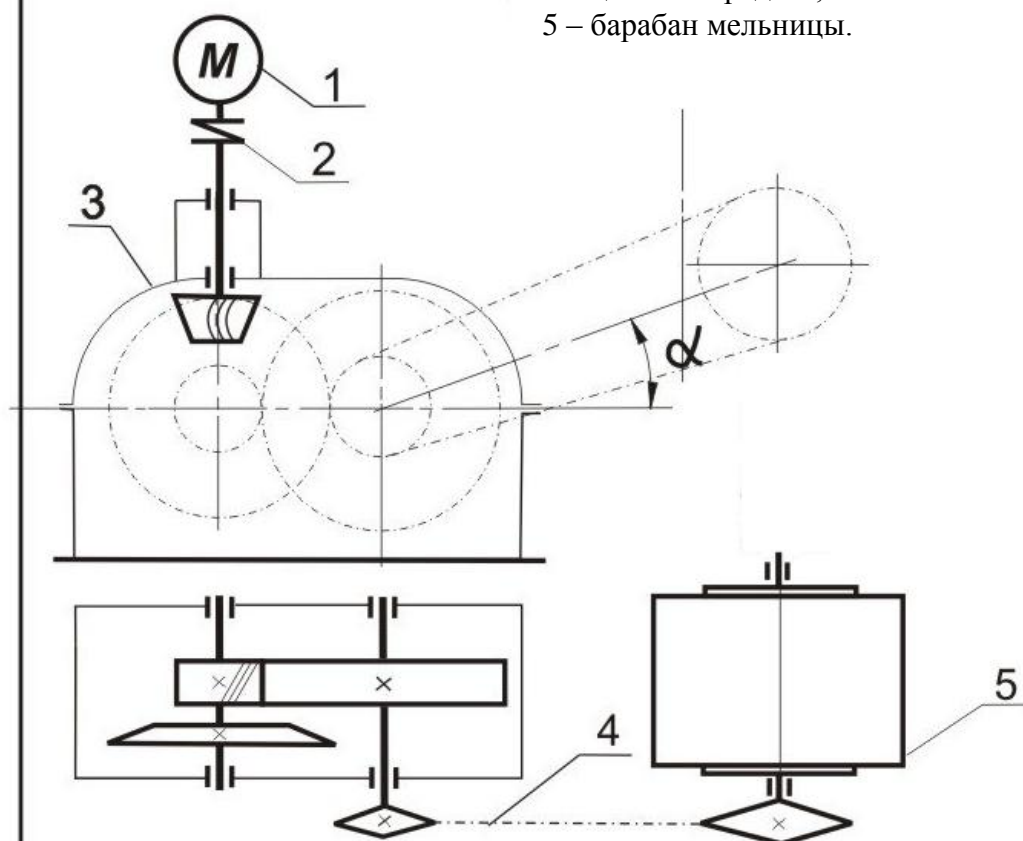
T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	4,3	3,9	4,1	2,1	2,3	1,9	1,5	1,1	2,0	1,3
	13	15	17	19	21	23	25	27	30	33
	5	4	6	8	7	6	5	4	5	6
	0,85/0,2	0,8/0,25	0,75/0,3	0,7/0,35	0,6/0,4	0,65/0,4	0,7/0,5	0,75/0,5	0,8/0,6	0,75/0,4
	0,8/0,1	0,7/0,15	0,6/0,2	0,5/0,3	0,4/0,4	0,3/0,5	0,2/0,6	0,1/0,65	0,35/0,7	0,45/0,8



T_5 — крутящий момент на валу барабана 5;
 n_5 — частота вращения барабана 5;
 h — технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ — коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ — суммарное время пусков;
 T_n — уточнить по выбранному эл. двигателю;
 1 — электродвигатель;
 2 — муфта;
 3 — редуктор;
 4 — цепная передача;
 5 — барабан мельницы.



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	3,5	2,0	1,7	1,5	1,1
$n_5, \text{мин}^{-1}$	24	18	19	20	22	17	25	28	30	32
$h, \text{лет,}$	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_r / k_c	0,85/ 0,2	0,8/ 0,25	0,75/ 0,3	0,7/ 0,35	0,6/ 0,4	0,65/ 0,4	0,7/ 0,5	0,75/ 0,5	0,8/ 0,6	0,75/ 0,4
a/v	0,8/ 0,1	0,7/ 0,15	0,6/ 0,2	0,5/ 0,3	0,4/ 0,4	0,3/ 0,5	0,2/ 0,6	0,1/ 0,65	0,35/ 0,7	0,45/ 0,8

Привод щековой дробилки

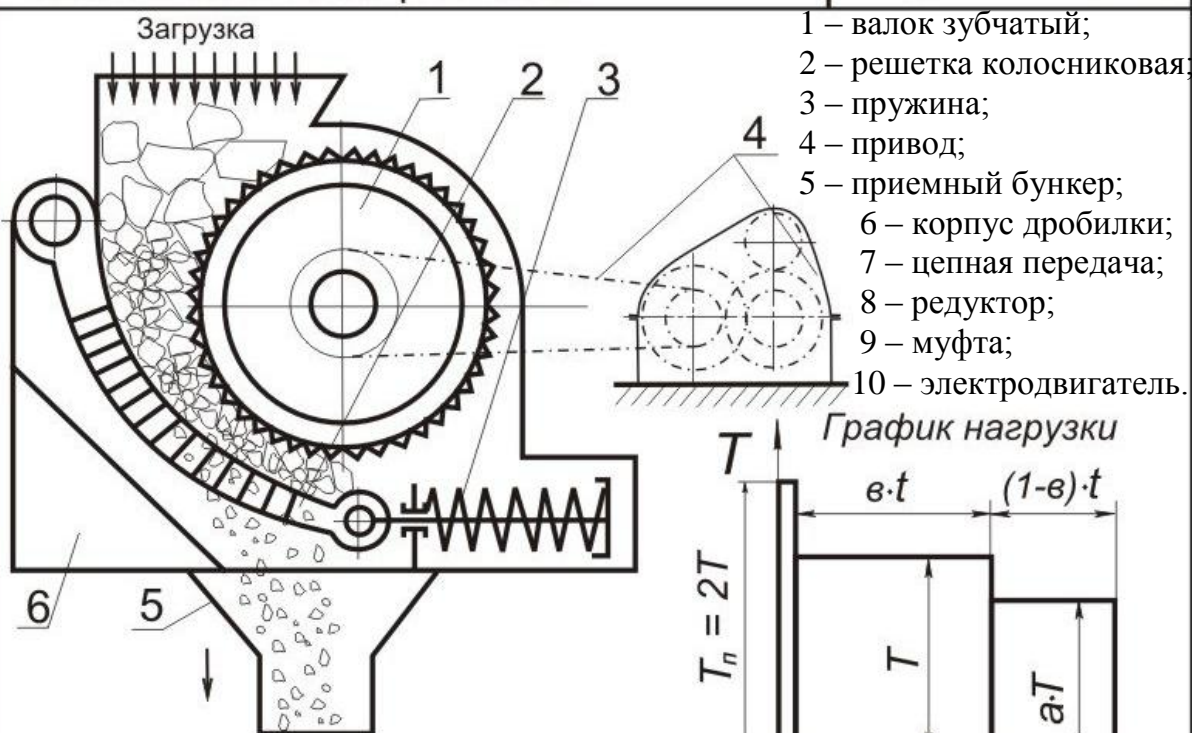
Техническое задание №14



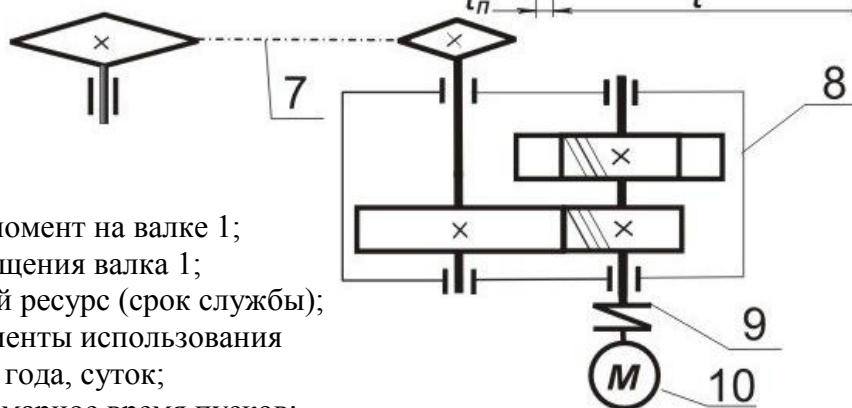
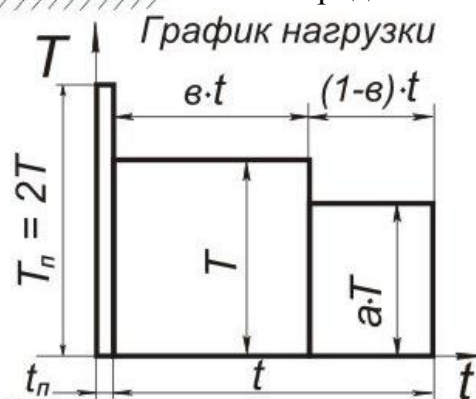
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_4, \text{кН} \cdot \text{м}$	4,3	3,9	4,1	2,1	2,3	1,9	1,5	1,1	2,0	1,3
$n_4, \text{мин}^{-1}$	13	15	17	19	21	23	25	27	30	33
$h, \text{лет},$	5	4	6	8	7	6	5	4	5	6
k_r / k_c	0,85 / 0,2	0,8 / 0,25	0,75 / 0,3	0,7 / 0,35	0,6 / 0,4	0,65 / 0,4	0,7 / 0,5	0,75 / 0,5	0,8 / 0,6	0,75 / 0,4
a/v	0,8 / 0,1	0,7 / 0,15	0,6 / 0,2	0,5 / 0,3	0,4 / 0,4	0,3 / 0,5	0,2 / 0,6	0,1 / 0,65	0,35 / 0,7	0,45 / 0,8

Привод одновалковой зубчатой дробилки с колосниковой решеткой

Техническое задание №15

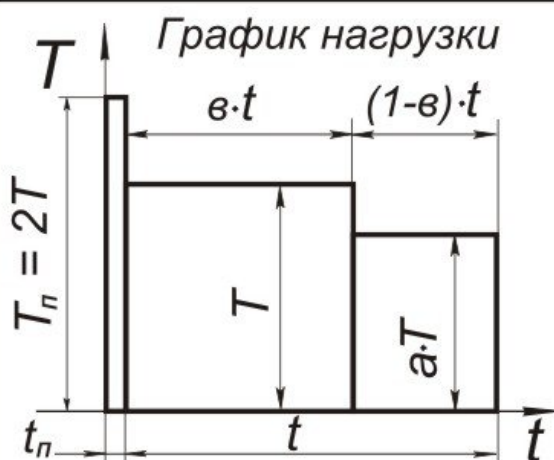


- 1 – валок зубчатый;
- 2 – решетка колосниковая;
- 3 – пружина;
- 4 – привод;
- 5 – приемный бункер;
- 6 – корпус дробилки;
- 7 – цепная передача;
- 8 – редуктор;
- 9 – муфта;
- 10 – электродвигатель.

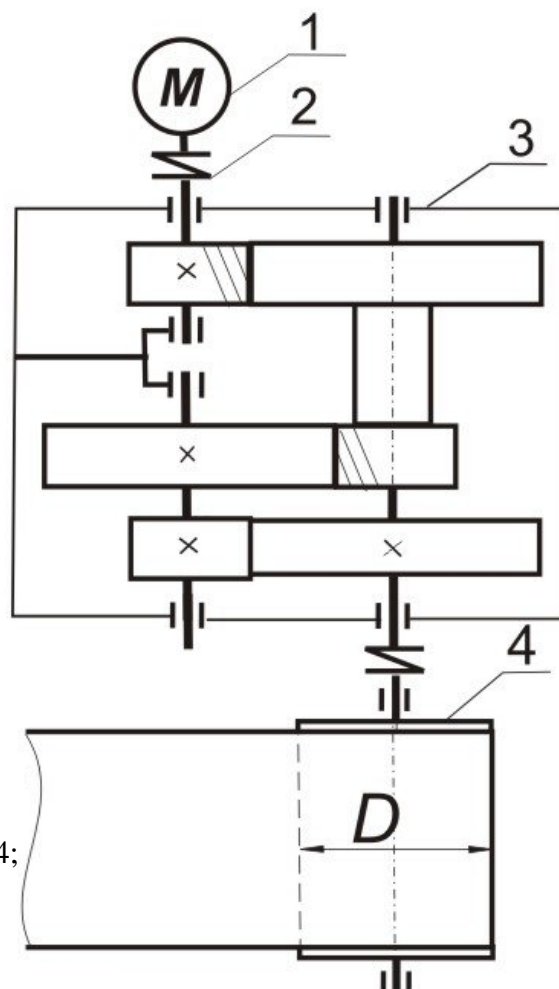


T_1 – крутящий момент на валке 1;
 n_1 – частота вращения валка 1;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_1, \text{кН} \cdot \text{м}$	2,4	2,0	2,8	3,5	3,2	2,1	4,0	1,8	4,5	1,5
$n_1, \text{мин}^{-1}$	23	19	22	18	20	25	17	27	15	30
$h, \text{лет}$	5	4	6	8	5	7	5	4	6	7
k_r / k_c	0,8 / 0,3	0,6 / 0,35	0,75 / 0,4	0,8 / 0,3	0,85 / 0,35	0,8 / 0,4	0,6 / 0,4	0,7 / 0,25	0,65 / 0,15	0,8 / 0,3
a/v	0,2 / 0,3	0,3 / 0,35	0,4 / 0,4	0,5 / 0,45	0,6 / 0,5	0,55 / 0,6	0,45 / 0,35	0,45 / 0,65	0,35 / 0,3	0,65 / 0,2



- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – барабан конвейера;

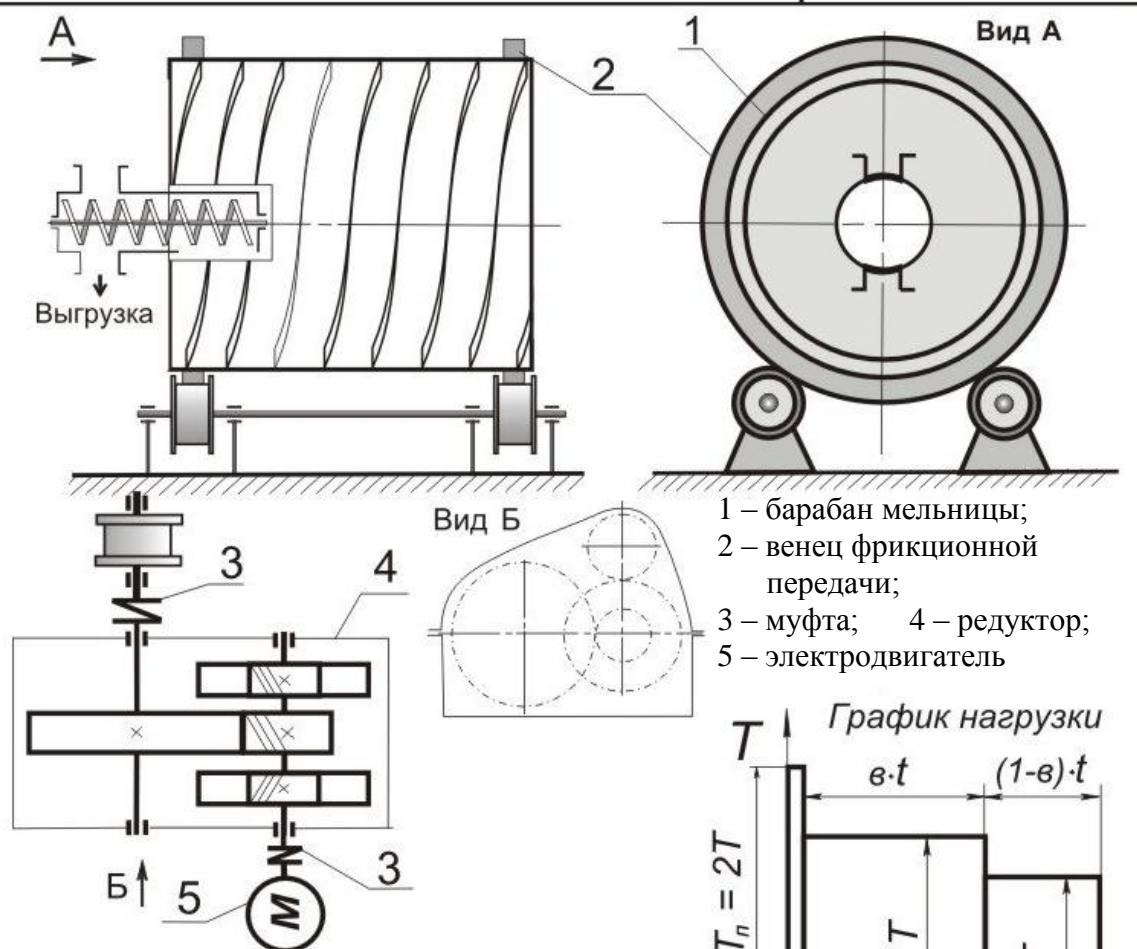


T_4 – крутящий момент на валу барабана 4;
 n_4 – частота вращения барабана 4;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_4, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,8	4,3	2,4	2,1	1,3	1,1	3,8	1,7	1,4	2,3
$n_4, \text{мин}^{-1}$	11	13	17	23	27	32	14	24	26	19
$h, \text{лет,}$	4	5	6	8	7	4	6	5	6	4
k_r/k_c	0,8/0,3	0,4/0,7	0,5/0,25	0,6/0,5	0,85/0,3	0,75/0,4	0,65/0,4	0,8/0,3	0,5/0,3	0,45/0,4
a/v	0,2/0,5	0,3/0,6	0,4/0,5	0,5/0,4	0,7/0,6	0,55/0,8	0,45/0,5	0,2/0,5	0,35/0,6	0,15/0,5

Привод барабанного смесителя со шнековым питателем

Техническое задание №17



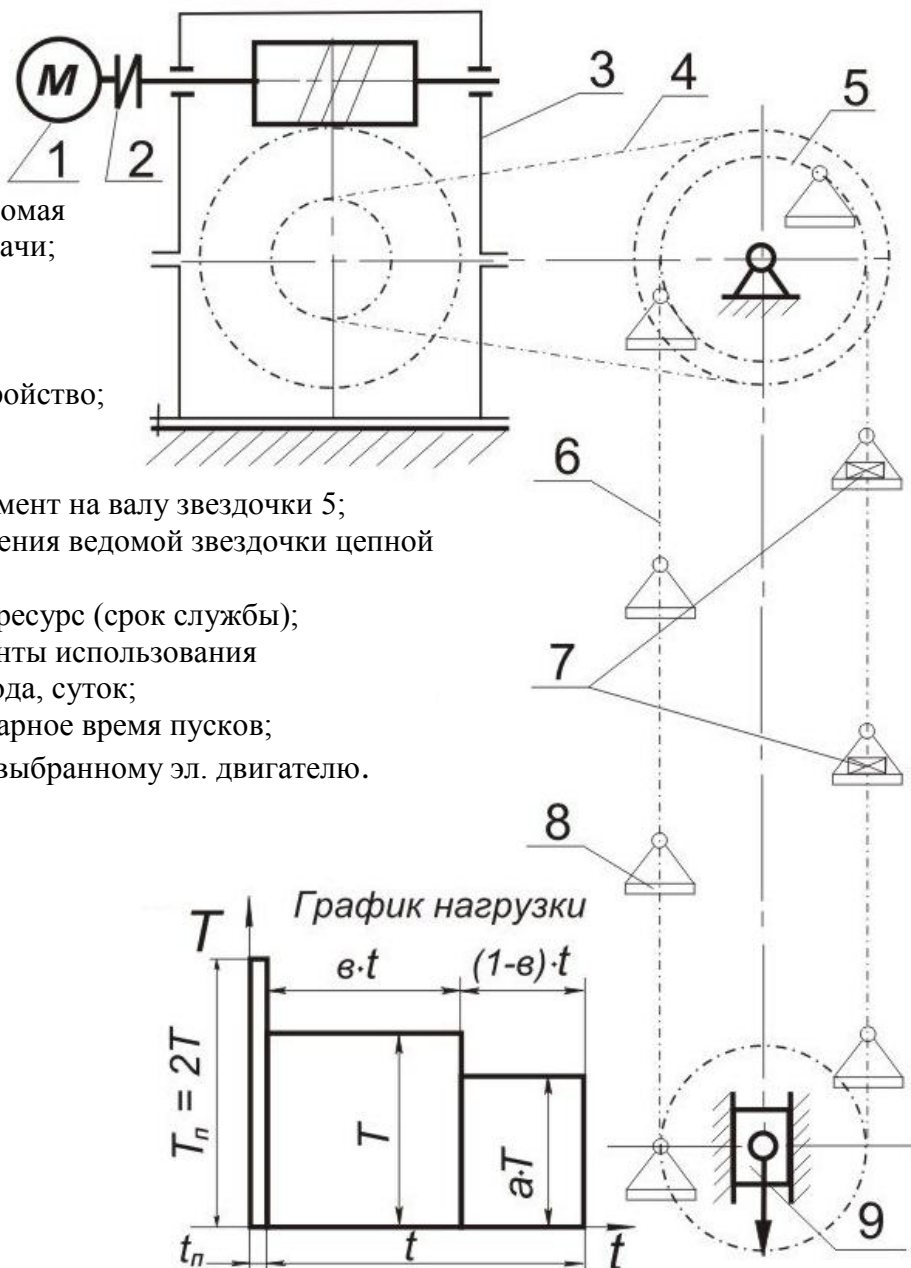
T_1 – крутящий момент на барабане 1;
 n_1 – частота вращения барабана 1;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.
 Передаточное число открытой фрикц. передачи 5–10.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_1, \text{кН} \cdot \text{м}$	10	8	6	5	6	7	6	5	4	12
$n_1, \text{мин}^{-1}$	6	7	8	9	10	9	8	7	6	5
$h, \text{лет},$	5	8	7	6	7	4	5	6	8	7
k_r/k_c	0,8/0,3	0,7/0,35	0,6/0,3	0,7/0,32	0,6/0,35	0,65/0,4	0,75/0,5	0,65/0,32	0,8/0,2	0,85/0,4
a/v	0,2/0,7	0,7/0,6	0,7/0,4	0,65/0,5	0,3/0,4	0,25/0,6	0,4/0,5	0,45/0,65	0,55/0,3	0,65/0,35

Привод люлечного элеватора

Техническое задание №18

- 1 – эл. двигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – звездочка, ведомая цепной передачей;
- 6 – тяговая цепь;
- 7 – груз;
- 8 – люлька;
- 9 – натяжное устройство;

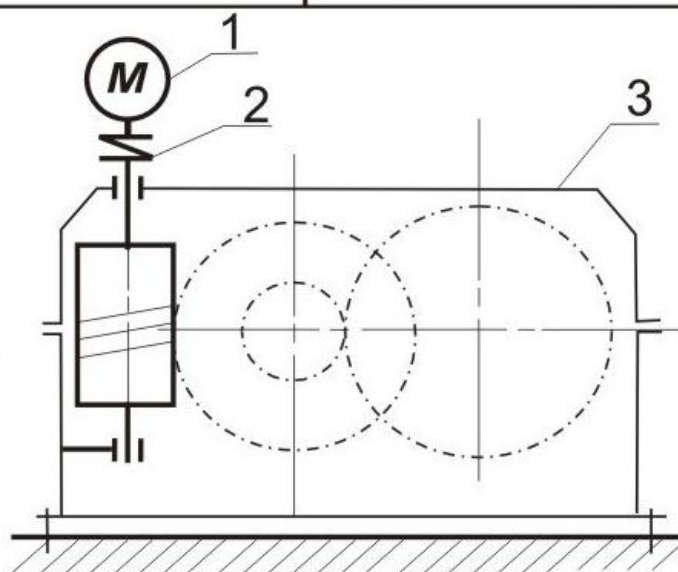
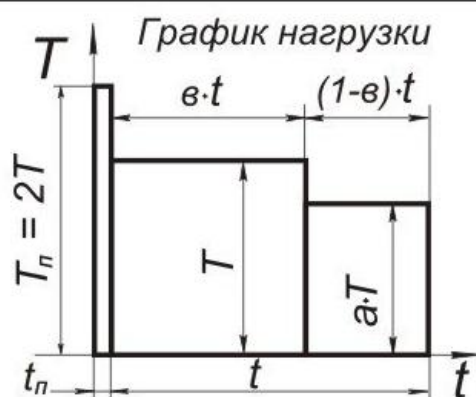


T_5 – крутящий момент на валу звездочки 5;
 n_5 – частота вращения ведомой звездочки цепной передачи 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,7	4,2	2,3	2,0	1,2	1,6	2,4	1,9	1,6	1,3
$n_5, \text{мин}^{-1}$	9	11	13	15	16	17	21	24	25	27
$h, \text{лет,}$	6	5	4	7	5	4	5	6	7	8
k_r / k_c	0,8 / 0,25	0,75 / 0,3	0,7 / 0,35	0,65 / 0,4	0,6 / 0,35	0,55 / 0,4	0,6 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,3 / 0,7	0,4 / 0,6	0,5 / 0,3	0,2 / 0,6	0,65 / 0,4	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,65	0,85 / 0,3	0,5 / 0,65

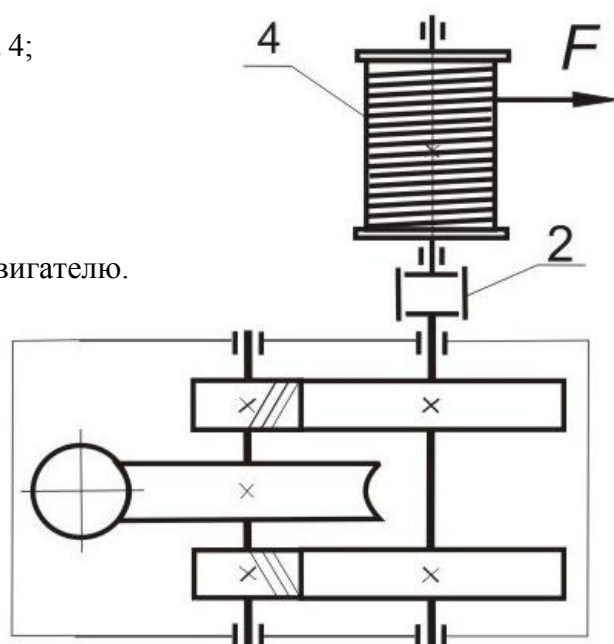
Привод лебедки

Техническое задание №19



- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта зубчатая;
- 3 – редуктор;
- 4 – барабан лебедки;

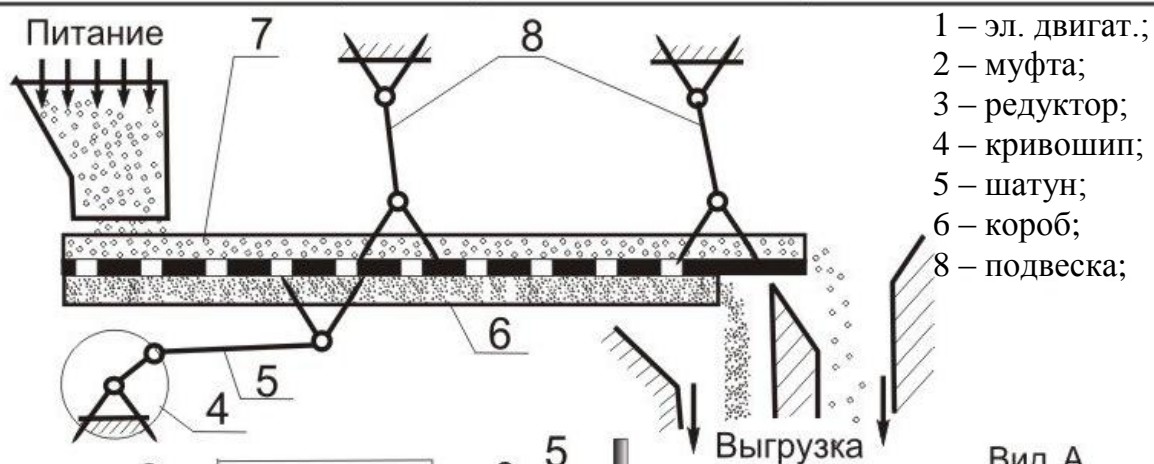
T_4 – крутящий момент на валу барабана 4;
 n_4 – частота вращения барабана 4;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.



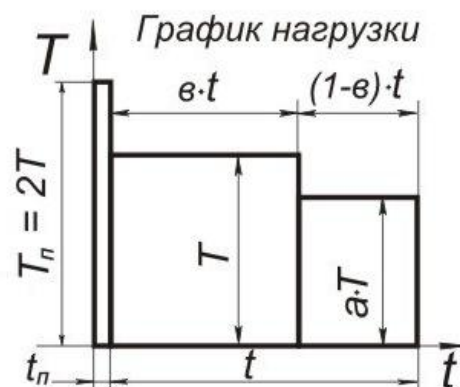
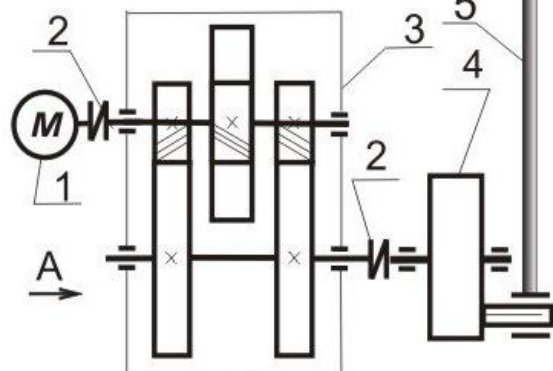
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_4, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,7	4,2	2,3	2,0	1,2	1,6	2,4	1,9	1,6	1,3
$n_4, \text{мин}^{-1}$	9	11	13	15	16	17	21	24	25	27
$h, \text{лет},$	6	5	4	7	5	4	5	6	7	8
k_r / k_c	0,8 / 0,25	0,75 / 0,3	0,7 / 0,35	0,65 / 0,4	0,6 / 0,35	0,55 / 0,4	0,6 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,3 / 0,7	0,4 / 0,6	0,5 / 0,3	0,2 / 0,6	0,65 / 0,4	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,65	0,85 / 0,3	0,5 / 0,65

Привод односитового качающегося классификатора

Техническое задание №20



- 1 – эл. двигат.;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – кривошип;
- 5 – шатун;
- 6 – короб;
- 8 – подвеска;

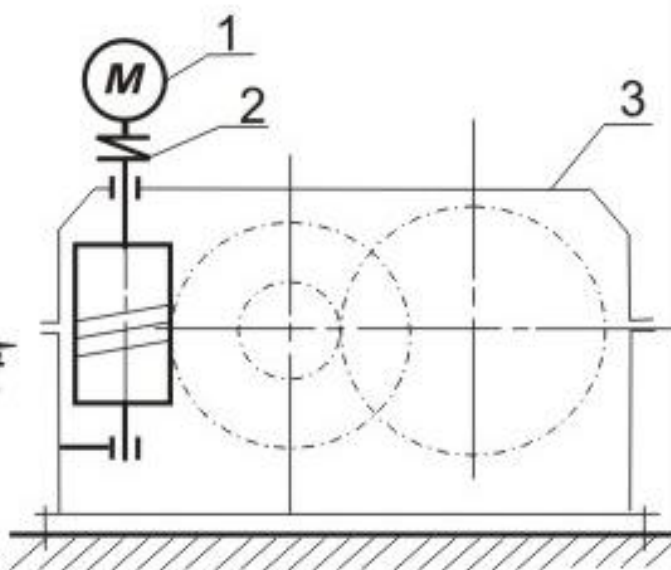
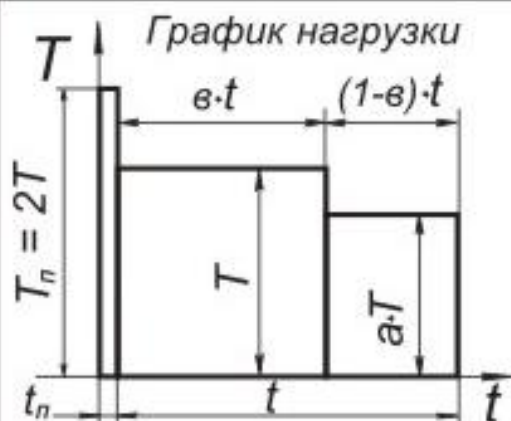


T_4 – крутящий момент на валу кривошипа 4;
 n_4 – частота вращения кривошипа 4;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_4, \text{кН} \cdot \text{м}$	3,8	3,5	3,2	3,0	2,8	2,2	2,0	1,8	1,5	1,2
$n_4, \text{мин}^{-1}$	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34
$h, \text{лет,}$	6	5	7	4	8	5	7	6	5	6
k_r / k_c	0,5 / 0,3	0,6 / 0,4	0,7 / 0,2	0,8 / 0,3	0,85 / 0,35	0,85 / 0,4	0,8 / 0,4	0,75 / 0,25	0,65 / 0,15	0,8 / 0,3
a/v	0,1 / 0,7	0,15 / 0,6	0,2 / 0,7	0,3 / 0,6	0,4 / 0,5	0,5 / 0,5	0,45 / 0,35	0,45 / 0,65	0,55 / 0,3	0,65 / 0,2

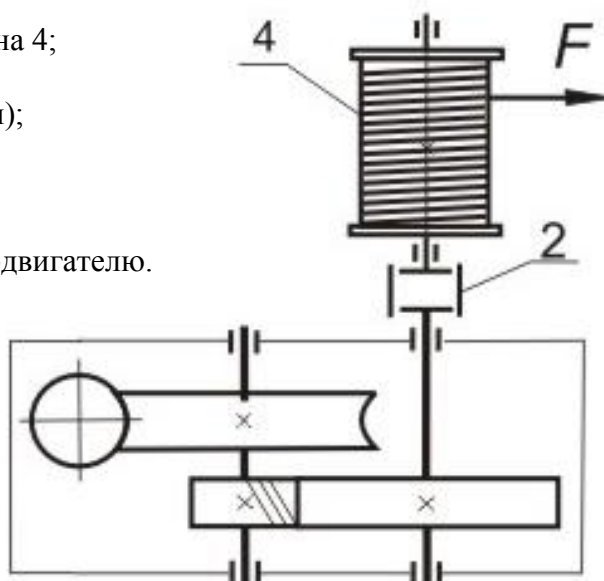
Привод лебедки

Техническое задание №21



- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта зубчатая;
- 3 – редуктор;
- 4 – барабан;

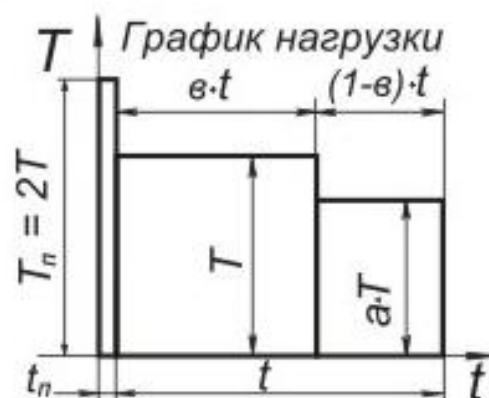
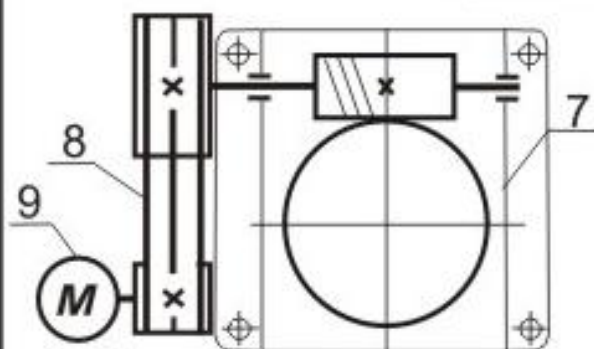
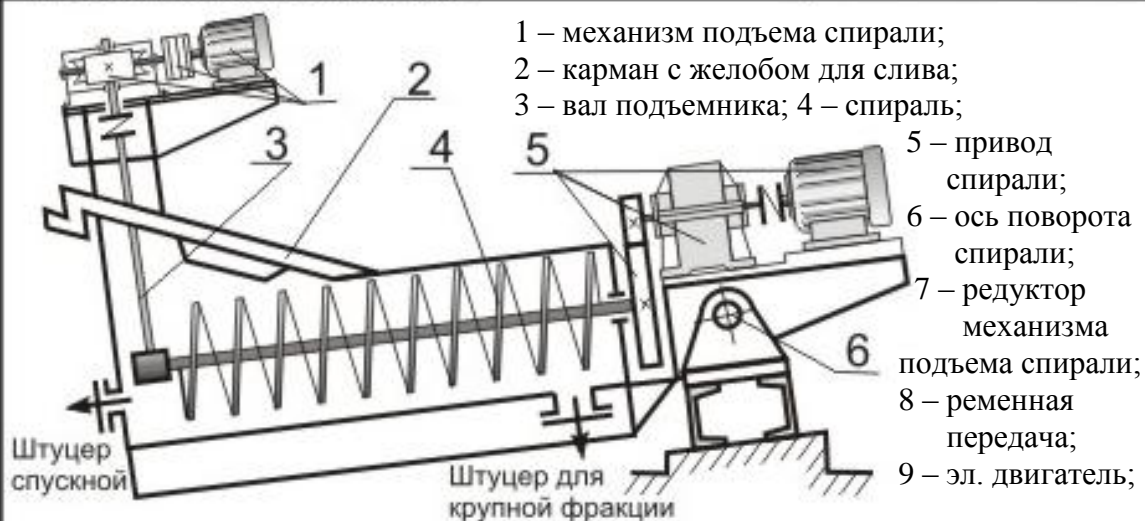
T_4 – крутящий момент на валу барабана 4;
 n_4 – частота вращения барабана 4;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_4, \text{кН} \cdot \text{м}$	5,8	4,3	2,4	2,1	1,3	1,1	3,8	1,7	1,4	2,3
$n_4, \text{мин}^{-1}$	11	13	17	23	27	32	14	24	26	19
$h, \text{лет},$	4	5	6	8	7	4	6	5	6	4
k_r/k_c	0,8/0,3	0,4/0,7	0,5/0,25	0,6/0,5	0,85/0,3	0,75/0,4	0,65/0,4	0,8/0,3	0,5/0,3	0,45/0,4
a/v	0,2/0,5	0,3/0,6	0,4/0,5	0,5/0,4	0,7/0,6	0,55/0,8	0,45/0,5	0,2/0,5	0,35/0,6	0,15/0,5

Привод механизма подъема спирали гидроклассификатора

Техническое задание №22

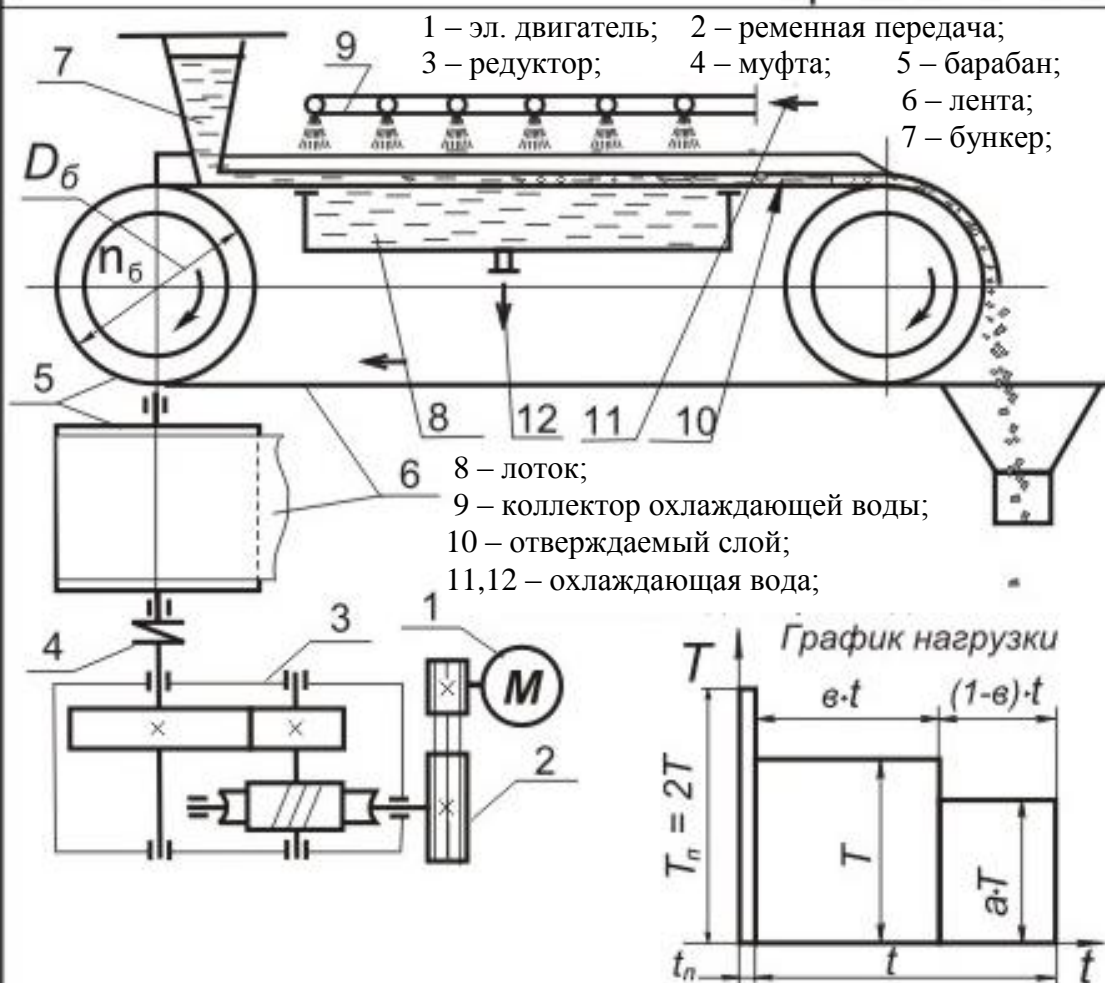


T_3 – крутящий момент на валу подъемника 3;
 n_3 – частота вращения вала 3;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_T k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному электродвигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_3, \text{кН} \cdot \text{м}$	6,5	4,5	2,5	2,0	1,5	1,6	5	1,8	1,6	2,2
$n_3, \text{мин}^{-1}$	10	15	20	25	30	35	12	22	27	18
$h, \text{лет},$	7	6	5	4	8	5	4	6	4	5
k_T / k_c	0,4 / 0,3	0,5 / 0,3	0,6 / 0,35	0,5 / 0,7	0,6 / 0,35	0,75 / 0,4	0,65 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,8 / 0,2	0,7 / 0,6	0,5 / 0,3	0,3 / 0,6	0,2 / 0,6	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,5	0,5 / 0,6	0,3 / 0,65

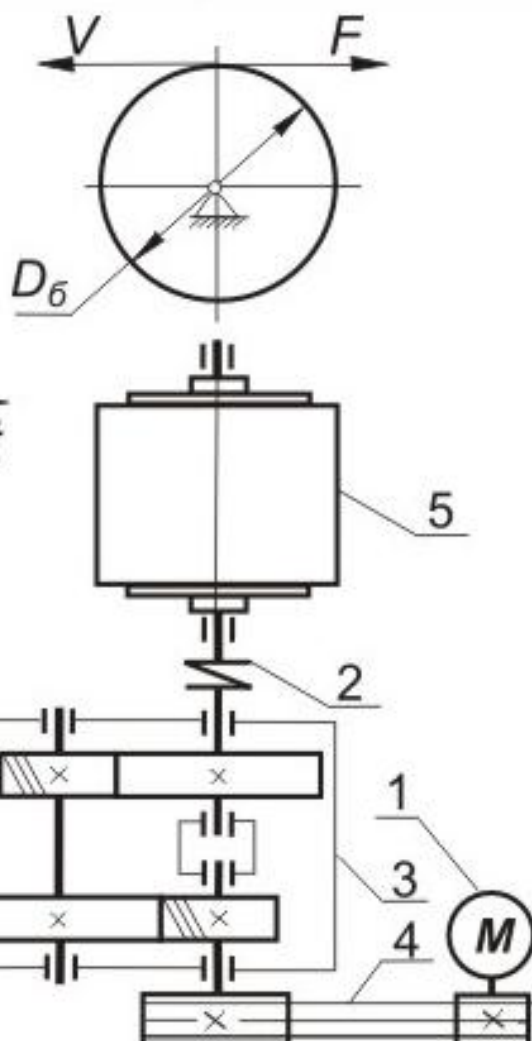
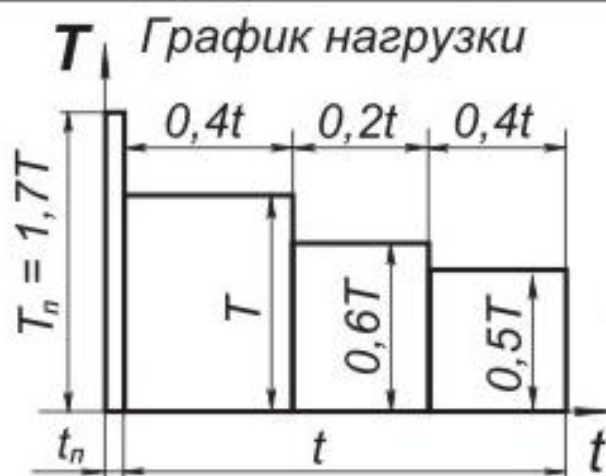
Привод ленточного классификатора

Техническое задание №23



T_5 – крутящий момент на валу барабана 5;
 n_5 – частота вращения барабана 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	6,5	4,5	2,5	2,0	1,5	1,6	5	1,8	1,6	2,2
$n_5, \text{мин}^{-1}$	10	15	20	25	30	35	12	22	27	18
$h, \text{лет},$	7	6	5	4	8	5	4	6	4	5
k_r / k_c	0,4 / 0,3	0,5 / 0,3	0,6 / 0,35	0,5 / 0,7	0,6 / 0,35	0,75 / 0,4	0,65 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,8 / 0,2	0,7 / 0,6	0,5 / 0,3	0,3 / 0,6	0,2 / 0,6	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,5	0,5 / 0,6	0,3 / 0,65

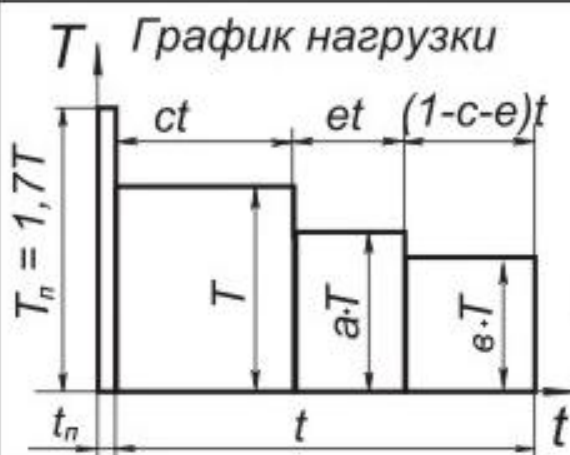


- 1 – электродвигатель;
2 – муфта;
3 – редуктор;
4 – ременная передача;
5 – барабан мельницы;

D_6 – диаметр барабана;
 F – окружное усилие на барабане;
 V – скорость барабана;
 h – срок службы;

$k_r k_c$ – коэффициенты
использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2	3	4	5	6	4	3	2	3	6
V , м/с	0,8	0,6	0,7	0,6	0,5	0,4	0,5	0,65	0,5	0,5
D_6 , м	1,5	1,1	1,4	1,5	1,3	1,35	1,4	1,45	1,2	1,3
h , лет, k_r/k_c	4, ^{0,8} / _{0,2}	5, ^{0,7} / _{0,3}	6, ^{0,7} / _{0,2}	7, ^{0,6} / _{0,4}	8, ^{0,6} / _{0,4}	6, ^{0,7} / _{0,4}	5, ^{0,8} / _{0,3}	7, ^{0,8} / _{0,2}	4, ^{0,7} / _{0,3}	5, ^{0,8} / _{0,4}



- 1 – электродвигатель;
- 2 – муфта;
- 3 – редуктор;
- 4 – цепная передача;
- 5 – звездочки тяговой цепи конвейера;
- F – суммарное окружное усилие на тяговых звездочках;
- V – скорость цепи конвейера;
- $p_{ц}$ – шаг тяговой цепи;
- $z_{зв.}$ – число зубьев на тяговой звездочке;
- h – срок службы;

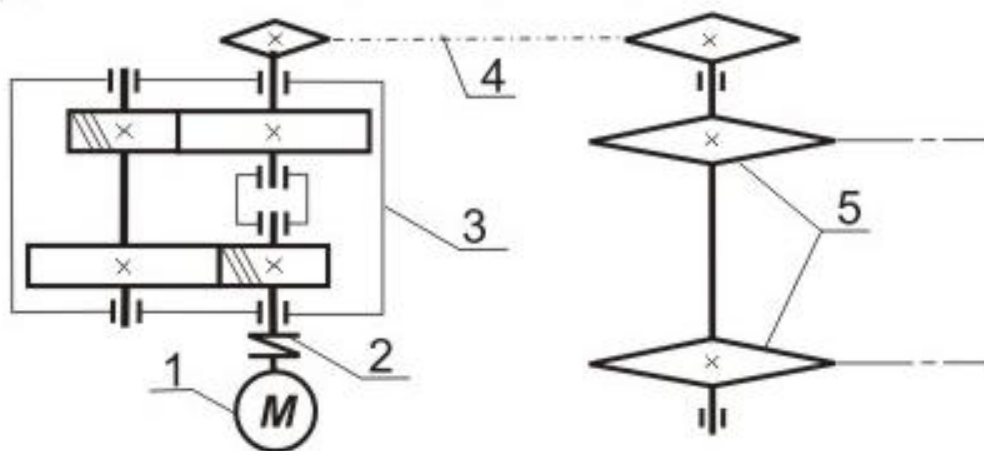
$k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;

$t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;

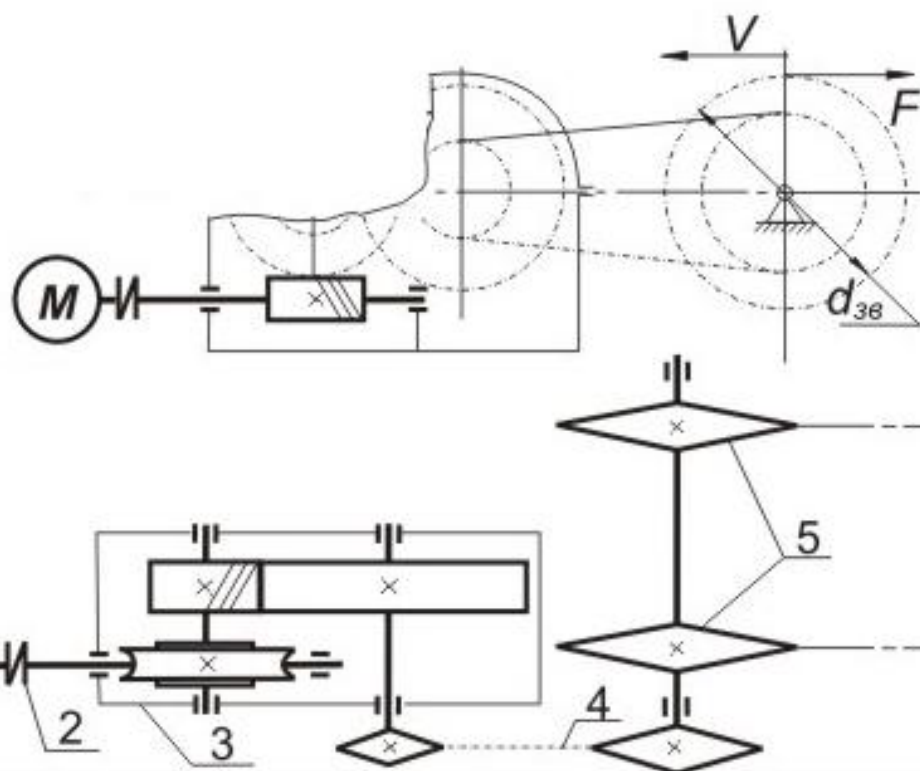
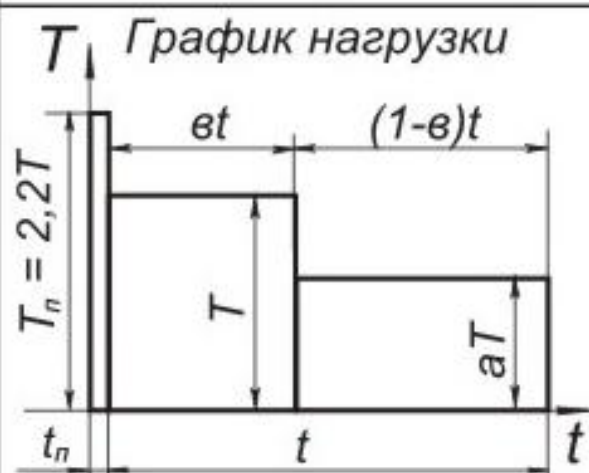
t – технический ресурс привода (в часах);

T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю;

T – крутящий момент на валах привода.

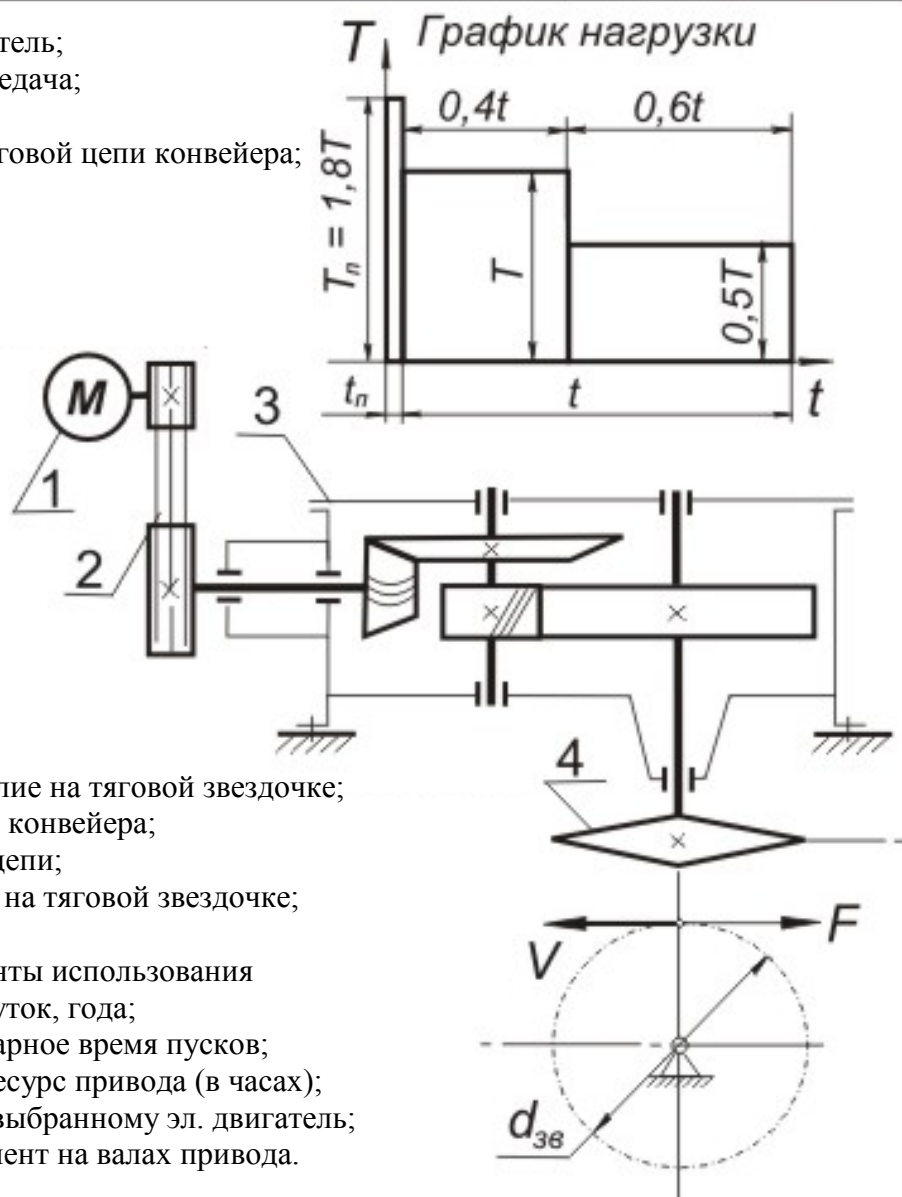


Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	15	6	7	8	9	10	11	12	7	8
V , м/с	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,35	0,25	0,6	0,65	0,55
$p_{ц}$, мм/ $z_{зв.}$	125/8	80/9	80/10	80/11	100/9	100/10	125/8	125/9	100/8	100/11
h , лет, k_r/k_c	4,0/0,3	5,0/0,2	6,0/0,3	7,0/0,3	6,0/0,4	8,0/0,3	5,0/0,3	7,0/0,2	4,0/0,3	6,0/0,2
a/e	0,1/0,2	0,2/0,3	0,3/0,4	0,4/0,5	0,5/0,6	0,6/0,7	0,7/0,8	0,1/0,3	0,2/0,4	0,3/0,5
c/e	0,3/0,2	0,4/0,2	0,5/0,2	0,6/0,2	0,3/0,3	0,4/0,3	0,5/0,3	0,6/0,3	0,3/0,1	0,3/0,2



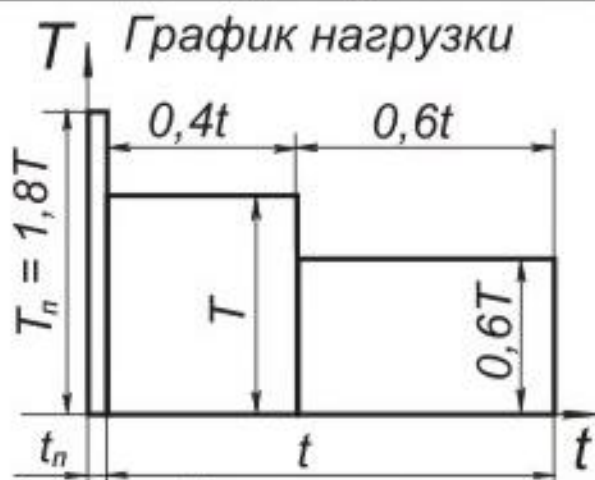
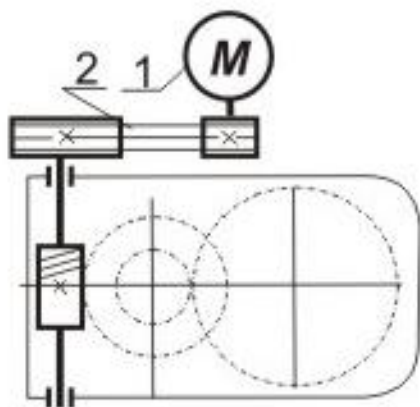
Исходные данные	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	15	12	11	10	9	8	7	6	5	13
	0,25	0,3	0,2	0,2	0,3	0,15	0,2	0,25	0,3	0,2
	160/8	125/9	125/8	125/9	100/10	100/11	80/10	80/9	80/8	160/9
	4,0/0,3	5,0/0,4	6,0/0,4	7,0/0,2	8,0/0,3	4,0/0,3	5,0/0,3	6,0/0,3	7,0/0,2	8,0/0,4
	0,1/0,8	0,2/0,7	0,3/0,6	0,4/0,5	0,5/0,6	0,6/0,5	0,6/0,4	0,5/0,3	0,6/0,4	0,3/0,5

- 1 – электродвигатель;
- 2 – ременная передача;
- 3 – редуктор;
- 4 – звездочки тяговой цепи конвейера;



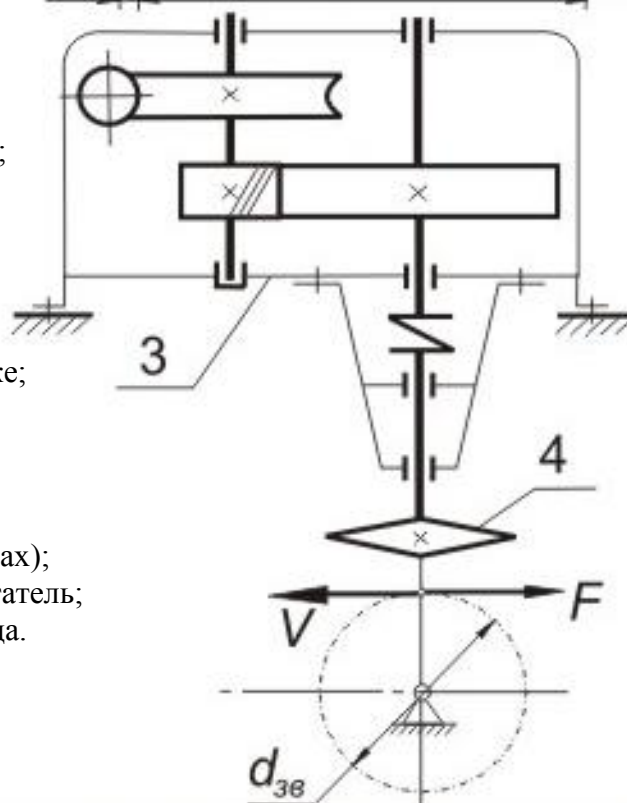
F – окружное усилие на тяговой звездочке;
 V – скорость цепи конвейера;
 $p_{ц}$ – шаг тяговой цепи;
 $z_{зв.}$ – число зубьев на тяговой звездочке;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю;
 T – крутящий момент на валах привода.

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	3	4	5	6	7	5	3	6	4	3
V , м/с	0,3	0,35	0,4	0,25	0,3	0,35	0,4	0,25	0,3	0,35
$p_{ц}$, мм/ $z_{зв.}$	80/10	100/9	125/8	160/10	160/8	125/8	80/11	160/9	100/9	80/9
h , лет,	4	5	6	7	8	6	4	7	5	4
k_r/k_c	0,8/0,3	0,75/0,25	0,7/0,4	0,75/0,35	0,65/0,25	0,6/0,2	0,65/0,25	0,7/0,3	0,75/0,35	0,8/0,4

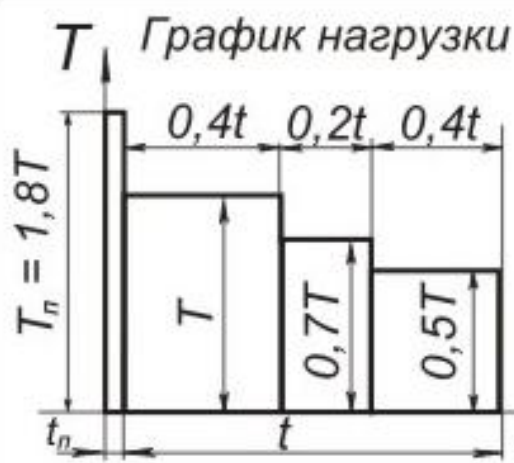


- 1 – электродвигатель;
2 – ременная передача;
3 – редуктор;
4 – звездочка тяговой цепи конвейера;

F – окружное усилие на тяговой звездочке;
 V – скорость цепи конвейера;
 $p_{ц}$ – шаг тяговой цепи;
 $z_{зв.}$ – число зубьев на тяговой звездочке;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю;
 T – крутящий момент на валах привода.

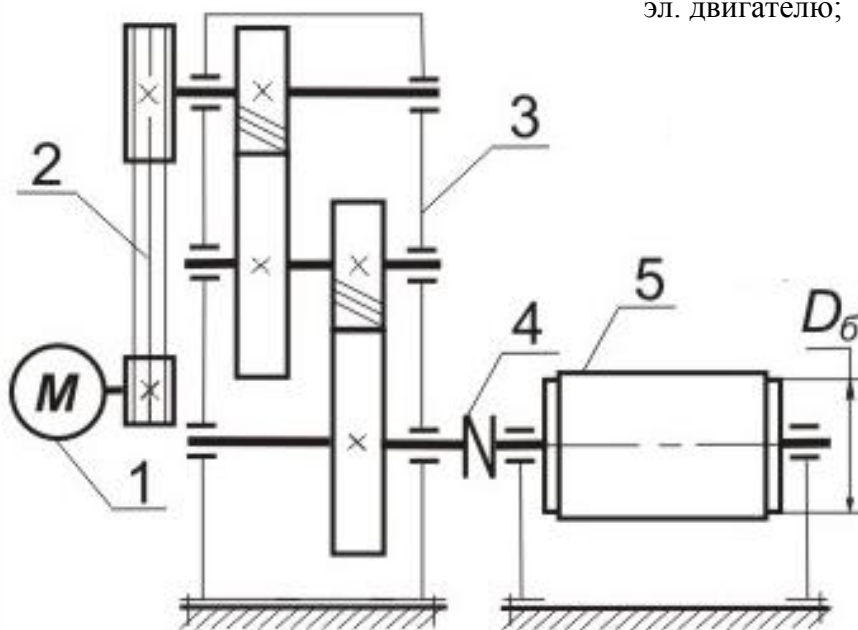


Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	3	4	5	6	7	3,5	4,5	5,5	6,5	7
V , м/с	0,2	0,15	0,1	0,08	0,12	0,17	0,13	0,11	0,16	0,09
$p_{ц}$, мм/ $z_{зв}$	80/11	100/10	125/9	160/8	100/8	100/9	125/8	125/8	160/9	160/10
h , лет,	5	6	4	4	7	6	5	8	5	6
k_r/k_c	0,8/0,3	0,6/0,25	0,6/0,1	0,65/0,15	0,55/0,25	0,5/0,3	0,7/0,5	0,6/0,4	0,8/0,6	0,7/0,4

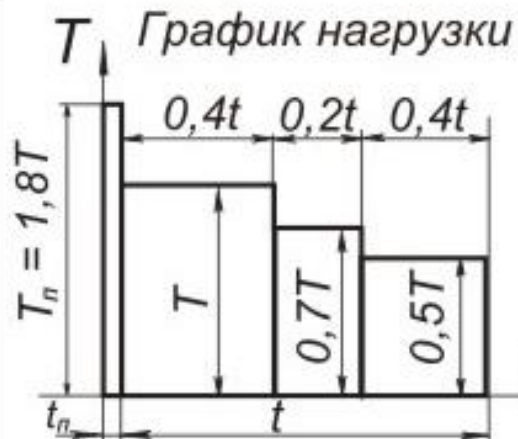


- 1 – электродвигатель;
2 – ременная передача;
3 – редуктор;
4 – муфта;
5 – барабан конвейера;

F – окружное усилие на барабане;
 V – скорость ленты конвейера;
 D_6 – диаметр барабана;
 T_5 – крутящий момент на валу барабана;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю;

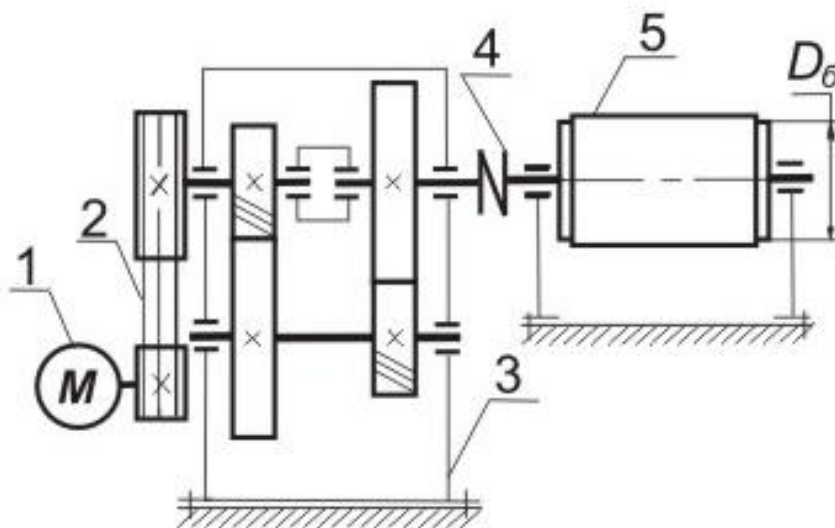


Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
V , м/с	0,5	0,6	0,65	0,7	0,7	0,7	0,45	0,55	0,6	0,6
D_6 , м	0,2	0,22	0,24	0,25	0,28	0,3	0,32	0,34	0,35	0,4
h , лет,	4	5	6	7	8	6	5	4	8	7
k_r/k_c	0,8/0,3	0,7/0,3	0,6/0,3	0,75/0,25	0,65/0,35	0,8/0,2	0,5/0,4	0,65/0,35	0,55/0,3	0,7/0,4



F – окружное усилие на барабане;
 V – скорость ленты конвейера;
 D_6 – диаметр барабана;
 T_5 – крутящий момент на валу барабана;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю;

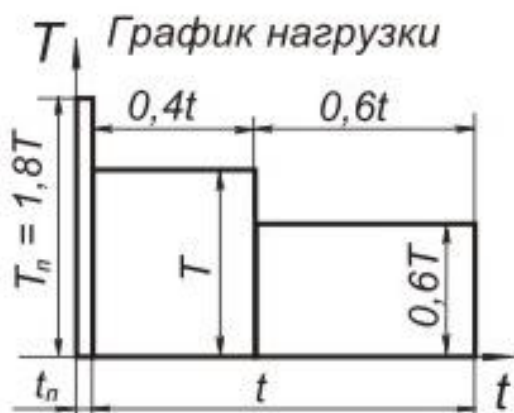
- 1 – электродвигатель;
 2 – ременная передача;
 3 – редуктор;
 4 – муфта;
 5 – барабан конвейера;



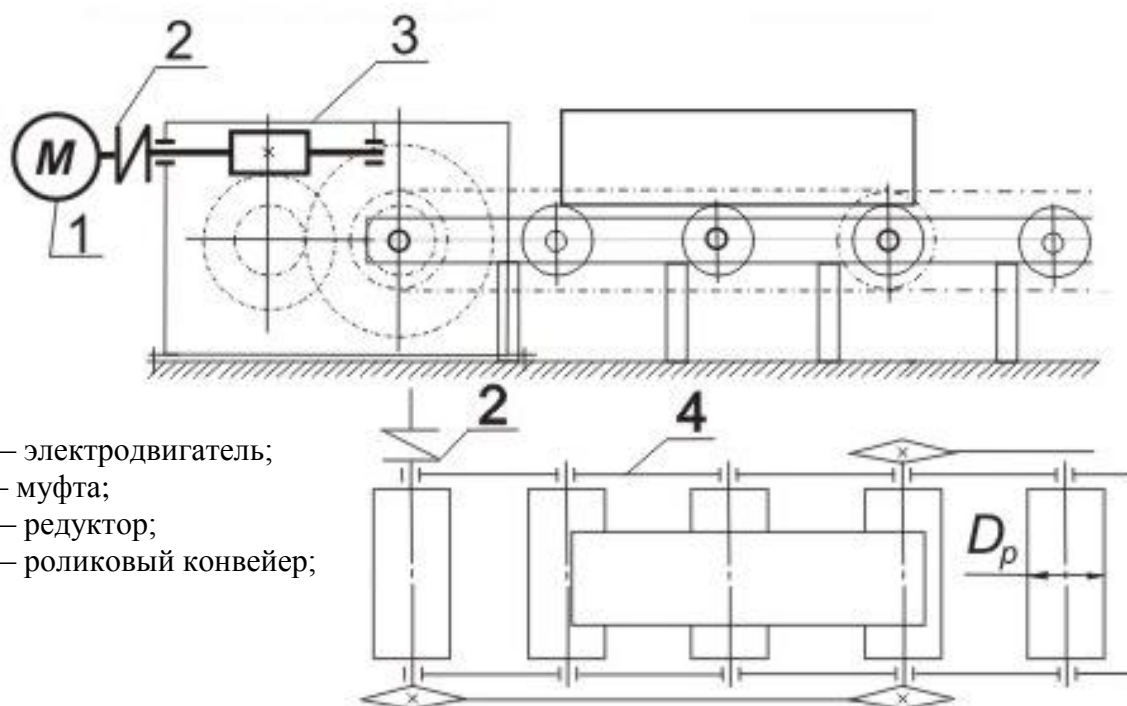
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	3,5	2,0	1,7	1,5	1,1
V , м/с	24	18	19	20	22	17	25	28	30	32
D_6 , м	0,2	0,22	0,24	0,25	0,28	0,3	0,32	0,34	0,35	0,4
h , лет,	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_r/k_c	0,85/0,2	0,8/0,25	0,75/0,3	0,7/0,35	0,6/0,4	0,65/0,4	0,7/0,5	0,75/0,5	0,8/0,6	0,75/0,4

Привод роликового конвейера

Техническое задание №31



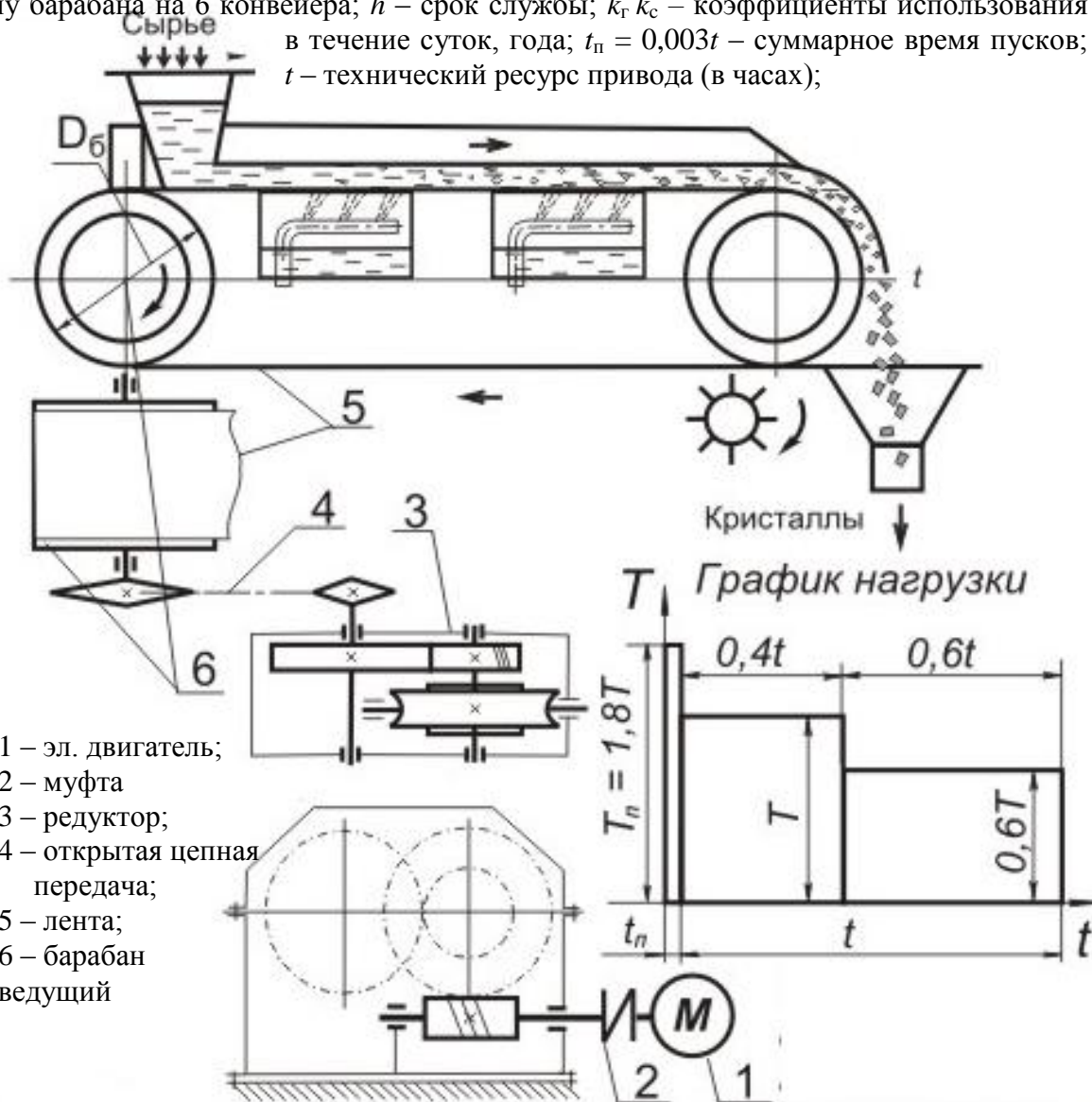
F – суммарное окружное усилие на барабане;
 V – скорость перемещение груза;
 D_p – диаметр ролика;
 T – крутящий момент на валу тяговой звездочки конвейера;
 h – срок службы;
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение суток, года;
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.



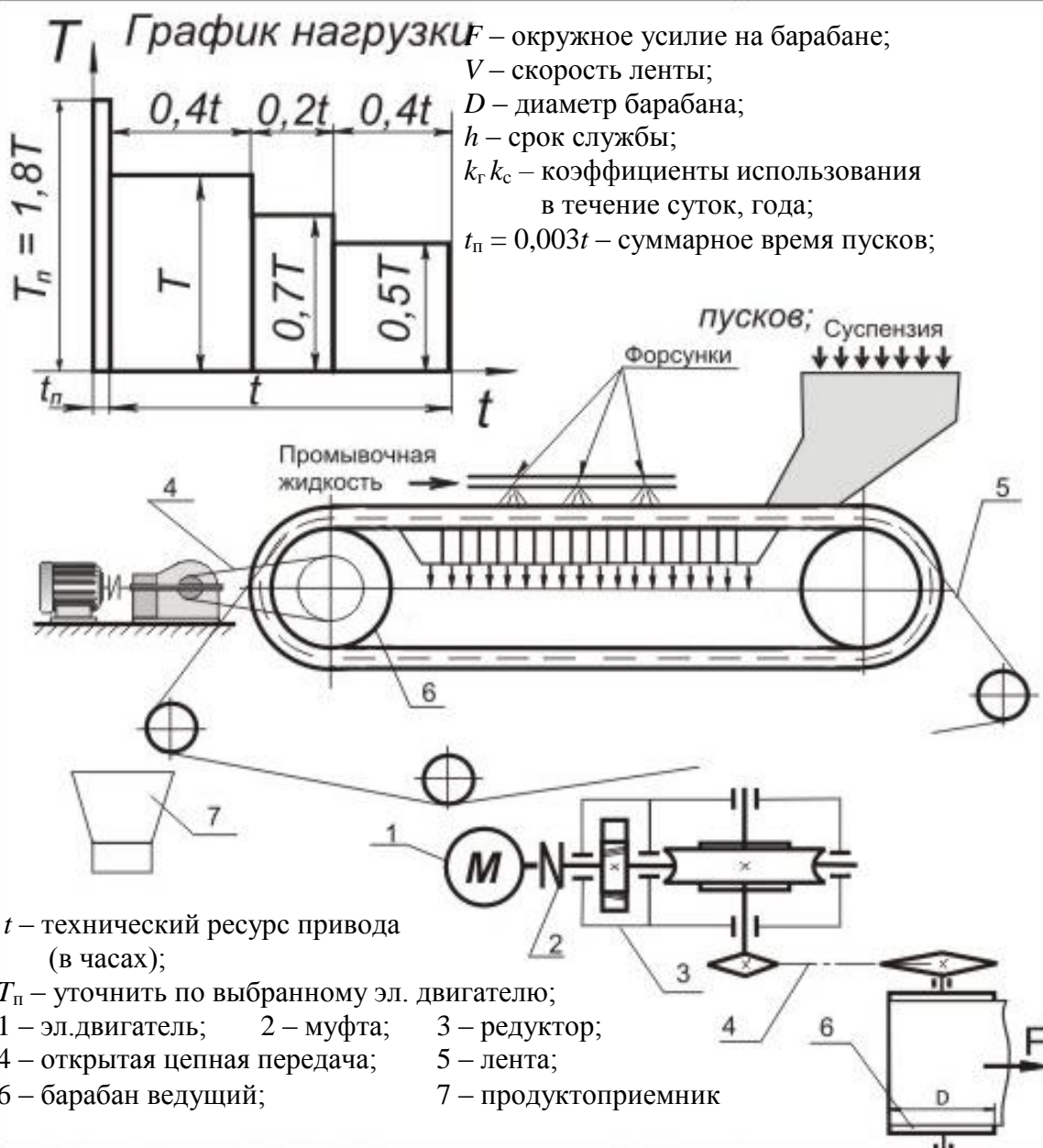
1 – электродвигатель;
2 – муфта;
3 – редуктор;
4 – роликовый конвейер;

Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	6	7	10	6	7	8	9	10	11
V , м/с	0,1	0,15	0,2	0,15	0,2	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2
D_p , м	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2
h , лет,	4	5	6	7	4	5	6	7	6	7
k_r/k_c	0,8/0,3	0,75/0,3	0,7/0,3	0,65/0,35	0,6/0,4	0,65/0,4	0,7/0,5	0,75/0,5	0,8/0,2	0,65/0,45

F – окружное усилие на барабане; $T_{\text{п}}$ – уточнить по выбранному эл. двигателю;
 V – скорость ленты конвейера; D_6 – диаметр барабана; T_5 – крутящий момент на валу барабана на 6 конвейера; h – срок службы; $k_{\text{г}} k_{\text{с}}$ – коэффициенты использования в течение суток, года; $t_{\text{п}} = 0,003t$ – суммарное время пусков; t – технический ресурс привода (в часах);



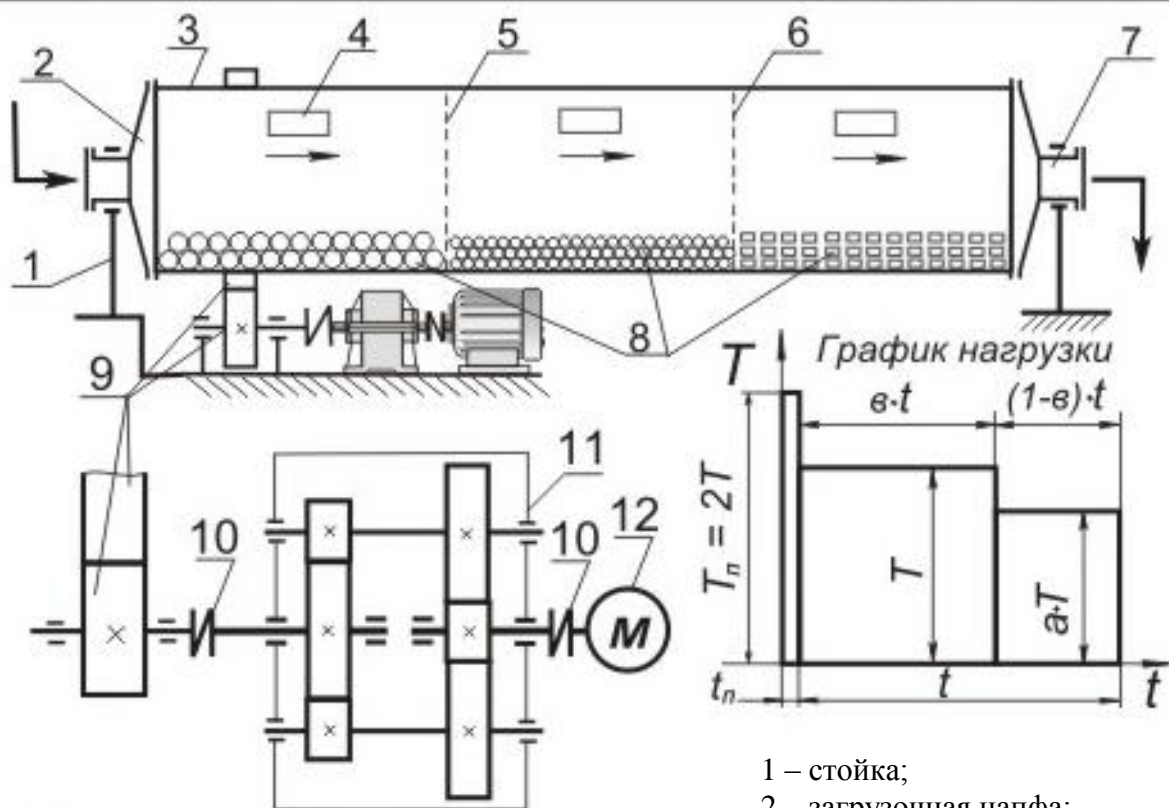
Исходные данные	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	2	3	4	5	6	5	6	7	8
V , м/с	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,35	0,3	0,4	0,45	0,35
D_6 , м	0,5	0,6	0,7	0,45	0,55	0,65	0,5	0,45	0,6	0,65
h , лет,	4	5	6	7	4	5	6	7	4	5
$k_{\text{г}}/k_{\text{с}}$	0,8/0,3	0,7/0,3	0,6/0,3	0,75/0,25	0,65/0,25	0,8/0,35	0,7/0,35	0,6/0,3	0,75/0,25	0,65/0,35



Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	3	4	5	6	7	5	6	7	6
V , м/с	0,45	0,5	0,35	0,4	0,45	0,4	0,35	0,45	0,3	0,4
D , м	0,55	0,7	0,65	0,6	0,7	0,6	0,7	0,6	0,7	0,8
h , лет,	5	6	7	4	7	6	5	4	5	6
k_r/k_c	0,85/0,2	0,7/0,25	0,6/0,3	0,7/0,35	0,6/0,4	0,65/0,3	0,7/0,5	0,6/0,4	0,8/0,6	0,7/0,4

Привод барабанной мельницы

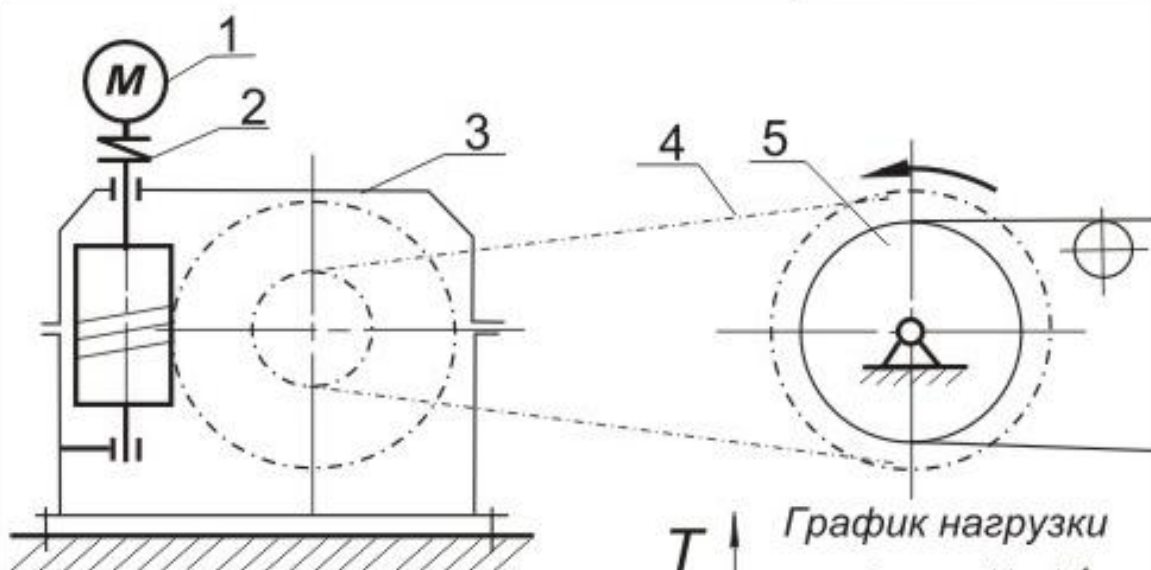
Техническое задание №34



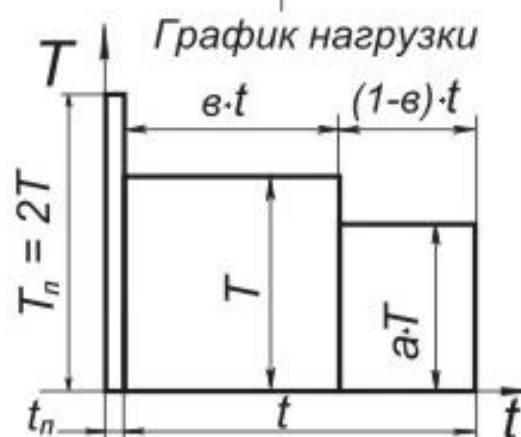
T_3 – крутящий момент на барабане 3;
 n_3 – частота вращения барабана 3;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_T k_c$ – коэффициенты использования
 в течение года, суток;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

1 – стойка;
 2 – загрузочная цапфа;
 3 – барабан;
 4 – люк;
 5, 6 – диафрагмы;
 7 – выгрузочная цапфа;
 8 – дробящие тела;
 9 – зубчатый привод;
 10 – муфта;
 11 – редуктор;
 12 – электродвигатель;

Исходные данные	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_3, \text{кН} \cdot \text{м}$	5	4,5	4	4,2	3,5	3	2,5	2	2,2	3,2
$n_3, \text{мин}^{-1}$	8,5	10	12	14	15	16	15	9,5	11	13
$h, \text{лет},$	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_T / k_c	0,85 / 0,2	0,7 / 0,25	0,65 / 0,3	0,6 / 0,35	0,6 / 0,4	0,65 / 0,4	0,8 / 0,5	0,75 / 0,5	0,8 / 0,6	0,75 / 0,4
a/v	0,15 / 0,6	0,7 / 0,6	0,2 / 0,8	0,65 / 0,5	0,3 / 0,4	0,1 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,65	0,85 / 0,3	0,5 / 0,25



- 1 – эл. двигатель;
 2 – муфта;
 3 – редуктор;
 4 – цепная передача;
 5 – барабан ведущий;

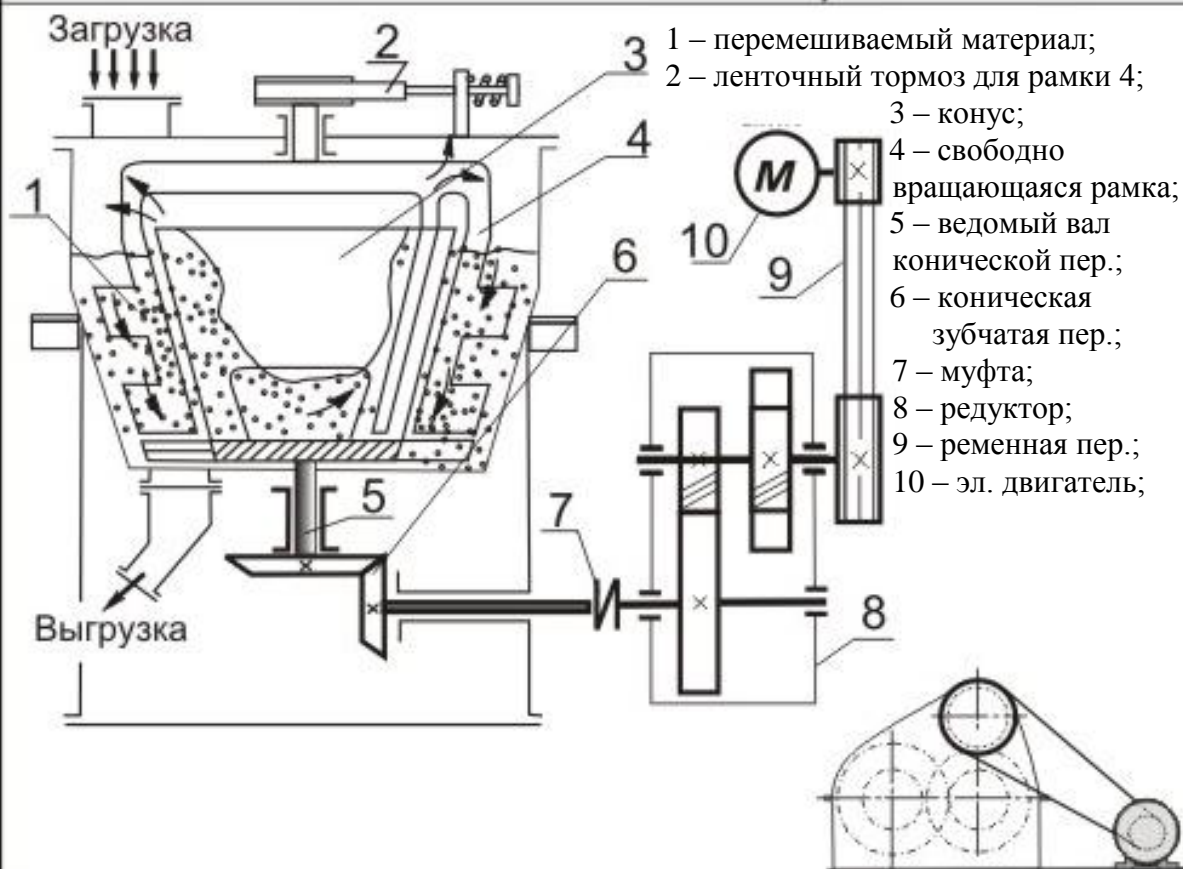


T_5 – крутящий момент на валу барабана;
 n_5 – частота вращения барабана 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 $k_r k_c$ – коэффициенты использования в течение года, суток;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.

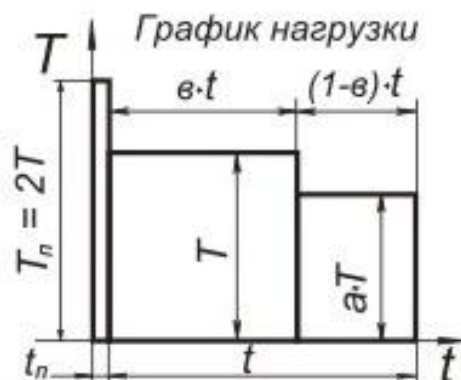
Исходные данные	В А Р И А Н Т									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_5 , кН·м	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	3,5	2,0	1,7	1,5	1,1
n_5 , мин ⁻¹	24	18	19	20	22	17	25	28	30	32
h , лет,	5	6	7	8	7	6	5	4	5	6
k_r/k_c	0,85/0,2	0,8/0,25	0,75/0,3	0,7/0,35	0,6/0,4	0,65/0,4	0,7/0,5	0,75/0,5	0,8/0,6	0,75/0,4
a/v	0,8/0,1	0,7/0,15	0,6/0,2	0,5/0,3	0,4/0,4	0,3/0,5	0,2/0,6	0,1/0,65	0,35/0,7	0,45/0,8

Привод центробежного смесителя

Техническое задание №37



T_5 – крутящий момент на валу 5;
 n_5 – частота вращения вала 5;
 h – технический ресурс (срок службы);
 k_r, k_c – коэффициенты использования в течение года, суток;
 t – технический ресурс привода (в часах);
 $t_n = 0,003t$ – суммарное время пусков;
 T_n – уточнить по выбранному эл. двигателю.



Исходные данные	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_5, \text{кН} \cdot \text{м}$	6,5	4,5	2,5	2,0	1,5	1,6	5	1,8	1,6	2,2
$n_5, \text{мин}^{-1}$	10	12	14	15	17	20	13	9	11	9
$h, \text{лет},$	7	6	5	4	8	5	4	6	4	5
k_r / k_c	0,4 / 0,3	0,5 / 0,3	0,6 / 0,35	0,5 / 0,7	0,6 / 0,35	0,75 / 0,4	0,65 / 0,5	0,75 / 0,5	0,6 / 0,6	0,7 / 0,4
a/v	0,8 / 0,2	0,7 / 0,6	0,5 / 0,3	0,3 / 0,6	0,2 / 0,6	0,5 / 0,6	0,4 / 0,5	0,3 / 0,5	0,5 / 0,6	0,3 / 0,65

8 ОБЩИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ И КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

8.1 Важнейшие требования к разрабатываемым конструкциям

Таковыми требованиями являются:

- **экономичность** на всех стадиях существования изделия- от проектирования, изготовления до утилизации;
- **удобство и безопасность использования** (эксплуатации), обслуживания, ремонта и т. д.;
- **надежность и долговечность;**
- **экологичность и эстетичность.**

Экономичность - является наиважнейшим требованием для общего машиностроения, наряду с другими, отмеченными выше. В других областях техники и отраслях промышленности, могут быть иные приоритеты. Так в авиации и космонавтике главным требованием является **надежность**, в станкостроении, приборостроении – **точность** и т. д.

8.2 Основополагающие принципы, на которых базируется проектирование и изготовление промышленных изделий

Таковыми принципами являются:

- блочность (модульность) конструкций, состоящих из самостоятельных законченных узлов, легко соединяемых друг с другом и легко разбираемых);
- унификация (единообразие, одинаковость) элементов, входящих в конструкцию;
- максимальное использование существующих стандартных выпускающихся промышленностью деталей и узлов и стандартов, применяющихся в настоящее время.

8.3 Основные критерии работоспособности и расчета деталей и узлов машин

Вновь создаваемая конструкция, прежде всего, должна быть работоспособной. Работоспособность – это состояние, при котором объект (изделие) способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией. (Терминология по вопросам надежности установлена ГОСТ 13377-75).

Размеры и другие характеристики элементов проектируемого устройства определяются расчетами по критериям работоспособности. Для общего машиностроения такими критериями являются:

- прочность – отсутствие мгновенного или преждевременного разрушения или появления остаточной (пластической) деформации;
- жесткость – отсутствие недопустимых упругих деформаций;
- износостойкость – отсутствие чрезмерно быстрого изнашивания соприкасающихся и перемещающихся друг относительно друга поверхностей (элементов кинематических пар);
- тепло (хладо) стойкость – исключение отказов, обусловленных повышенными положительными (или низкими отрицательными) температурными условиями;
- виброустойчивость (вибростойкость) – несовпадение собственных частот колебаний элементов устройства с частотой возмущающей силы (обычно равной частоте вращения соответствующего звена проектируемого устройства). Проверка по этому критерию обязательна для быстроходных валов (валы центрифуг, сепараторов, центробежных нагнетателей и т. п.).

Основными критериями работоспособности являются прочность, жесткость, а иногда и только жесткость (в станкостроении); остальные – при необходимости с учетом условий работы проектируемого устройства.

8.4 Основные правила и принципы проектирования машин

Проектирование машин и их элементов является особым видом инженерного искусства. Для правильного проектирования кроме основ теории, необходимой для определения параметров машины и ее элементов, следует:

- 1) изучить и критически проанализировать существующие аналогичные конструкции;
- 2) знать методы изготовления ее деталей;
- 3) знать условия работы проектируемой машины;
- 4) уметь представлять свои идеи в виде чертежей конструкции.

Хорошие результаты можно получить только при активном, творческом конструировании. Активно конструировать – это значит:

- 1) не слепо копировать существующие образцы, а осмысленно выбирать из всего арсенала современных конструктивных решений наиболее целесообразные для данных условий;
- 2) уметь сочетать различные хорошие решения и находить новые, более совершенные;
- 3) улучшать технические характеристики проектируемых конструкций и создавать живучие, гибкие, богатые резервами машины, застрахованные на достаточно большой срок от морального старения.

Проектирование машины состоит из конструктивной разработки ее общей компоновки и выбора формы или варианта конструктивного решения отдельных деталей, сборочных единиц, а также из тесно связанных между собой расчетов машины, ее элементов и выполнения чертежей общих видов машины, сборочных единиц и рабочих чертежей деталей.

Последовательность и характер создания конструкторской документации изложены в ГОСТ 2.103-68 ЕСКД и включает следующие основные этапы

Техническое задание. В этом документе освещается назначение объекта и его особенности, в зависимости от которых устанавливают такие показатели как производительность, надежность и долговечность, массо-габаритные, энергетические, стоимость и др.

Техническое предложение (ТПр). В ТПр обосновывают предлагаемый вариант решения по реализации задания. При этом анализируют задание с позиций возможности и целесообразности реализации тех или иных указанных в нем параметров и характеристик, конструктивных схем и т. п.; рассматривают различные существующие и возможные варианты конструктивных решений. На основании анализа технического предложения определяют технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия путем сравнительной оценки различных вариантов возможных решений с учетом особенностей разрабатываемого и существующих изделий, а также патентных материалов. ТПр после согласования и утверждения в установленном порядке является основанием для разработки эскизного проекта.

Эскизный проект (ЭП). На этом этапе разрабатывают варианты общих видов объекта и основных сборочных единиц с технико-экономическими обоснованиями необходимыми для выбора оптимального варианта.

При эскизном проектировании выполняют расчеты и эскизные чертежи, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, о его габаритах и основных параметрах. Одновременно с этим определяют круг вопросов, относящихся к принципу действия, надежности и прочности, которые подлежат исследованиям и экспериментальной проверке.

ЭП служит основанием для разработки технического проекта.

Технический проект (ТП). При техническом проектировании разрабатывают чертежи общих видов изделия и его сборочных единиц, уточняют конструкцию деталей. Чертежи ТП должны содержать окончательные решения, дающие представление об устройстве изделия, и

исходные данные для разработки рабочих чертежей. При разработке ТП могут продолжаться упомянутые выше исследования.

Рабочий проект (РП). Этот этап предусматривает разработку всех конструкторских документов, необходимых для изготовления изделия: чертежей общих видов изделия и его сборочных единиц, подвергшихся уточнению после технического проектирования, чертежей деталей, чертежей сборочных единиц, монтажных, габаритных, спецификаций, ведомостей покупных изделий, технологической документации на изготовление, сборку, испытание и т. д. Таким образом, рабочий проект содержит все то, что необходимо для воплощения в материальную форму технического задания с коррективами, возникшими в процессе конструирования и проведения исследования.

На стадии ЭП выполняют приближенные расчеты тех элементов конструкции, которые не влияют существенно на конечные основные показатели проектируемого объекта, приведенные в ТЗ. Отдельные элементы конструкции могут быть взяты без расчета, если имеются опробованные образцы, близкие к проектируемому. Но и при эскизном проектировании для технико-экономических расчетов, связанных с выбором оптимального варианта, нужна достаточно точная оценка параметров, влияющих на конечные результаты. Так, при проектировании механического привода для выбора типа передачи (обычной зубчатой с неподвижными осями, планетарной, червячной и т. д.) необходимо иметь данные, которые позволяют найти размеры элементов, определяющих массу и габариты сравниваемых вариантов с погрешностью, не оказывающей существенного влияния на конечный результат.

При техническом проектировании выполняют уточненные расчеты всех элементов проектируемого объекта по основным критериям работоспособности.

Как уже было отмечено в подразделе 8.1, к важнейшим требованиям, предъявляемым к проектируемой машине, относятся экономичность в изготовлении и эксплуатации, удобство и безопасность обслуживания, надежность и долговечность. Этим основным требованиям должна удовлетворять не только машина в целом, но и каждая отдельная деталь. При конструировании машин экономические соображения должны всегда стоять на одном из первых мест.

Стоимость машины определяется стоимостью материала, стоимостью изготовления и обработки ее деталей, а также массой машины.

Габариты и масса машины в значительной степени определяется ее кинематической схемой и компоновкой ее сборочных единиц и деталей. Компоновка сборочных единиц и деталей машин должна быть такой, чтобы возможно полнее использовать рабочее пространство рам, станин и корпусов. Уменьшение габаритов машины приводит не толь-

ко к экономии конструкционных материалов и тем самым к снижению их стоимости, но уменьшает производственные площади и в итоге удешевляет продукцию.

Для уменьшения массы машин во всех случаях, где это возможно, необходимо применять гнутые, штампованные, пустотелые облегченные тонкостенные профили проката.

Большую экономию не только материалов, но и стоимости изготовления деталей, дает применение таких прогрессивных методов, как сварка, центробежная отливка полых тел вращения, отливка в кокиль. По этим соображениям иногда бывает рационально заменить литые детали штампованными и кованные – штампованными.

Для снижения стоимости машин большое значение имеет также замена дорогостоящих материалов (например, цветные металлы и легированные стали) более дешевыми, когда это не вызывает ухудшения качества машин. Всегда, когда это возможно и экономически целесообразно, для изготовления деталей машин следует взамен черных и цветных металлов применять пластмассы.

Вместе с тем снижение стоимости машин может быть достигнуто, если основные детали, от которых зависят размеры отдельных частей и всей машины, изготавливать из более прочного, хотя и более дорогого материала.

Одним из наиболее эффективных средств экономии конструкционных материалов является использование более точных методов расчета деталей, позволяющих иметь для последних минимальные запасы прочности.

Однако не всегда наиболее дешевая машина является наилучшей. В большинстве случаев наиболее выгодной машиной будет та, у которой сумма всех эксплуатационных расходов, включая амортизацию, ремонт, обслуживание и т. п., наименьшая.

Весьма важное значение имеет количество выполняемых одновременно одинаковых машин или их деталей. Экономия материала и простота обработки тем важнее, чем большее количество одинаковых деталей необходимо изготовить.

При проектировании следует учитывать условия и возможность изготовления деталей, использовать простые геометрические формы и их комбинации, которые легко получаются при обработке деталей на станках.

Огромное значение для удешевления машины и повышения ее качества имеет применение стандартных деталей и узлов и стандартных размеров. Поэтому при проектировании машин и их деталей применение существующих стандартов строго обязательно.

Широкое использование стандартных деталей и сборочных единиц, кроме всего прочего, не только сокращает время изготовления машин, но и облегчает и ускоряет сам процесс проектирования.

Современное производство основано на создание блочных (модульных) и унифицированных конструкций, позволяющих получать наиболее высокий технико-экономичный эффект при изготовлении и эксплуатации машин. Блочная конструкция – конструкция, состоящая из самостоятельных сборочных единиц – блоков, соединенных между собой посредством легкоразъемных элементов, обеспечивает специализацию производства и в итоге – повышение качества изготовления.

Блочная конструкция позволяет легко отделить от машины сборочную единицу, требующую ремонта, без разборки смежных элементов конструкции. При наличии запасных блоков можно производить быструю замену, что уменьшает простои оборудования и позволяет обеспечить качественный ремонт в специализированных цехах. Кроме того, применение блочных конструкций дает возможность максимально унифицировать отдельные сборочные единицы и детали, что увеличивает массовость их производства, со всеми вытекающими из этого преимуществами. Принципы унификации, блочности и стандартизации обеспечивают возможность серийного производства машин, а также расширяет кооперацию между заводами, специализирующимися на производстве отдельных нормализованных и унифицированных элементов таких машин.

При проектировании машин необходимо исключить возможность несчастных случаев. Для этого необходимо :

- 1) предусмотреть возможность мгновенной остановки машины;
- 2) движущиеся открытые части машины ограждать перилами, щитами, кожухами и т. п. устройствами;
- 3) везде, где возможно, выступающие, вращающиеся части, как, например, болты муфт, закрывать гладкими фланцами;
- 4) предусматривать предохранительные устройства от возможных взрывов элементов машин.

Особое значение должно уделяться облегчению условий работы оператора машины. Машина не должна отнимать у него много времени для обслуживания, управления и не должна утомлять его. Все операции, требующие физического и нервного напряжения, необходимо устранять.

Удобство обслуживания существенно влияет на надежность машин и производительность труда, поскольку результаты работы многих объектов определяется показателями системы человек-машина. Недостатки этой системы – повышенный шум, вибрация, большие усилия на рукоятках, неудобство осмотра, затруднения при переключении скоро-

стей и т. д. – приводят к ускоренной утомляемости, нарушению технических условий и возникновению аварийных ситуаций.

При проектировании как всей машины, так и ее сборочных единиц и деталей необходимо учитывать требования технической эстетики. Машинам надо придавать красивый вид, сочетающийся с целесообразностью форм. Так, необходимую жесткость и прочность корпусных деталей целесообразно получать не за счет наружных ребер, а за счет изменения формы детали в соответствующих местах с помощью плавных переходов. При этом уменьшается расход металла, облегчается очистка от загрязнения, а само изделие приобретает более благоприятный внешний вид.

Разработка схемы машины и ее основных составных частей, конструктивных форм ее деталей составляет первую стадию проектирования. Следующий этап проектирования – расчет машины, ее деталей и выполнение чертежей. Разработку чертежей необходимо начинать сразу же после появления основных расчетов. Никогда не следует откладывать начало выполнения чертежей до полного окончания расчетов. Это первая ошибка начинающих обучение конструированию ведет к бесполезным затратам труда и времени из-за неизбежных в этом случае повторных расчетов и необходимости выполнения новых чертежей. Расчет и конструирование (выполнение чертежей конструкций) – это два неразрывно связанных элемента одного процесса.

Размеры деталей машин определяются не только расчетами по критериям работоспособности, но и другими, чисто практическими обстоятельствами:

- 1) возможностью и простотой изготовления;
- 2) возможностью сборки и монтажа машины на месте ее эксплуатации;
- 3) возможностью ремонта машины;
- 4) безопасностью обслуживающего персонала;
- 5) условиями транспортировки машины и ее частей на место установки и т. д.

Учесть заранее все эти обстоятельства чрезвычайно трудно, но необходимо при разработке конструкции машины.

Практикой машиностроения установлен ряд рекомендаций общего характера, которых необходимо придерживаться при проектировании машин и их деталей. Основные из этих положений следующие.

При проектировании машин и их деталей необходимо широко использовать стандарты.

Окончательные размеры деталей (диаметры, осевые размеры) необходимо принимать по соответствующим стандартам или в соответствии со стандартом на нормальный ряд диаметров и длин. Использо-

ние этого нормального ряда снижает стоимость изготовления деталей машин (за счет сокращения режущего и мерительного инструмента).

Расчеты деталей машин по критериям работоспособности необходимо производить везде, где это возможно, с минимальными запасами работоспособности.

Не следует конструировать детали с резкими изменениями размеров сечения. Для снижения концентрации напряжений, часто являющейся причиной поломок, все переходы рекомендуется сопрягать плавно (максимально возможными радиусами).

При передачи деталями машин больших усилий необходимо, чтобы эти усилия воспринимались разумно упрочненными (утолщенными, оребренными и т. п.) элементами и распределялись на возможно большую поверхность и массу.

Необходимо по возможности избегать применения несимметричных деталей, так как такая форма создает повод к ошибкам при их изготовлении.

Нужно обеспечивать точность взаимного положения деталей за счет контактирования по простым, легко обрабатываемым поверхностям (плоским, цилиндрическим). Точность установки соприкасающихся деталей по одному из направлений должна обеспечиваться только одной парой простых поверхностей.

При сопряжении стержня или вала, имеющего заплечик, радиус закругления у заплечика должен быть несколько меньше фаски (под углом в 45 градусов) на втулке, в которую вставлен стержень.

Машина и ее отдельные части (детали) должны быть спроектированы так, чтобы обеспечивалась их сборка и разборка, причем по возможности наиболее простым и легким способом.

При проектировании в качестве внутренних силовых связей между отдельными частями машин необходимо использовать только металлические элементы, а не стены здания или фундамент, на котором она установлена. Необходимо также обеспечить надежную смазку подвижных соединений деталей машин (узлов трения), а также возможность удобного ремонта и легкой замены изношенных деталей. Для этого все ответственные, опасные и изнашивающие детали должны быть легко доступны для надзора и осмотра, разборки и сборки.

При проектировании крупногабаритных машин необходимо учитывать возможности данного завода или цеха, т. е. возможности и размеры имеющихся станков, грузоподъемных кранов, а также условия транспортировки.

Кроме названных выше основных требований к проектируемым машинам и их деталям необходимо учитывать целый ряд требований, связанных с технологией изготовления и обработкой деталей на стан-

ках, которые в свою очередь, определяются количеством выпускаемых изделий.

9 ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

9.1 Определение требуемой мощности электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{тр} = \frac{P}{\eta}, \quad (9.1)$$

где P – мощность на ведущем звене рабочего механизма;

η – кпд привода.

При последовательном соединении передаточных механизмов кпд привода¹

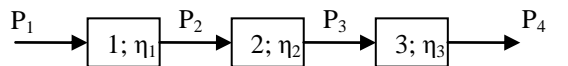
$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n; \quad (9.2)$$

при параллельном (при условии, что $\eta_1 \approx \eta_2 \approx \eta_3 \approx \dots \approx \eta_n$)

$$\eta = \eta_1; \quad (9.3)$$

Здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ – кпд отдельных механизмов и устройств, из которых состоит привод. Их ориентировочные значения (без учета потерь в подшипниках) приведены в таблице 9.1.

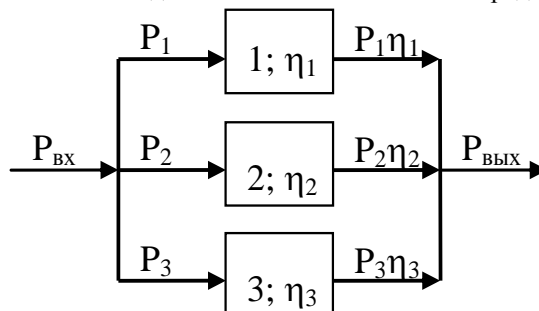
¹ Последовательное соединение механизмов можно представить как цепочку механизмов 1-3



Кпд такой системы $\eta = \frac{P_4}{P_1}$ или, введя промежуточные мощности P_2 и P_3 , $\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \frac{P_4}{P_3}$, получим

выражение (9.2).

Выражение (9.3) для параллельного соединения элементов привода, например, несколько ремней клиноременной, несколько рядов многорядных цепных передач, подшипниковые опоры валов и т.п. Схематично параллельное соединение механизмов можно представить так



Кпд системы параллельно соединенных механизмов

$$\eta_{пар} = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \frac{P'_1 + P'_2 + P'_3}{P_1 + P_2 + P_3} = \frac{P_1\eta_1 + P_2\eta_2 + P_3\eta_3}{P_1 + P_2 + P_3}. \text{ Если } \eta_1 \approx \eta_2 \approx \eta_3, \text{ что часто бывает, то } \eta_{пар} \approx \eta_1,$$

т.е. выражение (9.3).

Если мощность на рабочем (исполнительном) механизме задана, например, в виде силы F (момента T) производственного сопротивления и скорости линейной V (или угловой ω), то, как известно,

$$P = FV; P = T\omega. \quad (9.4)$$

В этих зависимостях P в Ваттах, Вт; F в Ньютонах, Н; V в метрах в секунду, м/с; T в Н·м, а ω в рад/с (с^{-1}). Угловая скорость, с^{-1} и частота вращения n , мин^{-1} (об/мин) связаны известной зависимостью

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (9.5)$$

Достаточная точность вычисления η – две цифры после запятой, а мощности – до десятков Ватт

Таблица 9.1 – КПД одной ступени передач (без учета потерь в подшипниках) и их отдельных элементов

Тип передачи	Закрытая с жидкой смазкой	Открытая
Зубчатая, обычного исполнения с окружной скоростью $V \leq 12 \text{ м/с}$ цилиндрическая	0,96-0,98	0,93-0,95
	0,95-0,97	0,92-0,94
Червячная: самотормозящая	0,3-0,4	0,2-0,3
	несамотормозящая при числе заходов червяка: $z_1=1$	—
	$z_1=2$	—
	$z_1=4$	—
Цепная	0,92-0,95	0,9
Фрикционная	0,90–0,96	0,7-0,8
Ременная (все типы)	—	0,94-0,96
Муфта (для соединения валов)	—	0,98
Подшипники: качения(одна пара) скольжения	0,99	—
	0,98	—
Блоки механизмов подъема и передвижения кранов: неподвижный	—	0,94-0,96
	—	0,97-0,98

9.2 Определение возможной частоты вращения электродвигателя

В приводах машин широко используются самые простые, дешевые, достаточно надежные и долговечные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели общепромышленной серии (АД) с частотой тока питания 50 Герц и напряжением 220/380 Вольт (Приложение Д, таблицы Д8 и Д9). В отдельных случаях, например, для цепных конвейеров, дробильных и других машин с повышенными пусковыми нагрузками применяются двигатели такого типа с повышенным пусковым моментом, а для многодвигательных систем (например, конвейеров, механизмов передвижения мостовых и других кранов) асинхронные короткозамкнутые двигатели с повышенным скольжением (до 10-12% вместо 2-6% у обычных асинхронных с короткозамкнутым ротором). Недостатком названных электродвигателей является их неуправляемый пуск, с повышенными динамическими нагрузками как в самом двигателе, так и в элементах привода и рабочей машины.

При пуске АД обычного (основного) исполнения серии 4А имеют отношение начального (при нулевой скорости ротора) момента к расчетному в пределах от 2 (для мощностей 0,1-10 кВт) до 1 (при мощностях выше 100 кВт).

Минимальный момент при пуске у АД общего назначения серии 4АМ (модернизированные двигатели серии 4А) находится в пределах (1,0-1,3) от расчетного (номинального) примерно при том же диапазоне передаваемых мощностей; а у таких же двигателей серии АИР – этот момент превышает расчетный в 1,4-1,6 раза.¹

АД с повышенным пусковым моментом серии 4АР имеют синхронные частоты вращения 1500, 1000, 750 мин⁻¹ и охватывает диапазон мощностей от 7,5 до 90 кВт. У них отношения начального, минимального, максимального моментов к расчетному соответственно равны 1,8-2; 1,5-1,6 и 2-2,2.

При использовании названных АД для защиты от чрезмерных перегрузок двигателя привода и самой машины на всех режимах работы и повышения их надежности и долговечности применяют предохранительные муфты различных типов (гидродинамические, механические центробежные с твердым сыпучим наполнителем, электромагнитные порошковые и др.).

При выборе типа электродвигателя следует иметь в виду, что машины, использующие для передачи движения рабочему элементу силы трения, например, ленточные конвейеры, должны запускаться при сравнительно невысоком уровне пускового момента, равном примерно для

¹ Справочник по электрическим машинам: В 2-х т./ Под общ. ред. И.П. Копылова и Б.П. Клокова. Т.1. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.

названных машин (1,3-1,4) – кратному значению расчетного(номинального) момента. Это необходимо для исключения буксования ленты на приводных барабанах и аварийного ее изнашивания в период пуска загруженного конвейера (стоимость ленты конвейера составляет примерно половину стоимости всего конвейера).

Для окончательного выбора электродвигателя кроме типа и требуемой мощности необходимо знать частоту вращения его ротора. Синхронные частоты n_0 вращения АД всех типов, кроме указанных для серии 4 АР, включают еще частоту 3000 мин⁻¹. Кинематические и силовые расчеты привода следует вести по частоте вращения n ротора АД под расчетной (номинальной) нагрузкой (таблица Д.8 Приложения Д). Относительная разница между синхронной и частотой вращения двигателя под нагрузкой скольжения $S = \frac{n_0 - n}{n_0}$ приводится в справочниках

по электрическим машинам, например с.163. Частота вращения двигателя ротора под нагрузкой $n = n_0(1 - S)$.

Для уменьшения размеров, массы, стоимости электродвигателя и всего привода следует использовать более быстроходный двигатель (исключая случаи, когда двигатели с разными скоростями имеют одинаковые размеры корпуса). Это следует из зависимости (9.4). Требуемая величина T (или F) определяет размеры корпуса АД.

Если привод состоит только из АД и цилиндрической зубчатой передачи, то повышение скорости электропривода увеличивает передаточное число зубчатой пары, но уменьшает во столько же раз передаваемый момент. Анализ влияния увеличения скорости двигателя на изменение размеров зубчатой передачи (по контактной прочности) приведен на рисунке 9.1 (при одной и той же передаваемой мощности и скорости выходного вала).

Изменение размеров (в виде изменения отношения межосевых расстояний) цилиндрической зубчатой передачи определялось по зависимости

$$\frac{a_B}{a_T} = \frac{u_T \cdot \kappa + 1}{(u_T + 1) \sqrt[3]{\kappa^2}},$$

$$\kappa = \frac{n_{шБ}}{n_{шТ}}, \quad u_B = \kappa u_T.$$

Здесь a_B , a_T , u_B , u_T , $n_{шБ}$, $n_{шТ}$ – соответственно межосевые расстояния, передаточные числа, частоты вращения шестерни при быстроходном и тихоходном двигателях.

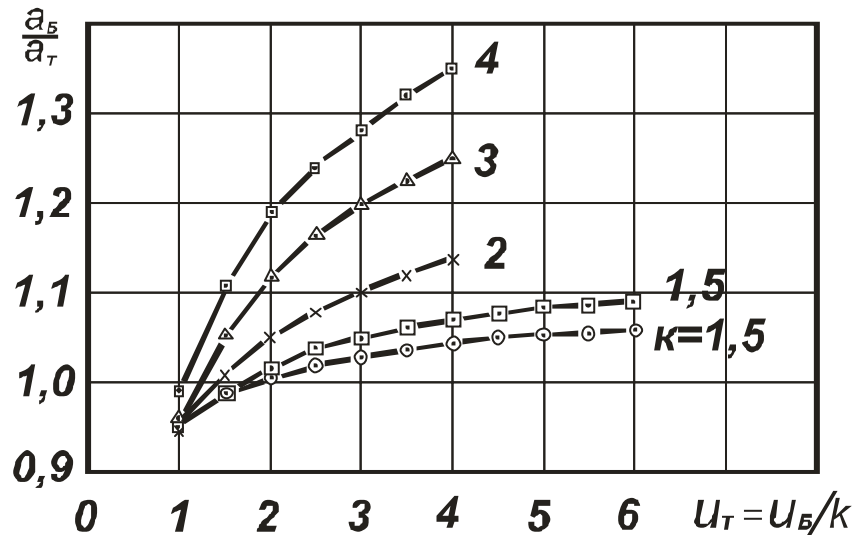


Рисунок 9.1 Влияние скорости и передаточного числа цилиндрической зубчатой передачи на ее размеры

Как видно из рис. 9.1, увеличение частоты вращения АД приводит к некоторому (незначительному) увеличению размеров зубчатой передачи (увеличивается межосевое расстояние a). Так увеличение частоты вращения шестерни $n_{ш}$ цилиндрической зубчатой передачи со средним значением $u_{ш} = 3$ на 30-35% увеличивает a примерно на 3%; увеличение ее частоты вращения на 50% - увеличивает a на 10%. Передаточное число такой передачи будет $u_B = 2 u_T$.

Таким образом, увеличение частоты вращения частоты вращения АД на 30-50% (и даже на 100%) являются целесообразными, так как размеры зубчатой передачи практически не увеличиваются (или мало увеличиваются), если при этом размеры выбираемого двигателя уменьшаются.

Повышение скорости двигателя желательно и для уменьшения размеров ременной и цепной передач (если они имеются в проектируемом приводе), особенно при неизменных передаточных отношениях этих передач.

Если же передаточные отношения передач гибкой связью несколько увеличивать (при использовании более быстроходного АД), то при одинаковой мощности, передаточном отношении и скорости тихоходного вала увеличение передаточных отношений для таких передач (да и предварительное распределение общего передаточного отношения всего привода) должно быть обратно пропорционально их размерам (межосевым расстояниям).

Наименьшие размеры при одинаковой передаваемой мощности, частоте вращения выходного звена и передаточном отношении имеет зубчатая передача (особенно планетарная). Межосевые расстояния цеп-

ной трехрядной роликовой и клиномерной передач больше такого расстояния зубчатой рядовой примерно в 3 и 5 раз соответственно.

Таким образом, для уменьшения размеров привода следует назначать передаточные отношения для передач гибкой связью минимальными или близкими к ним, а для зубчатых – близкими к максимальным, таблица 9.2.

Поскольку схема привода при курсовом проектировании задана, то приняв обоснованно в соответствии с предыдущей рекомендацией передаточные числа отдельных механизмов привода, можно определить общее возможное передаточное отношение привода $i_{возм} = i_1 i_2 i_3 \dots i_n$, где $i_1, i_2, i_3 \dots i_n$ - частные передаточные отношения отдельных передач.

Таблица 9.2 – Рекомендуемые значения передаточных отношений $i_{рек}$ для механических передач

Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Цилиндрические: одноступенчатая двухступенчатая	4–5	8(10)
	15–30	45
Конические: одноступенчатая	3–4	5-6,3
Коническо-цилиндрическая	15-30	40
Червячная одноступенчатая	20–40	70–(1000)
Цилиндрическо-червячная	30	200
Цепная	2,0–2,6	3(4)
Ременная	2–2,5	3(4)

Возможная частота вращения электродвигателя для проектируемого привода

$$n_{д.возм} = n_p \cdot i_{возм}.$$

Здесь n_p – частота вращения вала рабочего механизма.

По $n_{д.возм}$ и ранее определенной требуемой мощности по таблице Д.8 подбирается двигатель с частотой вращения n , мин⁻¹ и мощностью P , кВт, ближайшими большими к $n_{д.возм}$ и $P_{тр}$. Если окажется, что возможная частота $n_{д.возм}$ находится в середине между двумя стандартными значениями n , то тогда следует сопоставить размеры обоих двигателей (с большей и меньшей стандартными частотами вращения n) по высоте оси вала h от опорной поверхности лапок двигателя, которая содержится в обозначении двигателя, например, 132М и 160S. Эти цифры характеризуют также и другие размеры электродвигателя. Рекомендуется вы-

брать электродвигатель с меньшим числом в обозначении (с меньшей высотой h). Размеры, масса и стоимость такого двигателя меньше.

Если это число у обоих двигателей одно и то же, надо выбирать двигатель с меньшей частотой вращения вала. Масса, размеры и стоимость обоих двигателей примерно одинаковые, а передаточные числа и, следовательно, размеры передачи будут на несколько процентов меньше (см. рис. 9.1).

9.3 Уточнение передаточного отношения привода

После определения n двигателя определяют общее передаточное отношение привода

$$i = \frac{n}{n_p}.$$

Это передаточное отношение распределяют между зубчатой передачей и другими передачами (ременной, цепной), учитывая изложенные выше соображения (см. таблицу 9.2 и текст, связанный с ней). Если оно оказалось меньше ранее принятого, а i зубчатой было принято непределельным, то уменьшают передаточные отношения передачи с гибкой связью; если оно оказалось большим ранее принятого, а i зубчатой непределельным, i гибкой связью ближе к максимальным, то i передачи с гибкой связью не меняют, увеличивая i зубчатой передачи и т.д. **Полученные результаты распределения передаточного отношения между отдельными механизмами обязательно согласовать с руководителем проекта.**

Передаточное отношение двухступенчатой зубчатой передачи распределяют между быстроходной и тихоходной ступенями по соотношениям таблицы 9.3.

9.4 Определение частот вращения и вращательных моментов на валах привода

После определения передаточных отношений (чисел) ступеней зубчатой передачи (редуктора) находят частоты вращения валов привода и крутящие моменты, передаваемые ими.

Частоты вращения, мин^{-1} (для привода на рисунке 3.2)

— вал электродвигателя (вал I, рисунок 3.2)

— $n_I = n = n_0(1 - S)$;

— вал ведущий зубчатой передачи (вал червяка; вал II)
 $n_{II} = n_I / i_{\text{рем}}$, где $i_{\text{рем}}$ - принятое передаточное отношение ременной передачи;

— вал червячного колеса (шестерня z_3 цилиндрической зубчатой пары, вал III)

$n_{III} = n_{II} / i_{чер}$, где $i_{чер}$ - передаточное отношение (число) червячной пары (ступени) зубчатой передачи;

Таблица 9.3 – Рекомендуемые соотношения передаточных соотношений (чисел) двухступенчатых зубчатых передач (редукторов)

Тип зубчатой передачи (редуктора)	Схема	Передаточные отношения (числа)	
		u_6	u_T
Двухступенчатый по развернутой схеме		$u_{ред} / u_T$	$0.88 \cdot \sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		$u_{ред} / u_T$	$0.9 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_B$
Коническо-цилиндрическая		$u_{ред} / u_T$	$0.63 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^2}$
Цилиндрическо-червячная		2-3	$u_{ред} / u_B$
Червячно-цилиндрический		$u_{ред} / u_T$	~4-5
		$u_{ред} / u_T$	~5-6

— вал выходной передачи (вал IV)

$n_{IV} = n_{III} / i_{зуб}$, где $i_{зуб}$ – передаточное отношение (число) зубчатой цилиндрической пары, n_{IV} должно быть равно заданному или несколько большим (примерно на 3-4%);

— вал рабочего механизма (вал V); так как валы IV и V соединены постоянной компенсирующей муфтой, то $n_V = n_{IV}$.

Вращающие моменты на валах рассматриваемого привода, Н·м

— вал I

$$T_I = P_I / \omega_I = \frac{P_{\pi} \cdot 30}{\pi n_I},$$

здесь P_I – мощность на валу электродвигателя, Вт;

ω_I – угловая скорость вала I, с⁻¹;

Мощность на валу электродвигателя $P_I = P_{mp}$ (см. п.раздел 9.1).

Так следует определять мощность, если производство проектируемого изделия будет единичным (не более 10 изделий). Если производство мелкосерийное (или серийное), то для расширения возможностей использования проектируемого изделия в качестве мощности P_I будет паспортная мощность установленного АД. Достаточная точность вычисления моментов – до 0,1 Н·м;

— вал II

$$T_{II} = T_I \cdot i_{рем} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{II}$$

здесь $\eta_{рем}$ – КПД пары подшипников;

$\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи; следует ориентировочно

принимать среднее из рекомендуемых значений этого коэффициента по таблице 9.1. В особых случаях с целью исключения возможной перегрузки АД – минимальное его значение.

— вал III

$$T_{III} = T_{II} \cdot i_{чер} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{III}$$

здесь $\eta_{чер}$ – КПД червячной передачи. Ориентировочно можно

принять $\eta_{чер} \cong 0,8$, а затем уточнить.

— вал IV

$$T_{IV} = T_{III} \cdot i_{зуб} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{IV}$$

здесь $\eta_{зуб}$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи (ориентировочно – среднее из рекомендуемых значений).

— вал V

$$T_V = T_{IV} \cdot \eta_M$$

здесь η_M – КПД муфты.

10 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

10.1 Шестерни

Так называют меньшие зубчатые колеса передач. Их выполняют, как правило, как единое целое с валом (валы-шестерни), рис.10.1, это обусловлено их малыми радиальными размерами, а также более высоким качеством такой конструкции (выше жесткость и точность и ниже стоимость изготовления) по сравнению с насадной шестерней, которая так выполняется только при необходимости ее перемещения по валу.

На рис.10.1 показаны шестерни быстроходных валов (*а*, *в* – *д*) и промежуточного вала (*б*) зубчатых передач. Варианты *а*, *б* характерные для небольших передаточных отношений и обеспечивают нарезание зубьев со свободным входом и выходом инструмента.

При больших передаточных числах наибольший диаметр шестерни мало отличается от диаметра вала (рис.10.1 *в*, *г*). В этом случае зубья нарезают на поверхность вала и выход фрезы определяют графически по ее наружному диаметру D_f (размер l_x , рис.10.2). По возможности следует предусмотреть вход инструмента со стороны заплечика на валу, предназначенного для фиксации подшипника.

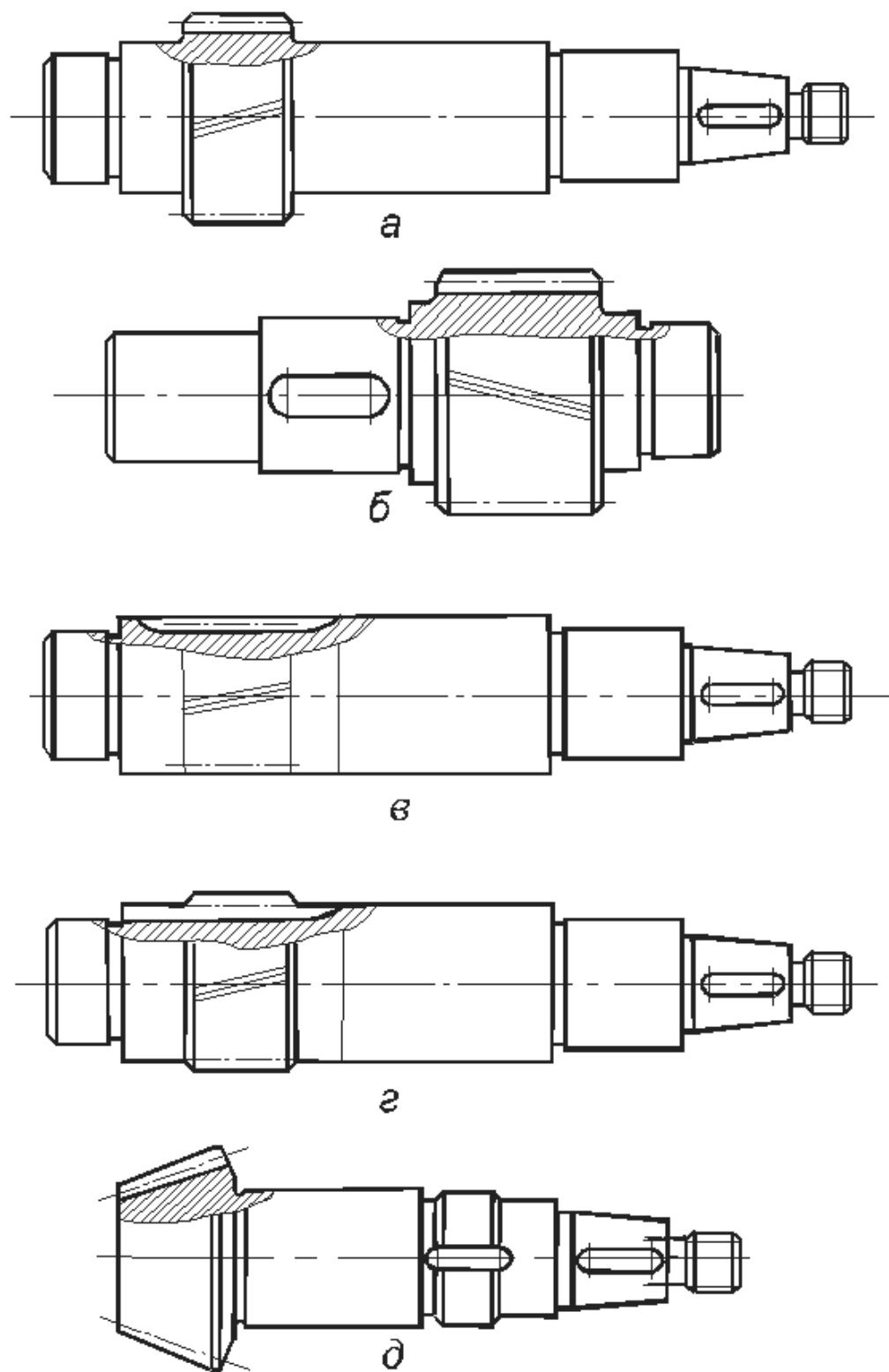


Рисунок 10.1


$$\frac{\overline{AC}}{\overline{BC}} = \frac{\overline{OB}}{\overline{AB}} \text{ или } \frac{l_x}{h} = \frac{r_\phi \cos^2 \beta}{0.5l_x} \text{ и } l_x = \cos \beta \sqrt{2hr_\phi} \quad (10.1)$$
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h}{l_r}, \quad (10.2)$$

здесь h – высота, а r_ϕ – наружный радиус фрезы.

Решая совместно выражения (10.1) и (10.2), получим

$$\sin \beta = \frac{h}{\sqrt{2hr_\phi}} ; \quad (10.3)$$

Используя зависимости (10.1) и (10.3), найдем

$$l_x = \sqrt{h(2r_\phi - h)} \quad (10.4)$$

Для колес нарезанных стандартным инструментом

$$l_x = \sqrt{2.25m_n(D_\phi - 2.25m_n)} \quad (10.5)$$

где m_n – нормальный модуль зубчатого зацепления.

Диаметр фрезы D_ϕ зависит от m_n и степени точности изготовления зубчатых колес; принимается по таблице 10.1.

Таблица 10.1

m_n , мм	2 – 2.25	2.5 – 2.75	3 – 3.75	4 – 4.5	5 – 5.5	6 – 7
D_ϕ , мм при степени точности:						
7	90	100	112	125	140	160
8 – 10	70	80	90	100	112	125

10.2 Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления

Большее зубчатое колесо передачи называют колесом. Оно, как правило, выполняется отдельно от вала и устанавливается на нем с большим или меньшим натягом. Наиболее рациональным способом соединения колеса с валом – использование посадки с гарантированным натягом, обеспечивающим передачу требуемых моментов и сил.

Форма зубчатого колеса зависит от количества изделий, изготавливаемых по разрабатываемым чертежам. В случае единичного и мелкосерийного производства она может быть плоской (рис 10.3 а, б) или с выступающей ступицей (рис 10.3 в). Иногда (в одноступенчатых зубчатых передачах) колеса делают с симметричной ступицей, выступающей в обе стороны. При небольших диаметрах заготовки колес получают из прутка, а при больших – свободной ковкой. Для уменьшения времени точной обработки резанием (стоимости изготовления) на дисках колеса выполняют выточки (см. рис.10.3 б, в). При диаметрах $d_a < 80$ мм эти выточки не делают (см. рис.10.3 а).

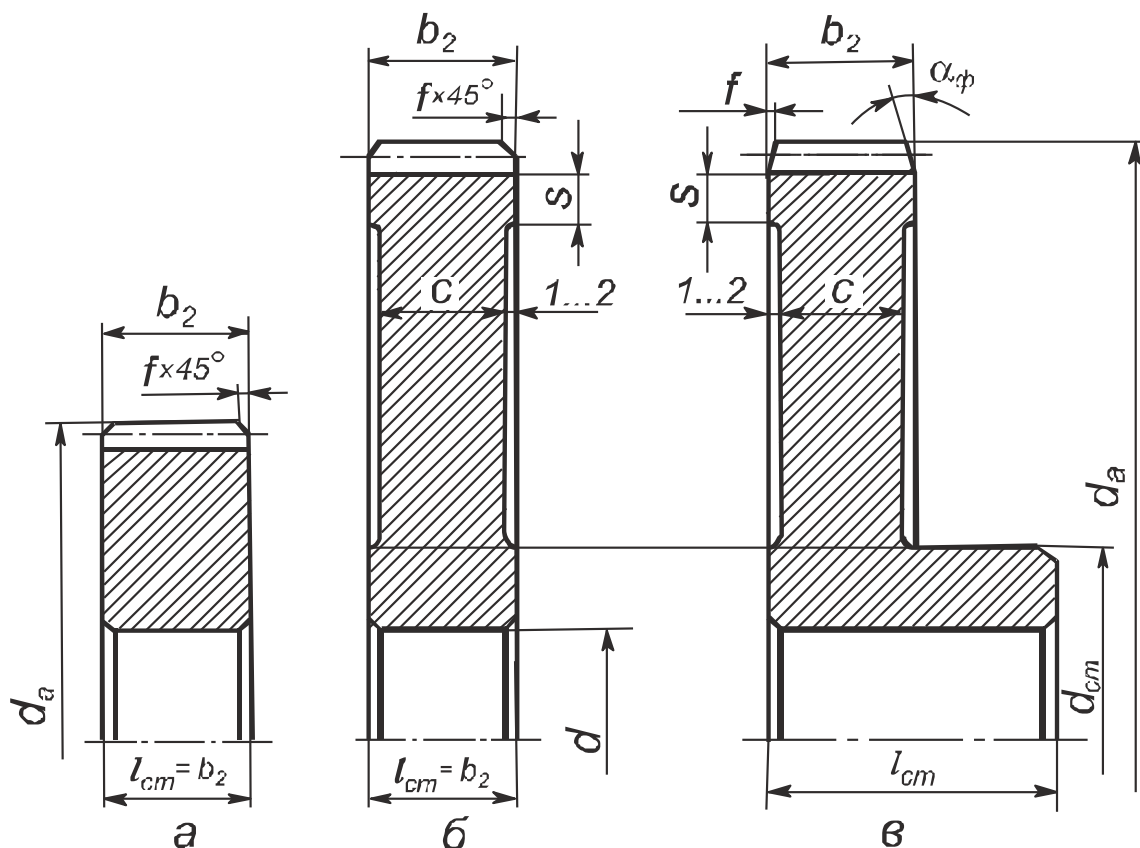


Рисунок 10.3

Длину $l_{\text{ст}}$ посадочного цилиндра колеса желательно принимать равной ширине b_2 зубчатого венца, если $b_2 \geq 0.8 d$, т.е. выполнять $l_{\text{ст}} \geq 0.8 d$. Здесь d - диаметр посадочного места вала. Обычно $l_{\text{ст}} = (1-1.2) d$. Принятую длину ступицы следует согласовать с необходимой длиной ступицы, полученного при расчете шпоночного, шлицевого или соединения с гарантированным натягом.

Диаметр ступицы зубчатого колеса $d_{\text{ст}}$ назначают в зависимости от материала ступицы (материал центра, ступицы и зубчатого венца могут быть разными): для стали $d_{\text{ст}} \approx 1.5 d$; для чугуна $d_{\text{ст}} \approx 1.6 d$; для легких сплавов $d_{\text{ст}} \approx 1.7$.

Ширину торцов зубчатого венца S принимают

$$S = 2.5m + 0.05b_2,$$

где m - модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца (зубьях и кромках обода) выполняют фаски: $f = (0.5 - 0.6)m$, которые округляют до стандартного значения (табл. 10.2).

На прямозубых колесах фаска $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$; на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей зубьев менее 350 НВ

– под углом $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$ (см. рис.10.3 а, б). а при более высоких твердостях $\alpha_{\phi} = 15-20^{\circ}$ (см. рис.10.3 в).

Острые кромки на торцах ступицы также притупляют фасками f , которые принимают по табл. 10.2.

Таблица 10.2

d, мм	20-30	30-40	40-50	50-80	80-120	120-150	150-250	250-500
f, мм	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0

При серийном производстве заготовки колес получают также как при единичном, а также ковкой в штампах. При годовом объеме выпуска колес в количестве более 50 шт. экономически целесообразна ковка в простейших односторонних подкладных штампах. Форма заготовок зубчатых колес полученным таким способом может быть представлена с помощью рис. 10.3 б, в, если оставив без изменения левые торцевые поверхности, толщину диска уменьшить примерно до $b_2/3$ и определять по зависимости

$$c \approx 0.5(S + S_{cm}) \geq 0.25b_2, \text{ где } S_{cm} = 0.5(d_{cm} - d).$$

Для свободного извлечения заготовки из штампа значения штамповочных уклонов принимают $\gamma \geq 7^{\circ}$ и радиусов закруглений (у заготовки) $R \geq 6$ мм.

При годовом объеме производства более 100 шт. применяют двухсторонние штампы. В этом случае диск колеса располагается по середине зубчатого венца. Для уменьшения влияния термической обработки на форму и размеры зубчатые колеса делают массивными, принимая $c = (0.35 - 0.4)b_2$.

Условия пластичного деформирования металла при штамповке могут быть улучшены, если выемки между зубчатым венцом и ступицей колеса сделать скругленными с $R \geq 20$ мм, а штамповочные уклоны $\gamma \geq 12^{\circ}$.

В зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляют одной дугой радиуса R или двумя дугами и прямой. Толщина диска в этом случае $c=0,5 b_2$

В авиастроении и автомобилестроении колеса делают с более тонким диском ($c = 0.25 b_2$); диски выполняют с 4 – 6 отверстиями большого диаметра, радиусы закруглений назначают минимальными. Зубчатые колеса с частотой вращения $n \geq 1000$ мин⁻¹ обрабатывают (резанием) по всей наружной поверхности и балансируют (путем сверления отверстий на торцах зубчатого венца). Базовыми поверхностями при нарезании зубьев колес являются поверхность посадочного отверстия (для установки на вал) и торцы зубчатого венца.

Производительность нарезания зубьев возрастает, если их нарезают в пакете из двух и более колес. С этой целью (для соприкосновения заготовки по торцам зубчатых венцов) следует выполнять длину ступицы $l_{ст}$ на доли миллиметра меньшими b_2 или оговаривать в технических требованиях, что торец ступицы не должен выступать за торец зубчатого венца.

Шевронные зубчатые колеса отличаются от других цилиндрических большей шириной. Наиболее часто их изготавливают с канавкой посередине зубчатого венца, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. Ширину a канавки определяют по диаметру фрезы в зависимости от модуля m по таблице 10.3.

Таблица 10.3

m , мм	2	2.5	3	3.5	4	5	6	7	8	10
a , мм	32	38	42	48	53	60	67	75	85	100

Размеры (мм) остальных элементов шевронных колес $l_{cm} = b_2 + a$; $c = (0.3 - 0.35)(b_2 + a)$; $S = 2.5m + 0.05(b_2 + a)$; $h_1 = 2.5m$; $S_\delta = 6m$; $S_0 = (1 - 1.1)S_\delta$; $t = 0.35S_\delta \geq 3$ мм.

Здесь h_1 – глубина проточки между двумя зубчатыми венцами (от поверхности вершин зубьев); S_δ – радиальный размер насаживаемого обода (без высоты зубьев); S_0 – толщина обода колеса (со сборными двухзубчатыми венцами); t – высота уступа на обode со сборными зубчатыми венцами.

Для снижения расхода высококачественной стали колеса иногда делают составными. На центр из углеродистой стали напрессовывают зубчатый венец из легированной стали. Зубчатые венцы могут быть двухрядными и однорядными.

10.3 Конические зубчатые колеса

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм представлены на рис 10.4. При угле $\delta \leq 30^\circ$ колеса выполняют по рис. 10.4 а, а при угле $\delta \geq 45^\circ$ – по рис 10.4 б. При $30^\circ < \delta < 45^\circ$ допускают использование обеих форм. Размеры ступицы $d_{ст}$ и $l_{ст}$ и толщину c определяют по соотношениям для цилиндрических колес. Обычно рекомендуют $l_{ст} \cong 1.2 d$.

Формы конических колес при внешнем диаметре вершин $d_{ae} > 120$ мм показаны на рис. 10.5. По рис. 10.5 а выполняют колеса при единичном и мелкосерийном производствах. Колеса меньших размеров изготавливают из прута, больших – свободной ковкой с последующей токарной обработкой. Форму на рис 10.5 б – при крупносерийном производ-

стве. В таком случае заготовку получают ковкой в двухсторонних штампах.

При любой ковке колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f = 0.5m_{te}$ параллельной оси посадочного отверстия. Ширину S (мм) принимают: $S = 2.5m_{te} + 2$. Здесь m_{te} – в мм. Торцев зубчатого венца шириной $b_1 \approx S$ используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения объема точной механической обработки выполняют выточку глубиной $1 \div 2$ мм.

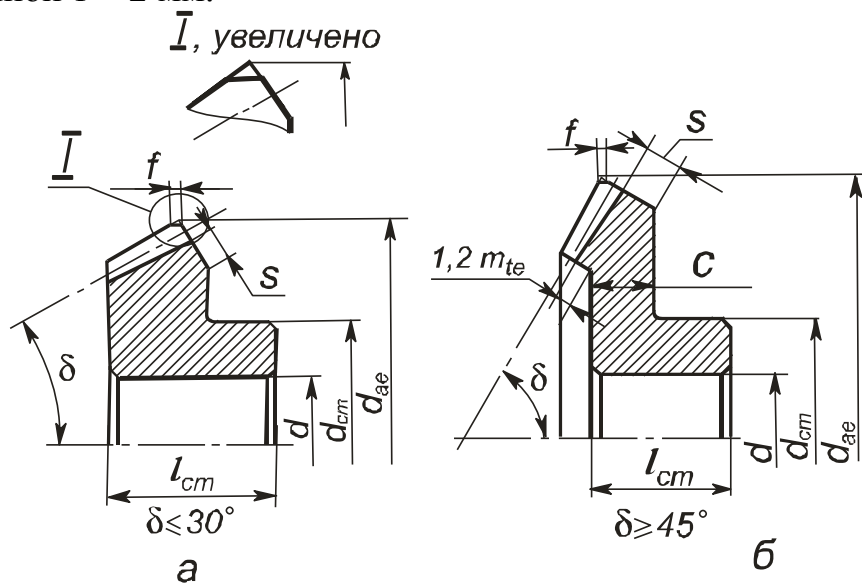


Рисунок 10.4

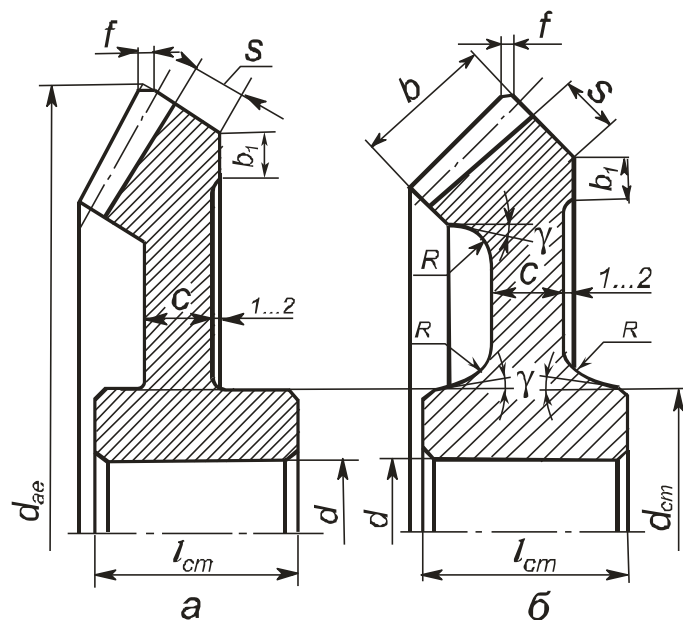


Рисунок 10.5

11 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

На этапе эскизного проектирования ориентировочно была разработана конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Затем следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на вал, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнений, технологию изготовления.

Перед проработкой конструкции вала должно быть принято решение о способе передачи вращающего момента в соединении вал-ступица и способе крепления деталей на валу от осевого перемещения.

11.1 Концевые участки валов

Входной и выходной валы редукторов, коробок передач имеют цилиндрические или конические концевые участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек или зубчатых колес.

Цилиндрические концы валов выполняют при единичном и мелкосерийном производствах по ГОСТ 12080-66 (табл. 28 Приложения Д). Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в заплечик высотой t (рис. 11.1).

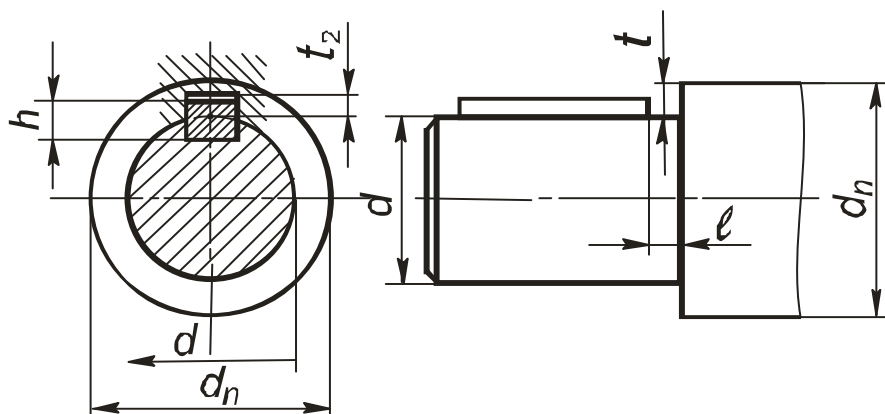


Рисунок 11.1

Переходный участок вала между двумя ступенями разных диаметров выполняют галтелью радиуса r , а при шлифовании выполняют канавку для выхода шлифовального круга (рис. 11.2, а, б). Радиус r галтели для непосадочных участков принимают в зависимости от диаметра d вала (мм):

d	20...28	32...45	50...70	80...100
r	1.6	2.0	2.5	3.0

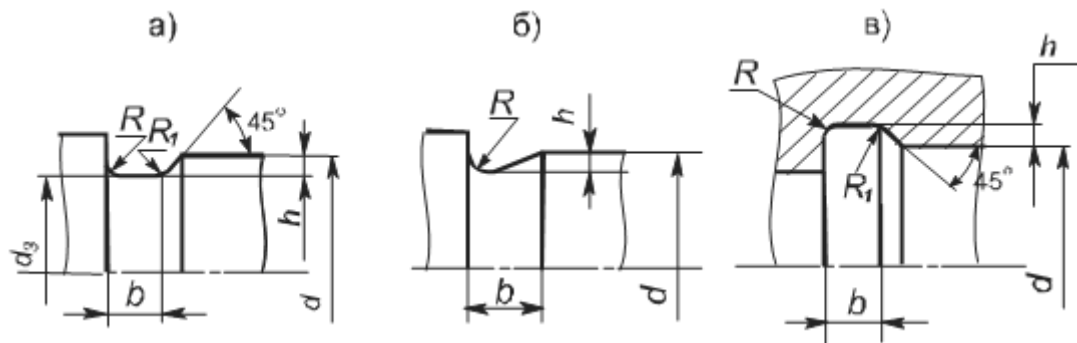


Рисунок 11.2

Таблица 11.1 (размеры в мм)

	b	h	R	R_1
Св. 10 до 50	3	0.25	1	0.5
Св. 50 до 100	5	0.5	1.6	0.5
Св. 100	8	0.5	2.0	1.0

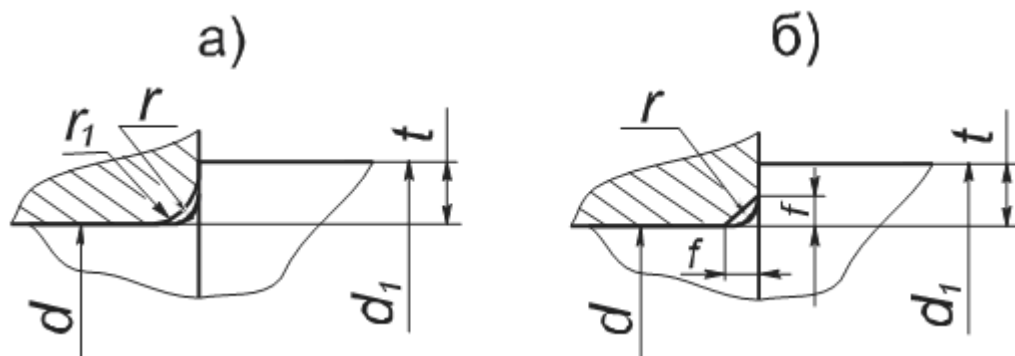


Рисунок 11.3

При высоких напряжениях в таких сечениях вала переходную поверхность выполняют галтелью постоянного радиуса r (рис. 11.3). Радиус r галтели принимают меньше радиуса скругления r_1 кольца подшипника (фаски f детали, устанавливаемой на валу), $r \approx (0,6-0,7) r_1$. Размер фаски $f = r_1$ детали, устанавливаемой на валу, принимают в зависимости от диаметра d (мм):

d , мм	17 – 30	32 – 44	45 – 50	52 – 65	67 – 85	90 – 100
f , мм	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0

Предварительно следует принимать минимальную высоту заплечика $t \approx 1,5 f$ (см. рис. 11.3).

Соседним с концевым является участок вала для установки подшипника. Поэтому высота t заплечика концевой участка должна быть согласована с посадочным диаметром подшипника. При этом желательно предусмотреть возможность установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочно диаметр вала (мм) в месте установки подшипника (см. рис. 11.1):

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_2 + 1,$$

где t_2 – глубина паза в ступице (рис. 11.4 и табл. 29 Приложения Д).

Полученное значение $d_{\text{п}}$ округляют в большую сторону до ближайшего стандартного для подшипника размера. Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров $d_{\text{п}}$ и d . В тех случаях, когда расстояние l (рис. 11.1, 11.4) больше ширины B внутреннего кольца подшипника, отличие в размерах $d_{\text{п}}$ и d можно уменьшить за счет обхода шпонки. Последовательность монтажа подшипника в этом случае показана на рис. 11.4.

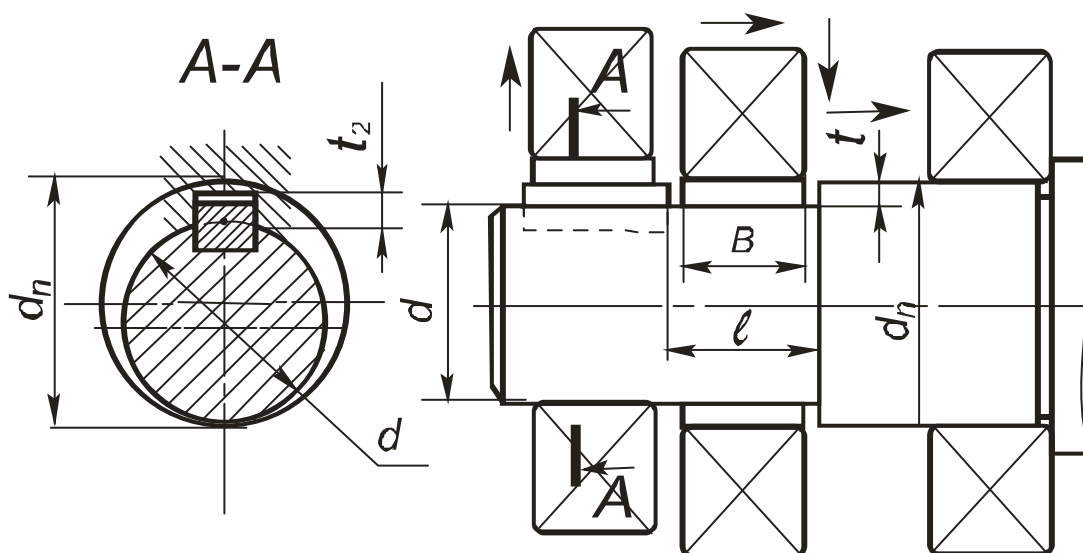


Рисунок 11.4

Высоту заплечика получают наименьшей при использовании сегментной шпонки, которую перед монтажом подшипника можно вынуть (рис. 11.5).

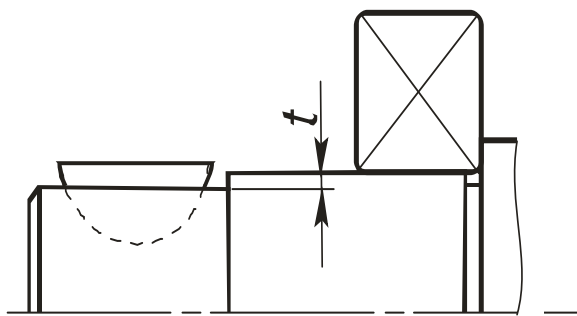


Рисунок 11.5

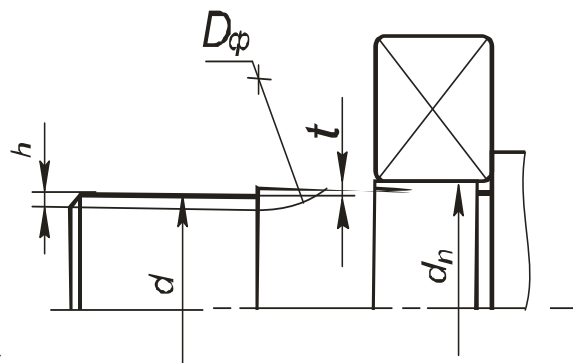


Рисунок 11.6

Если на концевом цилиндрическом конце вала нарезают шлицы (рис. 11.6), то высота t заплечика ограничена необходимостью свободного выхода фрезы: для *прямобоковых шлицев* $t \leq 0,5h$, *эвольвентных* $t \leq 0,25h$, где h – глубина шлица. При этом участок вала, соседний с концевым, будет постоянного диаметра в том случае, если $d_n = d + 2t$. Если $d_n > d + 2t$, то выполняют переходный участок с диаметром $(d + 2t)$, как показано на рис. 11.6. Здесь же показан выход фрезы, нарезающей шлицы. Диаметры D_ϕ шлицевых фрез для прямобоковых шлицев средней серии принимают в зависимости от диаметра d вала, мм:

d , мм	20...22	25...28	32...38	42...48	54...65	72...92
D_ϕ , мм	63	70	80	90	100	112

Участок выхода фрезы можно распространять на упорные заплечики (рис. 11.6) и частично на шейку вала для установки подшипника качения. Для разгрузки вала и его подшипников от усилия со стороны ремней ременной передачи иногда применяют установку шкивов на самостоятельные опоры (рис. 11.7). Однако без особой необходимости применение такого решения нецелесообразно из-за усложнения конструкции передачи.

Конические концы валов по ГОСТ 12081-72 (табл. 27 Приложение Д) изготавливают с конусностью 1:10 двух исполнений: с наружной (тип 1) и с внутренней (тип 2) резьбой. Диаметр вала на участке, соседнем с концевым, определяют так же, как и для цилиндрического, из условия установки подшипника на вал без выема шпонки (рис. 11.8): $d_n \geq d_{cp} + 2t_2 + 1$ мм, где $d_{cp} = d - 0,05l_2$ и t_2 принимают по табл. 27 Приложения Д.

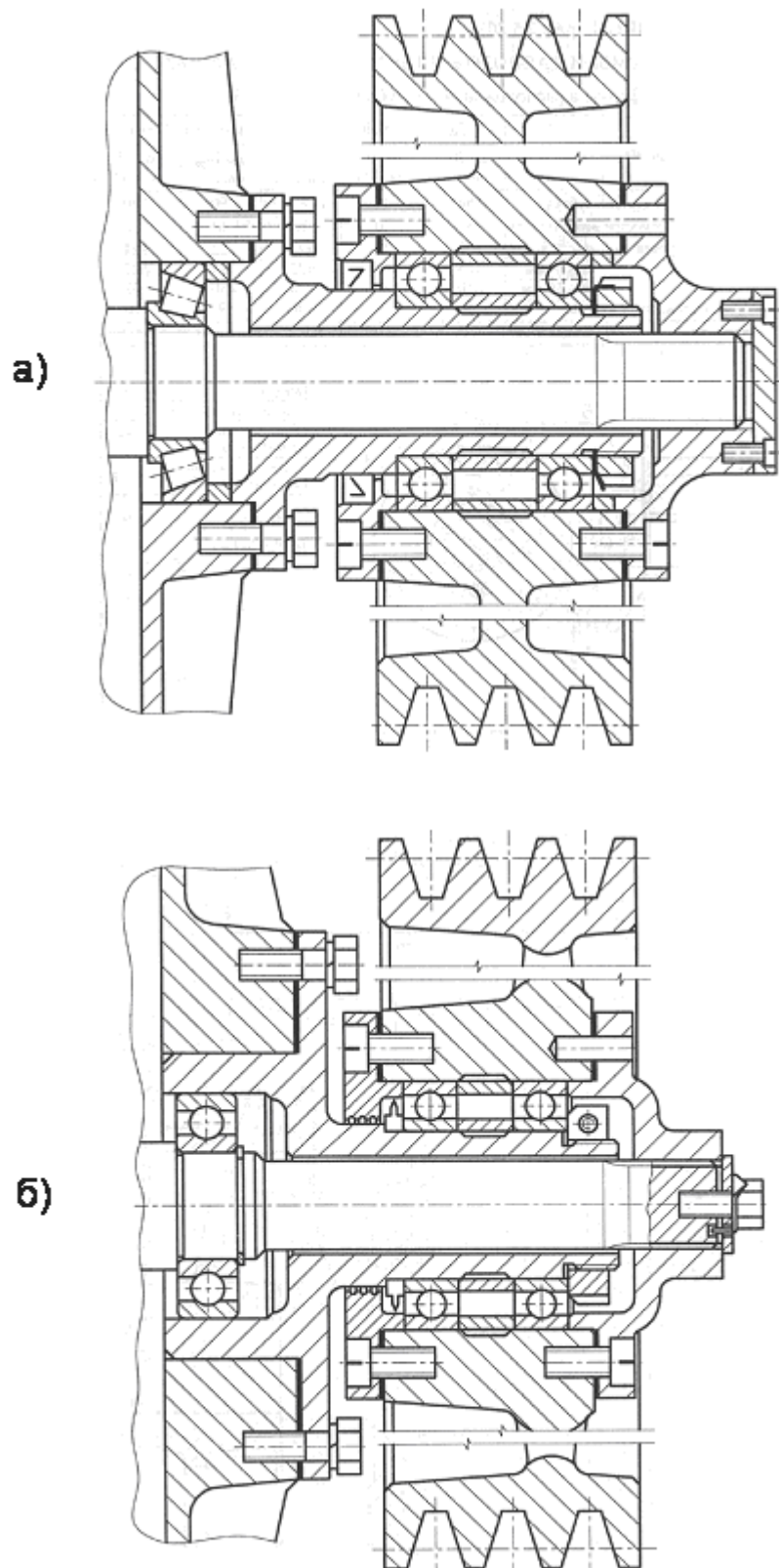


Рисунок 11.7

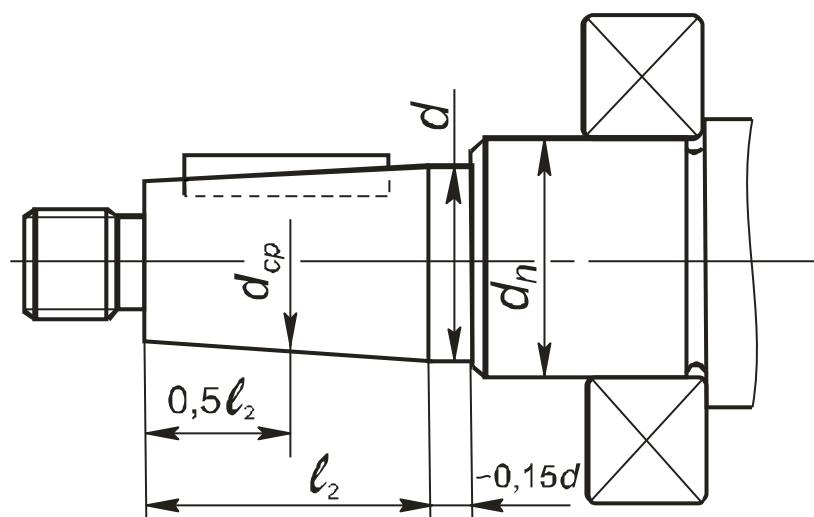
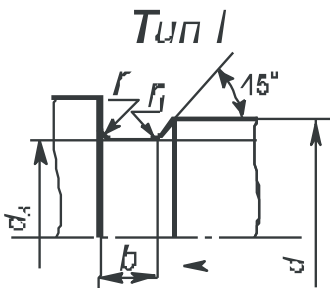
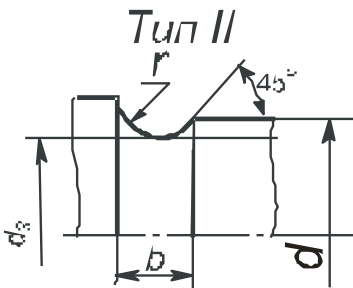


Рисунок 11.8

Преимущественное распространение приобретает коническая форма концевой участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

При наличии на концевом цилиндрическом участке вала наружной метрической резьбы предусматривают проточки по ГОСТ 10549-80 (табл. 11.2). Основное применение имеют проточки типа I.

Таблица 11.2

Ша- резьбы	Тип I			Тип II		d_3
		r	r_1		r	
1	3	1	0,5	3,6	2	$d - 1,5$
1 25	4			4,4	2,5	$d - 1,8$
1 5				4,6	2,5	$d - 2,2$
1 75				5,4	3	$d - 2,5$
2	5	1,6	1,0	5,8	3	$d - 3,0$
2,5	6			7,3	/	$d - 3,5$
3				7,8		$d - 4,5$

11.2 Конструкции валов

Входные (быстроходные) валы имеют концевые участки, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических зубчатых передач. Конструирование концевых участков и определение диаметров валов в местах установки подшипников рассмотрено в 11.1.

На входном валу цилиндрической передачи зубья шестерен нарезают на среднем участке. Диаметр его определен чаще всего размером $d_{\text{БП}}$, значение которого находят из условия надежного контакта торцов заплечика и внутреннего кольца подшипника (рис. 11.9). Конструкция вала на среднем участке зависит от передаточного числа и значения межосевого расстояния передачи. При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр $d_{\text{н}}$ окружности впадин шестерни больше диаметра $d_{\text{БП}}$ вала (рис. 11.9 а). При больших передаточных числах и малом межосевом расстоянии $d_{\text{н}} < d_{\text{БП}}$, тогда конструкцию вала выполняют по одному из вариантов рис. 11.9 б – д, предусматривая участки для выхода фрезы, нарезающей зубья. Диаметр $D_{\text{ф}}$ фрезы принимают в зависимости от модуля m (см. подраздел 10.1).

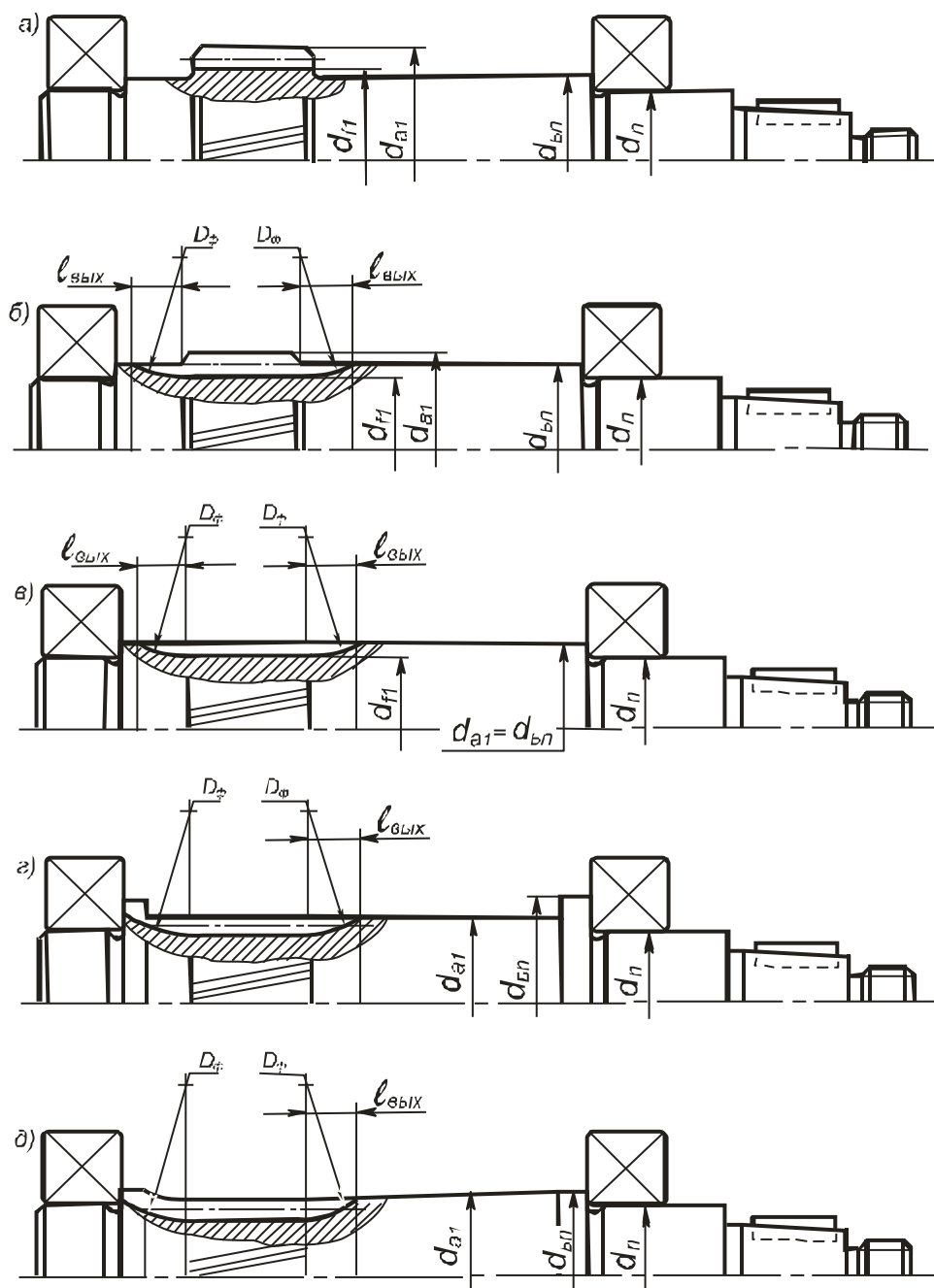


Рисунок 11.9

Если наружный диаметр d_{a1} шестерни оказывается меньше диаметра d_{bn} , то обтачивают или весь вал в средней части по наружному диаметру шестерни (рис. 11.9 в), или между нарезанной частью и торцом вала выполняют конически переходные участки (рис. 11.9 д). Последний вариант несколько сложнее в изготовлении, но жесткость вала получается выше в сравнении с вариантом по рис. 11.9 г.

Участок выхода фрезы можно распространять на торец вала, по которому базируют подшипник качения (рис. 11.9 г, д).

Конструкцию входного вала конической передачи чаще всего выполняют по рис. 11.10, располагая шестерню консольно относительно подшипников опор. Регулирование подшипников проводят перемещением по валу правого по рис. 11.10 подшипника с помощью круглой шлицевой гайки 1. После регулирования гайку стопорят многолапчатой шайбой 2.

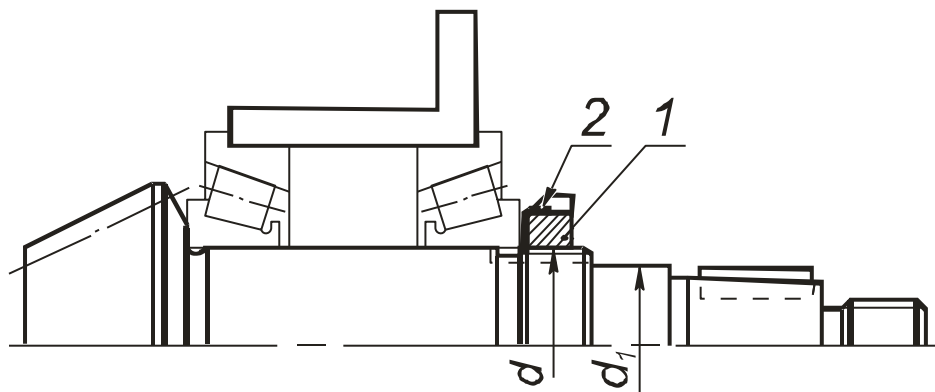


Рисунок 11.10

Для выхода инструмента при нарезании резьбы на валу предусматривают проточки (табл. 11.2). Проточки типа II характеризует меньшая концентрация напряжений, их применяют при малой усталостной прочности вала. На валу выполняют паз под внутреннюю лапку стопорной шайбы (табл. 24 Приложение Д).

Другие конструкции входных валов конических передач представлены на рис. 12.5—12.8 [16].

Промежуточные валы не имеют концевых участков. На рис. 11.11 показан промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора. На самом валу нарезаны зубья шестерни тихоходной ступени. Рядом расположено колесо быстроходной ступени. Диаметры $d_{БП}$ и $d_{БК}$ определяют по рекомендациям подраздела 11.11. В зависимости от размеров шестерни конструкцию выполняют или по рис. 11.11 а ($d_{П} \geq d_{БК}$) или по рис. 11.11 б ($d_{П} < d_{БК}$). Допустимо участок выхода фрезы распространять на торцы вала, контактирующие с колесом или внутренним кольцом подшипника (рис. 11.11 б).

Между подшипником и колесом на том же диаметре, что и подшипник, располагают дистанционные кольца. Диаметральные размеры кольца определяют из условия контакта его торцов с колесом и с внутренним кольцом подшипника. Поэтому кольцо имеет Г-образное сечение (если имеются особые требования к снижению массы изделия).

Выходные (тихоходные) валы имеют концевой участок (см. подраздел 11.1). В средней части вала между подшипниковыми опорами размещают

зубчатое колесо. Наиболее простая конструкция вала показана на рис. 11.12. В сопряжении колеса с валом использована посадка с большим натягом.

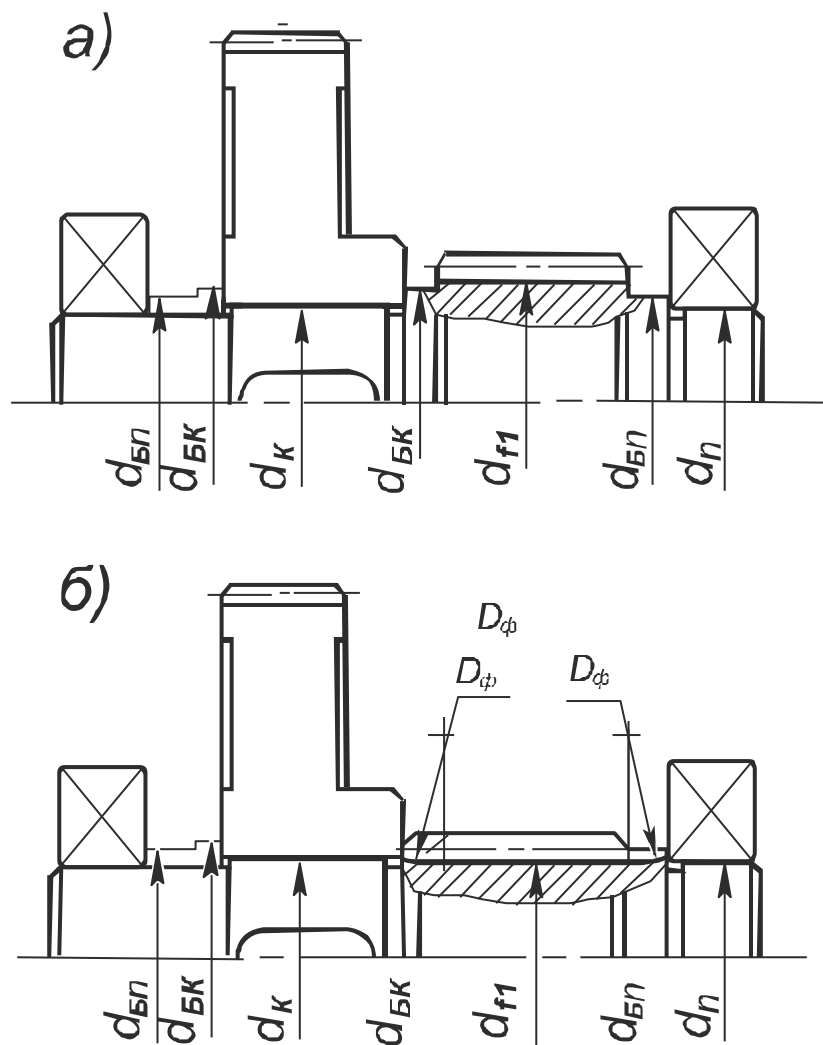


Рисунок 11.11

Подшипники установлены до упора в заплечики вала. Иногда между подшипниками и колесом располагают втулки (рис. 11.13). В этом случае вал может быть одного номинального диаметра, разные участки которого выполняют с различными отклонениями для обеспечения нужного характера сопряжения с устанавливаемыми деталями.

Валы следует конструировать с минимальным числом уступов (рис. 11.12, 11.13).

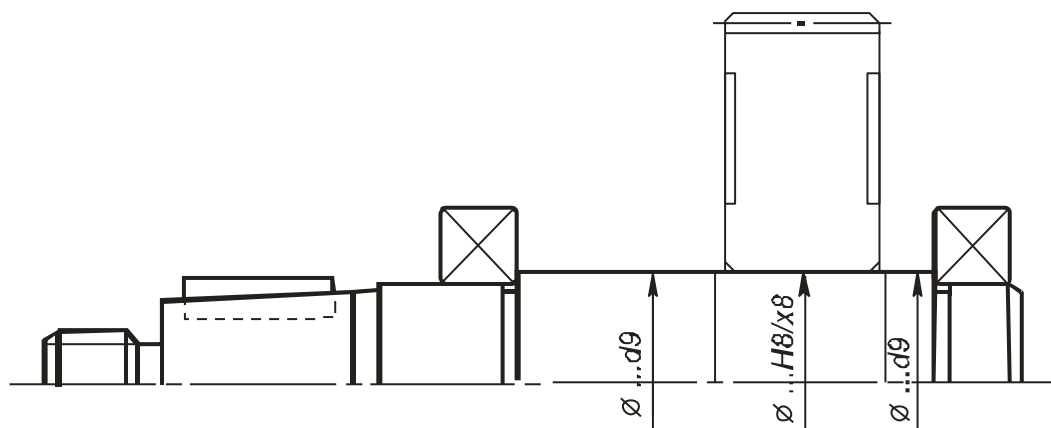


Рисунок 11.12

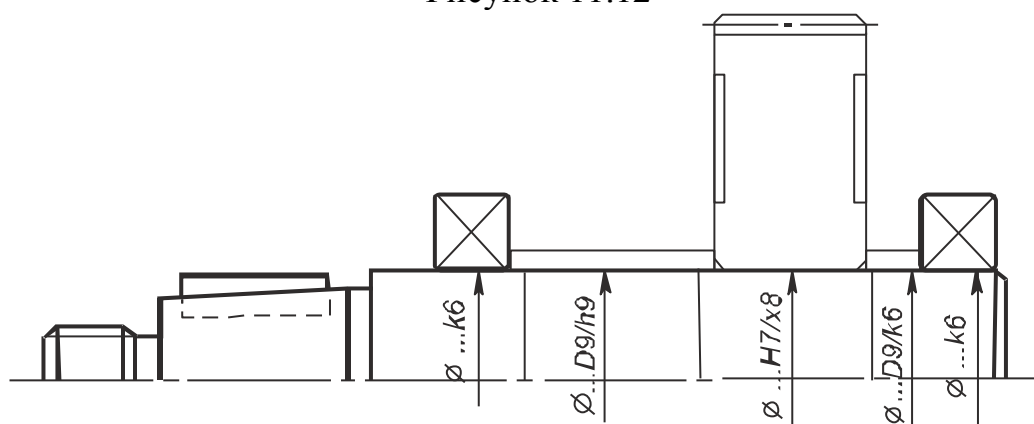


Рисунок 11.13

В этом случае достигают существенного сокращения расхода металла на изготовление вала, что особенно важно в условиях крупносерийного производства. Сборку колеса с гладким валом выполняют в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. В индивидуальном и мелкосерийном производстве валы можно снабдить заплечиками для упора колес (рис. 11.14).

Для повышения технологичности радиусы галтелей, размеры фасок и канавок для выхода инструмента на одном валу желательно принимать одинаковыми. Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают на одной образующей и выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала (рис.11.14). Для уменьшения номенклатуры шлицевых фрез, сокращения времени на их перестановку размеры шлицев на разных участках вала принимают одинаковыми.

После определения диаметров и длин участков вала, а также его конструктивных элементов производят расчет вала на сопротивление ус-

талости (см. подраздел 11.3). Известно, что шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, отверстия под установочные винты, а также канавки и резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающую его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас по сопротивлению усталости, следует избегать использования элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

В местах пониженной усталостной прочности нежелательно выполнение канавок для выхода инструмента (шлифовального камня, плашки и др.). Вместо канавок сопряжение соседних участков вала следует оформлять в виде галтели (рис. 11.15 *а*) как можно более плавным. Где возможно, следует увеличить радиус галтели. В особых случаях галтели выполняют эллиптическими с размерами $b = (0,4...0,45) d$ и $a = 0,4b$ (рис. 11.15 *б*) или двумя радиусами. Заметно снижают концентрацию напряжений галтели с поднутрением (рис. 11.15, *в*).

Разгружающие канавки на валу (рис. 11.15, *г*) и в сопряженной детали (рис. 11.15, *д*) уменьшают концентрацию напряжений на поверхности вала от посадки деталей с натягом.

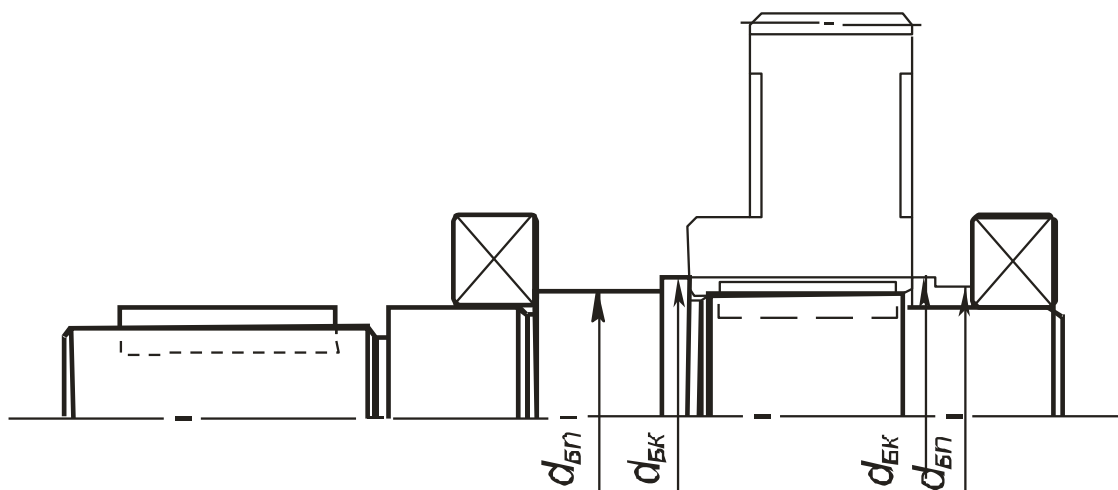


Рисунок 11.14

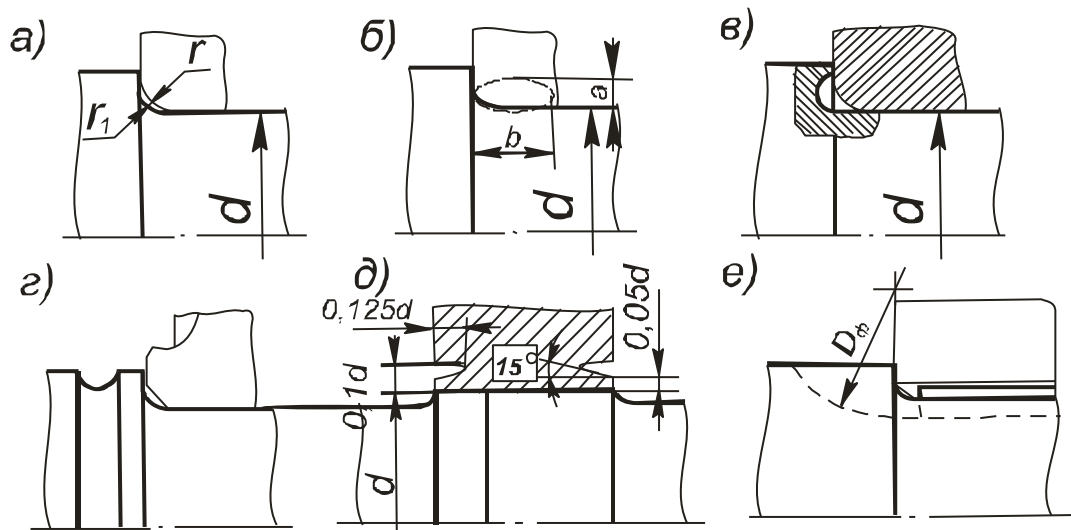


Рисунок 11.15

Шпоночный паз, получаемый дисковой фрезой (рис. 11.15 e), вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем обработанный концевой фрезой. Эвольвентные шлицы вызывают меньшую концентрацию напряжений по сравнению с прямоугольными. Шлицевое соединение меньше снижает сопротивление усталости вала, чем шпоночное.

11.3 Расчеты валов на прочность

Основными нагрузками на валы являются силы от передач. Силы на валы передают через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, шкивы, полумуфты. При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу. Для уменьшения нагрузок от ремней на вал зубчатой передачи иногда используют специальные устройства (см. рис. 11.7).

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (табл. 11.3). Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40X; для высоконапряженных валов ответственных машин - легированные стали 40XH, 20X, 12XH3A.

Таблица 11.3

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа					Коэффициент Ψ
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
40X	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,10
	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,10
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280	0,12

Выполняют расчеты валов на статическую и усталостную прочность. Расчет проводят в такой последовательности: по чертежу сборочной единицы для вала составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал и находят их составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (горизонтальной XOZ и вертикальной YOX рис.11.16).

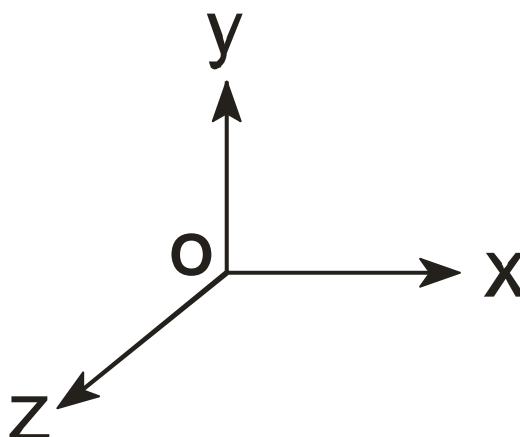


Рисунок 11.16

Затем определяют реакции *опор* в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях *строят эпюры изгибающих моментов* M_y и M_z (моменты изгибающие относительно осей y и z) *отдельно эпюру крутящего момента* M_k . Предположительно *устанавливают опасные сечения*, исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала и концентраторов напряжений (обычно сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменений сечения вала, нагруженные моментами). *Проверяют прочность вала в опасных сечениях*.

Расчет на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

Величина перегрузки зависит от конструкции передачи (привода). Так, при наличии предохранительной муфты величину перегрузки определяет момент, при котором эта муфта срабатывает. При отсутствии предохранительной муфты возможную перегрузку условно принимают равной перегрузке при пуске приводного электродвигателя.

В расчете используют коэффициент перегрузки $K_n = T_{\max} / T$, где T_{\max} — максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки); T — номинальный (расчетный) вращающий момент. Для большинства асинхронных электродвигателей $K_n = 2,2$ (табл. 8 Приложения Д).

В расчете определяют нормальные σ и касательные τ напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = 10^3 M_{\max} / W + F_{\max} / A; \quad \tau = 10^3 M_{k\max} / W_k,$$

где $M_{\max} = K_{\Pi} \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$ — наибольший суммарный изгибающий момент, Н·м; $M_{k\max} = T_{\max} = K_{\Pi} T$ — наибольший крутящий момент, Н·м; $F_{\max} = K_{\Pi} F$ — осевая сила, Н; W и W_k — моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, мм³; A — площадь поперечного сечения, мм².

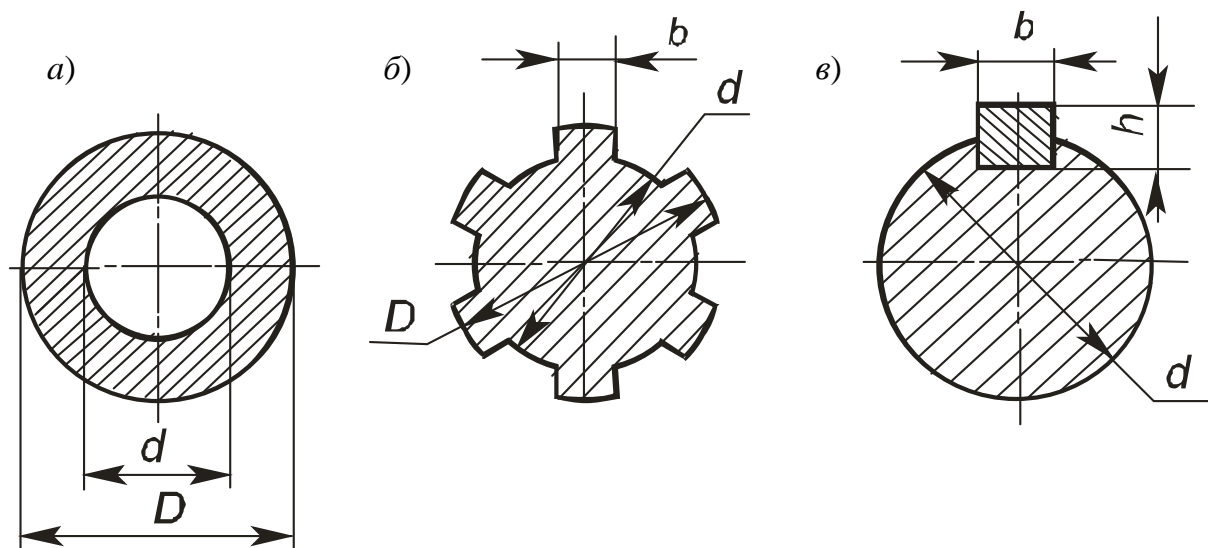


Рисунок 11.17

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям (пределы текучести σ_T и τ_T материала см. табл. 11.3):

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma; S_{T\tau} = \tau_T / \tau.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}$$

Статическую прочность считают обеспеченной, если $S_T \geq [S_T]$, где $[S_T] = 1,3 \dots 2$ — минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по текучести (назначают в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля).

Моменты сопротивления W при изгибе, W_K при кручении и площадь A вычисляют по нетто-сечению:

- для сплошного круглого сечения диаметром D :

$$W = \pi D^3 / 32; W_K = \pi D^3 / 16; A = \pi D^2 / 4;$$

- для полого круглого сечения (рис. 11.17, а):

$$W = \xi_W \pi D^3 / 32; W_K = \xi_W \pi D^3 / 16; A = \pi (D^2 - d^2) / 4;$$

где $\xi_W = 1 - (d / D)^2$ — коэффициент пересчета:

d/D	0.4	0.42	0.45	0.48	0.50	0.53	0.56	0.6	0.63	0.67	0.71
ξ_W	0.974	0.969	0.959	0.947	0.938	0.921	0.901	0.87	0.842	0.800	0.747

- для вала с прямобоочными шлицами(рис. 11.17, б):

$$W = [\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2] / (32D); W_K = 2W;$$

$$A = \pi d^2 / 4 + bz(D-d) / 2;$$

- для вала с эвольвентными шлицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям; геометрические характеристики приведены в табл. 11.3, 11.4;

- для вала с одним шпоночным пазом (рис. 11.17, в):

$$W = \pi d^3 / 32 - bh(2d-h)^2 / (16d); \quad W_K = \pi d^3 / 16 - bh(2d-h)^2 / (16d);$$

$$A = \pi d^2 / 4 - bh / 2.$$

Таблица 11.4

Геометрические характеристики	Формулы
Момент инерции при расчетах на жесткость (осевой)	$J = \pi (\delta_j d^4 - d_0^4) / 64,$ <p>где δ_j принимают по рис. 11.18, а в зависимости от коэффициента x смещения и числа z зубьев; d – диаметр делительной окружности; d_0 – диаметр центрального отверстия.</p>
Момент сопротивления при расчете: На изгиб На кручение	$W = 2J / d_a,$ <p>где d_a – диаметр вершин зубьев;</p> $W_K = 2W$
Площадь сечения при расчете на растяжение (сжатие)	$A = \pi (\delta_s d^2 - d_0^2) / 4,$ <p>где δ_s принимают по рис. 11.18, б в зависимости от коэффициента смещения x и числа зубьев z.</p>

Примечания: 1 Для косозубых валов-шестерен расчет по приведенным формулам идет в запас прочности.

2 Б – блокирующая линия из условия отсутствия подрезания зубьев (рис.11.18).

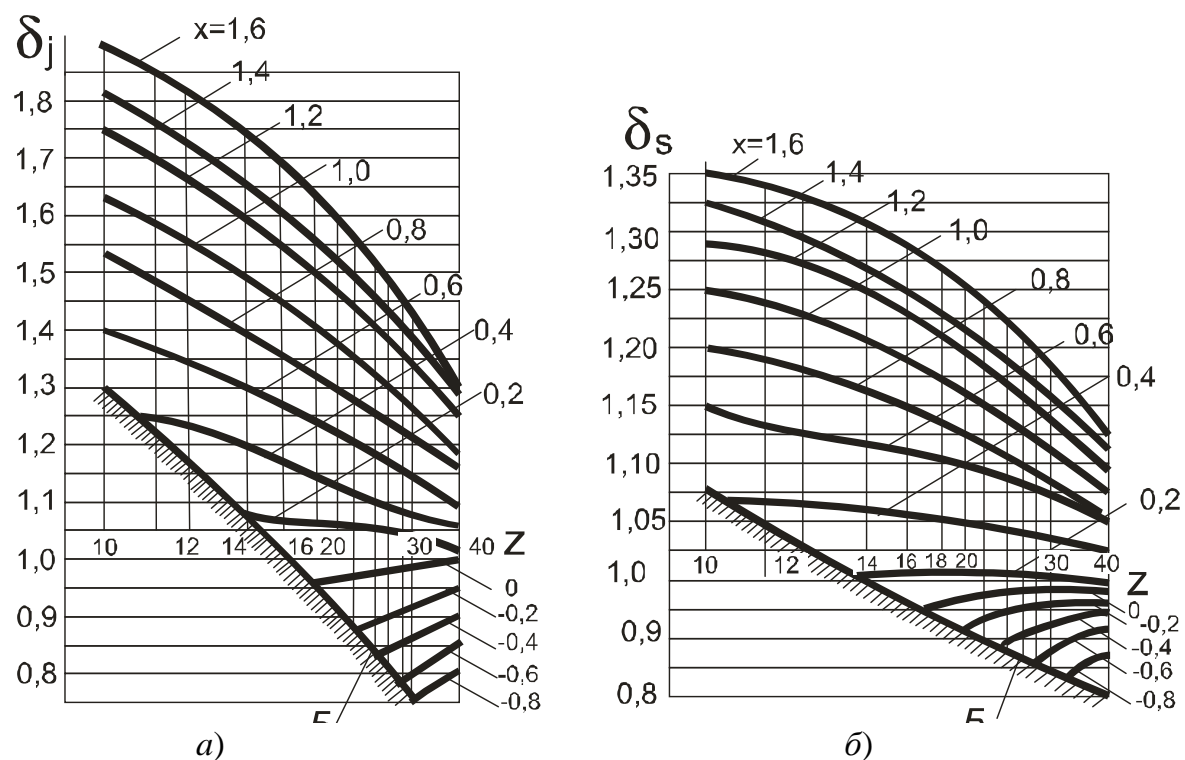


Рисунок 11.18

Значение моментов сопротивления приведены: для сечений с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80 – в табл. 11.5; с прямоугольными шлицами по ГОСТ 1139-80 – в табл. 11.6; с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360-78 – в табл. 11.7.

Таблица 11.5

D, мм	m = 1,25 мм		m = 2 мм		m = 3 мм		m = 5 мм	
	z	W, мм³	z	W, мм³	z	W, мм³	z	W, мм³
20	14	579						
22	16	848						
25	18	1201						
28	21	1864	12	1696				
30	22	2161	13	2138				
32	24	2782	14	2693				
35	26	3532	16	3292				
38	29	4814	18	4349				
40	30	5389	18	5042				
42	32	6594	20	5966				
45	34	7804	21	7633	13	6985		
50	38	10850	24	10315	15	9836		
55			26	13940	17	12570		
60			28	18300	18	16610		

Продолжение таблицы 11.5

65			32	23540	20	21550		
70			34	29720	22	27360		
75			36	36850	24	34100		
80			38	45000	25	41870	14	39715
85					27	50780	15	45260
90					28	60760	16	54570
95					30	72140	18	65290
100					32	84810	18	76880

Таблица 11.6

d, мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D, мм	b, мм	z	W, мм ³	D,мм	b, мм	z	W, мм ³	D, мм	b, мм	z	W, мм ³
18	-	-	-	-	22	4	6	741	23	2,5	10	790
21	-	-	-	-	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	60560

Таблица 11.7

d, мм	bхh, мм	W, мм ³	W _к , мм ³	d,мм	bхh,мм	W, мм ³	W _к , мм ³
20	6x6	655	1440	45	14x9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8x7	1192	2599	53	16x10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60 63	18x11	18760	40000
30		2320	4970			21938	47411

Продолжение таблицы 11.7

d, мм	bxh, мм	W, мм ³	W _к , мм ³	d, мм	bxh, мм	W, мм ³	W _к , мм ³
32	10x8	2730	5940	67	20x12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22x14	45110	97271

Расчет на усталостную прочность. Расчеты на сопротивление усталости учитывают влияние разновидности цикла изменения напряжений, различие статических и усталостных характеристик прочности материалов, влияние размеров, формы детали, шероховатость (состояния ее поверхности), а также использование упрочняющих технологий. Расчет выполняют в форме проверки коэффициента S запаса прочности, минимально допустимое значение которого принимают в диапазоне $[S] = 1,5—2,5$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Для каждого из установленных предположительно опасных сечений вычисляют коэффициент S :

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S],$$

где S_{σ} и S_{τ} — коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m); \quad S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m)$$

Здесь σ_a и τ_a — амплитуды напряжений цикла; σ_m и τ_m — средние напряжения цикла; $\psi_{\sigma D}$ и $\psi_{\tau D}$ — коэффициенты чувствительности материала детали к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения (изгиба) изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_H$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения — по отнулевому циклу: $\tau_a = \tau_K / 2$ и $\tau_m = \tau_K / 2$. При наличии осевой составляющей силы в зацеплении F_a , вызывающей растяжение вала, $\sigma_m \neq 0$, и S_{σ} определяют по приведенной выше для этого случая зависимости. Если $\sigma_m = 0$, тогда

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_a.$$

Напряжения в опасных сечениях вычисляют по формулам

$$\sigma_a = \sigma_H = 10^3 M / W; \quad \tau_a = \tau_m = \tau_K / 2 = 10^3 M_K / (2W_K),$$

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ - результирующий изгибающий момент, Н·м; M_K - крутящий момент ($M_K = T$), Н·м; W и W_K – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 11.3); $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ - коэффициенты снижения предела выносливости для детали.

Значение $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляют по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V,$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V,$$

где K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 11.8); $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ - коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 11.9); K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 11.10).

Таблица 11.8

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d, мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали. Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 11.9

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	До 0,2	1,0	1,0	1,0	1,0
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 11.10

Вид упрочнения поверхности вала	Значение K_v при :		
	$K_\sigma = 1,0$	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

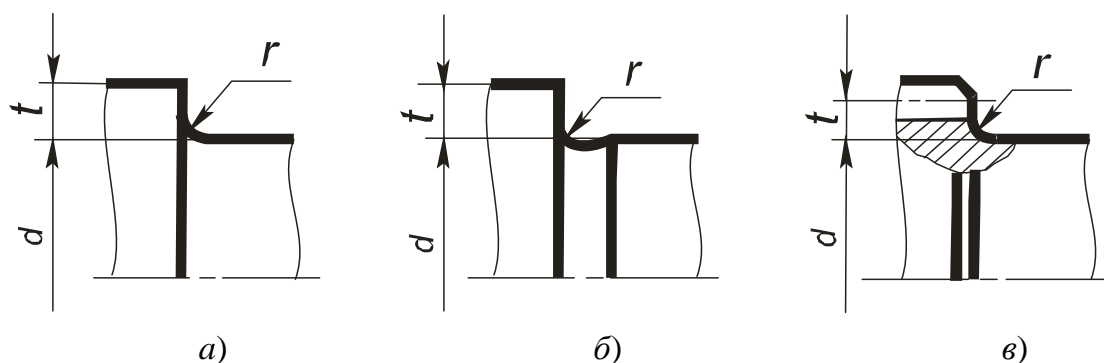


Рисунок 11.19

Значения коэффициентов K_σ и K_τ берут из таблиц: для *ступенчатого перехода с гальтелью* (рис. 11.19, а-в) – табл. 11.11; для *шпоночного паза* – табл. 11.12; для *шлицевых и резьбовых участков валов* – табл. 11.13. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу *деталей с натягом* используют отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$ (табл. 11.14).

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ или $K_{\tau D}$).

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала

$$\Psi_{\sigma D} = \Psi_\sigma / K_{\sigma D} \quad \text{и} \quad \Psi_{\tau D} = \Psi_\tau / K_{\tau D},$$

где Ψ_τ — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (табл. 11.3). Часто принимают $\Psi_{\sigma D} \approx \Psi_\sigma$ и $\Psi_{\tau D} = \Psi_\tau$ [44] и др. Значения коэффициентов Ψ_σ обычно находятся в пределах 0,1-0,2 для углеродистых сталей и 0,2-0,3 для легированных сталей. При кручении значения Ψ_τ соответственно равны 0 - 0,1 и 0,1 - 0,15. Значения Ψ_σ и Ψ_τ растут по мере увеличения предела прочности стали.

Таблица 11.11

t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 11.12

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 11.13

σ_B , МПа	K_σ для		K_τ для шлицев		K_τ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 11.14

Диаметр вала d, мм	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Продолжение таблицы. 11.14

<p><i>Примечание.</i> При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.</p>

12 КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ И КРЫШЕК

12.1 Конструирование стаканов

Конструкцию стакана определяет схема расположения подшипников. На рис.12.1 *а – г* показаны варианты конструкций, наиболее часто встречающиеся на практике. Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна СЧ15.

Толщину δ стенки, диаметр d и число z винтов крепления стаканов к корпусу назначают в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник:

D , мм	<50	50...62	63...145	100...145	150...220
δ , мм	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
d , мм	6	6	8	10	12
z	4	4	4	6	6

Толщина фланца $\delta_2 \approx 1.2\delta$ (рис. 12.1). Высоту t упорного запле-
ка согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника и воз-
можностью его демонтажа винтовым съемником.

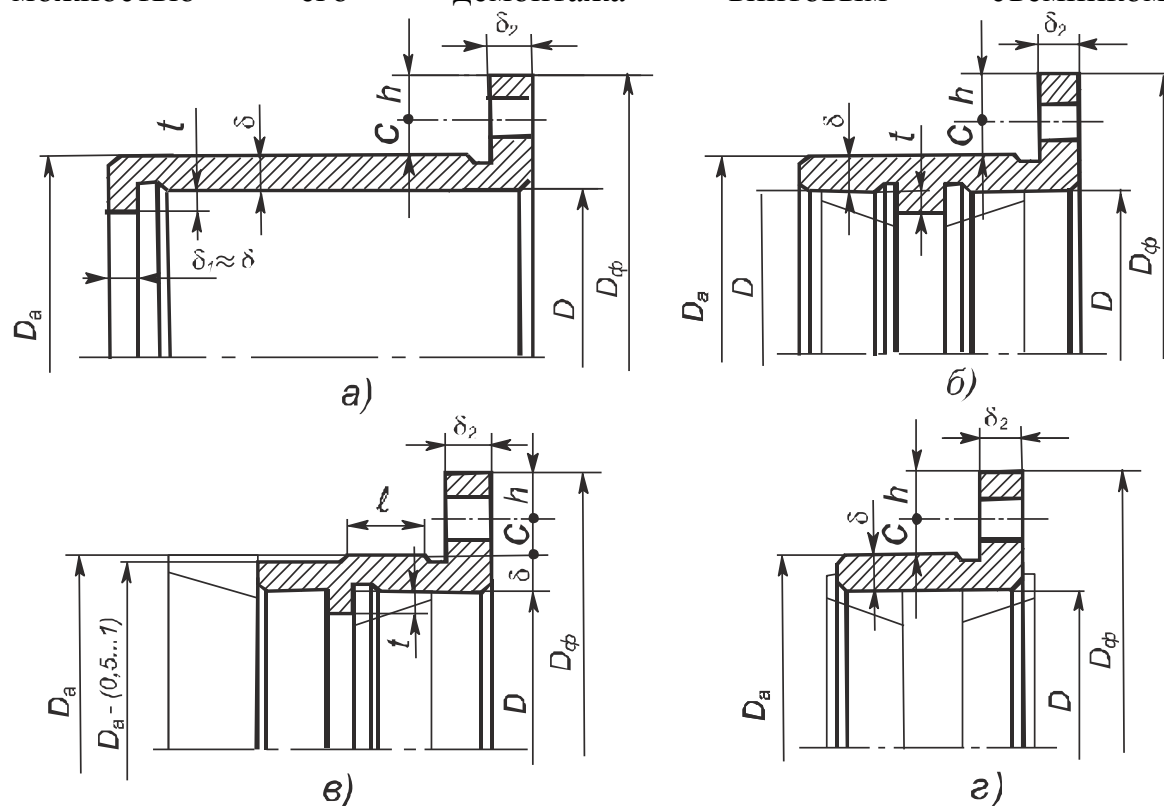


Рисунок 12.1

Принимая $C \approx d$, $h \approx (1.0 \dots 1.2)d$, получаем минимальный диаметр фланца стакана $D_{\phi} = D_a + (4 \dots 4.4)\delta$. Чтобы обеспечить сопряжение торцов фланца и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. На рис.11.2 *а, б* показан профиль канавки на наружной поверхности стакана. Такие же канавки выполняют перед заплечиками стакана, по торцам которых устанавливают наружные кольца подшипников (рис.11.2 *в*). Размеры канавок приведены в табл.11.1.

Иногда наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины точно обрабатываемого участка (рис.12.1 *в*). Диаметр в месте проточки принимают на $0.5 \dots 1$ мм меньше D_a . Длину l точного участка выполняют равной ширине наружного кольца подшипника.

В стаканах обычно размещают подшипники вала конической шестерни и фиксирующей опоры вала-червяка. Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус – $H7/j_6$. Для неподвижных после установки в корпус стаканов применяют посадки $H7/k6$ или $H7/m6$.

12.2 Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные и закладные.

Наиболее часто используемые крышки подшипников стандартизованы (табл.Д.56 – Д.58 Приложения Д) и их следует прежде всего использовать в разрабатываемых конструкциях.

Привертные крышки. На рис.12.2 показаны основные конструкции привертных крышек, на рис.12.2 *а, б, в* – так называемых глухих, а на рис.12.2 *г* – с отверстием для выходного вала.

Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки плоская (рис.12.2 *а – в*). Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по рис.12.2.

Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку шириной b (табл.11.1). Крышку базируют по торцу фланца, поэтому пояс l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса: $l \approx b$. Допуски диаметра центрирующего пояса приведены на рис.12.2. Если в крышку подшипника встроено манжет-

ное уплотнение, как это показано на рис.12.2 *в*, то допуск на центрирующий диаметр ужесточают.

Определяющим при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. Ниже приведены рекомендации по выбору толщины δ стенки, диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от D :

D , мм	50...62	63...95	100...145	150...220
δ , мм	5	6	7	8
d , мм	6	8	10	12
z	4	4	4	6

В варианте на рис.12.2 *б* крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. В этом случае толщину фланца крышки принимают $\delta_3 = H + 0.8\delta$, где H – высота головки винта.

Опорные поверхности под головки крепежных болтов или гаек чаще всего необходимо обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опирают головки винтов (рис.12.2 *а*, *б*), или весь поясok на торце в зоне расположения головок винтов (рис. 12.2 *в*, *г*). С точки зрения точности и быстроты предпочтительнее токарная обработка (рис. 12.2 *в*, *г*), чем обработка опорных поверхностей на сверлильном станке. Размеры других конструктивных элементов крышки: $\delta_1 = 1.2\delta$; $\delta_2 = (0.9 \dots 1)\delta$; $D_{\phi} = D + (4 \dots 4.4)d$; $c \approx d$.

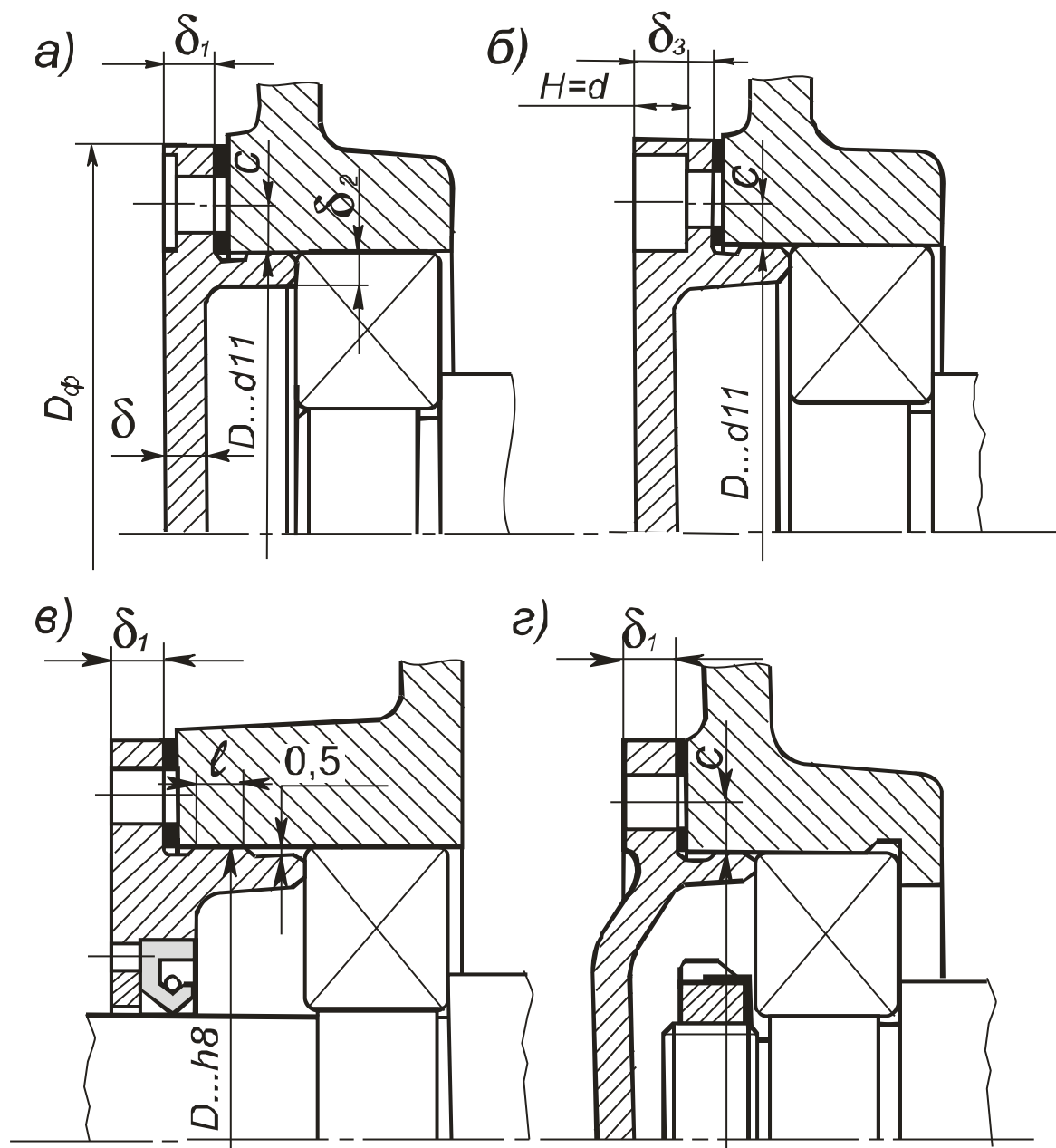


Рисунок 12.2

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету (рис. 12.3 а). Иногда отверстие в крышке под манжетное уплотнение делают сквозным (рис. 12.3 б). Тогда для точной установки манжеты в отверстие на крышке необходимо обрабатывать торец А, которым крышку устанавливают на опорную поверхность при запрессовке манжеты. Поэтому исполнения по рис. 12.3 а предпочтительнее.

На практике наблюдают просачивание смазочного масла через фланцы крышек. Для устранения этого явления некоторые заводы уплотняют соединение крышек с корпусом прокладками из технического картона или кольцами круглого сечения из маслобензостойкой резины. На рис. 12.4 приведены три исполнения уплотнений, применяемые на практике. Уплотнение на рис.12. 4 *а* неудобно тем, что может мешать базированию крышки по плоскости корпуса, лучше кольцо располагать на цилиндрическом участке крышки (рис.12.4 *б, в*). Размеры резиновых колец, форма и размеры канавок по ГОСТ 9833 – 73 для их размещения показаны на рис 11.21, [16].

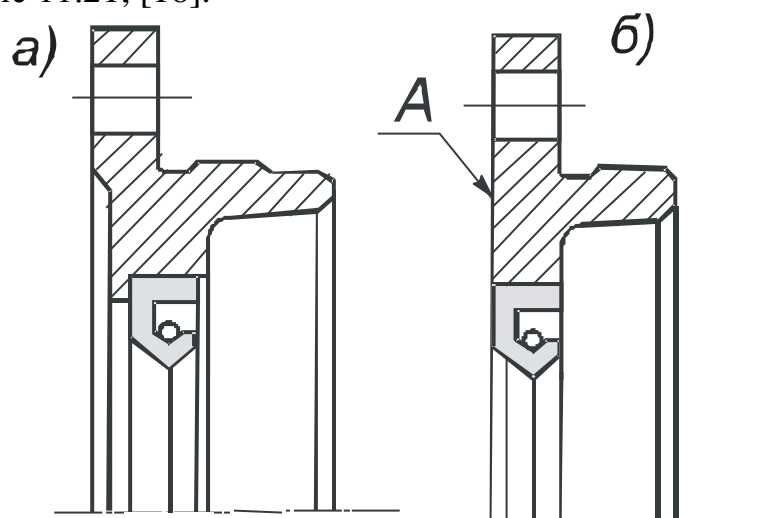


Рисунок 12.3

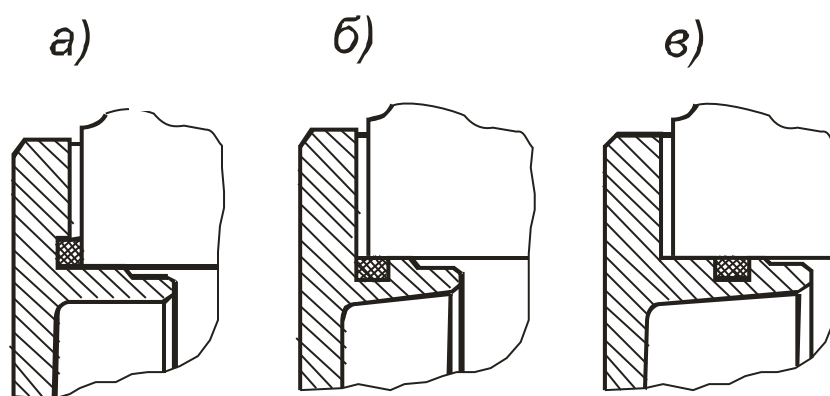


Рисунок 12.4

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рис. 12.5).

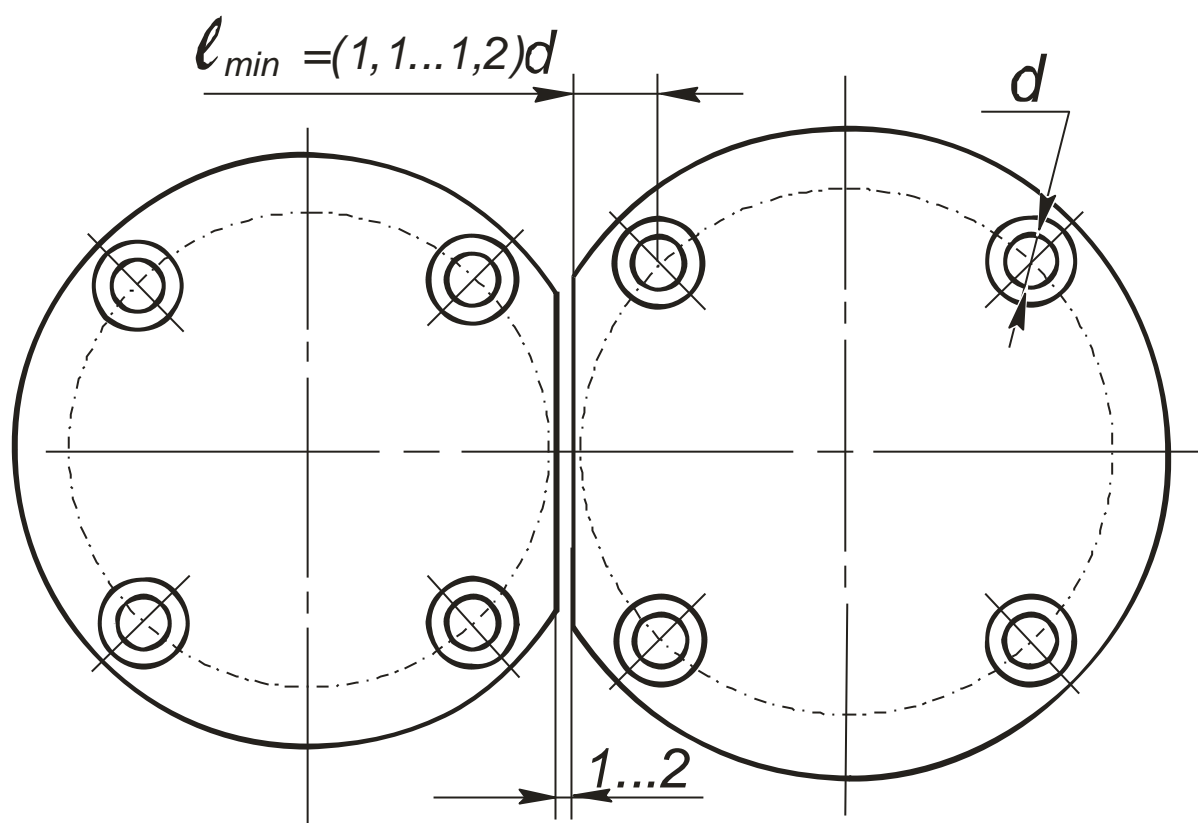


Рисунок 12.5

Чаще фланцы крышек выполняют *круглой формы* (рис. 12.6 а); обычно форма крышки должна соответствовать форме пластика корпусной детали, к которой привертывают крышку. При этом размер a фланца определяют из условия размещения винта крепления крышки к корпусу. С целью снижения расхода металла при изготовлении, как самой крышки, так и корпусной детали фланцы привертных крышек иногда изготавливают *некруглой формы*, сокращая размеры a фланца между отверстиями под винты крепления. На рис.12.6 б фланец крышки очерчен дугами радиусов R_1 и R_2 . Еще большее снижение расхода металла можно получить, если крышку выполнить квадратной (рис.12.6 в). Фланец крышки с шестью отверстиями можно конструировать по рис.12.6 г. Чтобы не происходило значительного снижения жесткости и прочности фланца, при сокращении размера a не рекомендуют переходить на окружность D_0 центров крепежных отверстий.

Исполнение фланцев крышек по рис.12.6 б, в, г целесообразно при крупносерийном и массовом их производстве. Недостатком этих конструкций является прерывистая поверхность фланца, которая создает некоторые неудобства при его токарной обработке.

Закладные крышки. На рис.12.7 показаны основные конструкции закладных крышек: глухих – рис.12.7 а, б; с отверстием для выход-

ного конца вала – рис.12.7 в; с резьбовым отверстием – рис.12.7 г. Закладные крышки широко применяются в редукторах, имеющих плоскость разъема по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями: их удерживает кольцевой выступ, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа желательно выполнять канавку шириной b . Размеры канавки на диаметре D принимают по табл.11.1 ($D = d$)

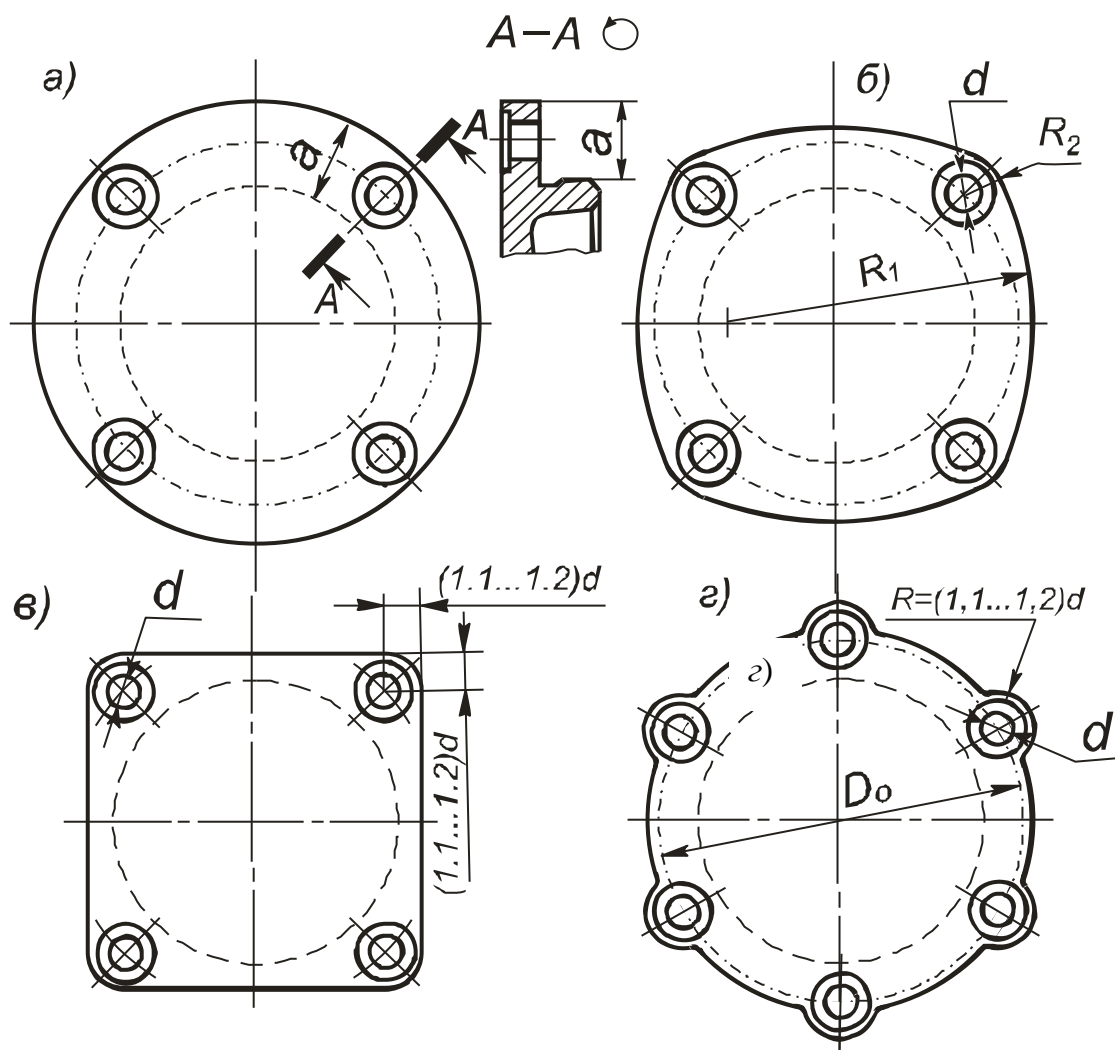


Рисунок 12.6

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину δ стенки принимают в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник, как

для крышек с фланцами (см. подраздел 12.2). Размеры других элементов крышки: $\delta_1 = (0.9 \dots 1) \delta$; $S = (0.9 \dots 1) \delta$; $C \approx 0.5 S$; $l \geq b$.

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис.12.7 б). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр уменьшают на $0.5 \dots 1$ мм.

Обычно крышки изготовляют из чугуна. Однако, с целью повышения точности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис.12.7 г) изготовляют из стали.

Пример выполнения рабочего чертежа крышки подшипника представлен на рис.12.8.

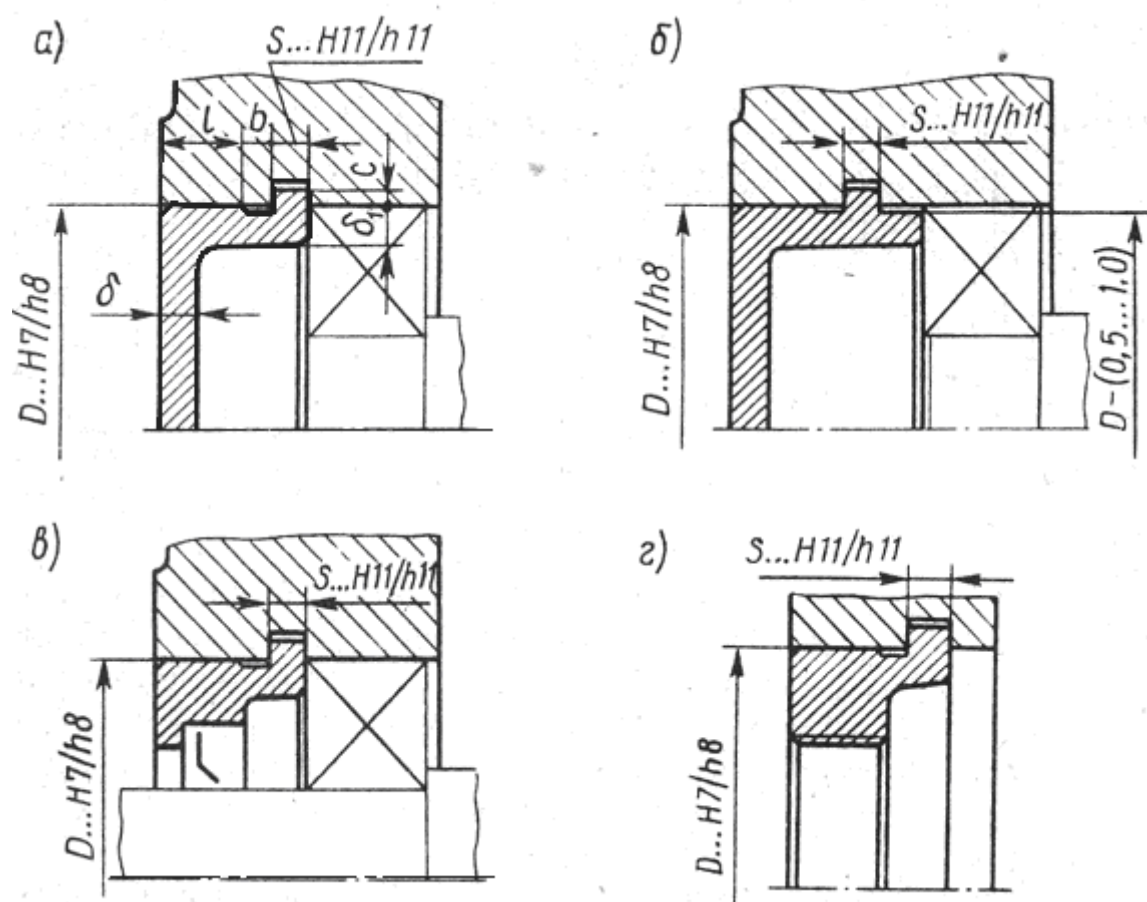


Рисунок 12.7

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин и основы конструирования: Рабочая программа, методические указания и контрольные задания для студентов машиностроительных спец. ИДО ТПУ/ А. В. Мурин, В. А. Осипов– Томск: Изд-во ТПУ, 2008. – 158 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
5. Кудрявцев В. Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
6. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
7. Заблонский К. И. Детали машин. – К.: Вища шк., 1985. – 518 с.
8. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д. Н. Решетова. В 2-х частях. – М.: Машиностроение, 1992.
9. Боков В. Н. и др. Детали машин: Атлас. – М.: Машиностроение, 1983.–164 с.
10. Цехнович Л. И., Петриченко И. П. Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища шк., 1990. – 151 с.
11. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкция и расчет: Альбом. – М.: Машиностроение, 1993. – 462 с.
12. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/ Л. С. Бойко и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 247 с.
13. Мотор-редукторы и редукторы: Каталог. – М.: Машиностроение, 1981. – 151 с.
14. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – 415 с.
15. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1990. – 336 с. (М.: Машиностроение, 2002. – 536 с.)
16. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр Академия, 2006.-496 с.
17. Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинцев Б. С. и др. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с.

18. Кудрявцев В. Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение, 1983. – 400 с.
19. Кузьмин А. В. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Ч. 1. – Мн.: Высшейш. шк., 1982. – 208 с.
20. Кузьмин А. В. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – Ч. 2. – Мн.: Высшейш. шк., 1982. – 334 с.
21. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин: Справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Мн.: Высшейш. шк., 1986. – 400 с.
22. Расчет и проектирование деталей машин: Учебное пособие для вузов / К. П. Жуков и др.; Под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. – М.: Высш. шк., 1978. – 248 с.
23. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
24. Чернилевский Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. – М.: Высш. шк., 1980. – 238 с.
25. Тарабасов Н. Д., Учаев П. Н. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
26. Приводы машин: Справочник / В.В. Длоугий и др.; Под общ. ред. В. В. Длоугого. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.
27. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1992. – Т.1. – 816 с.; Т.2 – 783 с.; Т.3 – 720 с.
28. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
29. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1984. – 336 с.
30. Руденко Н. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.
31. Зубчатые передачи: Справочник / Е. Г. Гинзбург и др. Под общ. Ред. Е. Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
32. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
33. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
34. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам / Под ред. О. А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
35. Технологичность конструкций изделий: Справочник / Под ред. Ю. Д. Амирова. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.

36. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1983. – 464 с.
37. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.1 / В. Д. Мягков и др. – Л.: Машиностроение, 1982. – 544 с.
38. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.2 / В. Д. Мягков и др. – Л.: Машиностроение, 1983. – 448 с.
39. ГОСТ 2.105-95. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. Взамен ГОСТ 2.105-79, ГОСТ 2.906-71. – Мн., 1996. – 37 с.
40. СТО ТПУ 2.5.01-2006. Стандарт организации. Система образовательных стандартов: Работы выпускные квалификационные, проекты и работы курсовые. Структура и правила оформления.– Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 59с.
41. Курсовое проектирование по деталям машин: Методич. указания для студентов-заочников машиностр. спец. /А. В. Мурин. – Томск: Изд-во ТПИ им. С. М. Кирова, 1989. – 40 с.
42. Курсовое проектирование подъемно-транспортных устройств: Метод. указан. для студ.-заочн. машиностр. спец. / А. В. Мурин, В. Р. Воронов. – Томск: Изд-во ТПИ им. С. М. Кирова, 1990. – 40 с.
43. Оформление пояснительных записок курсовых проектов и заданий: Метод. указан. для студ., выполняющих курс. проекты и задания / А. В. Мурин. – Томск: Изд-во ТПИ им. С. М. Кирова, 1978. – 45 с.
44. Серенсен С. В. и др. Несущая способность и расчеты деталей машин: Руководство и справочное пособие / Под ред. С. В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
45. Федоренко В. А., Шошин А. И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
46. Чернилевский Д. В. Основы проектирования машин. – М.: УМ и НЦ Учебн. литература, 1998. – 472 с.
47. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин (проектирование): Справочное учебно-методическое пособие. - М.: Высшая школа, 2004.- 310 с.
48. Мурин А.В., Осипов В.А. Курсовое проектирование по основам конструирования машин: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006.- 219 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

1. Обезличенная система обозначения изделий и их составных частей (обозначение конструкторских документов)

Каждому изделию, в соответствии с ГОСТ 2.101-68, должно быть присвоено обозначение, которое одновременно являются обозначением его основного конструкторского документа – чертежа детали или спецификации сборочной единицы. Это обозначение выполняется в соответствии с ГОСТ 2.201-80 «ЕСКД. Обозначение изделий и конструкторских документов», который установил единую обезличенную классификационную систему кодового обозначения изделий и их конструкторских документов всех отраслей промышленности при разработке, изготовлении, эксплуатации и ремонте. Основной составной частью этого обозначения стала классификационная характеристика изделия, назначаемая по Классификатору ЕСКД.

Структура обозначения изделия и основного конструкторского документа имеет вид

АБВГ. XXXXXX. XXX		
Код организации-разработчика		
Код классификационной характеристики		
Порядковый регистрационный номер		

- *Код организации-разработчика.* Четырехзначный буквенный код (условно АБВГ) назначается по кодификатору в централизованном порядке министерствами и ведомствами. Ряд высших учебных заведений, занимающихся исследовательской и конструкторской деятельностью этот код имеют. Для ТПУ Госстандартом утвержден код ФЮРА.

- *Код классификационный характеристики.* Этот код является основной информационной частью обозначения изделия и его конструкторского документа. Код классификационной характеристики деталей и сборочных единиц присваивается по Классификатору ЕСКД, являющемуся систематизированным сводом наименований изделий основного и вспомогательного производства всех отраслей народного хозяйства и составной частью Единой системы классификации и кодирования технико-экономической информации (ЕСКК ТЭИ).

Классификатор ЕСКД утвержден постановлением Госстандарта и введен для вновь разрабатываемых изделий с 1 января 1987 г. Он предназначен:

- для установления в стране единой государственной обезличенной классификационной системы обозначения изделий и конструкторских документов и обеспечения единого порядка оформления, учета, хранения и обращения этих документов;

- для обеспечения использования различными предприятиями, организациями (при проектировании новой техники, технологической подготовке производства, эксплуатации и ремонте) конструкторской документации, разработанной другими организациями, без ее переоформления;

- для ускорения и облегчения поиска конструкторской документации разрабатываемых и изготавливаемых изделий;

- для выявления объектов и определения направлений унификации и стандартизации изделий;

- для широкого применения средств электронно-вычислительной техники в системах автоматизированного проектирования, управления технологическими процессами (САПР, АСУТП), создания передовых методов производства.

В классификаторе ЕСКД классификация изделий и их составных частей осуществляется по однородным видам устройств (видам техники).

Деление множества изделий на классификационные группировки на каждой ступени классификации по одному и тому же признаку или их сочетанию. Наиболее общие признаки, использованные в верхних уровнях классификации, конкретизируются на последующих уровнях.

Из однородных видов изделий по признаку функциональной однородности сформировано 50 классов, например такие, как «Двигатели (кроме электрических)», «Машины электрические вращающиеся», и др. Имеются классы технологической оснастки (76), сборочных единиц общемашиностроительного применения (30) и отдельно 5 классов деталей машино- и приборостроения (71–75):

- 710000 – детали – тела вращения типа колец, втулок, дисков, шкивов, блоков, стержней, колонок, валов, осей, штоков, шпинделей и др.;

- 720000 – детали – тела вращения с элементами зубчатого зацепления; трубы; проволочки; разрезные секторы, сегменты; изогнутые из листов, полос и лент; аэродинамические; корпусные, опорные; емкостные; подшипников;

- 730000 – детали – не тела вращения, корпусные, опорные, емкостные;

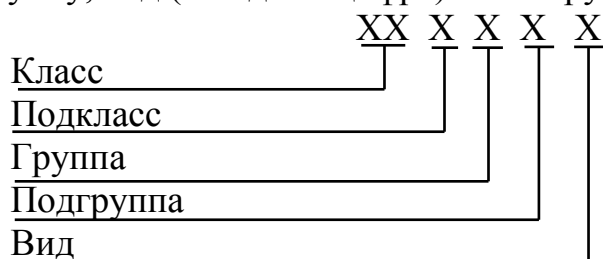
- 740000 – детали – не тела вращения, плоскостные, рычажные, грузовые, тяговые, аэрогидродинамические; корпусные, опорные; емкостные; подшипниковые;

750000 – детали – тела вращения и не тела вращения, кулачковые, карданные, с элементами зацепления, арматуры, санитарно-технические, разветвленные, пружинные, ручки уплотнительные, отсчетные, пояснительные, маркировочные, защитные, литеры оптические, электрорадиоэлектронные, крепежные.

Всего Классификатор ЕСКД имеет 100 классов, 50 из них в настоящее время являются резервными.

Каждый класс изделий машино- и приборостроения делится на 10 подклассов, каждый подкласс – на 10 групп, и каждая группа – на 10 подгрупп и каждая подгруппа – на 10 видов (на каждой ступени классификации от 0 до 9).

Таким образом, пятиступенчатый цифровой код классификационной характеристики представляет собой шестизначное число, последовательно обозначающее класс (первые две цифры), подкласс, группу, подгруппу, вид (по одной цифре). Его структура имеет вид



Классификатор построен по иерархическому методу классификации, основанному на дедуктивном логическом делении классифицируемого множества. Этот принцип обеспечивает последовательно увеличивающуюся конкретизацию признаков изделий на разных уровнях деления.

Каждому изделию в Классификаторе соответствует только одна классификационная характеристика.

Выборка из Классификатора ЕСКД для изделий, проектируемых при выполнении курсового проекта по деталям машин, приведена в Приложении Б.

- *Порядковый регистрационный номер.* Его вводят в обозначение изделия и основного конструкторского документа с целью получения отличительного признака у каждого представителя всего разнообразия изделий (по геометрическим параметрам), изготовленным по данному коду классификационной характеристики. Так, например, многие выходные (тихоходные) валы редукторов, спроектированных по разным техническим заданиям, имеют разные размеры при одинаковом коде классификационной характеристики. Для изделий порядковый регистрационный номер по классификационной характеристике имеет значение от 001 до 999.

По стандарту порядковые регистрационные номера заносят в карточку учета обозначений данного изделия для контроля и хранения конструкторских документов.

При учебном проектировании такой порядок регистрации организационно сложен и не имеет практического применения. Поэтому в каждом учебном проекте всем конструкторским документам, кроме чертежей деталей, присваивается один и тот же порядковый трехзначный номер, первые две цифры которого являются номером технического задания, а третья – номером варианта, например, 100 (десятое техническое задание, десятый вариант).

Чертежам деталей в качестве порядковых регистрационных номеров присваивают порядковые номера позиций по чертежам общего вида. Если деталь имеет 36-ю позицию, то ее порядковый регистрационный – 036 и т. д. Например, ФЮРА. 714534.036 – обозначение рабочего чертежа тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора (класс 71, детали – тела вращения с центральным глухим отверстием с резьбой, без наружной резьбы, с отверстием вне оси вала). Обозначение спецификации чертежа общего вида этого редуктора – ФЮРА. 303163. 225 (червячный одноступенчатый редуктор с межосевым расстоянием $125 < a_{\omega} \leq 250$ мм, выполненный по техническому заданию №22, вариант 5; Приложение Б).

- *Обозначение неосновного конструкторского документа.* Оно состоит из обозначения основного конструкторского документа (чертежа детали или спецификации сборочной единицы) и шифра неосновного конструкторского документа по ГОСТ 2.102-68. Согласно этому стандарту чертежи детали и спецификация не имеют шифра, как основные конструкторские документы, но сборочный чертеж, чертеж общего вида, габаритный чертеж, пояснительная записка имеют шифры соответственно СБ, ВО, ГЧ, ПЗ, например, ФЮРА. 303115. 015 ВО – обозначение чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора, где ВО – шифр неосновного конструкторского документа; а часть обозначения до этого шифра – обозначение спецификации этого редуктора. Обозначение ФЮРА. 303344. 155 ПЗ – пояснительная записка проекта привода с коническо-цилиндрической зубчатой передачей, здесь ПЗ – шифр неосновного конструкторского документа – пояснительная записка, а ФЮРА. 303344. 155 – обозначение спецификации этого привода (см. Приложение Б).

- *Обозначение исполнений* при групповом выполнении конструкторских документов. На изделия (детали, сборочные единицы), обладающие общими конструктивными признаками с некоторыми отличиями друг от друга (например: крышки подшипниковых узлов, распорные втулки, кольца и т. п.), рекомендуется ГОСТ 2.113-75 составлять груп-

повой конструкторский документ, содержащий информацию (данные) о двух и более изделиях. При этом одно исполнение изделия принимают за основное с базовым обозначением без порядкового номера, например, ФЮРА. 711141. 025. Для других исполнений к этому обозначению добавляют через тире номер исполнения от 01 до 99, например ФЮРА. 711141. 025-01 и т. д. При составлении спецификации на изделие, в которое входит эта и другие однотипные детали, в обозначение исполнений можно записывать только порядковый номер исполнения без базового обозначения, например ФЮРА. 711141. 025

-01

-02 и т. д.

2. Складывание чертежей

Эскизные разработки сборочных единиц проектируемого изделия (привода, зубчатой, червячной и других передач и устройств) при учебном проектировании следует представлять в пояснительной записке в сложенном до формата А4 виде. Эта операция выполняется в соответствии с ГОСТ 2.501-88.

По этому стандарту чертежи формата А1 складываются «гармоникой» и выполняются следующие правила:

а) листы складываются изображением наружу, так, чтобы основная надпись оказалась на верхней лицевой стороне сложенного листа, в его правом нижнем углу;

б) листы в сложенном виде должны быть формата А4 (297 × 210);

в) листы чертежей всех форматов следует складывать вдоль линий, перпендикулярных основной надписи, а затем вдоль линий, параллельных ей, в последовательности, указанной цифрами на линиях сгибов (см. рис. А 2.1);

г) отверстия для брошюровки пробивают с левой нижней стороны листа.

По каждому литературному источнику должны быть указаны: порядковый номер в списке, фамилии и инициалы авторов, заглавие, место издания, наименование издательства, год издания, число страниц в книге. Пример списка литературы, в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-2003, см. в конце данного учебного пособия (перед Приложениями).

Список литературы составляется либо в алфавитном порядке (по начальным буквам фамилии авторов, а если авторы не указаны, то по начальным буквам названия книг), либо в порядке освещения отдельных вопросов в записке. Последнее более удобно для составления ПЗ и поэтому рекомендуется для использования.

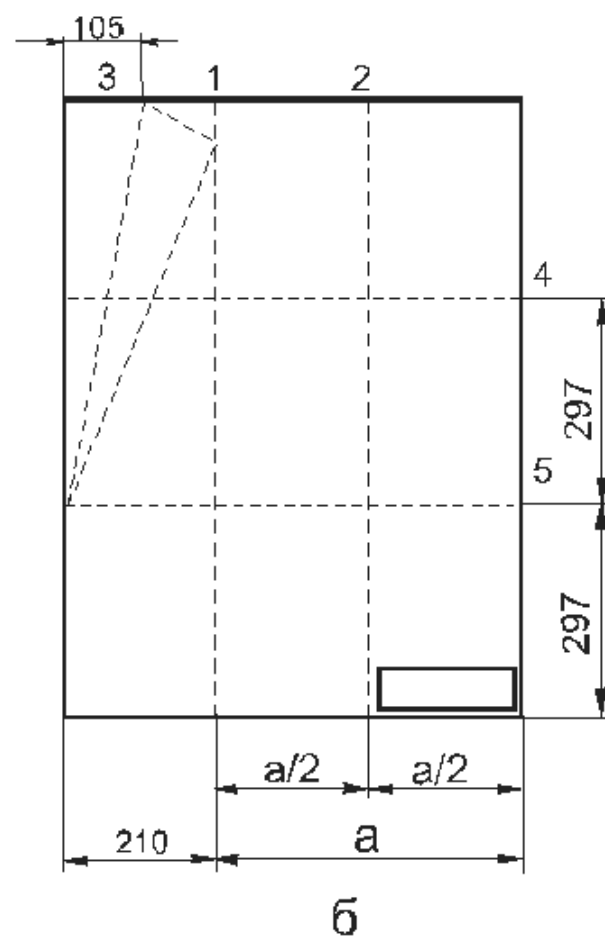
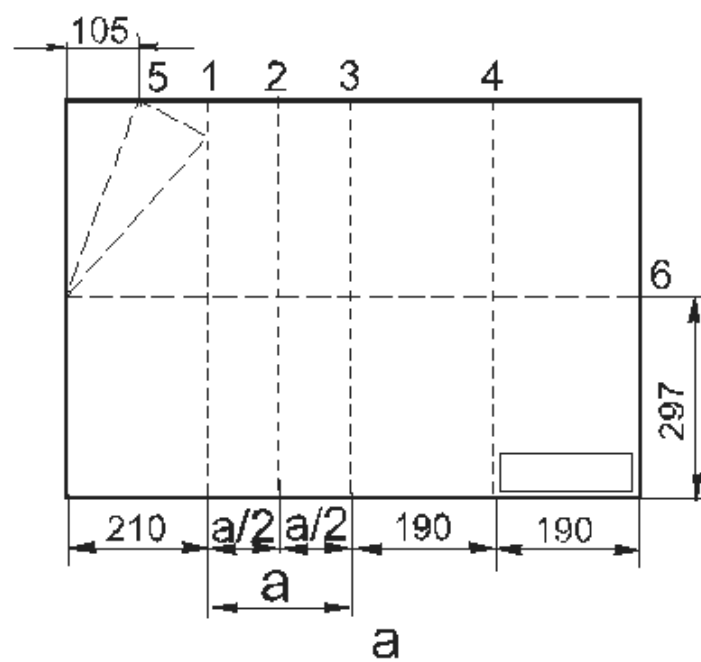


Рисунок А 2.1-Складывание листа формата А1 (листы формата А2 и А3 складываются аналогично)