1 Кинематический и силовой расчет привода

1.1 Выбор электродвигателя

Определим потребляемую мощность привода по формуле:

*Р*вых = *FV*/1000,

где *F* – тяговая сила конвейера, Н;

*V* – скорость тяговой цепи, м/с.

*Р*вых = 4500⋅0,65/1000 = 2,93 кВт.

Общий КПД привода:

ηобщ = ηчηцηмη2подш,

где ηч – КПД червячной передачи;

ηц – КПД цепной передачи;

ηм – КПД муфты;

ηподш – КПД одной пары подшипников качения.

ηобщ = 0,8∙0,93∙0,98∙0,992 = 0,715,

Тогда требуемая мощность электродвигателя

*P*э.тр = *Р*вых/ηобщ = 2,93/0,715 = 4,09 кВт.

Частота вращения приводного вала:

*n*вых = 6∙104 *V*/(π*D*зв),

где *D*зв – диаметр звездочки, мм.

*D*зв = *p*/sin(180°/*Z*) = 80/sin(180°/11) = 284 мм;

*n*вых = 60000∙0,65/(3,14∙284) = 43,7 об/мин.

Выбираем электродвигатель АИР112M4: *Р*дв = 5,5 кВт; *n*дв = 1432 об/мин.

1.2 Уточнение передаточных чисел

Определим общее передаточное число привода

*u*общ = *n*дв/*n*вых = 1432/43,7 = 32,75.

Примем передаточное число червячной передачи *u*Ч = 16, тогда передаточное число цепной передачи

*u*Ц = *u*общ/*u*Ч = 32,75/16 = 2,05.

1.3 Определение вращающих моментов на валах редуктора

Частота вращения тихоходного вала

*n*Т = *n*вых*u*Ц = 43,7∙2,05 = 89,5 об/мин.

Частота вращения быстроходного вала

*n*Б = *n*Б*u*Ч = 89,5∙16 = 1432 об/мин.

Момент на приводном валу

*T*вых = *FD*зв/2000 = 4500∙284/2000 = 639 Н⋅м.

Вращающий момент на тихоходном валу

*Т*Т = *Т*вых/(ηподшηц*u*Ц) = 639/(0,99∙0,93∙2,05) = 339 Н⋅м.

Момент на быстроходном валу

*Т*Б = *Т*Т/(ηподшηч*u*Ч) = 339/(0,99∙0,8∙16) = 27 Н⋅м.

2 Расчет червячной передачи

2.1 Выбор материала червячного колеса

Определим скорость скольжения:

4,3⋅9,4⋅16⋅(339)1/3/1000 = 4,51 м/с;

где ω2 – угловая скорость вала червячного колеса, рад/с;

*u* – передаточное число червячной передачи;

*Т*2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н⋅м.

Выбираем из группы II материал БрА10Ж4Н4, полученный способом центробежного литья, σв = 700 Н/мм2, σт = 460 Н/мм2.

2.2 Определение допускаемых контактных и изгибных напряжений

Определяем допускаемые контактные напряжения:

[σ]*Н* = 300 – 25*VS* = 300 – 25⋅4,51 = 187,3 Н/мм2.

Коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:

*KFL* = (106/*N*)1/9 = (106/193903200)1/9 = 0,56.

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

[σ]*F* = (0,08σв + 0,25σт)*KFL* = (0,08⋅700 + 0,25⋅460)⋅0,56 = 95,2 Н/мм2.

2.3 Проектный расчёт червячной передачи

Определяем межосевое расстояние:

*aw* = 61(*Т*2⋅103/[σ]2*Н*)1/3 = 61⋅(339⋅103/187,32)1/3 = 122,94 мм.

Полученное значение округляем до ближайшего большего стандартного значения межосевого расстояния для червячной передачи *aw* = 125 мм.

Число витков червяка *z*1 = 2. Число зубьев колеса *z*2 = *z*1*u* = 2⋅16 = 32. Округляем до целого числа *z*2 = 32.

Определим модуль зацепления

*m* = (1,5…1,7)*aw*/*z*2 = (1,5…1,7)⋅125/32 = 5,86…6,64 мм,

округляем в большую сторону до стандартного значения *m* = 6,3 мм.

Определяем коэффициент диаметра червяка:

*q* = (0,212…0,25)*z*2 = (0,212…0,25)⋅32 = 6,78…8;

округляем в большую сторону до стандартного значения *q* = 8.

Коэффициент смещения инструмента

*х* = (*aw*/*m*) – 0,5(*q* + *z*2) = -0,16.

Определим фактическое передаточное число и проверим его отклонение от заданного:

*u*ф = *z*2/*z*1 = 32/2 = 16;

(|16 – 16|/16)⋅100% = 0 % < 4%.

Определим фактическое значение межосевого расстояния

*aw* = 0,5*m*(*q* + *z*2 + 2*x*) = 0,5⋅6,3⋅(8 + 32 + 2⋅-0,16) = 125 мм.

Вычисляем основные геометрические размеры червяка:

делительный диаметр

*d*1 = *qm* = 8⋅6,3 = 50,4 мм;

начальный диаметр

*dw*1 = *m*(*q* + 2*x*) = 6,3⋅(8 + 2⋅-0,16) = 48,4 мм;

диаметр вершин витков

*da*1 = *d*1 + 2*m* = 50,4 + 2⋅6,3 = 63 мм;

диаметр впадин витков

*df*1 = *d*1 – 2,4*m* = 50,4 – 2,4⋅6,3 = 35,28 мм;

делительный угол подъема линии витков

γ = arctg(*z*1/*q*) = arctg(2/8) = 14,04°;

длина нарезаемой части червяка

*b*1 = (10 + 5,5|*x*| + *z*1)*m* + *C* = (10 + 5,5|-0,16| + 2)⋅6,3 + 0 = 59,1 мм,

округляем до значения из ряда нормальных размеров *b*1 = 60 мм.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

*d*2 = *dw*2 = *mz*2 = 6,3⋅32 = 201,6 мм;

диаметр вершин зубьев

*da*2 = *d*2 + 2*m*(1 + *x*) = 201,6 + 2⋅6,3⋅(1 + -0,16) = 212,2 мм;

наибольший диаметр колеса

*da*м2 ≤ *da*2 + 6*m*/(*z*1 + 2) = 212,2 + 6⋅6,3/(2 + 2) = 221,65 мм;

диаметр впадин зубьев

*df*2 = *d*2 – 2*m*(1,2 – *x*) = 201,6 – 2⋅6,3⋅(1,2 – -0,16) = 184,48 мм;

ширина венца

*b*2 = 0,355*aw* = 0,355⋅125 = 44,4 мм,

округляем до значения из ряда нормальных размеров *b*2 = 45 мм;

условный угол обхвата червяка венцом колеса

2δ = 2⋅arcsin(*b*2/(*da*1 – 0,5*m*)) = 2⋅arcsin(45/(63 – 0,5⋅6,3)) = 98°.

Определим силы в зацеплении

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

*Ft*2 = *Fa*1 = 2000*T*2/*d*2 = 2000⋅339/201,6 = 3363 Н;

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

*Ft*1 = *Fa*2 = 2000*T*2/(*u*ф*d*1) = 2000⋅339/(16⋅50,4) = 841 Н;

радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо

*Fr* = *Ft*2tg20° = 3363⋅0,364 = 1224 Н.

2.4 Проверочный расчёт червячной передачи

Фактическая скорость скольжения

*vS* = *u*фω2*d*1/(2cosγ⋅103) = 16⋅9,4⋅50,4/(2⋅cos14,04°⋅103) = 3,91 м/с.

Определим коэффициент полезного действия передачи

η = tgγ/tg(γ + ϕ) = tg14,04°/tg(14,04 + 2,5)° = 0,84,

где ϕ – угол трения, зависящий от фактической скорости скольжения, град.

Проверим контактные напряжения зубьев колеса



где *K* – коэффициент нагрузки;

[σ]*Н* – допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, уточненное по фактической скорости скольжения, Н/мм2

σ*H* = 340⋅(3363⋅1/(50,4⋅201,6))1/2 = 185,6 ≤ 202,3 Н/мм2.

Полученное значение контактного напряжения меньше допустимого на 8,3%, условие выполнено.

Проверим напряжения изгиба зубьев колеса

σ*F* = 0,7*YF*2*Ft*2*K*/(*b*2*m*) ≤ [σ]*F*,

где *YF*2 – коэффициент формы зуба колеса, который определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

*zv*2 = *z*2/cos3γ = 32/cos314,04° = 35,

тогда напряжения изгиба равны

σ*F* = 0,7⋅1,64⋅3363⋅1/(45⋅6,3) = 13,6 ≤ 95,2 Н/мм2,

условие выполнено.

2.5 Расчет червячной передачи на нагрев

Определяем площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора:

*А* ≈ 12,0*aw*1,7 = 12,0⋅0,1251,7 = 0,35 м2,

где *aw* – межосевое расстояние червячной передачи, м.

Температура нагрева масла в масляной ванне редуктора:



где η – КПД червячной передачи;

*P*1 – мощность на червяке, кВт;

*K*T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м2⋅°С);

ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую раму;

*t*0 = 20 °С – температура окружающего воздуха;

[*t*]раб = 95 °С – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора, °С.

*t*раб = 1000⋅(1 – 0,84)⋅4,09/(17⋅0,35⋅(1 + 0,3)) + 20 = 78,6 °С.

3 Расчет цепной передачи

3.1 Проектировочный расчет

Определим шаг цепи:

,

где *T*1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н∙м;

*K*Э – коэффициент эксплуатации;

*v* – число рядов цепи;

[*p*ц] – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм2.

*р* = 2,8∙(339∙103∙1,88/(1∙25∙35))1/3 = 20,208 мм.

Полученное значение шага цепи округляем до большего стандартного: *p* = 25,4 мм.

Число зубьев ведущей звездочки

*z*1 = 29 – 2*u*,

где *u* – передаточное число цепной передачи

*z*1 = 29 – 2∙2,05 = 24,9.

Полученное значение округляем до целого нечетного: *z*1 = 25.

Коэффициент эксплуатации *K*Э определяем по формуле

*K*Э = *K*Д*K*рег*K*θ*K*с*K*р,

где *К*Д – коэффициент динамичности нагрузки;

*К*рег – коэффициент регулировки межосевого расстояния;

*К*θ – коэффициент положения передачи;

*К*с – коэффициент смазывания;

*К*р – коэффициент режима работы.

*K*Э = 1∙1∙1∙1,5∙1,25 = 1,88.

Число зубьев ведомой звездочки

*z*2 = *z*1*u* = 25∙2,05 = 51,25.

Полученное значение округляем до целого нечетного: *z*2 = 53.

Определим фактическое передаточное число

*u*ф = *z*2/*z*1 = 53/25 = 2,12.

Полученное значение отличается от заданного на 3,41 %.

Определим предварительное межосевое расстояние

*a* = (30…50)*p* = 40∙25,4 = 1016 мм.

Определим число звеньев цепи

*lp* = 2*ap*+0,5∙(*z*1 + *z*2) + ((*z*2 – *z*1)/2π)2/*ap*,

где *ap* = *a*/*p* = 40 – межосевое расстояние в шагах.

*lp* = 2∙40+0,5∙(25 + 53) + ((53 – 25)/2∙3,14)2/40 = 119,50.

Полученное значение *lp* округляем до целого четного числа: *lp* = 120.

Уточним межосевое расстояние в шагах

=

= 0,25∙(120 – 0,5∙(53 + 25) + ((120 – 0,5∙(53 + 25))2 – 8(53 – 25 /6,28)2)1/2) = 40,25.

Фактическое межосевое расстояние

*a* = *ap p* = 40,25∙25,4 = 1022 мм.

Монтажное межосевое расстояние

*a*м = 0,995∙*а* = 0,995∙1022 = 1017 мм.

Определим длину цепи

*l* = *lp p* = 120∙25,4 = 3048 мм.

Определим делительные диаметры звездочек

*dд*1 = *p*/sin(180°/*z*1) = 25,4/sin(180°/25) = 202,76 мм,

*dд*2 = *p*/sin(180°/*z*2)= 25,4/sin(180°/53) = 428,98 мм.

Определим диаметры окружностей выступов звездочек

*De*1 = *p*(0,532 + ctg(180/*z*1))= 25,4∙(0,532 + ctg(180/25)) = 214,68 мм,

*De*2 = *p*(0,532 + ctg(180/*z*2)) = 25,4∙(0,532 + ctg(180/53)) = 441,74 мм.

Диаметры окружностей впадин

*Di*1 = *dд*1 – 2∙(0,5025∙*d*1 + 0,05),

где *d*1 – диаметр ролика шарнира цепи, мм.

*Di*1 = 202,76 – 2∙(0,5025∙7,92 + 0,05) = 194,70 мм,

*Di*2 = *dд*2 – 2∙(0,5025∙*d*1 + 0,05) = 428,98 – 2∙(0,5025∙7,92 + 0,05) = 420,92 мм.

3.2 Проверочный расчет

Проверим частоту вращения меньшей звездочки

*n*1 ≤ [*n*]1,

где *n*1 – частота вращения вала ведущей звездочки, об/мин;

[*n*]1 – допускаемая частота вращения, об/мин.

[*n*]1 = 15000/*p* = 15000/25,4 = 591 об/мин.

89,5 об/мин < 591 об/мин.

Условие выполнено.

Проверим число ударов цепи о зубья звездочек

*U* ≤ [*U*],

где *U* – расчетное число ударов;

[*U*] – допускаемое число ударов.

*U* = 4*z*1*n*1/(60*lp*) = 4∙25∙89,5/(60∙120) = 1,24;

[*U*] = 508/*p* = 508/25,4 = 20.

1,24 **<** 20**.**

Условие выполнено.

Определим окружную скорость цепи

*v* = *z*1*pn*1/60000 = 25∙25,4∙89,5/60000 = 0,95 м/с.

Определим окружную силу, передаваемую цепью

*Ft* = *P*1∙103/*v*,

где *P*1 – мощность на ведущей звездочке, кВт.

*Ft* = 5,5∙103/0,95 = 5807 Н,

Проверим давление в шарнирах цепи

*р*ц = *FtK*Э/*А* ≤ [*p*ц],

где *А* – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм2.

*А* = *d*1*b*3,

где *b*3 – ширина внутреннего звена цепи, мм.

*А* = 7,92∙15,88 = 125,77 мм2;

*p*ц = 5807∙1,88/125,77 = 31,57 Н/мм2;

31,57 Н/мм2 < 35 Н/мм2.

Условие выполнено.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви:

*F*0 = *Kf qag*,

где *Kf* – коэффициент провисания;

*q* – масса 1 м цепи, кг/м;

*а* – межосевое расстояние;

*g* – ускорение свободного падения, м/с2.

*F*0 = 6∙2,6∙1017∙9,81 = 156 Н.

Определим силу давления цепи на вал:

*F*оп = *k*в *Ft* + 2*F*0 = 1,15∙5807 + 2∙156 = 6989 Н.

4 Предварительный расчет валов и выбор подшипников

Быстроходный вал (вал-червяк):

*d*1 = (0,8…1,2)⋅*d*дв = (0,8…1,2)⋅28 = 22,4…33,6 мм,

где *d*дв – диаметр выходного конца вала ротора двигателя, мм.

Из полученного интервала принимаем стандартное значение *d*1 = 25 мм. Длина ступени под полумуфту:

*l*1 = (1,0…1,5)*d*1 = (1,0…1,5)⋅25 = 25…37,5 мм,

принимаем *l*1 = 40 мм.

Размеры остальных ступеней:

*d*2 = *d*1 + 2*t* = 25 + 2⋅2,2 = 29,4 мм, принимаем *d*2 = 30 мм;

*l*2 ≈ 1,5*d*2 = 1,5⋅30 = 45 мм, принимаем *l*2 = 45 мм;

*d*3 = *d*2 + 3,2*r* = 30 + 3,2⋅2 = 36,4 мм, принимаем *d*3 = 38 мм;

*d*4 = *d*2.

Тихоходный вал (вал колеса):

(339⋅103/(0,2⋅40))1/3 = 34,86 мм, принимаем *d*1 = 35 мм;

*l*1 = (0,8…1,5)*d*1 = (0,8…1,5)⋅35 = 28…52,5 мм, принимаем *l*1 = 50 мм;

*d*2 = *d*1 + 2*t* = 35 + 2⋅2,5 = 40 мм, принимаем *d*2 = 40 мм;

*l*2 ≈ 1,25*d*2 = 1,25⋅40 = 50 мм, принимаем *l*2 = 50 мм;

*d*3 = *d*2 + 3,2*r* = 40 + 3,2⋅2,5 = 48 мм, принимаем *d*3 = 48 мм;

*d*4 = *d*2;

Предварительно назначаем роликовые конические однорядные подшипники легкой серии:

* для быстроходного вала: 7206A;
* для тихоходного: 7208A.