

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
НА ПЕРСОНАЛЬНЫХ КОМПЬЮТЕРАХ
Методические указания

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания по проектному расчету зубчатых передач на ПК составлены на основе ГОСТ 21354-87 "Передачи цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность".

В данной разработке предлагаются рекомендации по выбору электродвигателей, распределению передаточного отношения двухступенчатых редукторов по ступеням, выбору материалов зубчатых колес, изложена методика проектного расчета основных типов зубчатых передач, приспособленная к использованию в вычислительных машинах и приводятся необходимые для выполнения расчетов справочные материалы.

Для выполнения расчетов на ЭВМ все графические зависимости, приведенные в ГОСТ, аппроксимированы с высокой точностью аналитическими зависимостями. С этой же целью некоторые формулы преобразованы в более удобный вид.

Расчетные формулы, приведенные в работе, представлены в системе единиц СИ.

Разработанный комплекс программ предназначен для выполнения расчетов одиннадцати типов редукторов. Он состоит из головной и 14 подпрограмм, что даст возможность студентам собирать различные программы для решения широкого круга задач как учебного, так и исследовательского характера.

Применение вычислительной техники в учебном процессе сокращает время проектирования, позволяет решать задачи оптимизации, выбора рационального варианта конструкции и т. п.

При необходимости методические указания могут быть использованы для выполнения расчетов с помощью простейших счетных устройств, например, калькуляторов, так как содержат достаточно полную информацию для самостоятельной работы.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Исполнительные устройства (ИУ) в зависимости от назначения и основных функциональных признаков работают в широком диапазоне скоростей и нагрузок. В качестве примеров ИУ можно привести различные механизмы и агрегаты в подъемно-транспортном, металлургическом машиностроении, в самолетостроении, станкостроении, а также приводы антенных блоков и синхронно-следящих систем РЭА и т. п.

Экономически нецелесообразно проектировать и изготавливать специальный двигатель для каждого ИУ. Поэтому промышленность выпускает ограниченную гамму двигателей, а для согласования угловых скоростей и нагрузок ИУ и источника механической энергии используют различные по конструктивному устройству и принципу преобразования движения механические передачи. Наиболее распространенным видом механических передач являются зубчатые передачи.

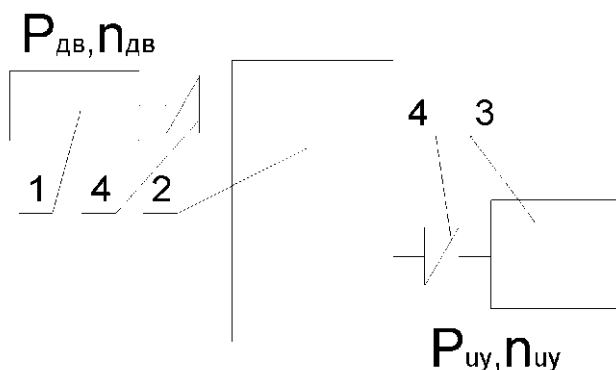


Рис. 1.1. Общая схема привода

На рис. 1.1 показана общая схема привода, состоящего из двигателя 1, механической передачи 2 и исполнительного устройства 3, кинематическая связь которых осуществляется с помощью муфт 4. Если угловая скорость на входе передачи $\omega_{вх}$ меньше угловой скорости на выходе $\omega_{вых}$, то такую передачу называют мультипликатором. Если $\omega_{вх} > \omega_{вых}$, то передачу называют редуктором. В связи с общей тенденцией повышения скоростей двигателей наибольшее распространение получили передачи, предназначенные для понижения

угловых скоростей и соответствующего ему повышения моментов. Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться только редукторы.

Так как валы редуктора (входной и выходной) непосредственно соединены с валами двигателя и ИУ, передаточное отношение редуктора определяется отношением угловых скоростей двигателя и ИУ

$$U_p = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{ИУ}}}$$

Пара сопряженных зубчатых колес в редукторе образует ступень. Редукторы могут состоять из одной (одноступенчатые) или нескольких ступеней, соединенных последовательно (многоступенчатые). Ступени могут быть составлены из различных по типу зубчатых колес: с прямыми или непрямыми зубьями, цилиндрических или конических колес. Ступень может состоять из пары червяк-червячное колесо. Выбор числа ступеней редуктора определяется передаточным отношением редуктора. Для одноступенчатых конических редукторов передаточное отношение обычно не превышает 5 ... 6, для цилиндрических - 7 ... 8, для червячных - 50 ... 70. При значениях передаточного отношения, превышающих указанные величины, проектируют двух - или многоступенчатые редукторы. Схемы наиболее распространенных типов двухступенчатых редукторов, а также рекомендуемые значения передаточных отношений представлены на рис. 1.2.

Ступень редуктора, непосредственно соединенную с двигателем, называют быстроходной; ступень, выходной вал которой соединен с ИУ - тихоходной. Параметрам ступеней присваивают соответственно индексы Б или Т, например, $\psi_{b\text{дв}}$, $\psi_{b\text{ИУ}}$ меньшее зубчатое колесо ступени условилось называть шестерней, большее - колесом. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, параметрам колеса - индекс 2, например, ω_1, ω_2 .

Таким образом, согласно рис. 1.2 а-г на валу I закреплена шестерня быстроходной ступени, вращающаяся со скоростью этого вала ω_I , равной скорости вращения ротора электродвигателя; на валу III закреплено колесо тихоходной ступени, вращающегося со скоростью этого вала ω_{III} , равной скорости вращения вала исполнительного

* Поскольку имеющиеся в настоящее время таблицы в справочной литературе указывают частоту вращения ротора двигателя $n_{\text{дв}}$ в об/мин.

то
$$U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ИУ}}}$$

устройства, а колесе быстроходной ступени и шестерня тихоходной вращаются с одинаковыми скоростями ω_{II} . Следовательно, $\omega_1 = \omega_I$, $\omega_2 = \omega_{II}$ - для быстроходной ступени и $\omega_1 = \omega_I$, $\omega_2 = \omega_{II}$ - для тихоходной. Знание угловых скоростей передаваемой ступеню мощности позволяет выполнить геометрический и прочностной расчеты элементарной зубчатой передачи.

$U_p=8 \dots 24$

$U_p=8 \dots 24$

$U_p=8 \dots 25$

$U_p=6 \dots 16$ - цилиндрическая ступень прямозубая
 $U_p=6 \dots 16$ - цилиндрическая ступень косозубая

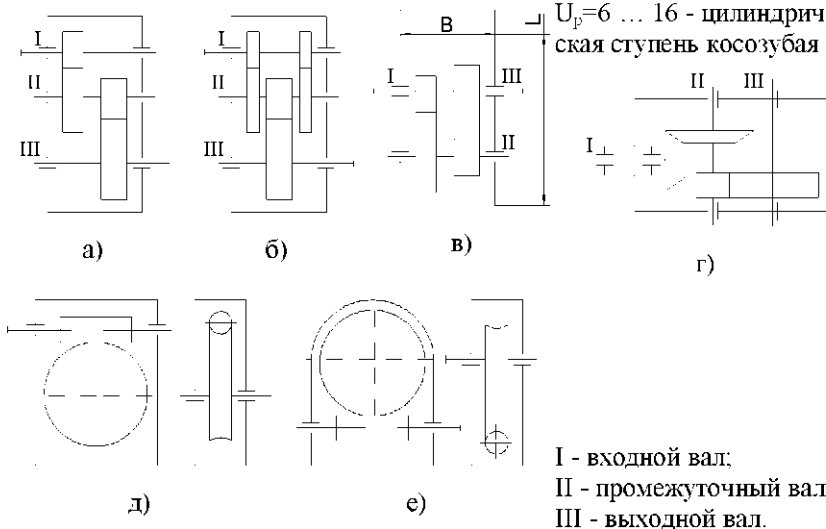


Рис. 1.2. Схемы наиболее распространенных типов редукторов:

а - трехосный цилиндрический;
 б - трехосный цилиндрический с раздвоенной быстроходной ступеню;

в - соосный;

г - трехосный коническо-цилиндрический;

д - червячный с верхним расположением червяка;

е - червячный с нижним расположением червяка.

Очевидно, что каждый из редукторов представляет собой комбинацию передач, отличавшихся типом зубьев и зубчатых колес. Эти комбинации могут быть составлены из следующих типов элементарных передач:

- конической прямозубой;
- конической с непрямыми зубьями;
- цилиндрической прямозубой;

- цилиндрической косозубой.

Таким образом, расчет редуктора может быть сведен к расчет элементарных передач. Схемы таких элементарных передач представлены на рис. 1.3.

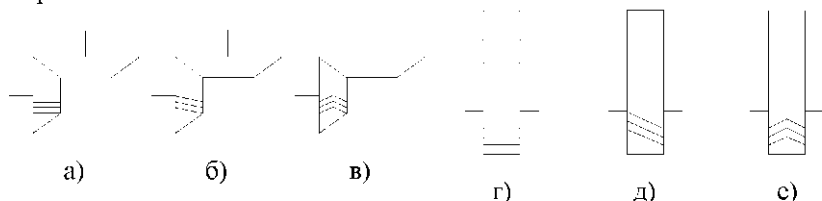


Рис. 1.3. Схемы элементарных зубчатых передач

- а - коническая прямозубая;
- б - коническая с косыми зубьями;
- в - коническая с круговыми зубьями;
- г - цилиндрическая прямозубая;
- д - цилиндрическая косозубая;
- е - шевронная.

1.1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

В настоящее время в качестве источника механической энергии для привода используют электродвигатели трехфазного переменного тока с короткозамкнутым ротором. Синхронная частота вращения, то есть частота вращения электромагнитного поля этих двигателей составляет 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин. С ростом частоты вращения уменьшается масса, габариты и стоимость электродвигателей. Вместе с тем, выбор высокооборотных двигателей увеличивает передаточное отношение редуктора и следовательно, увеличиваются масса, габариты и стоимость редуктора. Таким образом, для оценки экономических показателей привода необходимо проработать несколько вариантов конструкции.

Электродвигатель характеризуют номинальная частота вращения $n_{ад}$ и номинальная мощность $P_{ад}$. Для определения потребляемой мощности электродвигателя необходимо учитывать потери механической энергии при передаче ее от двигателя к ИУ. Эти потери обусловлены потерями энергии в зацеплении зубчатых колес, подшипниках и муфтах и оцениваются коэффициентами полезного действия (КПД). Можно рекомендовать следующие значения КПД.

Цилиндрическая ступень	0.97 ... 0.98
Коническая ступень	0.96 ... 0.97
Червячная пара при:	

однозаходном червяке	0.70 ... 0.80
двухзаходном червяке	0.75 ... 0.85
четырёхзаходном червяке	0.00 ... 0.90
Одна пара подшипников качения	0.99 ... 0.995
Соединительные муфты	0.98 ... 0.99

При известной мощности, потребляемой исполнительным устройством, необходимая мощность электродвигателя, например, для привода, представленного на рис. 1.4, будет равна

$$\rho = \frac{\rho_{\text{в0}}}{\eta_{\Sigma}} \quad 1.1.1$$

где $\rho_{\text{в0}}$ - мощность на валу исполнительного устройства;

η_{Σ} - общий коэффициент полезного действия, который для рассматриваемого привода равен

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{3,4} \eta_{3,0} \eta_i^3 \eta_{i,4} \eta_{i,5}$$

где $\eta_{3,4}$ - КПД зацепления быстроходной ступени;

$\eta_{3,0}$ - КПД зацепления тихоходной ступени;

η_i - КПД одной пары подшипников качения;

$\eta_{i,4}$ - КПД муфты, соединявшей двигатель и редуктор;

$\eta_{i,5}$ - КПД муфты, соединявшей редуктор и ИУ.

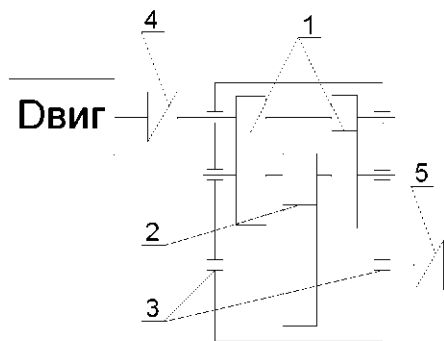


Рис. 1.4. Схема привода:

- 1 - быстроходная раздвоенная ступень трехосного редуктора;
- 2 - тихоходная ступень;
- 3 - пара подшипников качения;
- 4 - муфта, соединяющая вал электродвигателя и выходной вал редуктора;
- 5 - муфта, соединяющая выходной вал редуктора и ИУ.

Потребная мощность ρ могут превышать номинальную мощность выбранного двигателя $\rho_{\text{дв}}$, но не более, чем на 5%.

Основные параметры закрытых обдуваемых электродвигателей серии 4А (ГОСТ 19523-74) приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Электродвигатели серии 4А

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Размеры конца вала, мм		Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Размеры конца вала, мм	
			d_1	l_1				d_1	l_1
Синхронная частота вращения 3000					Синхронная частота вращения 1000				
4АА63А2	0.37	2840	14	30	4А71А6	0.37	910	19	40
4АА63В2	0.55	2810	14	30	4А71В6	0.55	900	19	40
4А71А2	0.75	2840	19	40	4А80А6	0.75	915	22	50
4А71В2	1.1	2810	19	40	4А80В6	1.1	920	22	50
4А80А2	1.5	2850	22	50	4А90Л6	1.5	935	24	50
4А80В2	2.2	2850	22	50	4А100Л6	2.2	950	28	60
4А90Л2	3.0	2840	24	50	4А112МА6	3.0	955	32	80
4А100S2	4.0	2880	28	60	4А112МВ6	4.0	950	32	80
4А100Л2	5.5	2880	28	60	4А132S6	5.5	965	33	80
4А112М2	7.5	2900	32	80	4А132М6	7.5	970	38	80
4А132М2	11.0	2900	38	80	4А160S6	11.0	975	48	110
4А160S2	15.0	2940	48	110	4А160М6	15.0	975	48	110
Синхронная частота вращения 1500					Синхронная частота вращения 750				
4АА63В4	0.37	1380	14	30	4А80А8	0.37	675	22	50
4А71А4	0.55	1390	19	40	4А80В8	0.55	700	22	50
4А71В4	0.75	1390	19	40	4А90Л8	0.75	700	24	50
4А80А4	1.1	1420	22	50	4А90ЛВ8	1.1	700	24	50
4А80В4	1.5	1415	22	50	4А100Л8	1.5	700	28	60
4А80Л4	2.2	1425	22	50	4А112МА8	2.2	700	32	80
4А100S4	3.0	1435	28	60	4А112МВ8	3.0	700	32	80
4А100Л4	4.0	1430	28	60	4А132S8	4.0	720	38	80
4А100М4	5.5	1445	32	60	4А132М8	5.5	720	38	80
4А132S4	7.5	1445	38	80	4А160S8	7.5	730	48	110
4А132М4	11.0	1460	38	80	4А160М8	11.0	730	48	110
4А160S4	15.0	1465	48	110	4А180М8	15.0	730	55	110

Для избранного двигателя из таблицы 1.1 выписывают: тип двигателя, номинальные мощность $\rho_{\text{дв}}$ в кВт и частоту вращения $\eta_{\text{дв}}$ в об/мин, диаметр d_1 и длину l_1 , выходного конца вала в мм.

1.2. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ РЕДУКТОРА К РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ПО СТУПНЯМ

Очевидно, что передаточное отношение редуктора есть произведение передаточных отношений ступеней. Для двухступенчатых редукторов $U_p = U_A U_T$. Действительно, $U_p = \frac{\eta_{ad}}{\eta_{ob}} = \frac{\omega_I}{\omega_{III}}$. Умножив

числитель и знаменатель на ω_{II} , получим $U_p = \frac{\omega_I \omega_{II}}{\omega_{III} \omega_{II}}$, где

$$\frac{\omega_I}{\omega_{II}} = U_A, \text{ а } \frac{\omega_{II}}{\omega_{III}} = U_T.$$

Выбор передаточных отношений U_A и U_T оказывает существенное влияние на габариты, массу, условия смазки и стоимость редуктора. Ниже приводятся рекомендации по разбивке передаточного отношения двухступенчатых редукторов, позволяющие получить приблизительное равенство диаметров равнопрочных колес быстроходной и тихоходной ступеней при использовании материалов колес с одинаковыми механическими характеристиками. Это, в свою очередь, дает возможность спроектировать редуктор с наименьшими габаритами, массой и стоимостью при прочих равных условиях.

Передаточное отношение тихоходной ступени рассчитывают по формуле $U_T = a U_p^k$. Коэффициенты a и k выбирают в зависимости от типа редуктора, вида зубьев и коэффициента расчетной ширины венца тихоходной ступени Ψ_{bdT} .

Для трехосных цилиндрических редукторов (рис. 1.2 а, б) $a = 1.0$, $k = 0.4$, если обе ступени или прямозубые, или обе - косозубые и $a = 0.875$, $k = 0.4$, если быстроходная ступень косозубая, а тихоходная - прямозубая.

Для соосного редуктора (рис. 1.2 в) $a = 1.0$, $k = 0.5$.

Для коническо-цилиндрического редуктора коэффициенты a и k выбирают из таблицы 1.2 в зависимости от коэффициента расчетной ширины зубчатого венца тихоходной ступени Ψ_{bdT} .

Выбор коэффициента Ψ_{bdT} определяет размеры установочной площади и их соотношение В/Л (рис. 1.2). Так, с увеличением Ψ_{bdT}

отношение установочных размеров В/Л увеличивается, а установочная площадь В Л уменьшается. Значения коэффициента $\Psi_{bd\dot{a}}$ в редукторах общего машиностроения принимают в пределах 0.6 ... 1.4.

Коэффициент расчетной ширины венца быстроходной ступени коническо-цилиндрического редуктора рассчитывают по формуле

$$\Psi_{bd\dot{a}} = 0.062 + 0.159U_{\dot{a}}$$

Для трехосных цилиндрических редукторов $\Psi_{bd\dot{a}} = 1.12\Psi_{bdT}$.

Для соосных редукторов расчетную ширину зубчатого венца определяет в результате расчета ступени.

Таблица 1.2

Значения коэффициентов a и k для коническо-цилиндрического редуктора

Коэффициент Ψ_{bdV}	Тип зубьев колес тихоходной ступени			
	Прямые		Косые	
	a	k	a	k
0.6	1.57	0.291	1.64	0.302
0.8	1.60	0.299	1.77	0.298
1.0	1.68	0.300	1.87	0.296
1.2	1.76	0.298	1.95	0.295
1.4	1.79	0.296	2.02	0.294

Исходными данными для расчета ступени являются передаточное отношение ступени U , коэффициент расчетной ширины венца Ψ_{bdT} , угловые скорости шестерни ω_1 , и колеса ω_2 , крутящий момент на шестерне Т. Если скорости двигателя и ИУ заданы в об/мин, то

$$\omega_I = \frac{\pi n_{\dot{a}\dot{a}}}{30}, \omega_{III} = \frac{\pi n_{\dot{a}\dot{a}}}{30}, \omega_{II} = \omega_{III} U_T = \frac{\omega_I}{U_{\dot{a}}}$$

Крутящий момент на шестерне быстроходной ступени определяют по формуле $T_{I\dot{a}} = \frac{1000\rho}{\omega_I}$, а на шестерне тихоходной

ступени - $T_{IT} = T_{I\dot{a}} U_{\dot{a}} \eta_{\dot{a}\dot{a}}$,

где ρ - необходимая мощность двигателя, кВт;

$\eta_{\dot{a}\dot{a}}$ - КПД зацепления быстроходной ступени.

Отказ от учета потерь в муфте и подшипниках позволяет упростить ввод данных в ВМ я практически не влияет на размеры

передачи.

Результаты расчета и выбора исходных параметров быстроходной и тихоходной ступеней сводят в таблицу 1.3. вписывая числовые значения в две правых колонки вместо идентификаторов (буквенно-цифровое имя) рассчитываемых или выбираемых параметров.

Таблица 1.3

Исходные параметры к расчету ступеней

	Наименование параметра	Размерность	Символ	Ступень	
				В	Т
1	Передаточное отношение	-	U	UB	UT
2	Угловая скорость шестерни	рад/с	ω_1	OMEG1	OMEG2
3	Угловая скорость колеса	рад/с	ω_2	OMEG2	OMEG3
4	Крутящий момент	Н м	T_1	TB1	TT1
5	Коэффициент расчетной ширины венца	-	ψ_{bd}	PSIB	PSIT

1.3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Основными материалами для изготовления зубчатых колес являются термически или химико-термически обработанные стали.

Известно, что габариты и стоимость редуктора существенно зависят от размеров и стоимости зубчатых колес. Размеры и стоимость зубчатых колес определяется, главным образом, твердостью, рабочих поверхностей зубьев. Для снижения массы и габаритов редуктора целесообразно использовать материалы и виды термической или химико-термической обработки, позволяющие получить высокую твердость рабочих поверхностей зубьев. Вместе с тем, применение сталей, термически обработанных до высокой твердости, предполагает использование дорогостоящих материалов, усложняет технологию изготовления и следовательно, повышает стоимость изделия.

Поэтому выбор материалов и термообработки приходится решать с учетом назначения и характера эксплуатации конкретной конструкции, а также экономической целесообразности использования данной марки стали. Для изготовления зубчатых колес можно рекомендовать нормализованные или улучшенные стали с твердостью рабочих поверхностей 180 ... 350 НВ. Если к габаритам и массе редуктора не предъявляют строгих требований. При необходимости уменьшения габаритов и массы (передачи летательных аппаратов, транспортных машин и т. п.) следует назначать стали с высокой твердостью рабочих

поверхностей зубьев $H_2 > 350$ HB (38 ... 63 HRC, 500 ... 700 HV).

С целью сокращения номенклатуры материалов, технологического оборудования и инструмента, желательно по возможности выбирать для зубчатых колес стали одной марки.

Механические характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, приведены в приложении (таблица П.1)

В таблице П.3 приложения, составленной в соответствии с ГОСТ 21354-87, приведены формулы определения предела контактной выносливости зубьев $\sigma_{H \lim b}$ и предела выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F \lim b}$, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений, а также коэффициенты безопасности S_H и S_F .

Данные таблицы П.3 позволяет рассчитать допускаемые напряжения на контактную прочность $[\sigma]_H$ и на изгиб $[\sigma]_F$.

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} (SIGMH) = \frac{\sigma_{H2 \lim b}}{S_H} K_{HL},$$

$$[\sigma]_{F1} (SIGMF1) = \frac{\sigma_{F1 \lim b}}{S_F} K_{FL} K_{FC},$$

$$[\sigma]_{F2} (SIGMF2) = \frac{\sigma_{F2 \lim b}}{S_F} K_{FL} K_{FC},$$

где K_{HL} , K_{FL} - коэффициенты долговечности (для длительно работающих передач при непостоянной нагрузке $K_{HL}, K_{FL} = 1.0$);

K_{FC} - коэффициент, учитывающий характер приложения нагрузки (при одностороннем приложении $K_{FC} = 1.0$, при двухстороннем - $K_{FC} = 0.7$).

При твердости рабочих поверхностей зубьев колеса меньшей или равной 350 HB, твердость шестерни H_4 следует назначать больше твердости колеса H_2 : $H_1 - H_2 + (10 \dots 40)$.

В противном случае, то есть, если $H_2 > 350$ HB, выбирают материалы колес и термообработку зубьев так, чтобы $H_1 = H_2$.

Как отмечалось выше, выбор электродвигателя, распределение общего передаточного отношения редуктора по ступеням, а также выбор материала и твердости с целью наивыгоднейшего решения по габаритам, массе и стоимости редуктора и всего привода в целом, является многовариантной задачей и следовательно, требует трудоемких расчетов,

сопоставления получаемых в них результатов при выборе оптимального варианта.

Оптимизация варианта конструкции может оцениваться различными критериями, например, условием смазки, габаритами, массой, стоимостью, размерами или соотношением размеров установочной площади и т.п..

За критерий оптимизации можно например, принять установочные размеры В и L (рис. 1.2). В этом случае выбор электродвигателя и определение твердости материала зубчатых колес удобно выполнять с помощью номограммы, представленной на развороте (рис. 5.1). Использование предлагаемого графического метода с целью получения заданных габаритов редуктора, исключает необходимость многовариантных расчетов. Номограмма построена для двухступенчатых редукторов, схемы которых представлены на рис 1.2.

Для формализации ввода в ЭВМ приняты следующие обозначения типов редукторов (идентификатор ТР) в зависимости от комбинации элементарных передач, составляющих редуктор, и вида зубьев:

- 1 - коническо-цилиндрический, обе ступени - прямозубые;
- 2 - коническо-цилиндрический, коническая ступень - прямозубая, цилиндрическая - косозубая;
- 3 - простой трехосный, обе ступени - прямозубые;
- 4 - простой трехосный, обе ступени - косозубые;
- 5 - простой трехосный, быстроходная ступень - косозубая, тихоходная - прямозубая
- 6 - соосный, обе ступени - прямозубые
- 7 - соосный, обе ступени - косозубые.
- 8 - соосный, быстроходная ступень - косозубая, тихоходная - прямозубая.
- 9 - трехосный с раздвоенной быстроходной ступенью, обе ступени - косозубые;
- 10 - трехосный с раздвоенной быстроходной ступенью, быстроходная ступень - косозубая, тихоходная - прямозубая;
- 11 - трехосный с раздвоенной быстроходной ступенью, быстроходная ступень - косозубая, тихоходная ступень составлена из шевронных колес.

Номограммой пользуются следующим образом. Через точку $\eta_{\text{вб}}$, шкалы $\eta_{\text{вб}}$ проводят вертикаль до встречи с горизонталью, соответствующей типу редуктора, и продолжают ее до пересечения с

ближайшей наклонной прямой, соответствующей синхронной частоте вращения электродвигателя. По предварительно рассчитанной потребной мощности P (1.1.1) и синхронному числу оборотов выбирают тип электродвигателя (таблица 1.1). Через точку пересечения вертикали и наклонной линии проводят горизонталь до пересечения с кривой (в правой нижней четверти), соответствующей типу редуктора. Через точку встречи проводят вертикаль в зону кривых твердости (в правой верхней четверти). Далее через точку потребной мощности P шкалы P номограммы проводят горизонталь до встречи с наклонной линией, соответствующей синхронной частоте вращения выбранного двигателя, а через нее - вертикаль до встречи с наклонной прямой (в левой верхней четверти), соответствующей выбранному значению коэффициента расчетной ширины зубчатого венца тихоходной ступени $\psi_{баТ}$. Затем через эту точку проводят горизонталь в верхнюю правую четверть до пересечения с ранее проведенной вертикалью в зону кривых твердости материала колеса. Значение рекомендуемой твердости следует, по возможности, принимать по кривой, расположенной над точкой пересечения горизонтали и вертикали.

Пример.

Дано. Частота вращения исполнительного устройства $n_{в\delta} = 96$ об/мин, потребная мощность двигателя $\rho = 6.2$ кВт, редуктор - простой трехосный, обе ступени - прямозубые.

Решение. Электродвигатель марки 4А132S4, номинальная мощность $\rho_{\delta\delta} = 7.5$ кВт, частота вращения редуктора $n_{\delta\delta} = 1445$ об/мин, диаметр и длина выходного конца вала $d_1 = 38$ мм. $l_1 = 80$ мм. Тип редуктора - 03. Рекомендуемое значение твердости колеса соответствует кривой 240 НВ (рис. 5.1 на развороте показывает поясняющие построения).

На таблице П.1 выбирают марку стали и режим термообработки, при которой среднее значение твердости колеса $F_{ср}$ на указанного в таблице интервала примерно равно найденному значению по номограмме. Так, найденная твердость (240 НВ) позволяет выбрать, например, сталь марки 45 с режимом термообработки - закалка в воду при температуре $(810 \dots 840)^\circ\text{C}$ с последующим отпуском при температуре $(400 \dots 450)^\circ\text{C}$ с твердостью $H_2 - (236 \dots 263)$ НВ ($H_{2ср} - 0.5(236+263) - 249.5$ НВ) или сталь 40Х с режимом термообработки - закалка в масло при температуре $(920 \dots 850)^\circ\text{C}$ и отпуск при температуре $(600 \dots 660)^\circ\text{C}$ с твердостью $H_2 - (230 \dots 257)$ НВ ($H_{2ср} - 0.5(230+257) - 243.5$ НВ).

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ НАГРУЗКИ K_H И K_F

Нагрузка на зубья зубчатых колес складывается из номинальной, то есть нагрузки, необходимой для нормального функционирования ИУ, и дополнительной, обусловленной неравномерностью распределения нагрузки между зубьями колеса, одновременно участвующими в зацеплении, неравномерностью распределения нагрузки по длине контактных линий и дополнительной динамической нагрузки, обусловленной неравномерностью вращения зубчатых колес в результате погрешностей окружного шага.

Перечисленные дополнительные нагрузки учитывают введением в расчетные формулы коэффициентов K_H при расчете на контактную прочность и K_F при расчете на изгиб.

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$$

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\beta}$ учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями (соответственно при расчете на контактную прочность и при расчете на изгиб).

При расчете прямозубых передач $K_{H\alpha}$ принимают равным 1.0.

Для косозубых колес коэффициент $K_{H\alpha}$ рассчитывают по формуле

$$K_{H\alpha} = \mu V + \lambda \tag{1.4.1}$$

Значения коэффициентов μ и λ выбирают из таблицы 1.4 в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости вращения зубчатых колес. Степень точности назначают по таблице 1.5 в зависимости от типа зубьев, их твердости и величины окружной скорости.

Таблица 1.4

Значения коэффициентов μ и λ .

Степень точности	6	7	8	9
μ	0.00244	0.00508	0.00814	0.0122
λ	1.0034	1.02	1.051	1.1

Таблица 1.5

Ступени точности зубчатых передач

Тип зубьев	Твердость зубьев, НВ	Окружная скорость колес, м/с				
		до 2.0	св. 2.0 до 3.5	св. 3.5 до 6.0	св. 6.0 до 10.0	св. 10 до 15
Прямые	≤350	9	8	8	7	7
	>350	8	7	7	6	6
Непрямые	≤350	9	9	8	8	7
	>350	8	8	7	7	6

При расчете на изгиб прямозубых колес и узких косозубых, для которых $b_w < \frac{\pi m}{\sin \beta}$, $K_{F\alpha}$ принимают равным 1.0.

Для остальных косозубых колес коэффициент K_{Fa} рассчитывают по формуле 1.4.2, справедливой при условии, что осевой коэффициент перекрытия $\varepsilon_a > 1.0$, $\varepsilon_{\beta}(EPSB) = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}$.

$$K_{Fa}(KFA) = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1)(\eta - 5)}{4\varepsilon_a} \quad 1.4.2$$

где η - степень точности передачи;

ε_a - коэффициент торцевого перекрытия.

$$\varepsilon_a(EPSA) = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta \quad 1.4.3$$

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ учитывают неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (соответственно при расчете на контактную прочность и при расчете на изгиб). Их рассчитывают по формулам:

$$K_{H\beta}(KHB) = 1 + C_H \left(\frac{b_w}{d_{w1}} \right)^{y_H}, \quad 1.4.4$$

$$K_{F\beta}(KFB) = 1 + C_F \left(\frac{b_w}{d_{w1}} \right)^{y_F} \quad 1.4.5$$

Значения вспомогательных коэффициентов C_{II} , C_F , γ_{II} и γ_F выбирают на таблицы 1.6 в зависимости от типа редуктора, рассчитываемой ступени и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Таблица 1.6

Значения коэффициентов C_{II} , C_F , γ_{II} и γ_F

Тип редуктора	Ступень	H_1 или $H_2 \leq 350$				H_1 или $H_2 > 350$			
		C_{II}	γ_{II}	C_F	γ_F	C_{II}	γ_{II}	C_F	γ_F
1, 2	В	0.339	1.10	0.738	1.29	0.812	1.258	1.28	1.13
	Т	0.0805	1.42	0.162	1.37	0.192	1.47	0.29	1.76
3, 4, 5	В	0.157	1.29	0.336	1.26	0.384	1.225	0.579	1.29
	Т	0.0805	1.42	0.162	1.37	0.192	1.47	0.29	1.76
6, 7, 8	В	0.0805	1.42	0.162	1.37	0.192	1.47	0.29	1.76
	Т	0.103	1.29	0.234	1.38	0.275	1.29	0.395	1.65
9, 10, 11	В	0.157	1.29	0.336	1.26	0.384	1.225	0.579	1.29
	Т	0.03	1.73	0.053	2.26	0.061	2.00	0.108	2.12

При выполнении предварительных расчетов на контактную прочность коэффициент $K_{H\beta}$ рассчитывают по формуле 1.4.6.

$$K_{H\beta}(KHB1) = 1 + C_{II} \psi_{bd}^{\gamma_H}, \quad 1.4.6$$

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} .

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} учитывают дополнительную динамическую нагрузку (соответственно при расчете на контактную прочность и при расчете на изгиб).

При выполнении предварительных расчетов на контактную прочность коэффициент K_{HV} выделяют по формуле

$$K_{HV}(KHV1) = 1 + \frac{\delta_H \zeta_0 \psi_{bd} V^2 d_{w1}^{1.5}}{144 P K_{H\alpha} K_{H\beta}} \sqrt{\frac{U+1}{U}}. \quad 1.4.7$$

При выполнении проверочных расчетов коэффициенты K_{HV} и K_{FV} вычисляют по формулам 1.4.8 и 1.4.9, предварительно уточнив степень точности и пересчитав коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

$$K_{HV}(KHV) = 1 + \frac{\delta_H \zeta_0 b_w V^2}{144 P K_{H\alpha} K_{H\beta}} \sqrt{d_{w1} \frac{Z_{II}}{Z_2}}, \quad 1.4.7$$

$$K_{FV}(KFV) = 1 + (K_{HV} - 1) \frac{\delta_F K_{H\alpha} K_{H\beta}}{\delta_H K_{F\alpha} K_{F\beta}}. \quad 1.4.8$$

δ_H и δ_F - коэффициенты, учитывающие влияние типа зубьев и модификации профиля. их значения выбирают из таблицы 1.7;

ζ_0 - коэффициент, учитывающий влияние равенности шагов сопряженных зубчатых колес, его значение выбирают из таблицы 1.8 (при выполнении предварительных расчетов полагают, что модуль менее 3.55 мм).

Таблица 1.7

Значение коэффициентов δ_H и δ_F

Тип зубьев	H_1 или $H_2 \leq 350$		H_1 или $H_2 > 350$	
	δ_H	δ_F	δ_H	δ_F
Прямые без модификация	0.006	0.016	0.014	0.016
Прямые с модификацией	0.004	0.011	0.010	0.011
Непрямые	0.002	0.006	0.004	0.006

Таблица 1.8

Значение коэффициента ζ_0

Модуль, мм	Степень точности по номерам плавности				
	5	6	7	8	9
До 4.55	2.8	3.8	4.7	5.6	7.3
От 3.55 до 10	3.1	4.2	5.3	6.1	8.2
Свыше 10	3.7	4.8	6.4	7.3	10.0

Рассчитывая коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ и K_{HV} для конических зубчатых передач. вместо d_{w1} используют d_{m1} .

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При выполнении расчетов элементарных передач необходимо иметь в виду:

1. Во всех формулах приняты следующие размерности величин:
 - линейные размеры в миллиметрах (мм);
 - угловые размеры в градусах (град);
 - окружная скорость в метрах в секунду (м/с);
 - угловая скорость в радианах в секунду (рад/с);
 - сила в ньютонах (Н);
 - крутящий момент в ньютонметрах (Нм);
 - напряжения в мегапаскалях (МПа);
 - мощность в киловаттах (кВт);
 - удельная расчетная окружная сила в ньютонах на миллиметр (Н/мм).
2. Буквенно-цифровое обозначение, указанное в скобках после символа рассчитываемого параметра, является его идентификатором.
3. При выборе величин на ГОСТ 6636-69 необходимо принимать ближайшее значение к рассчитанному параметру. Однако при введении поправки на величину b_H может оказаться, что принятое значение по ГОСТ 6636-69 совпадет со значением предшествующего расчета. В этом случае при недогрузке следует выбрать ближайшее меньшее значение на ГОСТ 6636-69, а при перегрузке - ближайшее большее.
4. При выборе модуля из ГОСТ 9563-80 последовательно перебирают значения из ряда 1 и, если одно значение этого ряда не удовлетворяет условиям Z_{\min} и Z_{Σ} .
5. При пользовании промежуточные значения коэффициентов определяют методом линейной интерполяции.

2.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Приближенное значение начального диаметра шестерни

$$d_{w1}(DW11) = K_1 K_2 \sqrt[3]{1.4 T_1 \left(\frac{1}{\psi_{hd}} + 0.15 \right)}.$$

$$K_1(\text{COEF1}) = \frac{780}{[\sigma]_{II}^{2/3}}, \quad K_2 = 1.$$

2. Окружная скорость вращения зубчатых колес

$$V(V1) = \frac{\omega_1 d_{w1}}{2000}.$$

По таблице 1.5 назначают степень точности.

3. Частные коэффициенты нагрузки при расчете на контактную прочность $K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$ рассчитывают по формулам 1.4.6 и 1.4.7, предварительно выбрав из таблицы 1.5 значения вспомогательных коэффициентов C_H и γ_H , из таблицы 1.7 - δ_H из таблицы 1.8 - ζ_0 .

4. Уточненное значение начального диаметра шестерни

$$d_{w1}(DW12) = K_1 K_2 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (U+1)}{\psi_{bd} U}}.$$

5. Предварительное значение рабочей ширины зубчатого венца

$$b_w(BW1) = \psi_{bd} d_{w1}.$$

Принятое значение b_w по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как BW2.

6. Межосевое расстояние

$$a_w(AW1) = 0.5 d_{w1} (U+1).$$

Принятое значение a_w по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как AW.

7. Модуль m , числа зубьев шестерни Z_1 и Z_2 .

Предварительно модуль вычисляют по формуле

$$m(MOD1) \leq 0.02 a_w.$$

По таблице 2.1 (выдержка из ГОСТ 9563-80) назначают модуль (идентификатор – MOD), предпочитая значения ряда 1 значениям ряда 2. При этом необходимо, чтобы число зубьев шестерни было больше минимального числа зубьев ($Z_{\min} = 21$) и суммарное число зубьев Z_{Σ} (идентификатор - ZETE) было целым. Если эти условия выполняются, выбирают следующее меньшее значение модуля и вновь рассчитывают Z_{Σ} и Z_1 по нижеприведенным формулам:

$$Z_{\Sigma}(ZETF) = \frac{2a_w}{m},$$

$$Z_1(ZET11) = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1}.$$

Число зубьев шестерни округляют до ближайшего целого числа (идентификатор – ZET1). Затем определяют число зубьев колеса.

$$Z_2 (ZET2) = Z_{\Sigma} - Z_1.$$

Таблица 2.1

Значения модулей

Ряд 1	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
Ряд 2	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7.0	9.0

8. Реальное передаточное число U_a и его отклонение от выбранного значения Δu

$$U_a (REAL) = \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$\Delta u (DELTU) = \frac{U_a - U}{U} 100, \%$$

9. Геометрические размеры зубчатых колес

$$d_{W1} (DW1) = mZ_1,$$

$$d_{W2} (DW2) = mZ_2,$$

$$d_{a1} (DA1) = d_{W1} + 2m,$$

$$d_{a2} (DA2) = d_{W2} + 2m.$$

10. Проверочный расчет на контактную прочность

10.1. Уточнение окружной скорости

$$V(V) = \frac{\omega_1 d_{W1}}{2000}.$$

10.2. Уточнение степени точности по таблице 1.5 и коэффициентов ζ_v по таблице 1.8.

10.3. Корректировка частных коэффициентов нагрузки; их рассчитывают по формулам 1.4.4 и 1.4.8.

10.4. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{HT} (WHT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{W1}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

10.5. Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H (REALH) = Z_M Z_H \sqrt{\frac{W_{HT} Z_{\Sigma}}{d_{W1} Z_2}}.$$

$Z_M = 275$ (для стальных колес), $Z_H = 1.764$ (для колес без смещения инструмента стандартного исходного контура).

10.6. Условие прочности на контактную выносливость

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} = 0.96 \dots 1.0.$$

При невыполнении условия прочности необходимо ввести поправку на расчетную ширину зубчатого венца

$$b'_W = b_W \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \right)^2.$$

Значение b'_W принимают по таблице П.2 и повторяют расчет с п. 10.3.

10.7. Недогрузка по контактной прочности

$$\Delta\sigma_H (DSIGH) = \left(1 - \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \right) 100, \%$$

11. Ширина колеса b_2 и ширина шестерни b_1

$$b_2 (B2) = b_W,$$

$$b_1 (B1) = b_2 + 0.6\sqrt{b_2}.$$

Принятое значение b_1 по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как В1.

12. Проверочный расчет на изгиб.

12.1. Коэффициенты формы зубьев шестерни Y_{F1} (идентификатор - YF1) и колеса Y_{F2} (идентификатор YF2) выбирают из таблицы 2.2.

Таблица 2.2

Коэффициенты формы зуба Y_F при $X = 0$

Z, Z_V	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4.25	4.07	3.90	3.80	3.70	3.65	3.63	3.60

12.2. Частные коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{FV} (идентификаторы - KFB и KVV) рассчитываются по формулам 1.4.5 и 1.4.9, предварительно выбрав из таблицы 1.6 значения вспомогательных коэффициентов C_F и γ_F и на таблице 1.7 коэффициент δ_F .

12.3. Удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб

$$W_{F1}(WFT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{W1}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}.$$

12.4. Расчетные напряжения изгиба σ_{F1} и σ_{F2}

$$\sigma_{F1}(REALF1) = Y_{F1} \frac{W_{F1}}{m} \leq [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2}(REALF2) = Y_{F2} \frac{W_{F2}}{m} \leq [\sigma]_{F2}.$$

2.2 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Приближенное значение начального диаметра шестерни

$$d_{W1}(DW11) = K_1 K_2 \sqrt[3]{1.4T_1 \left(\frac{1}{\psi_{bd}} + 0.15 \right)},$$

$$K_1(COEF1) = \frac{780}{[\sigma]_H^{2/3}}, K_2 = 0.84.$$

2. Окружная скорость вращения зубчатых колес

$$V(V1) = \frac{\omega_1 d_{W1}}{2000}.$$

По таблице 1.5 назначают степень точности.

3. Частные коэффициенты нагрузки при расчете на контактную

прочность $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и K_{HV} рассчитывают по формулам 1.4.1, 1.4.6 и 1.4.7, предварительно выбрав из таблицы 1.4 значения вспомогательных коэффициентов μ и λ , из таблицы 1.5 значения вспомогательных коэффициентов C_H и γ_H , из таблицы 1.7 - δ_H из таблицы 1.8 - ζ_0 .

4. Уточненное значение начального диаметра шестерни

$$d_{W1}(DW12) = K_1 K_2 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (U+1)}{\psi_{bd} U}}$$

5. Предварительное значение расчетной ширины зубчатого венца

$$b_W(BW1) = \psi_{bd} d_{W1}.$$

Принятое значение b_W по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как BW2.

6. Межосевое расстояние

$$a_W(AW1) = 0.5 d_{W1} (U+1).$$

Принятое значение a_W по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как AW.

7. Модуль m , угол наклона зубьев β и числа зубьев шестерни Z_1 и Z_2 .

Первоначально модуль вычисляют по формуле

$$m(MOD1) \leq 0.02 a_W.$$

По таблице 2.1 (выдержка из ГОСТ 9563-80) назначают модуль (идентификатор MOD) не более рассчитанной величины, предпочитая значения ряда 1 значениям ряда 2.

Для предварительного выбора угла наклона зубьев β_1 (BSTA1)

определяют величину $\frac{\pi m}{b_W}$.

Если $\frac{\pi m}{b_W} \leq 0.14$, то назначают $\beta_1 = 8^\circ 6'34''$.

Если $\frac{\pi m}{b_W} > 0.14$, то $\beta_1 = \arcsin \frac{\pi m}{b_W}$.

Затем определяют суммарное число зубьев

$Z_{\Sigma 1}(ZETE1) = \frac{2a_w \cos \beta_1}{m}$. Рассчитанное значение округляют до

ближайшего меньшего целого числа. Принятое значение Z_{Σ} идентифицируется как ZETE. Далее рассчитывают число зубьев шестерни

$Z_1(ZET11) = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1}$. Полученное число округляют до ближайшего

целого числа (идентификатор - ZET1), причем Z_1 должен быть больше минимального числа зубьев Z_{\min} .

$$Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta_1 + 2.$$

Если условие выполняется, то рассчитывают окончательное значение угла наклона зубьев β (идентификатор - BETA) и число зубьев

колеса Z_2 . $\beta = \arccos\left(\frac{Z_2}{Z_{\Sigma 1}} \cos \beta_1\right)$, $Z_2(ZET2) = Z_{\Sigma} - Z_1$. Если оно

не выполняется, выбирают следующее меньшее значение модуля и вновь выполняют расчет, начиная с выбора угла наклона зубьев.

8. Реальное передаточное число U_a и его отклонение от выбранного значения Δu

$$U_a(UREAL) = \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$\Delta u(DELTU) = \frac{U_a - U}{U} 100, \%.$$

9. Геометрические размеры зубчатых колес

$$d_{w1}(DW1) = \frac{mZ_1}{\cos \beta},$$

$$d_{w2}(DW2) = \frac{mZ_2}{\cos \beta},$$

$$d_{a1}(DA1) = d_{w1} + 2m,$$

$$d_{a2}(DA2) = d_{w2} + 2m.$$

10. Проверочный расчет на контактную прочность.

10.1. Уточнение окружной скорости

$$V(V) = \frac{\omega_1 d_{в1}}{2000}.$$

- 10.2. Уточнение степени точности по таблице 1.5. коэффициентов μ и λ по таблице 1.4 и коэффициента ζ_0 по таблице 1.8.
- 10.3. Корректировка частных коэффициентов нагрузки; их рассчитывают по формулам 1.4.1, 1.4.4 и 1.4.8.
- 10.4. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{HT}(WHT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{в1}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\gamma}.$$

- 10.5. Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H (REALH) = Z_M Z_H \sqrt{\frac{W_{HT} Z_\Sigma}{d_{в1} Z_2}}.$$

$$Z_M = 275 \quad (\text{для стальных колес}),$$

$$Z_H = 1.764(\cos \beta)^{0.82} \quad (\text{для колес без смещения инструмента стандартного исходного контура}).$$

$$Z_\varepsilon (ZF) = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ если } \varepsilon_\beta (EPSB) = \frac{b_W \sin \beta}{\pi m} \geq 0.9$$

$$\text{и } Z_\varepsilon = 1.2 - 0.1895\varepsilon_\alpha, \text{ если } \varepsilon_\beta < 0.9.$$

- 10.6. Условие прочности на контактную выносливость.

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} = 0.96 \dots 1.0.$$

При невыполнении условия прочности необходимо ввести поправку на расчетную ширину зубчатого венца

$$b_W' = b_W \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \right)^2.$$

Значение b_W' принимают по таблице П.2 и повторяют расчет с п. 10.3.

- 10.7. Недогрузка по контактной прочности

$$\Delta\sigma_H(DSIGH) = \left(1 - \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H}\right) 100, \%$$

11. Ширина колеса и ширина шестерни

$$b_2(B2) = b_W,$$

$$b_1(B11) = b_2 + 0.6\sqrt{b_2}.$$

Принятое значение b_1 по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2) идентифицируется как В1.

12. Проверочный расчет на изгиб.

12.1. Коэффициенты формы зубьев шестерни Y_{F1} (идентификатор - YF1) и колеса Y_{F2} (идентификатор YF2) выбирают из таблицы 2.2, в зависимости от чисел зубьев эквивалентных Z_{FV} .
[формула].

12.2. Частные коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{FV} (идентификаторы - KFB и KFV) рассчитываются по формулам 1.4.5 и 1.4.9, предварительно выбрав из таблицы 1.6 значения вспомогательных коэффициентов C_F и γ_F и на таблице 1.7 коэффициент δ_F . Коэффициент $K_{F\alpha}$ (идентификатор - KFA) принимают равным 1.9 или рассчитывают по формуле 1.4.2 в зависимости от осевого коэффициента перекрытия ε_β .

12.3. Удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб

$$W_{Ft}(WFT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{W1}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}.$$

12.5. Расчетные напряжения изгиба σ_{F1} и σ_{F2}

$$\sigma_{F1}(REALF1) = Y_{F1} \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2}(REALF2) = Y_{F2} \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_{F2}.$$

Значение Y_ε коэффициента (идентификатор YEPS)

принимают равным 1.0, а коэффициент Y_β вычисляют по формуле

$$Y_\beta(YBET) = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

2.3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Приближенное значение среднего диаметра шестерни

$$d_{m1}(DM11) = K_1 K_2 \sqrt[3]{1.1 T_1 (6.5 - U)},$$

$$K_1(COEF1) = \frac{780}{[\sigma]_H^{2.7}}, \quad K_2 = 1.0.$$

2. Окружная скорость вращения зубчатых колес

$$V(V1) = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2000}.$$

По таблице 1.5 назначают степень точности передачи.

3. Частные коэффициенты нагрузки при расчете не контактную прочность $K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$ рассчитывают по формулам 1.4.6 и 1.4.7, предварительно выбрав из таблицы 1.6 значения вспомогательных коэффициентов C_H и γ_H , из таблицы 1.7 - δ_H и из таблицы 1.8 - ζ_0 .

4. Уточненное значение среднего диаметра шестерни

$$d_{m1}(DM12) = K_1 K_2 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} \sqrt{U^2 + 1}}{0.85 \psi_{bd} U}}.$$

5. Предварительное значение расчетной ширины зубчатого венца

$$b_w(BW1) = \psi_{bd} d_{m1}.$$

Принятое значение b_w по ГОСТ 6636-69 (таблицы П.2) идентифицируется как BW2.

6. Конусное расстояние

$$Re(RE1) = 0.5 d_{m1} (\sqrt{U^2 + 1} + \psi_{bd}).$$

7. Модуль m_{te} числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

Предварительно модуль вычисляют по формуле

$$m_{te}(MOD1) = 0.025 Re.$$

По таблице 2.1 (выдержка из ГОСТ 9563-80) назначает модуль (идентификатор - MOD) не более рассчитанной величины, предпочитая значения ряда 1 значениям ряда 2. При этом необходимо, чтобы число зубьев шестерни Z_1 было больше минимального числа зубьев Z_{\min} , которые рассчитывают по нижеприведенным формулам:

$$Z_1(ZET11) = \frac{2 \operatorname{Re}}{m_{te} \sqrt{U^2 + 1}},$$

$$Z_{\min} = 17 \frac{U}{\sqrt{U^2 + 1}}.$$

Z_1 округляют до большего целого числа (идентификатор - ZET1). Если условие $Z_1 \geq Z_{\min}$ выполнено, то рассчитывают число зубьев колеса

$$Z_2(ZET21) = Z_1 U.$$

Z_2 округляют до ближайшего целого числа (идентификатор - ZET2). Если условие не выполняется, выбирают следующее меньшее значение модуля и вновь рассчитывают числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

8. Реальное передаточное число U_a и его отклонение от выбранного значения Δu

$$U_a(URFAL) = \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$\Delta u(DELTU) = \frac{U_a - U}{U} 100, \%$$

9. Геометрические размеры зубчатых колес

$$\delta_1(DELT1) = \arctg \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right),$$

$$\delta_2(DELT2) = 90^\circ - \delta_1,$$

$$d_{e1}(DE1) = m_{te} Z_1,$$

$$d_{e2}(DE2) = m_{te} Z_2,$$

$$d_{ae1}(DAE1) = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2}(DAE2) = d_{e2} + 2m_{te} \sin \delta_1,$$

$$\text{Re}(RE) = 0.5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2},$$

$$d_{m1}(DM1) = d_{e1} - b_W \sin \delta_1.$$

10. Проверочный расчет на контактную прочность.

10.1. Уточнение окружной скорости

$$V(V) = \frac{\omega_1 d_{W1}}{2000}.$$

10.2. Уточнение степени точности по таблице 1.5. и коэффициента ζ_0 по таблице 1.8.

10.3. Корректировка частных коэффициентов нагрузки; их рассчитывают по формулам 1.4.1. 1.4.4 и 1.4.8.

10.4. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{HT}(WHT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{W1}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\alpha'}.$$

10.5. Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H (REALH) Z_M Z_H \sqrt{\frac{W_{HT} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{0.85 d m_1 Z_2}}.$$

$Z_M = 275$ (для стальных колес), $Z_H = 1.764$ (для колес без смещения инструмента стандартного исходного контура).

10.6. Условие прочности на контактную выносливость.

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} = 0.96 \dots 1.0.$$

При невыполнении условия прочности необходимо ввести поправку на расчетную ширину зубчатого венца

$$b_W^i = b_W \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \right)^2.$$

Значение b_W^i принимают по таблице П.2 и повторяют расчет с п. 10.3.

10.7. Недогрузка по контактной прочности

$$\Delta\sigma_H (DSIGH) = \left(1 - \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H}\right) 100, \%$$

11. Ширина колеса b_2 и ширина шестерни b_1

$$b_1 = b_2 = b_W.$$

12. Проверочный расчет на изгиб.

12.1. Коэффициенты формы зубьев шестерни Y_{F1} (идентификатор - YF1) и колеса Y_{F2} (идентификатор YF2) выбирают из таблицы 2.2, в зависимости от чисел зубьев эквивалентных Z_{V1} и Z_{V2} .

$$Z_{V1} (ZETV1) = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}, \quad Z_{V2} (ZETV2) = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

12.2. Частные коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{FV} (идентификаторы - KFB и Kfv) рассчитываются по формулам 1.4.5 и 1.4.9, предварительно выбрав из таблицы 1.6 значения вспомогательных коэффициентов $C_{F\alpha}$ и γ_F и на таблице 1.7 коэффициент $\delta_{F\alpha}$.

12.3. Удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб

$$W_{Ft} (WFT) = \frac{2000T_1}{b_W d_{W1}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}.$$

12.4. Средний модуль

$$m_m (MODM) = \frac{d_{m1}}{Z_1},$$

12.6. Расчетные напряжения на изгиб σ_{F1} и σ_{F2}

$$\sigma_{F1} (REALF1) = Y_{F1} \frac{W_{Ft}}{0.85m_m} \leq [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} (REALF2) = Y_{F2} \frac{W_{Ft}}{0.85m_m} \leq [\sigma]_{F2}.$$

2.4. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ СООСНОГО РЕДУКТОРА

Как видно из схемы рис. 1.2 в, межосевое расстояние быстроходной ступени в точности равно межосевому расстоянию тихоходной ступени. Так как тихоходная ступень передает большую нагрузку, очевидно, именно она определяет радиальные размеры обеих ступеней и следовательно, расчет соосных редукторов необходимо начинать с расчета тихоходной ступени. Расчет тихоходной ступени соосного редуктора выполняют по выше приведенной методике, используя алгоритм расчета, соответствующий типу зубьев ступени.

Расчет быстроходной ступени определяется типом зубчатых колес редуктора.

1. Обе ступени - прямозубые или обе ступени – косозубые.

В этом случае основные параметры зубчатой передачи - m , Z_1 , Z_2 , d_{w1} , d_{w2} , d_{a1} , d_{a2} , d_{w1} , a_w , U и β (для косозубой передачи) - принимают равными параметрам тихоходной ступени. Расчет таким образом, сводится к определению ширины зубчатых колес и выполнению проверочных расчетов.

Расчетная ширина зубчатого венца

$$b_{w,i}(BW2) = \frac{b_{w1}}{a + 0.15(U - 1)\psi_{bAT}},$$
$$b_{w,i}(BW1) = 0.075(U + 1)d_{w1}.$$

Из двух значений выбирают большее и округляют по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2), идентифицируется как BW0.

Далее расчет выполняют аналогично расчету цилиндрических передач, прямозубых или косозубых. При этом недогрузка передачи не ограничивается снизу, то есть условие прочности (п. 10.5) имеет вид:

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \leq 1.0.$$

2. Быстроходная ступень - косозубая, тихоходная – прямозубая.

В этом случае по технологическим и экономическим соображениям целесообразно выбирать модуль колес быстроходной ступени равный модулю, принятому при расчете тихоходной ступени. Остальные параметры зубчатых колес рассчитывают в следующем порядке.

Расчетная ширина зубчатого венца

$$b_{w,i}(BW1) = 0.075(U + 1)d_{wT}.$$

$$b_{wi}(BW2) = \frac{b_{иТ}}{\alpha + 0.15(U-1)\psi_{bdT}}.$$

Из двух значений выбирают большее и округляют по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2), идентифицируется как BW0.

При выборе модуля первоначально назначают угол наклона зубьев $\beta_1 = 8^\circ 6'34''$ (идентифицируется как ВЕТА1). Затем определяют

суммарное число зубьев $Z_{\Sigma}(ZETE1) = \frac{2a_w \cos \beta_1}{m}$. Рассчитанное

значение округляют до ближайшего меньшего целого числа. Принятое значение Z_{Σ} идентифицируется как ZETE. Далее рассчитывают число

зубьев шестерни $Z_1(ZET1) = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1}$. Полученное число округляют до

ближайшего целого числа (идентификатор - ZET1), причем Z_1 должно быть больше минимального числа зубьев Z_{\min} .

$$Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta_1 + 2.$$

Если условие выполняется, то рассчитывают окончательное значение угла наклона зубьев β (идентификатор - ВЕТА) и число зубьев

колеса Z_2 . $\beta = \arccos\left(\frac{Z_{\Sigma}}{Z_{\Sigma 1}} \cos \beta_1\right)$, $Z_2(ZET2) = Z_{\Sigma} - Z_1$.

Далее расчет выполняют аналогично расчету цилиндрических косозубых передач, начиная с п. 8. При этом недогрузка передачи не ограничивается снизу, то есть условие прочности (п. 10.6) имеет вид:

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \leq 1.0.$$

2.5. РАСЧЕТ ТРЕХОСНЫХ РЕДУКТОРОВ С РАЗДВОЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНЬЮ

Вне зависимости от типа редуктора (9, 10, 11) расчет быстроходной ступени выполняют по методике расчета косозубой цилиндрической передачи. Однако поскольку ступень (рис. 1.4) состоит из двух пар колес (двух элементарных передач, включенных в поток преобразуемой механической энергии параллельно), очевидно, каждая пара зубчатых колес передаст половину мощности (половину крутящего

момента) и должна иметь в два раза меньший коэффициент расчетной ширины зубчатого венца, то есть при выполнении расчета принимают $T'_1 = 0.5T'_{1A}$, $\psi_{bd} = 0.5\psi_{bdA}$.

Кроме того, угол наклона зубьев β выбирают в пределах $25^\circ \dots 40^\circ$, так как эти простейшие передачи, по существу, образуют шевронную передачу, а коэффициент торцевого перекрытия рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.86 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] (\cos \beta)^{[1.36 + 0.005(Z_1 - 20)]} \quad 2.5.1$$

Тихоходные ступени редукторов типов 9 и 10 рассчитывают по методике расчета цилиндрических передач, прямозубой или косозубой. Тихоходная ступень редуктора типа 11 представляет собой шевронную передачу (1.3 е). Расчет ее выполняют по методике расчета цилиндрических косозубых передач, назначая угол наклона зубьев β в пределах $25^\circ \dots 40^\circ$ и рассчитывая ε_α по формуле 2.5.1.

3. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Для удобства выполнения расчетов валов и подшипниковых узлов, усилия, действующее в зоне контакта зубьев F'_n , представляют в виде составляющих, в общем случае действующих по трем взаимно-перпендикулярным направлениям: по касательной к начальным окружностям - окружной силы F'_t , по радиусу - радиальной сил F'_r , параллельно оси зубчатых колес - осевой силы F'_a .

$$F'_{t1}(FT1) = F'_{t2}(FT2) = \frac{2000T_1}{d_{w1}}, \quad 3.1$$

$$F'_{r1}(FR1) = F'_{r2}(FR2) = F'_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Для определения составляющих усилия F'_n в цилиндрической косозубой передаче используют формулы 3.2, а в коническое прямозубой передаче - 3.3.

$$\left. \begin{aligned} F_{t1}(FT1) = F_{t2}(FT2) &= \frac{2000T_1}{d_{w1}}, \\ F_{r1}(FR1) = F_{r2}(FR2) &= F_{t1} \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta}, \\ F_{a1}(FA1) = F_{a2}(FA2) &= F_{t1} \operatorname{tg}\beta. \end{aligned} \right\} 3.2$$

$$\left. \begin{aligned} F'_{t1}(FT1) = F'_{t2}(FT2) &= \frac{2000T'_1}{d_{w1}}, \\ F'_{r1}(FR1) = F'_{a2}(FA2) &= F'_{t1} \operatorname{tg}\alpha_w \cos\delta_1, \\ F'_{a1}(FA1) = F'_{r2}(FR2) &= F'_{t1} \operatorname{tg}\alpha_w \cos\delta_2. \end{aligned} \right\} 3.3$$

В формулах 3.1, 3.2 и 3.3 T_1 - момент на шестерне пары зубчатых колес, образующих элементарную передачу. Это особенно важно иметь введу, рассчитывая составляющие в ступенях редукторов с раздвоенной ступенью или составленных из шевронных колес, так как в этом случае моменты на валу и на шестерне не совпадают.

4. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Проектируя двухступенчатый редуктор, выполняют ориентировочный расчет промежуточного и выходного валов. Радиальные размеры выходного валов назначают с учетом размеров промежуточного вала и вала электродвигателя.

Ориентировочный расчет валов представляет собой один из этапов расчета валов. При этом из расчета на кручение определяют диаметр той ступени вала, на которую насаживают зубчатое колесо. Снижение прочности вала вследствие действия изгибающих напряжений учитывают уменьшением допускаемых напряжений на кручение. Доля изгибающих напряжений меняется в зависимости от осевых размеров вала, количества зубчатых колес, размещенных на валу, и взаимного направления внешних сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес. Совокупное влияние перечисленных факторов на долю изгибающих напряжений можно учесть выбором различных значений пускаемых напряжений при выполнении ориентировочных расчетов валов различных

по типу редукторов.

$$d_{bII} (DBX) = C\sqrt[3]{T_{II}},$$

$$d_{bIII} (DBX) = C\sqrt[3]{T_{III}},$$
4.1

где d_{bII} , d_{bIII} - диаметры ступеней под зубчатыми колесами соответственно для промежуточного и выходного валов;

T_{II} , T_{III} - моменты, передаваемые соответственно промежуточным и выходным валами (идентификаторы ТТ1 к ТТ2);

C - коэффициент, зависящий от величины допускаемых напряжений кручения и предполагаемой доли изгибающих напряжений; выбирают из таблицы 4.1.

Таблица 4.1

Значения коэффициентов C

Вал редуктора	Тип редуктора		
	1 ... 2	3 ... 5	6 ... 11
Промежуточный	6.8	6.6	7.0
Выходной	5.9		

Значения d_b приняты по ГОСТ 6636-69 (таблица П.2). Идентифицируются как DB2 и DB3.

Диаметры шеек валов под подшипники назначают по каталогу на подшипники так, чтобы диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника был меньше диаметра ступени под зубчатым колесом на 1 ... 5 мм.

$$d = d_b - (1...5).$$
4.2

Принятое значение по каталогу на подшипники идентифицируется как D0.

При предварительном выборе подшипников качения целесообразно ориентироваться на следующие рекомендации:

1. Выходной вал всех 11 типов редукторов устанавливают на шариковые радиальные однорядные подшипники легкой серии.

2. Входной и промежуточный валы устанавливают на подшипники одного типа-размера, причем для коническо-цилиндрического редуктора используют роликовые конические радиально-упорные подшипники легкой серии, для всех остальных - шариковые радиальные однорядные средней серии.

Окончательно размеры валов устанавливают в ходе эскизного проектирования по результатам расчета валов на усталость и расчета подшипников по динамической грузоподъемности.

5. ПОРЯДОК РАБОТЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАСЧЕТОВ НА КОМПЬЮТЕРЕ

Получив бланк задания на курсовой проект, в котором указаны схема привода, мощность, потребляемая исполнительным устройством, и его частота вращения, студент приступает к подготовке таблицы исходных данных для выполнения расчета, форма которой представлена на странице 37.

Для этого необходимо:

1. Установив тип редуктора, вписать ему соответствующий шифр 1, 2, ..., 10 или 11 в последнюю колонку первой строки таблицы.

2. Воспользовавшись номограммой, представленной на рис. 5.1, определить синхронную частоту электродвигателя, позволяющую выделить нужный фрагмент (четверть) таблицы 1.1 для выбора двигателя по величине номинальной мощности.

3. Рассчитав потребную мощность электродвигателя (1.1.1), вписать ее в соответствующую позицию таблицы.

4. Используя величину потребной мощности, согласно вышесказанным рекомендациям, из выделенного фрагмента таблицы 1.1 (п. 2) выбрать тип двигателя и выписать его основные характеристики: номинальную мощность $P_{дд}$ и частоту вращения ротора $n_{дд}$, диаметр d_1 и длину выступающего конца вала l_1 . При этом, целесообразно проверить правильность выбора двигателя по частоте вращения. С этой целью умножают частоту вращения вала исполнительного устройства на максимально передаточное отношение из интервала значений, рекомендуемых для данного типа редуктора (рис. 1.2), и если полученная величина окажется меньше номинальной частоты вращения двигателя, то электродвигатель выбран неверно и следует поменять фрагмент таблицы 1.1 - четверть следующей меньшей синхронной частоты вращения.

5. Внести в соответствующие позиции таблицы 5.1 частоты вращения ротора двигателя и вала исполнительного устройства.

6. Вписать выбранное при расчете потребной мощности двигателя значение КПД быстроходной ступени.

7. Выбрать величину коэффициента расчетной ширины зубчатого венца тихоходной ступени из рекомендуемого диапазона значений и вписать ее в соответствующую позицию.

Таблица 5.1

Исходные данные для ввода в персональный компьютер

N	Вводимый параметр	Размерность	Идентификатор	Пример
1	Тип редуктора	-	TR	5
2	Потребная мощность электродвигателя	кВт	NED	3.65
3	Частота вращения электродвигателя	об/мин	N1	1430
4	Частота вращения исполнительного устройства	об/мин	N2	92
5	КПД зацепления быстроходной ступени	-	KPDB	0,975
6	Коэффициент расчетной ширины венца тихоходной ступени	-	PSIT	1,0
7	Группа стали	-	STEEL	6
8	Твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни	-	HARD1	208.0
9	Твердость рабочих поверхностей зубьев колеса	-	HARD2	180.5
10	Твердость сердцевины зубьев	-	HRC	0
11	Шифр группы			2APM-3-1
12	Фамилия, инициалы			Цветков С.В.

8. Воспользовавшись номограммой (рис. 5.1), определить рекомендуемую твердость рабочих поверхностей колес ступеней.

9. Выбрать марку стали и режим термообработки рабочих поверхностей зубьев колес, при которых среднее значение твердости из указанного в таблице П.1 интервала примерно равно найденному по номограмме. Рассчитав среднюю твердость для колес ступеней, заполнить соответствующую позицию, не округляя полученное в результате расчета значение.

10. Установить принадлежность выбранной стали к той или иной группе сталей в соответствии с данными таблицы П.3, причем в первую очередь проводить сортировку по колонке "Вид термообработки", а затем уже по колонке "Химический состав". Внести группу стали в таблицу 5.1.

11. В соответствии с указаниями на странице 13 выбрать марку стали шестерен и режим термообработки. Рассчитать среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни для представленного в таблице П.1 диапазона ее вариаций и внести это значение (не округляя) в таблицу 5.1. При этом, если твердость рабочих поверхностей зубьев колеса меньше или равна 350 по Бринеллю, то разность ($H_{1CP} - H_{2CP}$) должна

находиться в интервале 10 ... 40. В противном случае выбор материала шестерен и режима термообработки сделаны неправильно.

12. Для всех сталей в строке "Твердость сердцевины зубьев" вписывают нуль за исключением случая выбора стали с термообработкой азотирование. Для таких сталей рассчитывают средние твердость сердцевины и вписывают это значение в таблицу.

Аккуратно выполненная таблица исходных данных с указанием даты исполнения и подписью составителя представляется на подпись преподавателю, выдавшему задание на курсовой проект. Эта подпись-разрешение для работы в дисплейном классе дает возможность студенту проверить правильность исходных данных, объективную оценку которых выполняет компьютер. При положительном исходе проверки компьютер предлагает выполнить расчет, в итоге которого студент получает (при наличии технических возможностей на кафедре) распечатку результатов счета в виде, представленном на рис. П1. При отсутствии такой возможности студент выписывает результаты счета с экрана дисплея, заполняя заранее подготовленную сетку по форме распечатки. При отрицательном результате проверки его допускают к работе в следующий сеанс (по расписанию работы дисплейного класса), после исправления ошибок, подготовки новой таблицы и получении подписи-разрешения преподавателя.

По результатам расчета студент составляет отчет по методике, представленной выше, с записью формул в буквенном виде (без указания идентификаторов), заменой букв числами, выбранными из соответствующих справочных таблиц или полученными из предшествующих расчетов.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

Механические характеристики сталей

Марка стали	σ_a	$\sigma_{\dot{\sigma}}$	Твердость	Термо-обработка	Режим, °С, среда	
	МПа				закалка	отпуск
А. Нормализованные, улучшенные и объемно-закаленные стали						
40	600	320	192-228 HB	У	830-850, В	580-630
45	600-700	320	167-194 HB	Н	-	860-900
	650-750	650	180-207 HB	У	810-840, В	600-650
	700-800	400	194-222 HB	У	810-840, В	550-600
	750-850	450	207-236 HB	У	810-840, В	500-550
	800-900	550	223-250 HB	У	810-840, В	450-500
850-950	600	236-263 HB	У	810-840, В	400-450	
50	700-800	370-420	212-235 HB	У	820-840, В	560-620
50Г	800	550	241-285 HB	У	820-840, В	550-600
35Х	650	450	187 HB	У	840-860, В	610-630
40Х	700-800	400	200-230 HB	Н	-	890-900
	750-850	500	215-243 HB	У	830-860, В	650-700
	800-900	550	230-257 HB	У	830-860, В	600-650
	850-950	600	243-271 HB	У	830-860, В	550-600
	900-1000	700	257-285 HB	У	830-860, В	500-550
40ХН	850-950	600	250-280 HB	У	820-850, В	550-600
	900-1000	700	265-290 HB	У	820-850, В	500-550
20ХН3А	1000	850	293-341 HB	У	820-840, В	400-550
38ХА	900	800	269-321 HB	У	860, В	550-590
37ХН3А	1100	950	321-387 HB	У	820, В	525-575
40ХНМА	1100	950	293-375 HB	У	830-850, В	580-620
45	1000	750	38-45 HRC	ОЗ	850-860, В	400-420
50	620	340	48-52 HRC	ОЗ	840-850, В	290-310
50Г			50 HRC	ОЗ	810-840, В	180-200
			40-48 HRC	ОЗ	810-840, В	380-440
40Х			46-53 HRC	ОЗ	840-860, В	180-200
			36-40 HRC	ОЗ	840-860, В	350-400
40ХН	850	600	48-54 HRC	ОЗ	810-830, В	190-200
Б. Поверхностно-закаленные, цементруемые, азотированные и цианированные стали						
45	600	940	53-55 HRC	ПЗ		
40Х	1000	850	52-56 HRC	ПЗ		
40ХН	800	500	51-57 HRC	ПЗ		

20X	800	650	20-32 HRC	ЦМ, 3, НО	800-830, М	180-200
			57-63 HRC			
18ХГТ	1150	950	332-375 HB	ЦМ, 3, НО	830-850, М	200-220
			56-62 HRC			
12ХНЗА	1000	800	26-46 HRC	ЦМ, 3, НО	770-800, М	180-200
			56-63 HRC			
	1000	850	260-400 HB	ЦМ, 3, 3, НО	860, М	150-170
			58-63 HRC		760-810, М	
12Х2Н4А	1200	1000	280-400 HB	ЦМ, 3, 3, НО	860, М	150-170
			60-65 HRC		760-810, М	
20Х2Н4А	1400	1200	300-400 HB	ЦМ, 3, 3, НО	860, М	150-170
			60-65 HRC		760-800, М	
38ХМ0А	1000	850	30-34 HRC	А	500-600, М	600-670
			60 HRC		930-950, М	
40X	900	650	48-56 HRC	Ц, 3, НО	820-830, М	180-200
40ХН	920	700	50-54 HRC	Ц, 3, НО	910-830, М	190-200

Примечание.

1. В таблице приняты следующие обозначения:

Н - нормализация, У - улучшение, ОЗ - объемная закладка,
 ПЗ - поверхностная закладка, ЦМ - цементация, Ц - цианирование,
 А - азотирование, 3 - закладка, НО - низкий отпуск, М - масло.
 В - вода:

2. В числителе указана твердость сердцевины, в знаменателе -
 поверхности

Таблица П.2

Стандартные размеры (ГОСТ6636-69), введенные в ПК

5.0	5.6	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	12	13	14	15
16	17	18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	35	36	38	40	42	44	45	48	50	53
55	56	58	60	63	65	67	70	71	75	78	80
82	85	88	90	92	95	98	100	102	105	108	110
112	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
170	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	230
240	250	260	270	280	290	300	310	315	320	330	340
350	360	370	380	390	400	410	420	440	450	460	480
490	500	515	530	545	560	580	600	615	630	650	670
690	710	730	750	775	800	825	850				

ЛИТЕРАТУРА

1. Зубчатые передачи: Справочник/Гинзбург Е. Г., Головалов Н. Ф. и др. Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-ние. 1989.
2. ГОСТ 21356-87 Передачи цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1987.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение. 1989.
4. Иоселевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988.
5. Справочник машиностроителя Т. 5. М.: Машгиз. 1956.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высш. Школа. 1990.
7. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/Чернавский С.А. и др. М.: Машиностроение, 1984.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ 4

1.1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ 7

1.2. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ РЕДУКТОРА К РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ПО СТУПНЯМ 10

1.3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ 12

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ НАГРУЗКИ K_H И K_F 16

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 20

2.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ 20

2.2 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ 24

2.3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ 29

2.4. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ СООСНОГО РЕДУКТОРА

33

2.5. РАСЧЕТ ТРЕХОСНЫХ РЕДУКТОРОВ С РАЗДВОЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНЬЮ 34

3. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ЗАЦЕПЛЕНИИ 35

4. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ

ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ	36
5. ПОРЯДОК РАБОТЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАСЧЕТОВ НА КОМПЬЮТЕРЕ	38
ПРИЛОЖЕНИЕ	41
ЛИТЕРАТУРА	48