

УДК (62I.83I + 62I.832.3). 00I.24

Группа ГТ5

ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ С
МИНИМАЛЬНЫМ МЕРТВЫМ ХОДОМ.

OCT 92-0096-86

Методика расчета

Взамен ОС 92-0096-69

ПИСЬМОМ МИНИСТЕРСТВА

от 29. 10. 1986 г. № ИП 338 срок взведения установлен
с 01. 07. 87

Настоящий стандарт распространяется на беззазорные цилиндрические, конические и червячные передачи с разрезными зубчатыми (червячными) колесами, передачи с двумя червяками; на цилиндрические передачи с углом зацепления $\alpha_{FN} < 20^\circ$ с уменьшенным боковым зазором; на цилиндрические передачи с регулируемым боковым зазором при постоянном межосевом расстоянии, исходный контур которых соответствует требованиям [13], [14] и [18], работающие в пределах температур окружающего воздуха от минус 50 до + 50°C, с модулем от 1 мм и более и устанавливает методику их расчета.

Издание официальное

ГРН: В 10847
от 14.07.87

Перепечатка воспрещена

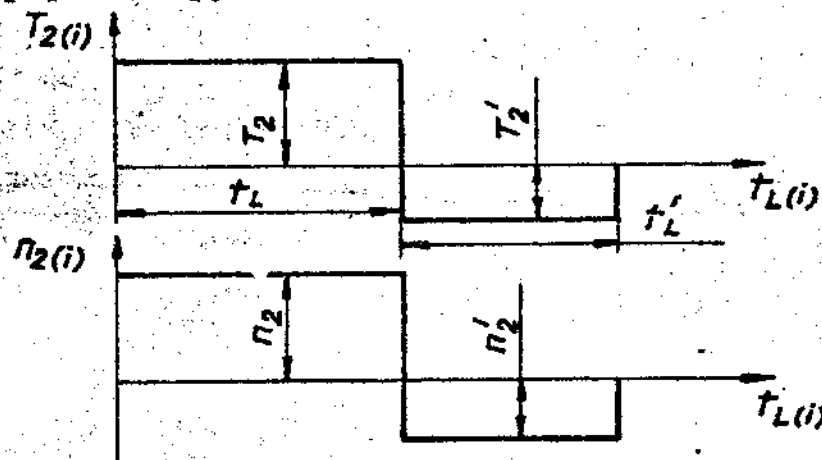
2. БЕЗАЗОРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВАЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие положения

2.1.1. Расчет следует начинать с определения ведущего и ведомого зубчатого колеса и вычисления коэффициентов полезного действия η_j (при проектировочном расчете η_j задают) на каждой ступени нагружения.

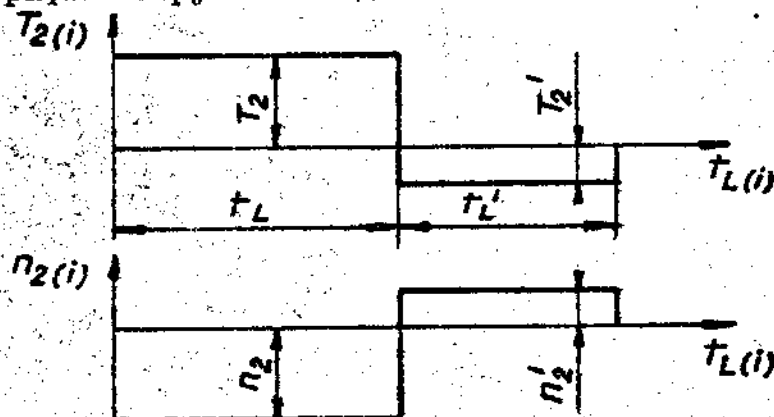
У ведущего колеса 2 момент $T_{2(i)}$ и соответствующая ему частота вращения $n_{2(i)}$ одного знака (черт. 2.1); у ведомого колеса 2 момент $T_{2(i)}$ и соответствующая ему частота вращения $n_{2(i)}$ разного знака (черт. 2.2).

График нагружения ведущего колеса 2



Черт. 2.1

График нагружения ведомого колеса 2



Черт. 2.2

Графики, приведенные на черт. 2.1 и 2.2, применимы и к червячным передачам.

2.1.2. При задании момента $T_2(i)$, Н.м., на колесе 2 значение момента $T_1(i)$, Н.м., на шестерне определяют по формулам при ведущем колесе 2

$$T_1(i) = \frac{T_2(i)}{\mu} \eta \quad ; \quad (2.1)$$

при вѣдомом колесе 2

$$T_1(i) = \frac{T_2(i)}{u \cdot \eta} \quad (2.2)$$

где η — коэффициент полезного действия (КПД) передачи; при проекторочном расчете принимают $\eta = 0.90-0.95$; при проверочном расчете предварительно принимают $\eta = \eta_0$, табл. 2.6.;

U — передаточное число.

2.1.3. Приведенную циклограмму нагружения шестерни получают из ступенчатого графика нагружения (раздел I [25] для цилиндрических передач; раздел I [26] для конических передач), принимая все значения нагрузок положительными (черт. 2.3, 2.4)

В циклограмму нагружения (см. черт. 2.4) не включают малоцикловые и максимальные нагрузки, то есть принимают $T_{i(t)} = T_i$, где T_i определяют по п. 2.2.2.

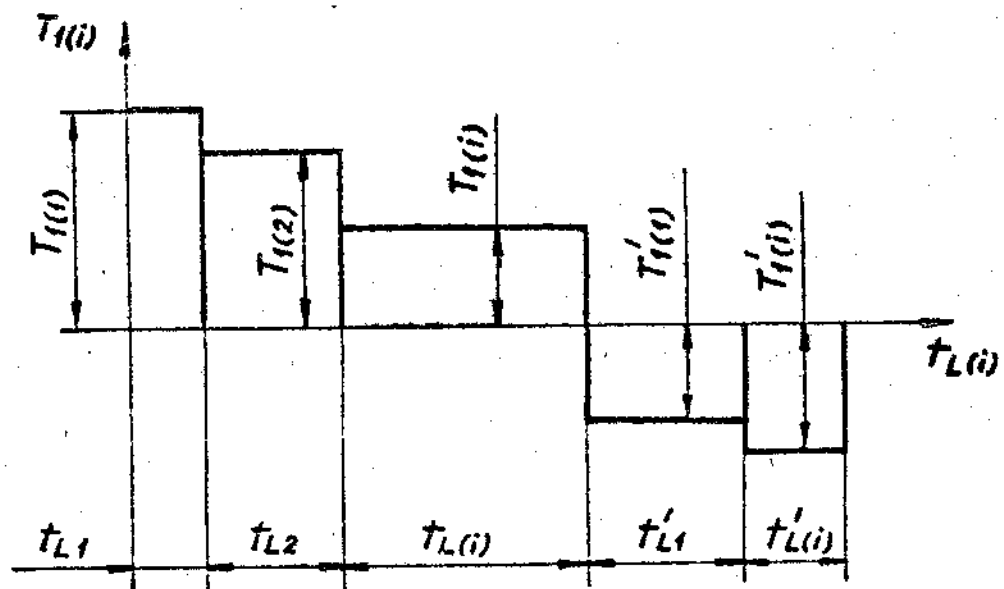
Аналогично строят циклограмму нагружения для колеса.

2.1.4. Примеры расчетов приведены в справочном приложении I.

2.1.5. Рекомендации по оформлению чертежей зубчатых колес приведены в справочном приложении 2.

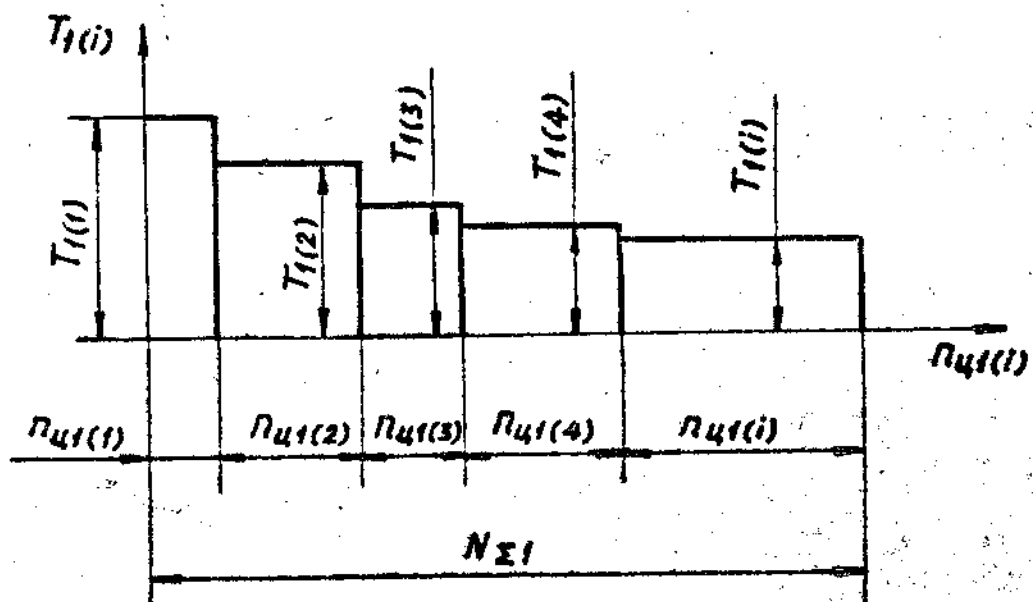
Инв. № подл.	Полн. и дата	Взам. инв.	Инв. № подл.	Полн. и дата
486	Жанн 2.01.67			

График нагружения шестерни



Черт. 2.3.

Приведенная циклограмма нагружения, полученная из
графика нагружения шестерни

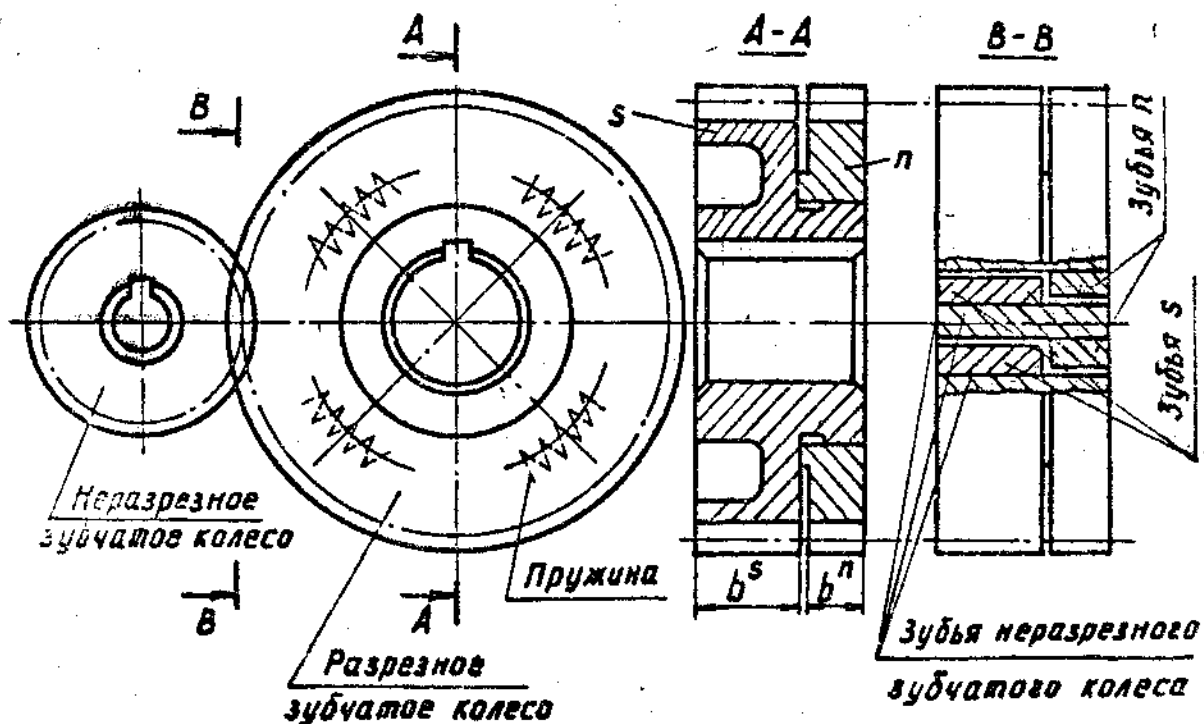


Черт. 2.4.

Исполн	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № докум.	Подп. и дата
486	27.01.87			

2.2. Цилиндрическая прямозубая передача с разрезным и неразрезным зубчатыми колесами.

2.2.1. Схема беззазорной цилиндрической передачи приведена на черт. 2.5.



n – незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса;

s – часть разрезного зубчатого колеса, закрепленная на валу.

Черт. 2.5

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № подл.	Подп. и дата
486	Май 8.01.87		

2.2.2. Отсутствие люфта обеспечивают пружины, создающие момент $T_{пр}$, Н.м, на разрезном зубчатом колесе, превышающий передаваемый этим зубчатым колесом момент. Момент $T_{пр}$ определяют по формулам

для шестерни

$$T_{пр1} = K_{пр} T_1 ; \quad (2.3)$$

для колеса

$$T_{пр2} = K_{пр} T_2 , \quad (2.4)$$

где $K_{пр}$ - коэффициент надежности выбора бокового зазора, принимают от 1,2 до 1,4 (при проекторочном расчете);

T_1 - наибольшая из исходных расчетных нагрузок в расчете на контактную выносливость T_{1H} , Н.м, и на выносливость при изгибе зуба T_{1F} , Н.м;

Определяют: T_{1H} - по разделу I или рекомендуемому приложению 2 [25] в зависимости от N_{HE1} , рассчитываемого с использованием приведенной циклограммы нагружения;

$$N_{HE1} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1(i)}}{T_{1(1)}} \right]^3 R_{q1(i)} \right\}$$

T_{1F} - по разделу I [25], используя приведенную циклограмму нагружения, или рекомендуемое приложение I [25];

T_2 - нагрузка на колесе, исходя из которой определена нагрузка T_1 . При проверочном расчете

$K_{пр}$ определяют из формулы (2.4)

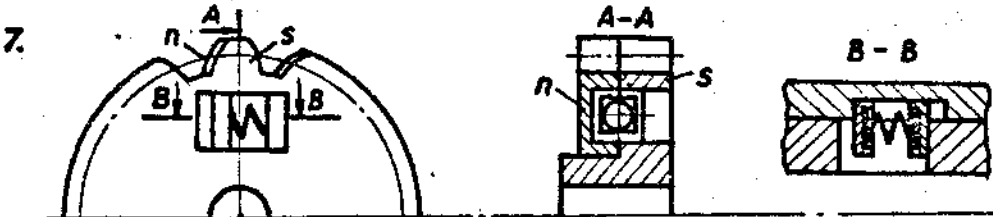
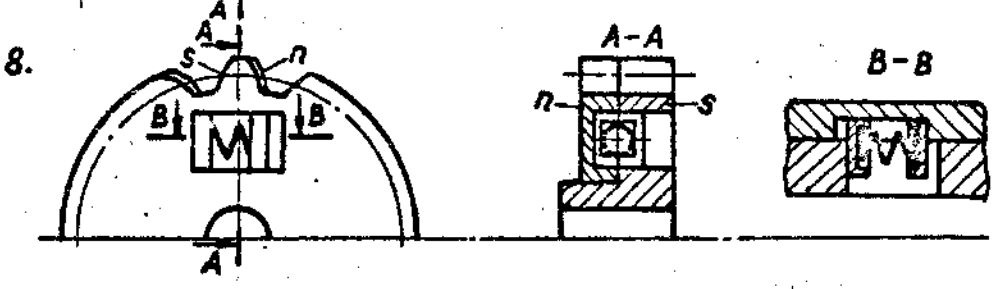
2.2.3. Термины и обозначения соответствуют [25].

2.2.4. Исходные данные для проекторочного расчета приведены в разделе I [25].

2.2.5. Конструктивные схемы зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями приведены в табл. 2.1 и 2.2.

ИЗВ. ПОДП. ПОДП. И ДАТА ВЗАМ. ИЗМ. ИЗМ. И ДАТА ПОП. И ДАТА
486 3.01.87

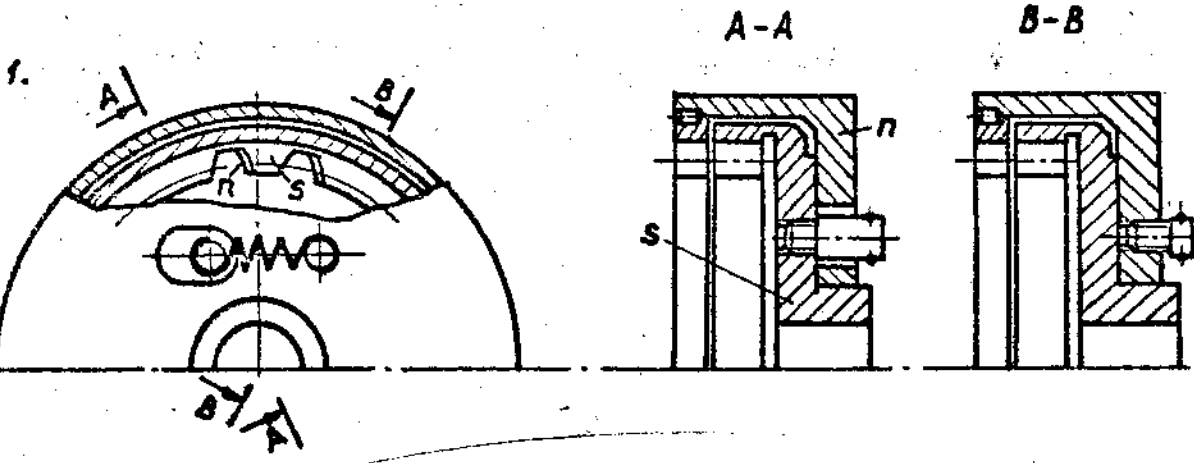
Продолжение табл. 2.1

Вид пружины	Конструктивная схема
Пружины сжатия	7. 
	8. 

Примечание. Принятые обозначения: **s** – закрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса, **n** – незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса.

Таблица 2.2

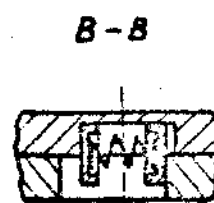
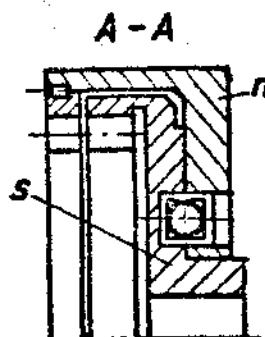
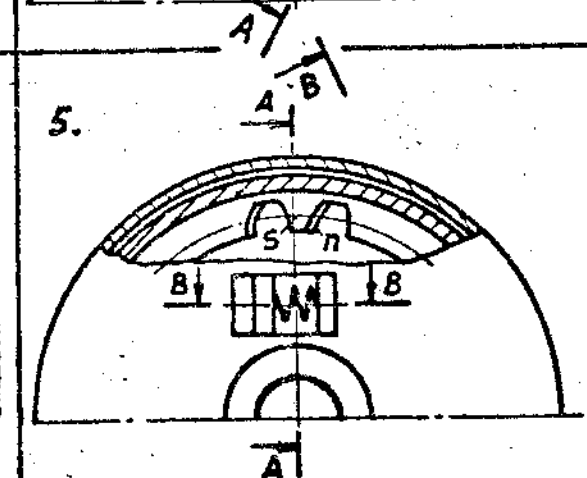
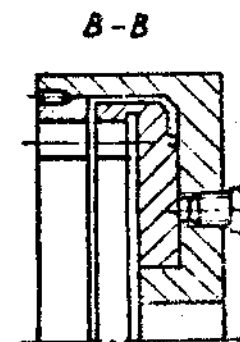
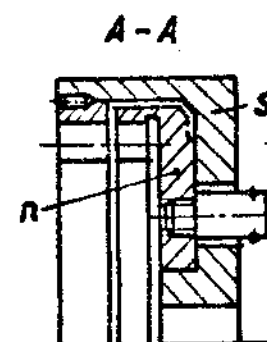
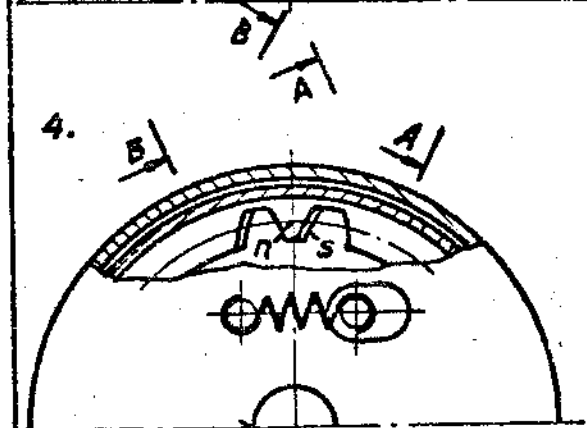
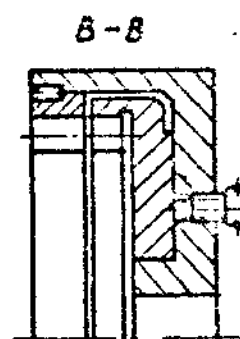
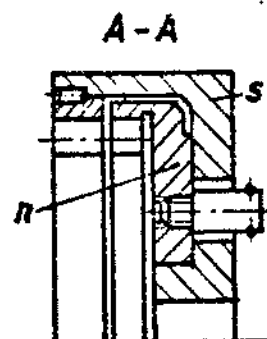
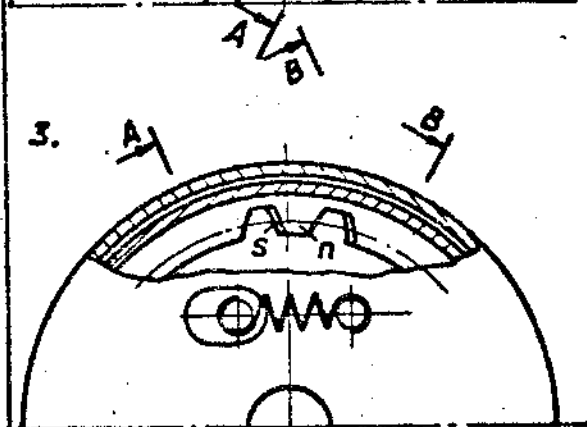
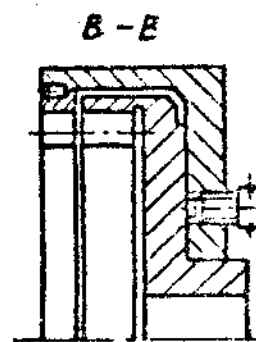
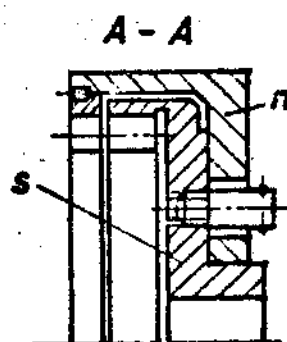
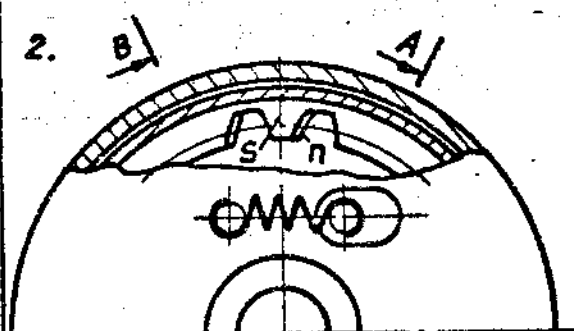
Конструктивные схемы цилиндрического разрезного зубчатого колеса с внутренними зубьями

Вид пружины	Конструктивная схема
Пружины растяжения	1. 

Мин. Индустрии Подп. и дата Взам. инв. Инв. Индустрии Подп. и дата
486 21/04/87

Вид
пружины

Конструктивная схема

Пружины
сжатия

Инв. № подл. Полп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № подл. Полп. и дата.

487

Изд. 8.01.87

2.2.6.1. Исходные данные приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Наименование параметра	Обозначение	Указание
Циклограмма нагружения	—	См. п.2.1.3
Вид передачи	—	Внешнего или внутреннего зацепления
Число зубьев шестерни	Z_1	Принимают $Z_1 \geq Z_{1min}$, где Z_{1min} принимают по разделу 4 [25]
Передаточное число	u	—
Угол наклона	β	$\beta = 0$
Вспомогательный параметр	ψ_{bd}	$\psi_{bd} \leq \psi_{bdmax}$, где ψ_{bdmax} по разделу I [25]
Способ термической или химико-термической обработки шестерни и колеса	—	Цементация, нитроцементация, азотирование, закалка ТВЧ, нормализация и улучшение
Твердость поверхностей зубьев (средняя): шестерни колеса	H_1 H_2	Справочное приложение 4 [25]
Шлифование переходной поверхности зуба шестерни и колеса	—	—

011-3-3761

ИИС - РЕГУДИ

B384. H113

ლიონი. II ნათა

8.01.87

486

Продолжение табл. 2.3

Наименование параметра	Обозначение	Указание
Деформационное упрочнение или электрохимическая обработка переходной поверхности шестерни и колеса	-	-
Метод изготовления шестерни и колеса	-	Обкатка исходной производящей рейкой, зуборезным долбяком. Методом деления
Расположение опор	-	Расположение опор относительно зубчатых колес, при консольном расположении зубчатого колеса следует указать вид подшипников
Разрезное зубчатое колесо	-	Шестерня или колесо

2.2.6.2. Ориентировочное значение делительного диаметра шестерни d_f , мм, определяют по формулам:

для передач внешнего зацепления

$$d_f = 770 \sqrt[3]{\frac{(T_1 + 2T_{np1}) K_{H\beta}}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}} \quad (2.5)$$

для передач внутреннего зацепления

$$d_f = 770 \sqrt[3]{\frac{(T_1 + 2T_{np1}) K_{H\beta}}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u-1}{u}} \quad (2.6)$$

Продолжение табл. 2.5

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
Рабочая ширина венца, мм	b_w	$b_w = \psi_{bd} d_1$
Ширина венца зубчатого колеса, мм	b	Для неразрезной шестерни $b_1 = b_w ;$ для части разрезного колеса, закрепленной на валу $b_2^s = \frac{1 + K_{np}}{1 + 2 K_{np}} b_1 ;$ для незакрепленной части разрезного колеса $b_2^n = b_1 - b_2^s .$ Для неразрезного колеса $b_2 = b_w ;$ для части разрезной шестерни, закрепленной на валу $b_1^s = \frac{1 + K_{np}}{1 + 2 K_{np}} b_2 ;$ для незакрепленной части разрезной шестерни $b_1^n = b_2 - b_1^s$

2.2.6.4. После геометрического расчета следует провести следующие расчеты :

проверочный расчет на контактную выносливость

по п.2.2.7 для неразрезного зубчатого колеса , учитывая, что допускаемое контактное напряжение σ_{HP} , МПа, принимают по зависимости (2.7)

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP}; \sigma_{HP}^n), \quad (2.7)$$

где значения σ_{HP} и σ_{HP}^n определяют по п. 2.2.7.7 ;

для азотированных, цементированных и нитроцементированных

зубчатых колес расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения по п. 2.2.8 ;

проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе по п.2.2.9.

2.2.7. Проверочный расчет на контактную выносливость

2.2.7.1. Расчет служит для предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

2.2.7.2. Для обеспечения контактной выносливости необходимо выполнить следующие условия:

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} ; \quad (2.8)$$

для закрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H^S \leq \sigma_{HP}^S ; \quad (2.9)$$

для незакрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H^n \leq \sigma_{HP}^n . \quad (2.10)$$

2.2.7.3. Расчетное контактное напряжение неразрезного зубчатого колеса σ_H , МПа, определяют по формулам :

для передач внешнего зацепления

$$\sigma_H = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} + 2 T_{np1}}{b} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}} ; \quad (2.11)$$

для передач внутреннего зацепления

$$\sigma_H = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} + 2 T_{np1}}{b} \frac{u-1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}} , \quad (2.12)$$

где b - ширина венца неразрезного зубчатого колеса .

2.2.7.4. Расчетное контактное напряжение части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу, σ_H^S , МПа, определяют по формулам

для передач внешнего зацепления

$$\sigma_H^s = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} + T_{пр1}}{b^s} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}}; \quad (2.13)$$

для передач внутреннего зацепления

$$\sigma_H^s = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} + T_{пр1}}{b^s} \frac{u-1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}}; \quad (2.14)$$

где b^s — ширина венца части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу.

2.2.7.5. Расчетное контактное напряжение части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу, σ_H^n , МПа, определяют по формулам:

для передач внешнего зацепления

$$\sigma_H^n = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{пр1}}{b^n} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}}; \quad (2.15)$$

для передач внутреннего зацепления

$$\sigma_H^n = \frac{12298 Z_H Z_E}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{пр1}}{b^n} \frac{u-1}{u} K_{H\beta} K_{H\gamma}}; \quad (2.16)$$

где b^n — ширина зубчатого венца части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу.

2.2.7.6. Значения параметров, входящих в формулы (2.11)-(2.16) определяют:

T_{1H} по п.2.2.2;

$T_{пр1}$ по табл. 2.4, п.2;

$Z_H, Z_E, K_{H\beta}, K_{H\gamma}$ по разделу 2 [25], при определении

ψ_H вместо T_{1H} следует подставлять $(T_{1H} + 2T_{пр1})$, $K_{H\alpha} = 1$.

Исполн.	Подп. и дата
Взам. инж.	Инв. №докум.
Подп. и дата	Удостоверение
8.01.87	456

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$N_{HE} = \sum_i n_{\Sigma(i)} = N_{\Sigma}; \quad (2.23)$$

при определении N_{HE} для ступенчатой циклограммы нагружения учитывают только ту часть циклограммы, в которой число циклов действия нагрузки не более $2,4 N_{HO}$, т.е. при $N_{\Sigma} > 2,4 N_{HO}$ принимают

$$N_{\Sigma} = 2,4 N_{HO};$$

для постоянной нагрузки

$$N_{HE} = n_{\Sigma} = N_{\Sigma}; \quad (2.24)$$

для кратковременно работающих передач (передачи группы А) значения σ_{HP} , σ_{HP}^S , σ_{HP}^n , входящие в формулы (2.17) - (2.19), определяют по рекомендуемому приложению 2 [25].

2.2.8. Расчет на предотвращение глубинного контактного напряжения

2.2.8.1. Для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес проводят расчет на предотвращение контактного разрушения по п.2.2.8.2, если не выполняются условия:

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H \leq \sigma_{HGA}; \quad (2.25)$$

для закрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H^S \leq \sigma_{HGA}; \quad (2.26)$$

для незакрепляемой на валу части разрезного зубчатого

колеса

$$\sigma_H^n \leq \sigma_{HGA}; \quad (2.27)$$

где σ_H , σ_H^S , σ_H^n определяют по пп.2.2.7.3-2.2.7.5;

σ_{HGA} - по разделу 3 [25].

2.2.8.2. Для предотвращения глубинного контактного разрушения

Изм.	Исполн.	Подп. и дата	Взам. и подп.	Исполн.	Подп. и дата
436		Майков 8.01.87			

необходимо выполнить условие

$$\sigma_{HPT} > 1,4 \sigma_H; \quad (2.28)$$

$$\sigma_{HPT} > 1,4 \sigma_H^S; \quad (2.29)$$

$$\sigma_{HPT} > 1,4 \sigma_H^H, \quad (2.30)$$

где σ_{HPT} определяют по разделу 3 [25], учитывая, что эквивалентное число циклов напряжений рассчитываемого элемента передачи N_{EPT} для ступенчатой нагрузки определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$N_{EPT} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + 2 T_{пр1}}{T_{1H} + 2 T_{пр1}} \right]^9 n_{ч(i)} \right\}; \quad (2.31)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$N_{EPT} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + T_{пр1}}{T_{1H} + T_{пр1}} \right]^9 n_{ч(i)} \right\}; \quad (2.32)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$N_{EPT} = \sum_i n_{ч(i)} = N_{\Sigma}. \quad (2.33)$$

2.2.9. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе.

2.2.9.1. Расчет служит для предотвращения усталостного излома зубьев.

2.2.9.2. Для обеспечения выносливости зубьев при изгибе необходимо выполнить условия:

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}; \quad (2.34)$$

для закрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса

$$\sigma_F^S \leq \sigma_{FP}^S; \quad (2.35)$$

для незакрепляемой на валу части разрезного зубчатого

ИЗДАНИЕ ПОСТ. И ПОС. ВЕРСИИ ВВЕД. В ДЕЙСТВИЕ ПОСТ. И ПОС. ДАТЫ
466 01/08/88 01.87

колеса

$$\sigma_F^n \leq \sigma_{FP}^n. \quad (2.36)$$

2.2.9.3. Расчетное напряжение на переходной поверхности зуба неразрезного зубчатого колеса σ_F , МПа, определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{b m} Y_F Y_E, \quad (2.37)$$

где F_{tF} — исходная расчетная окружная сила, Н, определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$F_{tF} = \frac{2000 (T_{iF} + 2 T_{np1})}{d_1}; \quad (2.38)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$F_{tF} = \frac{2000 (T_{iF} + T_{np1})}{d_1}; \quad (2.39)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$F_{tF} = \frac{2000 T_{np1}}{d_1}; \quad (2.40)$$

T_{iF} определяют по разделу 6 [25];

T_{np1} — по табл. 2.4, п.2;

$K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{FV} , Y_F , Y_E — по разделу 6 [25];

K_{FV} — общий для всех частей, определяют для неразрезного зубчатого колеса;

b — ширина венца неразрезного зубчатого колеса, мм.

2.2.9.4. Расчетное напряжение на переходной поверхности зуба части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу, σ_F^S , МПа, определяют по формуле (2.37), подставляя вместо b ширину венца части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу, b^S , мм, а вместо F_{tF} подставляют F_{tF}^S .

2.2.9.5. Расчетное напряжение на переходной поверхности зуба

Изм.	Испол.	Прош. и дата	Исп.	Испол.	Прош. и дата
486		1988.01.87			

части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу, σ_F^n , МПа, определяют по формуле (2.37), подставляя вместо b ширину венца части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу b^n , мм, а вместо F_{TF} подставляют F_{TF}^n .

2.2.9.6. Допускаемое напряжение на переходной поверхности зуба неразрезного зубчатого колеса σ_{FP} , МПа, определяют по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim}}{S_F} Y_S Y_R K_{XF}, \quad (2.41)$$

где σ_{FLim} , Y_S , Y_R , K_{XF} , S_F определяют по разделу 6 [25]; при расчете σ_{FLim} коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки K_{FL} принимают:

для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и улучшенной стали $K_{FL} = 0,65$;

для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более 45 HRC₉, за исключением азотированных, $K_{FL} = 0,75$;

для азотированных зубчатых колес $K_{FL} = 0,9$;

эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяют по п. 2.2.9.8.

2.2.9.7. Допускаемые напряжения на переходной поверхности зуба разрезного зубчатого колеса σ_{FP}^S и σ_{FP}^n , МПа, определяют по формуле (2.41), принимая $K_{FL} = 1$; N_{FE} определяют по п. 2.2.9.8.

2.2.9.8. Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяют по разделу 6 [25] кроме случая для ступенчатой циклограммы нагружения.

Для ступенчатой нагрузки N_{FE} определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$N_{FE} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1(i)} + 2T_{npr1}}{T_{1F} + 2T_{npr1}} \right]^{m_F} n_{4(i)} \right\}; \quad (2.42)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$N_{FE}^S = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1(i)} + T_{np1}}{T_{1F} + T_{np1}} \right]^{m_F} n_{u(i)} \right\}; \quad (2.43)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$N_{FE} = \sum_i n_{u(i)} = N_{\Sigma}. \quad (2.44)$$

При определении N_{FE} допускается исключать из расчета нагрузки (за исключением расчетной), которым соответствуют значения

$$\sigma_{F(i)} < \frac{0,7 \sigma_{Flimb}^0}{S_F} \quad \text{для неразрезного зубчатого колеса};$$

$$\sigma_{F(i)}^S < \frac{0,7 \sigma_{Flimb}^0}{S_F} \quad \text{для закрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса},$$

где расчетные напряжения на переходной поверхности зуба

$\sigma_{F(i)}$ и $\sigma_{F(i)}^S$, МПа определяют по формулам:

$$\sigma_{F(i)} = \sigma_F \frac{T_{1(i)} + 2 T_{np1}}{T_{1F} + 2 T_{np1}}; \quad (2.45)$$

где σ_F по п.2.2.9.3

$$\sigma_{F(i)}^S = \sigma_F^S \frac{T_{1(i)} + T_{np1}}{T_{1F} + T_{np1}}. \quad (2.46)$$

2.2.9.9. Для кратковременно работающих передач (передачи группы А) допускаемое напряжение на переходной поверхности зуба определяют по рекомендуемому приложению 2 [25].

Значения K_{FC} для неразрезных зубчатых колес принимают по п. 2.2.9.6, для разрезных зубчатых колес — по п. 2.2.9.7.

Для разрезного зубчатого колеса $\sigma_{FP}^S = \sigma_{FP}^n$, если обе части изготовлены из одного материала.

2.2.10. Коэффициент полезного действия

2.2.10.1. Коэффициент полезного действия (КПД) передачи определяют по формуле

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p. \quad (2.47)$$

Инв. инт.	Полн. и дата	Взам. инт.	Инв. инт.	Полн. и дата
486	20.01.87			

где η_3 - КПД, которым учитывают потери в зацеплении, определяют по табл. 2.6, 2.7;

η_n, η_p определяют по разделу 10 [25]

2.2.10.2. При определении η_p в формулу по определению параметра χ вместо σ_H следует подставлять минимальное значение из σ_H, σ_H^s и σ_H^n .

Таблица 2.6

Определение КПД, которым учитывают потери в зацеплении цилиндрической передачи внешнего зацепления η_3

Схема		Формула по определению η_3
Описание	Чертеж	
I. Внешний момент $T(i)$ прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. догружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)	1a	$\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left[2 \frac{T_{np2}}{T_{2(i)}} + 1 \right]}$ где ψ - коэффициент потерь, определяют по формуле $\psi = 2,3 f \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right),$ где f - коэффициент трения, принимают $f = 0,08 - 0,10$; для открытых передач $f = 0,12 - 0,14$ η_3 определяют для каждого участка циклограммы нагружения.
	1б	
	1в	
	1г	

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. Инв. № подл. Подп. и дата
486 8.01.87

Продолжение табл. 2.6.

Схема		Формула по определению η_3
Описание	Чертеж	
2. Внешний момент $T_{(i)}$ не прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. разгружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)		$\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left[2 \frac{T_{np2}}{T_{2(i)}} - 1 \right]}$ где ψ - определяют по п. I данной таблицы

Примечания:

1. Принятые обозначения: s - закрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса; n - незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса.

2. Черт. 1а и 2а соответствуют схемам 1 и 6 (табл.2.1); чертежи 1б и 2б соответствуют схемам 4 и 7 (табл.2.1); черт. 1в и 2в соответствуют схемам 2 и 5 (табл.2.1); черт. 1г и 2г соответствуют схемам 3 и 8 (табл.2.1).

Инв. блок	Полн. и дата	Взам. инв.	Инв. бл.	Полн. и дата
486	20.01.87			

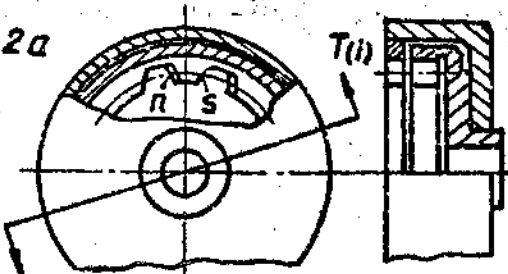
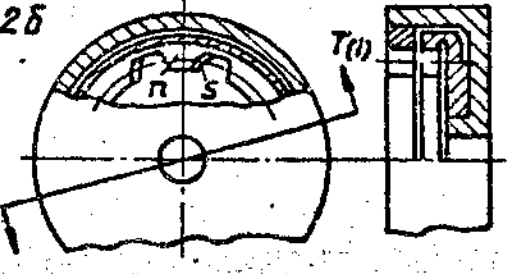
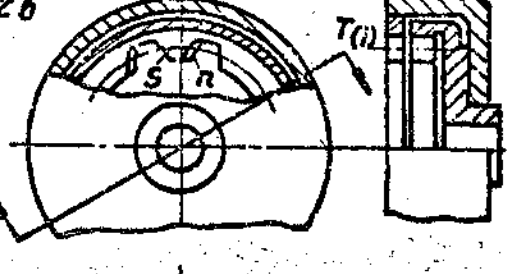
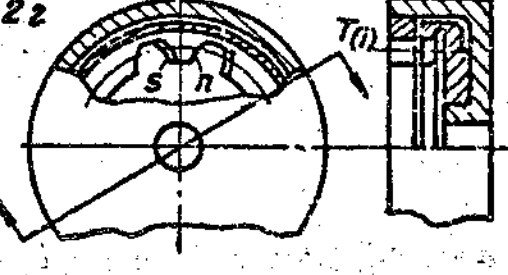
Таблица 2.7.

Определение КПД, которым учитывают потери в зацеплении цилиндрической передачи внутреннего зацепления η_3

Схема		Формула по определению η_3
Описание	Чертеж	
I. Внешний момент $T(i)$ прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. догружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)		$\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left[\frac{T_{np2}}{T_{2(i)}} + 1 \right]}$ где ψ - коэффициент потерь, определяют по формуле $\psi = 2,3 f \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right),$ f - по табл. 2.6, п. I.

Инв. Подп. и дата Взам. инв. Инв. Подп. и дата
486 8.01.87

Продолжение табл. 2.7.

Схема		Формула по определению η_s
Описание	Чертеж	
2. Внешний момент $T(i)$ не прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. разгружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)	2a 	$\eta_s = \frac{1}{1 + \psi \left[2 \frac{T_{np2}}{T_{2(i)}} - 1 \right]}$ где ψ определяют по п. 1 данной таблицы.
	2б 	
	2в 	
	2г 	

Примечания:

1. Принятые обозначения: s - закрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса; n - незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса.

2. Черт. 1a и 2a соответствуют схемам 1 и 6 (табл.2.2); чертежи 1б и 2б соответствуют схемам 4 и 7 (табл.2.2); черт. 1в и 2в соответствуют схемам 2 и 5 (табл.2.2); черт. 1г и 2г соответствуют схемам 3 и 8 (табл.2.2)

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № подл.	Подп. и дата
456	Май 8.01.87			

2.3. Коническая прямозубая передача с разрезным и неразрезным зубчатыми колесами

2.3.1. Схема беззазорной конической передачи приведена на черт. 2.6.

2.3.2. Отсутствие люфта обеспечивают пружины, создающие момент $T_{пр}$, Н.м, на разрезном зубчатом колесе, превышающий передаваемый этим зубчатым колесом момент. $T_{пр}$, Н.м, определяют по формулам:

для шестерни

$$T_{пр1} = K_{пр} T_1 ; \quad (2.48)$$

для колеса

$$T_{пр2} = K_{пр} T_2 , \quad (2.49)$$

где $K_{пр}$ - коэффициент надежности выбора бокового зазора принимают от 1,2 до 1,4 (при проекторочном расчете)

T_1 - для передач группы В наибольшая из исходных расчетных нагрузок при расчете на контактную выносливость $T_{1н}$ и на выносливость при изгибе $T_{1ф}$; $T_{1н}$ и $T_{1ф}$ определяют по разделу I [26]; для передач группы А исходная расчетная нагрузка при расчете на контактную выносливость и на выносливость при изгибе зуба T_1 , определяют по обязательному приложению 3 [26].

T_2 - нагрузка на колесе, исходя из которой определена нагрузка T_1 .

При проверочном расчете $K_{пр}$ определяют из формулы (2.49).

2.3.3. Указания к построению циклограмм нагружения приведены в п.2.1.3.

2.3.4. Термины и обозначения соответствуют [26].

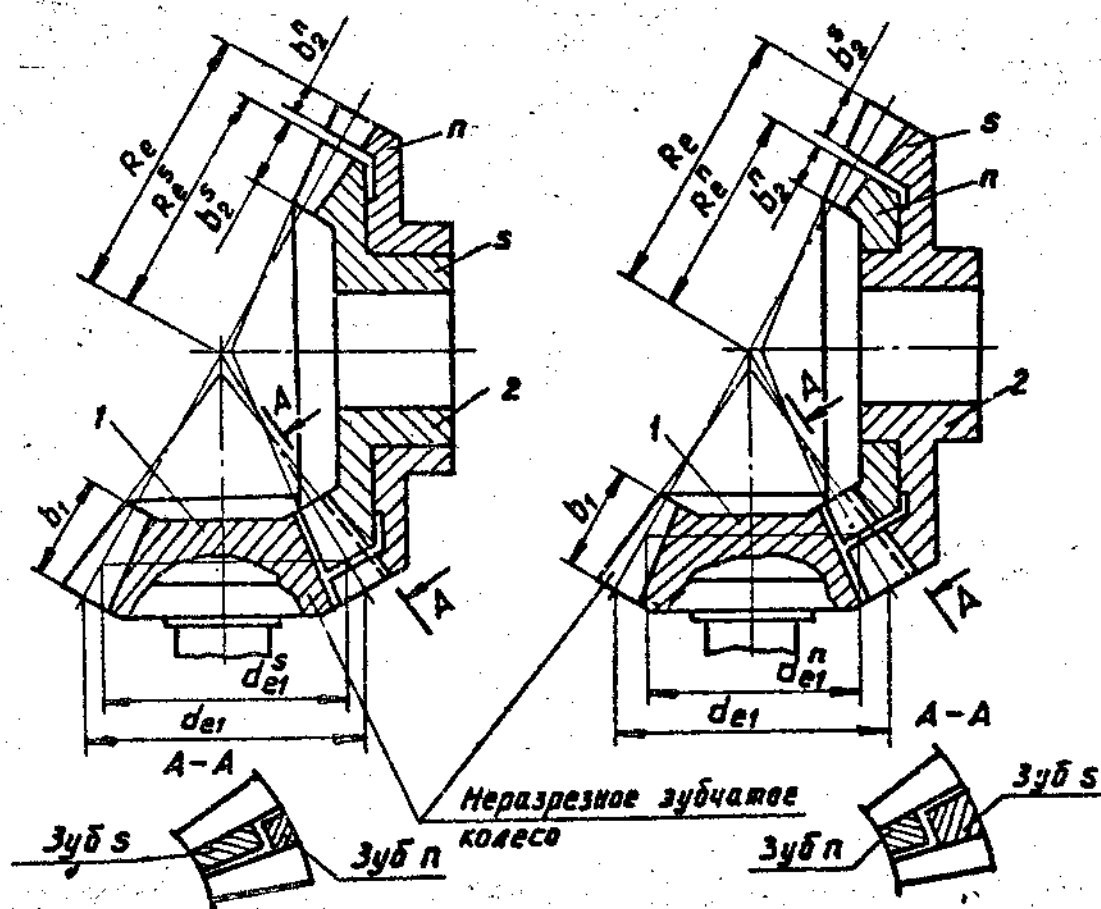
2.3.5. Исходные данные для проверочного расчета приведены в разделе I [26].

2.3.6. Конструктивные схемы конического разрезного зубчатого колеса приведены в табл. 2.8.

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № подл. Подп. и дата

486 2003.01.87

Схема беззазорной конической передачи



1 — шестерня ;

2 — колесо ;

s — часть разрезного зубчатого колеса, закрепленная на валу ;

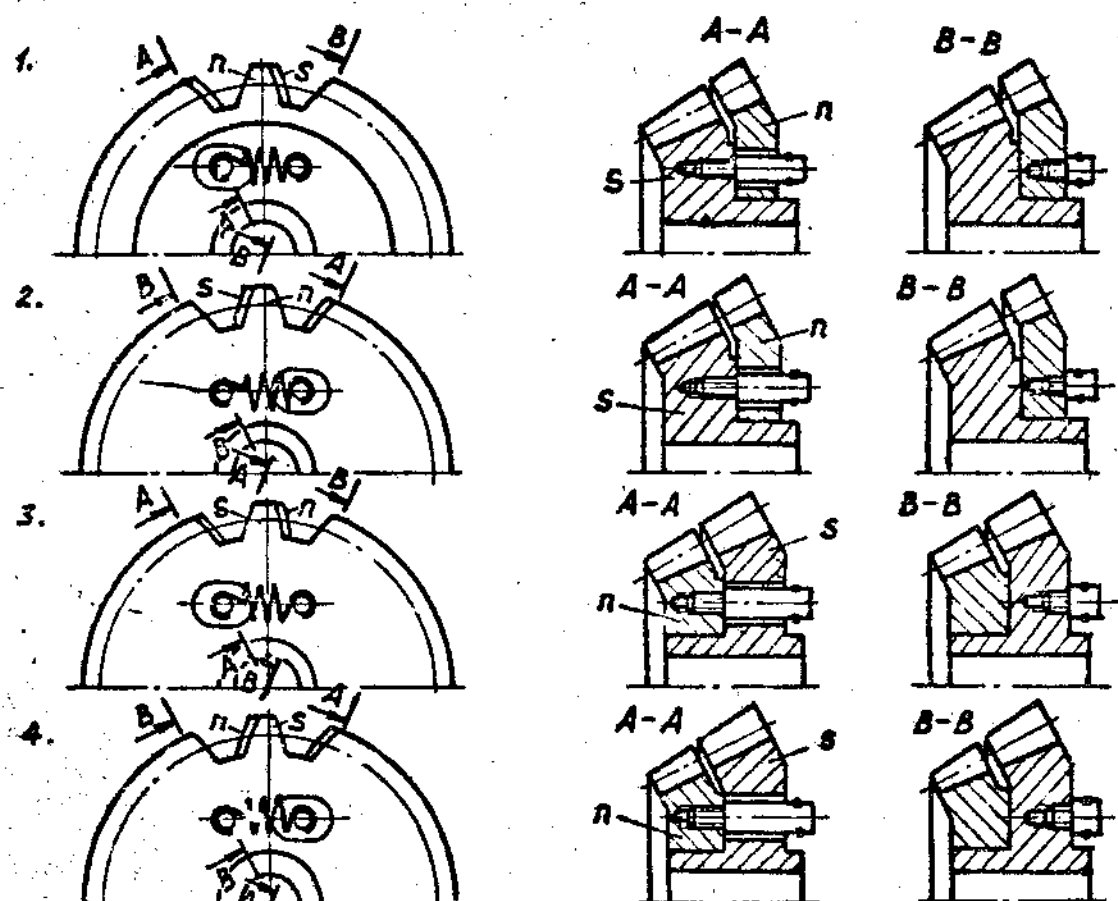
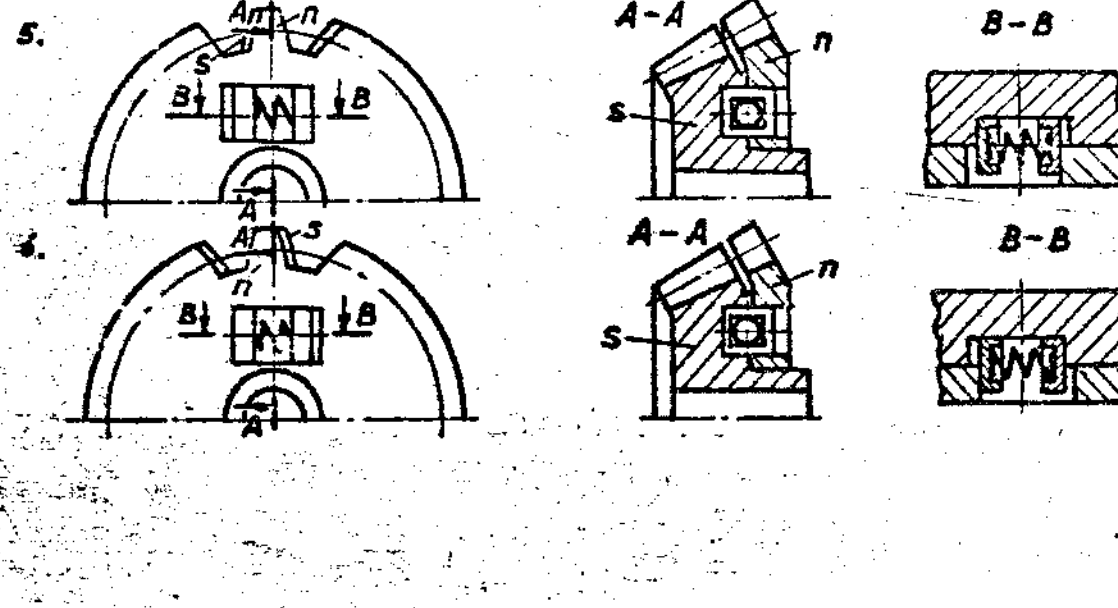
n — часть разрезного зубчатого колеса, незакрепленная на валу

Черт.2.6

Исполн.	Подп. и дата	Взам. инш.	Инв. №доул.	Подп. и дата
486	М.А.С. 3.01.87			

Таблица 2.8

Конструктивные схемы конического разрезного зубчатого колеса

Вид пружины	Конструктивная схема
Пружины растяжения	
Пружины сжатия	

ИНВ. УЧЕТНОГО ЛОТ. И ДАТА ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ИНВ. УЧЕТНОГО ЛОТ. И ДАТА

28.10.87 984

Продолжение табл.2.8

Вид пружины	Конструктивная схема
Пружины сжатия	7. A-A B-B 8. A-A B-B

П р и м е ч а н и е. Принятые обозначения : S - часть
разрезного зубчатого колеса, закрепленная на валу ; n - часть
разрезного зубчатого колеса, незакрепленная на валу.

2.3.7. Проектировочный расчет на контактную выносливость
передаточной группы А и передаточной группы ручного привода.

2.3.7.1. Исходные данные приведены в табл.2.9.

Изм.	Испол.	Подп.	И дата	Взам. инв.	Инд. инв.	Инд. инв.	Подп.	И дата
486			2008.01.87					

Таблица 2.9.

Исходные данные для проекторочного расчета

Наименование параметра	Обозначение	Указание
Разрезной элемент передачи	-	Шестерня или колесо
Циклограмма нагружения	-	п.2.1.3.
Число зубьев шестерни	z_1	Рекомендуется принимать $z_1 \geq 17$
Передаточное число	u	-
... " Межосевой угол, ...°, ...'	Σ	-
Расположение опор	-	-
Твердость поверхности зубьев (средняя): шестерни колеса	H_1 H_2	Справочное приложение 4 [26]
Твердость сердцевины зубьев: шестерни колеса	$H_{1\text{сердц}}$ $H_{2\text{сердц}}$	Для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес. Справочное приложение 4[26]
Температура смазочного масла, °С	t_m	-
Частота вращения при действии расчетной нагрузки, об/мин: шестерни колеса	n_1 n_2	-

Подп. и дата

Инв. № докум

Взам. инв. №

Подп. и дата

Исполн. 8.01.87

486

Продолжение табл. 2.9.

Наименование параметра	Обозначение	Указание
Угол профиля исходного контура, ...°	α_n	—
Способ упрочняющей обработки : шестерни колеса	— —	Улучшение, азотирование, цементация, поверхностная закалка и нитроцементация
Средний угол наклона зуба , ...° , ...' , ..."	β_n	Для передач с круговыми равновысокими зубьями $\beta_n = 35^\circ$
Внешний угол наклона, ...° , ...' , ..."	β_{ne}	Принимают предварительно $\beta_{ne} = 30^\circ$ (для зубчатых колес с тангенциальными зубьями)

2.3.7.2. Ориентировочное значение внешнего делительного диаметра шестерни d'_{e1} , мм, определяют по формуле

$$d'_{e1} = 1024 \sqrt[3]{\frac{(T_1 + 2T_{npt}) K_{H\beta} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}) K_{be} \sigma_{HP}^2}}, \quad (2.50)$$

где T_1 , $K_{H\beta}$, K_{be} , σ_{HP} определяют по обязательному приложению 3 [26]

T_{npt} — по п. 2.3.2.

2.3.7.3. По найденному значению диаметра d'_{e1} проводят расчет с целью определения окружного модуля m_e по методике проекторочного расчета по контактным напряжениям в обязательном приложении 3 [26], учитывая, что

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} b' d'_1}{10000 (T_1 + 2T_{npt})} \quad (2.51)$$

2.3.7.4. Проводят геометрический расчет по [20].

Значения ширины венца закрепленной и незакрепленной частей зубчатого

Инв. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инв. № подл.
Подп. и дата	Взам. инв. №
486	28.01.87

венца разрезного зубчатого колеса определяют по табл. 2.10.

Таблица 2.10

Определение значений

b^n, b^s , мм

Расположение частей разрезного зубчатого колеса	Формула по определению	
	b^n	b^s
Незакрепляемая на валу часть находится у внешнего дополнительного конуса	$b^n = \frac{0,74 K_{np} b}{1 + 2 K_{np}}$	$b^s = b - b^n$
Закрепляемая на валу часть находится у внешнего дополнительного конуса	$b^n = b - b^s$	$b^s = 0,83 b \frac{1 + K_{np}}{1 + 2 K_{np}}$

2.3.7.5. После геометрического расчета проводят проверочные расчеты по контактным и изгибным напряжениям, пп. 2.3.9, 2.3.II соответственно; для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес следует дополнительно провести расчет по п.2.3.I0.

2.3.8. Проектировочный расчет по контактным напряжениям передач группы В.

2.3.8.1. Исходные данные приведены в табл. 2.9.

2.3.8.2. Ориентировочное значение внешнего делительного диаметра шестерни d'_{e1} , мм, определяют по формуле:

$$d'_{e1} = \sqrt[3]{\frac{5000 (T_{1H} + 2T_{np1}) K_{\beta} \sin \delta_1}{K'_{be}} \left(\frac{Z_H Z_M}{\sigma'_{HP}} \right)^2}, \quad (2.52)$$

где K_{β} , Z_H , Z_M определяют по разделу 2 [26]

δ'_1 , K'_{be} - по разделу 6 [26]

T_{1H} , T_{np1} , σ'_{HP} - по табл. 2.II

Таблица 2. II

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
Исходная расчетная нагрузка, Н.м	T_{IH}	Определяют по разделу I [26]
Момент от действия пружин	$T_{пр1}$	Определяют по п. 2.3.2
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HP}	Принимают меньшее из двух значений: допускаемых контактных напряжений неразрезного зубчатого колеса (σ_{HP1} или σ_{HP2}) и незакрепленной на валу части разрезного зубчатого колеса (σ_{HP1}^n или σ_{HP2}^n), которые определяют по формулам: для неразрезного зубчатого колеса $\sigma_{HP} = \frac{0,9 \sigma_{Hlimb}^0 K_{HL}}{S_H},$ для незакрепленной части (п) разрезного зубчатого колеса $\sigma_{HP}^n = \frac{0,9 \sigma_{Hlimb}^0 K_{HL}^n}{S_H},$ где σ_{Hlimb}^0, K_{HL} определяют по разделу 2 [26], причем K_{HL} определяют в зависимости от N_{HE}, определяемого по формулам в п.2.3.3.4.

2.3.8.3. По найденному значению диаметра d_{e1}' проводят расчет с целью определения окружного модуля m_e по разделу 6 [26].

2.3.8.4. Проводят геометрический расчет по [20] : Значение ширины венца закрепленной и незакрепленной частей зубчатого венца

разрезного зубчатого колеса и других геометрических параметров, необходимых для проверочного расчета определяют по табл. 2.12.

Таблица 2.12

Расположение частей разрезного зубчатого колеса	Обозначение	Незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса	Закрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса
		Формула по определению	
Незакрепленная на валу часть находится у внешнего дополнительного конуса	$b^n; b^s$	$b^n = \frac{K_{np}}{1 + 2K_{np}} b$	$b^s = b - b^n$
	d_{e1}^s	—	$d_{e1}^s = d_{e1} \frac{R_e - b^n}{R_e}$
	m_e^s	—	$m_e^s = \frac{d_{e1}^s}{z_1}$
	$K_{be}^n; K_{be}^s$	$K_{be}^n = \frac{b^n}{R_e}$	$K_{be}^s = \frac{b^s}{R_e - b^n}$
Закрепленная на валу часть находится у внешнего дополнительного конуса	$b^n; b^s$	$b^n = b - b^s$	$b^s = \frac{1 + K_{np}}{1 + 2K_{np}} b$
	d_{e1}^n	$d_{e1}^n = d_{e1} \frac{R_e - b^s}{R_e}$	—
	m_e^n	$m_e^n = \frac{d_{e1}^n}{z_1}$	—
	$K_{be}^n; K_{be}^s$	$K_{be}^n = \frac{b^n}{R_e - b^s}$	$K_{be}^s = \frac{b^s}{R_e}$

Инв. №подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. №доул. Подп. и дата.

486 27.01.87

2.3.8.5. После геометрического расчета проводят проверочные расчеты по контактным и изгибным напряжениям, пп. 2.3.9, 2.3.II соответственно; для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес следует дополнительно провести расчет по п. 2.3.I0

2.3.9. Проверочный расчет на контактную выносливость

2.3.9.1. Расчет служит для предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

2.3.9.2. Для обеспечения контактной выносливости необходимо выполнить следующие условия

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} ; \quad (2.53)$$

для закрепленной на валу части разрезного зубчатого

колеса

$$\sigma_H^S \leq \sigma_{HP}^S ; \quad (2.54)$$

для незакрепленной на валу части разрезного зубчатого

колеса

$$\sigma_H^n \leq \sigma_{HP}^n . \quad (2.55)$$

2.3.9.3. Расчетное контактное напряжение неразрезного зубчатого колеса σ_H , МПа, и обеих частей разрезного зубчатого колеса σ_H^S и σ_H^n , МПа, определяют по табл. 2.13.

2.3.9.4. Допускаемое контактное напряжение, МПа, принимают :

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP} ; \sigma_{HP}^S ; \sigma_{HP}^n) ; \quad (2.56)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной

на валу

$$\sigma_{HP}^S = \min(\sigma_{HP} ; \sigma_{HP}^S) ; \quad (2.57)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной

на валу

$$\sigma_{HP}^n = \min(\sigma_{HP} ; \sigma_{HP}^n) . \quad (2.58)$$

Изм. №	Подп. и дата	Взам. инж.	Инв. № докл.	Подп. и дата
486	Иванов 8.01.87			

где значения σ_{HP} , σ_{HP}^S , σ_{HP}^n , заключенные в скобках, определяют по формуле:

для передач группы В

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLimb}^D}{S_H} K_{HL} Z_R K_t,$$

где σ_{HLimb} , K_{HL} , Z_R , K_t , S_H определяют по разделу 2 [26]; при определении K_{HL} следует учитывать, что эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} для ступенчатой нагрузки из приведенной циклограммы (если $n_{ц(i)} < N_{HO}$) определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$N_{HE} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + 2T_{np1}}{T_{1H} + 2T_{np1}} \right]^6 n_{ц(i)} \right\}; \quad (2.59)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$N_{HE}^S = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + T_{np1}}{T_{1H} + T_{np1}} \right]^6 n_{ц(i)} \right\}; \quad (2.60)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$N_{HE}^n = \sum_i n_{ц(i)} = N_{\Sigma}. \quad (2.61)$$

При $n_{ц1(i)} > N_{HO1}$ и $n_{ц2(i)} > N_{HO2}$ N_{HE} и σ_{HP} для неразрезного зубчатого колеса не рассчитывают; $\sigma_{HP}^n = \sigma_{HP}^S$, при их расчете принимают $K_{HL} = 1$.

Для передач группы А значения σ_{HP} , σ_{HP}^S , σ_{HP}^n определяют по обязательному приложению 3 [26]

Таблица 2.13

Формулы по определению расчетных контактных напряжений, МПа

Расположение частей разрезного зубчатого колеса	Обозна- чение	Передача группы	
		A	B
Закрепленная на валу часть на- ходится у внеш- него дополнитель- ного конуса	σ_H	$\sigma_H = 32560 \sqrt{\frac{(T_1 + 2T_{пр1}) K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 U}}$	$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000(T_1 + 2T_{пр1}) K_V K_\beta}{b}}$
	σ_H^s	$\sigma_H^s = 32560 \sqrt{\frac{(T_1 + T_{пр1}) K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}^s) K_{be}^s d_{e1}^3 U}}$	$\sigma_H^s = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000(T_1 + T_{пр1}) K_V K_\beta}{b^s}}$
	σ_H^n	$\sigma_H^n = 32560 \sqrt{\frac{T_{пр1} K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}^n) K_{be}^n (d_{e1}^n)^3 U}}$	$\sigma_H^n = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}^n} \sqrt{\frac{2000 T_{пр1} K_V K_\beta}{b^n}}$
Незакрепленная на валу часть на- ходится у внеш- него дополнитель- ного конуса	σ_H	$\sigma_H = 32560 \sqrt{\frac{(T_1 + 2T_{пр1}) K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 U}}$	$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000(T_1 + 2T_{пр1}) K_V K_\beta}{b}}$
	σ_H^s	$\sigma_H^s = 32560 \sqrt{\frac{(T_1 + T_{пр1}) K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}^s) K_{be}^s (d_{e1}^s)^3 U}}$	$\sigma_H^s = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}^s} \sqrt{\frac{2000(T_1 + T_{пр1}) K_V K_\beta}{b^s}}$
	σ_H^n	$\sigma_H^n = 32560 \sqrt{\frac{T_{пр1} K_{H\beta} K_{H\gamma} \sin \Sigma}{(1 - K_{be}^n) K_{be}^n d_{e1}^3 U}}$	$\sigma_H^n = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000 T_{пр1} K_V K_\beta}{b^n}}$

Исп. Инвол	Подп. и дата	Взам. инв.	Исп. Инвол	Подп. и дата
486	Мавин 8.01.87			

Примечания:

1. Параметры T_1 , $T_{прт}$ определяют по п. 2.3.2.
2. Параметры κ_{be}^s , d_{e1}^s , κ_{be}^n , d_{e1}^n , b^s , b^n определяют по табл. 2.II.
3. Параметры $\kappa_{нв}$, κ_{be} определяют по табл. 2.I0; $\kappa_{нв}$ - по обязательному приложению 3 [26], причем при расчете $\kappa_{нв}$ в формулу вместо T_1 подставляют $(T_1 + 2T_{прт})$; Z_H , Z_M , κ_γ , κ_β по разделу 2 [26].

2.3.I0. Расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес

2.3.I0.I. Для предотвращения глубинного контактного разрушения необходимо выполнить условия:

для неразрезного зубчатого колеса

$$c \sigma_H \leq \sigma_{нргл}; \quad (2.62)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной

на валу

$$c \sigma_H^s \leq \sigma_{нргл}; \quad (2.63)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной

на валу

$$c \sigma_H^n \leq \sigma_{нргл}, \quad (2.64)$$

где σ_H , σ_H^s , σ_H^n определяют по табл. 2.I3,

c определяют по разделу 7 [26], причем в формулу по определению κ_w следует для частей разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу, вместо σ_H подставлять σ_H^s , незакрепленной на валу вместо σ_H подставлять σ_H^n ; в формулу по определению σ_w вместо κ_{be} следует подставлять κ_{be}^s для закрепленной на валу части, κ_{be}^n для незакрепленной на валу части;

$\sigma_{нргл}$ определяют по разделу 7 [26], причем эквивалентное число циклов перемены напряжений $N_{егл}$ для ступенчатой нагрузки в передачах группы В определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$N_{\text{ЭГЛ}} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_i(i) + 2T_{\text{нр1}}}{T_{\text{IH}} + 2T_{\text{нр1}}} \right]^3 n_{\text{ЭГЛ}(i)} \right\}; \quad (2.65)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$N_{EFL} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + T_{np1}}{T_{1H} + T_{np1}} \right]^3 n_{u(i)} \right\}; \quad (2.66)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакреплен-
ной на валу

$$N_{E\Gamma\Lambda} = \sum_i n_{\psi(i)} = N_{\Sigma}$$

2.3.II. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

2.3.II.I. Расчет служит для предотвращения усталостного излома зубьев.

2.3.II.2. Для обеспечения выносливости при изгибе необходимо
выполнить условия :

для неразрезного зубчатого колеса

$$\sigma_F \leq \sigma_{Fp}; \quad (2.67)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$\sigma_F^S \leq \sigma_{FD}^S; \quad (2.68)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$\sigma^n \leq \sigma_{\text{доп}}^n \quad (2.69)$$

$$\sigma_F^n \leq \sigma_{FP}^n \quad (2.69)$$

2.3.II.3. Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба неразрезного зубчатого колеса σ_F , МПа, и обеих частей разрезного зубчатого колеса σ_F^n и σ_F^s , МПа, определяют по табл.2.14.

2.3.II.4. Допускаемое напряжение на переходной поверхности зуба неразрезного зубчатого колеса σ_{Fr} , МПа, определяют по разделу 4 или обязательному приложению 3 [26], учитывая, что

N_{FE} для передач группы В следует рассчитать по п.2.3.II.6.

При $\pi_{\psi 1(i)} > N_{F01}$ и $\pi_{\psi 2(i)} > N_{F02}$ N_{FE} , N_{FE}^S и N_{FE}^n не рассчитывают, принимая $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

2.3.II.5. Допускаемые напряжения на переходной поверхности зуба разрезного зубчатого колеса σ_{FR}^S и σ_{FR}^n , МПа, определяют для передач группы В по разделу 4 [26], принимая коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $\eta = 1$ и рассчитав N_{FE} по п.2.3.II.6.; для передач группы А и ручного привода по обязательному приложению 3 [26], принимая $K_{FC} = 1$.

2.3.II.6. Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяют по разделу 4 [26], кроме случая для ступенчатой циклограммы нагружения.

Для ступенчатой нагрузки N_{FE} определяют по формулам:

для неразрезного зубчатого колеса

$$N_{FE} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + 2T_{np1}}{T_{1F} + 2T_{np1}} \right]^6 \pi_{\psi(i)} \right\}; \quad (2.70)$$

для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу

$$N_{FE}^S = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + T_{np1}}{T_{1F} + T_{np1}} \right]^6 \pi_{\psi(i)} \right\}; \quad (2.71)$$

для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу

$$N_{FE}^n = \sum_i \pi_{\psi(i)} = N_{\Sigma} \quad (2.72)$$

Изм. № подл. Подп. и дата: 2015.01.27

Таблица 2.14

Формулы по определению расчетных напряжений изгиба на переходной поверхности зуба, МПа,
при проверочном расчете

Расположение частей разрезного зубчатого колеса	Обозна- чение	Передача группы	
		А	В
Закрепленная на валу часть на- ходится у внешнего дополнительного конуса	σ_F	$\sigma_F = \frac{2260 (T_1 + 2T_{np1}) K_{FB} K_{FV} Y_F}{b d_{e1} m_{te} (1 - \kappa_{be})}$	$\sigma_F = \frac{2000 (T_{1F} + 2T_{np1}) K_V K_B K_X Y_F}{b d_{e1} m_{te}}$
	σ_F^s	$\sigma_F^s = \frac{2260 (T_1 + T_{np1}) K_{FB} K_{FV} Y_F}{b^s d_{e1}^s m_{te}^s (1 - \kappa_{be}^s)}$	$\sigma_F^s = \frac{2000 (T_{1F} + T_{np1}) K_V K_B K_X Y_F}{b^s d_{e1}^s m_{te}^s}$
	σ_F^n	$\sigma_F^n = \frac{2260 T_{np1} K_{FB} K_{FV} Y_F}{b^n d_{e1}^n m_{te}^n (1 - \kappa_{be}^n)}$	$\sigma_F^n = \frac{2000 T_{np1} K_V K_B K_X Y_F}{b^n d_{e1}^n m_{te}^n}$
Незакрепленная на валу часть на- ходится у внешнего дополнительного конуса	σ_F	$\sigma_F = \frac{2260 (T_1 + 2T_{np1}) K_{FB} K_{FV} Y_F}{b d_{e1} m_{te} (1 - \kappa_{be})}$	$\sigma_F = \frac{2000 (T_{1F} + 2T_{np1}) K_V K_B K_X Y_F}{b d_{e1} m_{te}}$
	σ_F^s	$\sigma_F^s = \frac{2260 (T_1 + T_{np1}) K_{FB} K_{FV} Y_F}{b^s d_{e1}^s m_{te}^s (1 - \kappa_{be}^s)}$	$\sigma_F^s = \frac{2000 (T_{1F} + T_{np1}) K_V K_B K_X Y_F}{b^s d_{e1}^s m_{te}^s}$
	σ_F^n	$\sigma_F^n = \frac{2260 T_{np1} K_{FB} K_{FV} Y_F}{b^n d_{e1} m_{te} (1 - \kappa_{be}^n)}$	$\sigma_F^n = \frac{2000 T_{np1} K_V K_B K_X Y_F}{b^n d_{e1} m_{te}}$

Изм. №	Исполн.	Подп. и дата	Взам. инж.	Исполн. и дата
486		10.08.88.01.87		

Примечания:

1. Параметры T_1 , $T_{пр1}$ определяют по п.2.3.2.

2. Параметры K_{FB} , K_{FV} , Y_F определяют по обязательному приложению 3 [26] для передач группы А, причем при расчете K_{FV} в формулу вместо T_1 , подставляют $(T_1 + 2 T_{пр1})$.

3. Параметры K_V , K_B , Y_F для передач группы В определяют по разделу 4 [26].

4. Параметры κ_{be}^s , d_{e1}^s , b^s , κ_{be}^n , d_{e1}^n , b^n определяют по табл.2.12.

2.3.12. Коэффициент полезного действия

2.3.12.1. Коэффициент полезного действия (КПД) передачи определяют по формуле

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p, \quad (2.73)$$

где η_z - КПД, которым учитывают потери в зацеплении, определяют по табл.2.15;

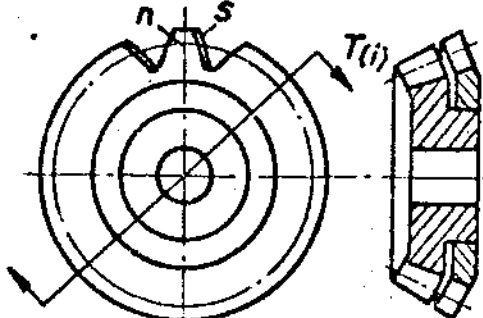
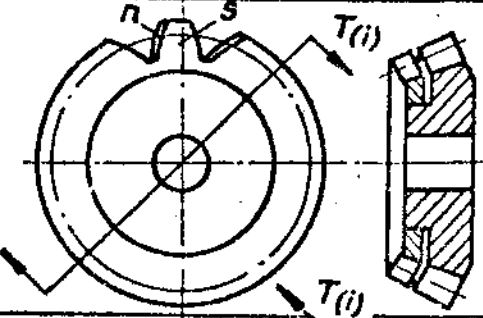
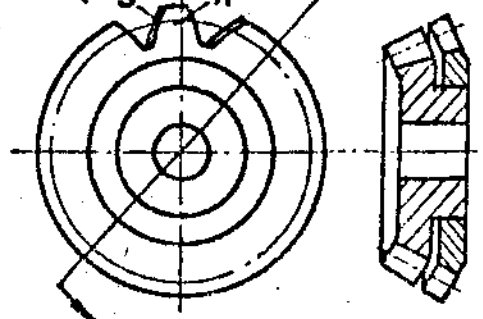
η_n ; η_p определяют по разделу 8 [26]

2.3.12.2. При определении η_p в формулу по определению параметра x вместо σ_H следует подставлять минимальное значение из σ_H ; σ_H^s и σ_H^n .

Мин. Подп. и дата	Исполн. Подп. и дата	Взам. инв. Подп. и дата	Изм. инв. Подп. и дата
486	Исполн. 8.01.87		

Таблица 2.15

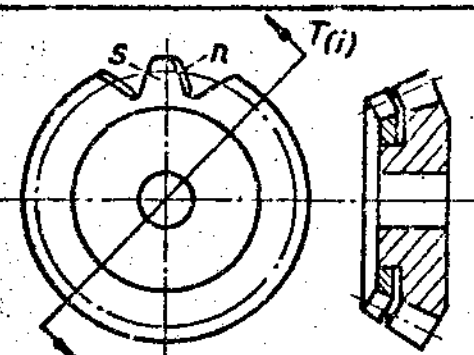
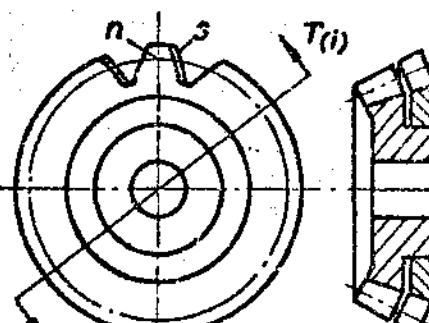
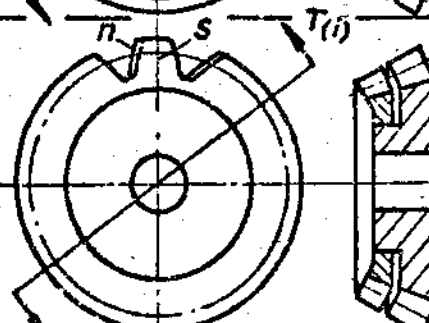
Определение КПД, которым учитываются потери в зацеплении η_z

Действие момента		Номер черт. по табл. 2.8	Формула по определению η_z
Описание	Схема		
I. Внешний момент $T_{(i)}$ прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. догружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)		I и 6	$\eta_z = \frac{1}{1 + \psi \left(2 \frac{T_{np2}}{T_{2(i)}} + 1 \right)}$ где ψ — коэффициент потерь, определяют по формуле $\psi = 3,7f \left(\frac{\cos \delta_1}{z_1} + \frac{\cos \delta_2}{z_2} \right),$ где f — коэффициент трения, принимают $f = 0,10-0,12$; η_z определяют для каждого участка циклограммы нагружения
		4 и 7	
		2 и 5	

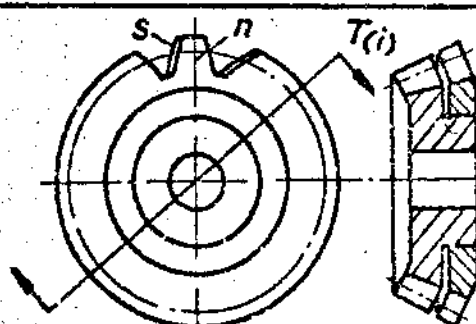
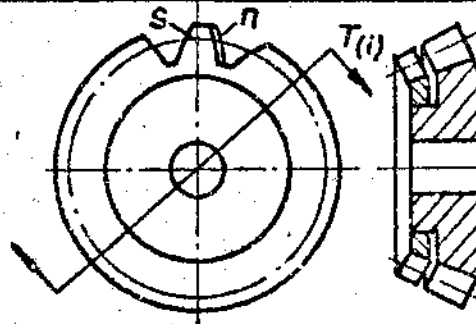
Изм. Епоцл	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. Едубл	Подп. и дата
486	Жайков 8.01.87			

Изм. №	Подп. и дата	Взам. инв. №	Изм. №	Подп. и дата
486	Ушаков 8.01.87			

Продолжение табл. 2.15

Действие момента		Номер черт. по табл. 2.8	Формула по определению
Описание	Схема		
		3 и 8	
2. Внешний момент $T(i)$ не прижимает к неразрезному зубчатому колесу закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса (т.е. разгружает закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса)		1 и 6	$\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left(2 \frac{T_{прз}}{T_2(i)} - 1 \right)}$ где ψ — определяют по п. I данной таблицы
		4 и 7	

Продолжение табл. 2.15

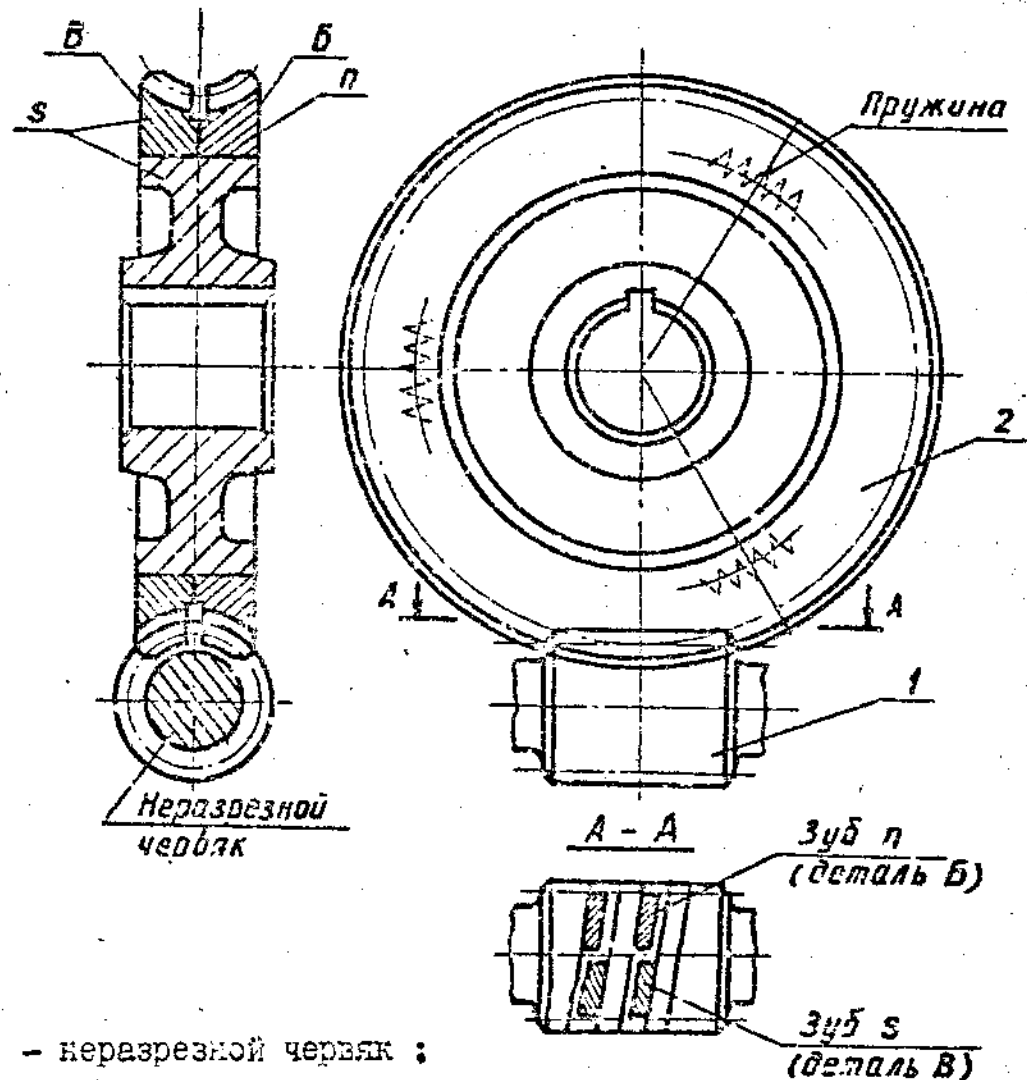
Действие момента		Номер черт. по табл. 2.8	Формула по определению
Описание	Схема		
		2 и 5	
		3 и 8	

П р и м е ч а н и е. Принятые обозначения : S – закрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса; n – незакрепленная на валу часть разрезного зубчатого колеса.

Изм. №	Исполн.	Дата	Взам. инж.	Инст. (подп.)	Подп. и дата
486	И.А.В.И.	8.01.87			

2.4. Червячная цилиндрическая передача с разрезным червячным колесом и неразрезным червяком

2.4.1. Схема беззазорной червячной передачи с разрезным червячным колесом приведена на черт.2.7.



- 1 - неразрезной червяк ;
 2 - разрезное червячное колесо ;
 n - незакрепляемая на валу часть разрезного червячного колеса ;
 s - закрепляемая на валу часть разрезного червячного колеса

Черт.2.7

Конструктивные схемы разрезного червячного колеса приведены в табл.2.16.

Таблица 2.16

Конструктивные схемы разрезного червячного колеса

Вид пружин	Конструктивная схема		
Пружины растяжения	1.	A-A	B-B
	2.	A-A	B-B
	3.	A-A	B-B
	4.	A-A	B-B
Пружины сжатия	5.	A-A	B-B
	6.	A-A	B-B
	7.	A-A	B-B
	8.	A-A	B-B

2.4.2. Исходные данные

2.4.2.1. Исходные данные для проверочного расчета приведены в табл. 2.17.

2.4.2.2. Исходными данными для проекторочного расчета являются параметры, приведенные в пл. 1, 8, 10-15, 22, 23 табл. 2.17 и передаточное число u .

2.4.2.3. Методика расчета распространяется на передачи групп А, В и передачи ручного привода.

К передачам группы А относят механизмы с общим числом рабочих циклов μ за срок службы:

$\mu \leq 600000$ при продолжительности рабочего цикла не более 15 с и только в отдельных случаях достигающей 90 с;

$\mu \leq 30000$ при продолжительности рабочего цикла, не превышающей 10 мин.

К передачам группы В относят все механизмы за исключением предусмотренных в группе А и передач ручного привода.

2.4.2.4. В качестве исходной расчетной нагрузки T_2 следует принимать:

Для передач группы А:

больший из моментов при разгоне или торможении при

$$M_{ц2(i)} > 2000;$$

момент, превышающий другие нагрузки в рабочем цикле и возникающий при срабатывании устройств, ограничивающих передаваемый момент, при действии которого число циклов перемены напряжений $M_{ц2(i)}$ (приходящееся на один зуб) больше 2000 за срок службы.

При $M_{ц2(i)} \leq 2000$ эту нагрузку исключают из циклограммы нагружения.

Если в рабочем цикле имеются обе нагрузки, упомянутые выше, то в качестве исходной расчетной нагрузки принимают большую из них.

Для передач группы В:

больший из моментов рабочего цикла $T_{2(i)}$ (черт. 2.8), при

ИНВ. ИСХОД. ДАН. К. ДАТА ВВЕД. ИЛИ ИЗМ. ИЛИ ОТМЕН. ПОП. И ДАТА
486 11.04.87

Аналогично поступают и в тех случаях, когда имеется несколько моментов с соответствующими им малыми $n_{42(i)}$. Например, если $n_{42(1)} + n_{42(2)} + n_{42(3)} < 500$, то в качестве T_2 принимает 4-ю ступень нагрузки $T_{2(4)}$, а $T_{2(1)}$, $T_{2(2)}$, $T_{2(3)}$ из циклограммы нагружения исключают.

нагрузку, Н·м, возникающую от приложения усилия рабочего, определяют по формуле

где $Q_{раб}$ – усилие рабочего при длительной работе, принимают
 $Q_{раб} = 160 \text{ Н}$; предельно допустимая частота вращения штурвала
 60 об/мин;

$U_{шт2}$ - отношение частоты вращения штурвала к частоте вращения червячного колеса;

$$\eta_{wm2} = \eta_3 \eta_{wm4}, \quad (2.75)$$

Пшшш- КШШ передач между штурвалом и червяком.

2.4.2.5. Циклограмму нагружения червячного колеса получают из ступенчатого графика (черт.2.8) с системой координат, по оси ординат которой отложены действующие нагрузки $T_{2(1)}$, $T_{2(2)}$, $T_{2(3)}$... $T_{2(i)}$ в порядке их убывания, по оси абсцисс - числа циклов

456	18.07.87				
Инг. Еленя	Полн. и дата	Взам. инвиз	Инд. Ледур	Полн. и дата	

перемены напряжений за срок службы при приложении соответствующих нагрузок $\Pi_{ц2(1)}, \Pi_{ц2(2)}, \Pi_{ц2(3)} \dots \Pi_{ц2(i)}$.

Число циклов перемены напряжений $\Pi_{ц2(i)}$ за время действия нагрузки $T_2(i)$ определяют по формуле

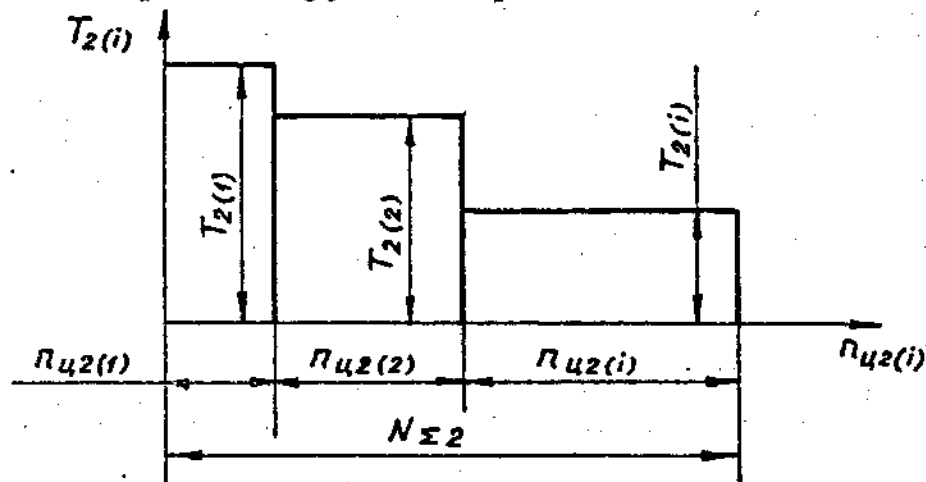
$$\Pi_{ц2(i)} = 60 \Pi_2(i) t_{L(i)}, \quad (2.76)$$

где $\Pi_2(i)$, $t_{L(i)}$ - соответственно частота вращения червячного колеса, об/мин, и продолжительность работы, ч, за срок службы при действии нагрузки $T_2(i)$.

Для реверсивных передач, аналогично как для зубчатых передач, строят приведенную циклограмму нагружения, принимая все значения нагрузок положительными (см. черт.2.3, 2.4).

В циклограмму нагружения не включают малоцикловые и максимальные нагрузки.

Циклограмма нагружения червячного колеса



Черт.2.8

2.4.2.6. Значение момента от действия пружин на червячном колесе $T_{пр2}$, Н·м, определяют по формуле

$$T_{пр2} = K_{пр} T_2, \quad (2.77)$$

где $K_{пр}$ - коэффициент надежности выбора бокового зазора, принимают от 1,2 до 1,4;

T_2 - исходная расчетная нагрузка, определяют по п.2.4.2.4

Прв. Инстл	Поч. и дата	Взам. инв.	Инв. Инстл	Изд. и дата
486	08.01.87			

Таблица 2.17

Исходные данные для проверочного расчета

Исходные данные	Обозначение	Проверочный расчет		Указание
		по контакт- ным напря- жениям	по изгиб- ным напря- жениям	
1. Число витков червяка	z_1	+	+	I, 2, 4
2. Число зубьев червячного колеса	z_2	-	+	-
3. Модуль, мм	m	-	+	По [9]
4. Коэффициент диаметра червяка	q	+	+	
5. Делительный диаметр червяка, мм	d_1	+	+	Определяют по [21]
6. Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2	+	+	
7. Делительный угол подъема, ...°, ...', ..."	γ	+	+	
8. Угол профиля исходного червяка, ...°	α_x	+	+	По [18]
9. Коэффициент расчетной толщины исходного производящего червяка	s_o^*	-	+	
10. Материал зубчатого венца червячного колеса	-	+	+	См. табл. 2.18
11. Твердость рабочей поверхности витков червяка	H_1	+	-	-
12. Шероховатость рабочей поверхности витков червяка, мкм	Ra Rz	+	-	Рекомендации по назначению приведены в [23]
13. Характеристика нагружения: нагрузка	-	+	+	Реверсивная или нереверсивная

Исполн.	Подп. и дата	Взам. инж.	Инж. и дата	Исх. и дата
4.36	Майков 8.01.87			

Продолжение табл. 2.17

Исходные данные	Обозначение	Проверочный расчет		Указание
		по контакт- ным напря- жениям	по изгиб- ным напря- жениям	
циклограмма нагру- жения	τ	+	+	См. п.2.4.2.5
14. Характеристика механизма	-	+	+	См. п.2.4.2.3
15. Частота враще- ния, об/мин: червяка червячного колеса	n_1 n_2	+	+	-
16. Степень точнос- ти передачи	-	+	+	Рекомендации по назначению при- ведены в [23]
17. Коэффициент смещения червяка	x	-	+	-
18. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	+	+	Определяют по [21]
19. Наибольший диа- метр червячного коле- са, мм	d_{am2}	+	+	
20. Межосевое рас- стояние, мм	a_w	+	+	
21. Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	+	-	
22. Форма зубчато- го венца червячного колеса	-	+	+	По табл. 2.19
23. Наличие прира- ботки	-	+	-	Для червячных колес из серых чугунов
24. Ведущее звено	-	+	+	
25. Конструктивная схема	-	+	+	

Примечание. Знак "+" означает необходимость отмечен-
ных данных для указанного вида расчета, знак "-" - отсутствие этой
необходимости.

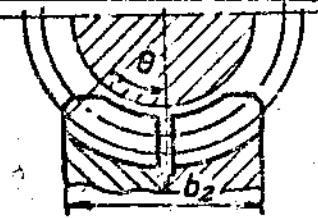
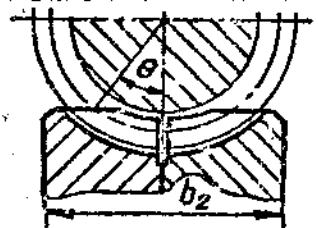
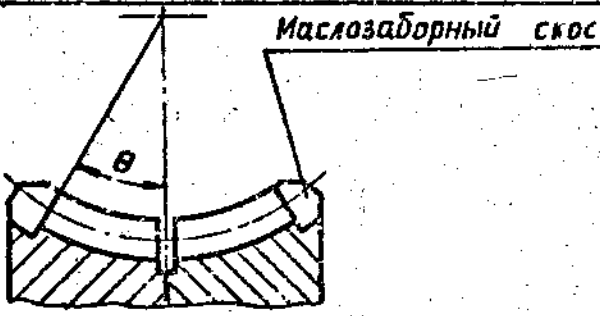
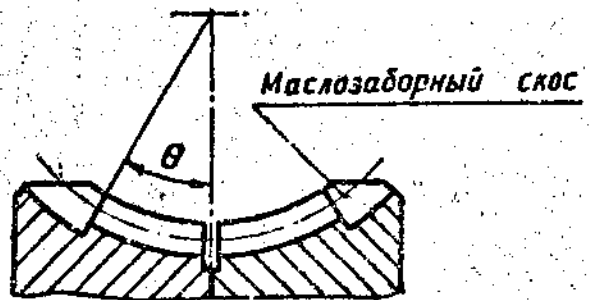
Таблица 2.18

Наименование материала	Марка	Назначение
Бронза оловянисто-фосфористая	БрО10Ф1 по [5]	Червячные колеса наиболее ответственных передач электрического привода групп А и В
Бронза алюминево-железистая	БрА9ЖЗЛ по [4]	Червячные колеса передач ручного и электрического приводов групп А и В (при $v_s \leq 6$ м/с)
Латунь марганцево-алюминиевая	ЛМцА57-3-1 по [15]	Червячные колеса передач ручного и электрического приводов группы В (при $v_s \leq 2$ м/с)
Серый чугун	СЧ 15, СЧ 20 по [6]	Червячные колеса передач группы В электрического привода при $v_s \leq 2$ м/с и при отсутствии ударных нагрузок, а также червячные колеса передач ручного привода

Изм. и дата	Изм. и дата	Изм. и дата	Изм. и дата
486	Изм. и дата	Изм. и дата	Изм. и дата

Изм. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. № подл.	Подп. и дата
486	Михаил 8.01.87			

Таблица 2.19

Форма зубчатого венца	Условие применения	Угол θ , ... ⁰ , ... ¹
1. 	$q = 8 - 20$; допускается $q > 20$	$\sin \theta = \frac{b_2}{d_{a1}}$
2. 	$q > 20$; допускается $q = 8 - 20$	$\cos \theta = \frac{2a_w - d_{a2}}{d_1}$
3. 	Особо точные передачи	Принимается конструктивно
4. 		

2.4.3. Проверочный расчет по контактным напряжениям

2.4.3.1. Для обеспечения контактной прочности необходимо выполнить условие

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (2.78)$$

где σ_H — расчетное контактное напряжение, МПа, определяют по табл. 2.20; параметры, необходимые для определения σ_H :

коэффициент K_p принимают:

для передач с разрезным червячным колесом $K_p = 2,5 - 3,0$;

для передач с неразрезным червячным колесом и двумя червяка-

ми $K_p = 1$;

T_2 принимают с учетом рекомендаций, приведенных в п. 2.4.2.4;

$T_{пр2}$ определяют по п. 2.4.2.6.

2.4.3.2. Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} , МПа, определяют по формуле

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} K_{HL} \quad (2.79)$$

где параметры σ_{HPO} , K_{HL} определяют по табл. 2.21

скорость скольжения V_s , м/с, определяют по формуле

$$V_s = \frac{d_1 n_1}{19000 \cos \gamma} \quad (2.80)$$

Мин. инст.	Полн. и изд.	Взам. инст.	Инв. инст.	Полн. и изд.
486	1988 801.17			

Таблица 2.20

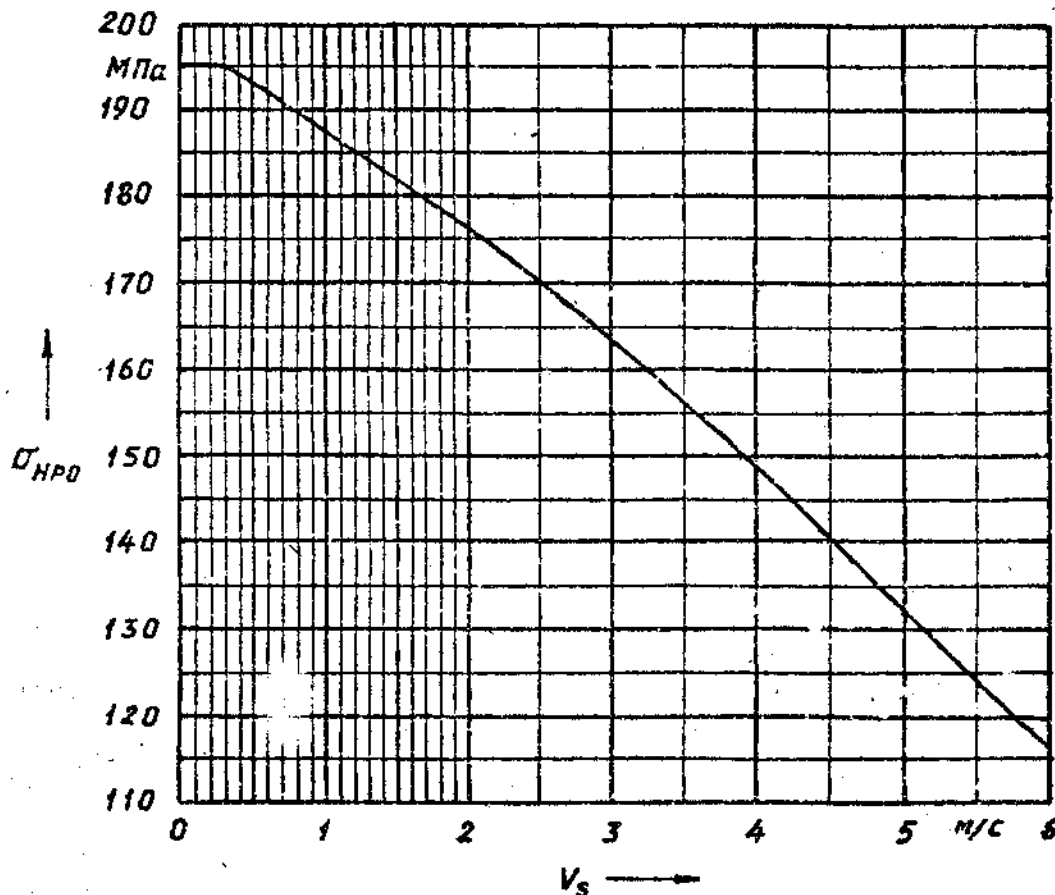
Формы зубчатых колес по табл. 2.19	z ₁	q	b ₂ , мм	Формула для определения	
				σ _H , МПа	σ _F , МПа
1	I: 2	8-20	b ₂ = 0,75 d _{a1}	$\sigma_H = \frac{16 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{K_p (T_2 + T_{np2})}{d_1}}$	$\sigma_F = \frac{1,35 \cdot 10^3 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma}$
2	2		-		
1	4		b ₂ = 0,67 d _{a1}	$\sigma_H = \frac{16,8 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{K_p (T_2 + T_{np2})}{d_1}}$	$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot 10^3 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma}$
2	4		-		
1	I: 2	q > 20	b ₂ < 0,75 d _{a1}	$\sigma_H = \frac{16 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{K_p (T_2 + T_{np2})}{d_1} \frac{48}{\theta}}$	$\sigma_F = \frac{1,35 \cdot 10^3 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma} \frac{48}{\theta}$
2	I: 2		Размер принят конструктивно		
3: 4	I: 2	-	Угол θ принят конструктивно		
1	4	q > 20	b ₂ < 0,67 d _{a1}	$\sigma_H = \frac{16,8 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{K_p (T_2 + T_{np2})}{d_1} \frac{42}{\theta}}$	$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot 10^3 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma} \frac{42}{\theta}$
2	4		Размер принят конструктивно		
3: 4	4	-	Угол θ принят конструктивно		

Таблица 2.21

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. Допускаемое контактное напряжение, соответствующее 10^7 циклов перемены напряжений в материале червячного колеса, МПа	σ_{HPO}	Определяют для материалов: БрО10Ф1: принимают для литых в ко- киль при $H_T \leq 350$ НВ $\sigma_{HPO} = 189$ МПа, при $H_T > 45$ НРС, $\sigma_{HPO} = 228$ МПа; БрА9ЖЗЛ и ЛМЦА57-3-1 по графику (черт.2.9) СЧ 15, СЧ 20 по графику (черт.2.10)
2. Коэффициент долговечности	K_{HL}	Для передач ручного привода $K_{HL} = 1,73$. Для передач группы А K_{HL} определяют по графику (черт.2.11) Для передач группы В: червячные колеса из БрО10Ф1 $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}}$ но не более 1.14; при $N_{HE2} > 25 \cdot 10^7$ принимают $K_{HL} = 0,67$; червячные колеса из БрА9ЖЗЛ или серых чугунов $K_{HL} = 1$. Для передач групп А и В, червячные колеса которых изготовлены из латуни ЛМЦА57-3-1 принимают $K_{HL} = 1$
2.1. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	N_{HE2}	Определяют в зависимости от характера циклограммы нагружения: при постоянной нагрузке $N_{HE2} = n_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 2}$ при ступенчатой циклограмме нагружения $N_{HE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_2(i) + T_{np2}}{T_2 + T_{np2}} \right]^4 n_{\Sigma 2(i)} \right\},$ где $T_2(i)$ - нагрузка, соответствующая i-й ступени циклограммы нагружения (см. черт.2.8) $n_{\Sigma 2(i)}$ - число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки $T_2(i)$ на червячное колесо

Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. Инв.	Изм. и дата
Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. Инв.	Изм. и дата
Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. Инв.	Изм. и дата
Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. Инв.	Изм. и дата

График для определения σ_{HPO} червячных колес из БРА9ЖЗЛ
и ЛМЦА57-3-1



Значения σ_{HPO} допускается использовать только при выполнении следующих условий:

твердость поверхностей витков червяка $H_T > 45 \text{ HRC}_2$

способ получения заготовки - литье в кокиль (для БРА9ЖЗЛ);

шероховатость боковой поверхности витков червяка не грубее

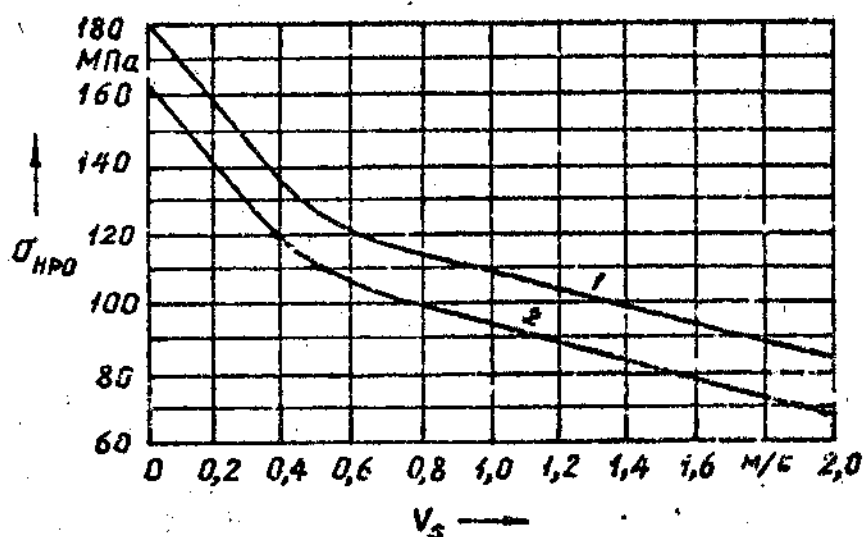
$Ra = 0,8 \text{ мкм}$.

При шероховатости поверхности витков червяка не грубее $Ra = 0,8 \text{ мкм}$ максимальная скорость скольжения равна 6 м/с для БРА9ЖЗЛ и 2 м/с для ЛМЦА57-3-1.

Черт. 2.9

Инв. № подл.	И дата	Взам. № инв.	Инв. № подл.	Подп. и дата
486	28.01.87			

График для определения σ_{HPO} червячных
колес из серого чугуна



1 - для червячных колес из СЧ 15, СЧ 20 при $H_T \geq 40 \text{ HRC}$

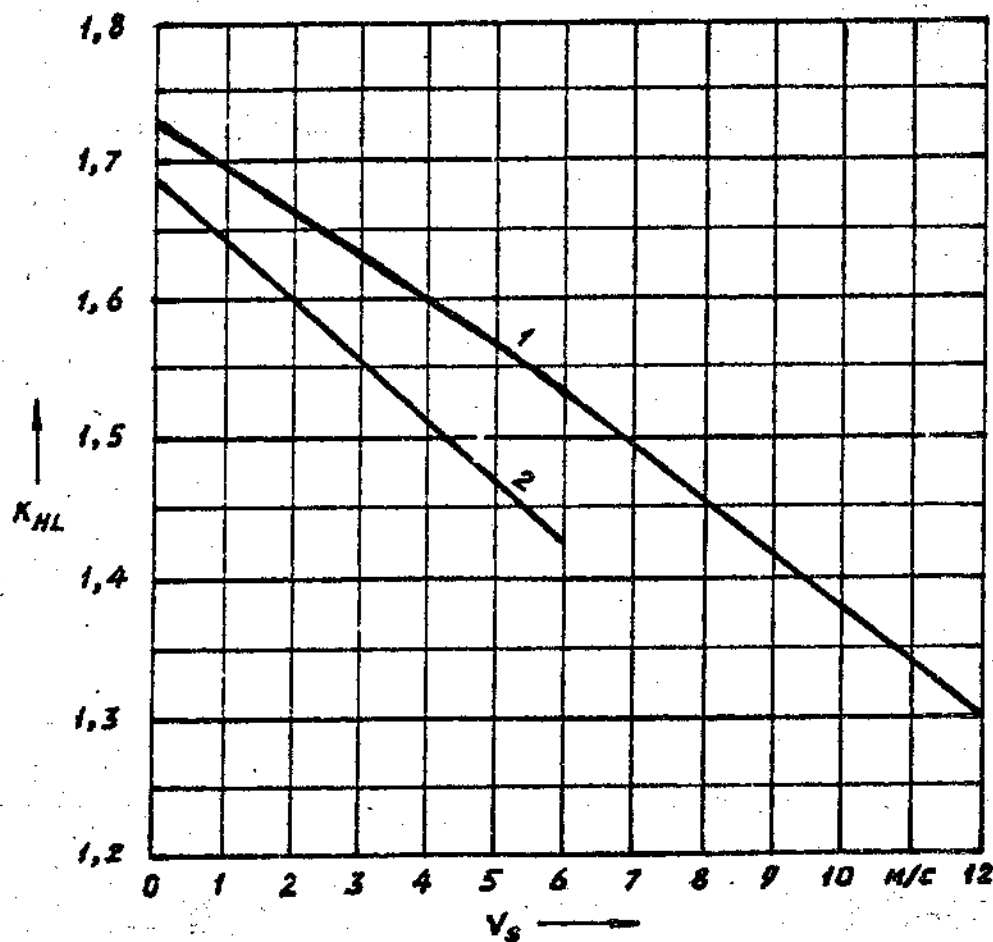
2 - для червячных колес из СЧ 15 при $H_T \leq 350 \text{ HB}$

При отсутствии приработки, во избежание заедания, значения
следует уменьшить в 2 раза. Максимальная скорость скольжения
равна 2 м/с. Материал червяка - сталь.

Черт.2.10

Изм.	Исполн.	Полн. и дата	Взам. инж.	Инд. Инж.	Конт. и дата
486	И.И.И.И.	11.08.86	И.И.И.И.	И.И.И.И.	И.И.И.И.

График для определения коэффициента K_{HL} передач
группы А



1 - для червячных колес из Br01001 ;

2 - для червячных колес из BrA9E3L

Черт.2.II

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № подл.	Подп. и дата
486	Шалко 8.01.87			

2.4.4. Проектировочный расчет по контактным напряжениям

2.4.4.1. Проектировочный расчет служит для определения делительного диаметра червячного колеса d_2 и использования его значения для дальнейших расчетов.

2.4.4.2. Ориентировочное значение делительного диаметра червячного колеса d_2 , мм, определяют по формуле

$$d_2 = k_z \sqrt[3]{\frac{(T_2 + T_{пр2}) k_p z_2}{10 q' (\sigma'_{нр})^2}}, \quad (2.81)$$

где k_z , T_2 , $T_{пр2}$, k_p , z_2 , q' , $\sigma'_{нр}$ определяют по табл. 2.22

Таблица 2.22

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	T_2	Определяют по п. 2.4.2.4
2. Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z, u$, округляют до ближайшего целого числа, но не менее 24. По принятому z_2 уточняют окончательное значение передаточного числа u
3. Коэффициент, учитывающий число заходов червяка	k_z	Принимают: при числе заходов червяка $z_1 \leq 2$ $k_z = 137$; при числе заходов червяка $z_1 = 4$ $k_z = 142$
4. Предварительное значение коэффициента диаметра червяка	q'	Принимают $q' \geq 0,25 z_2$
5. Предварительное значение допускаемого контактного напряжения, МПа	$\sigma'_{нр}$	$\sigma'_{нр} = \sigma'_{нр0} k_{нл}$
5.1. Предварительное значение допускаемого контактного напряжения, соответствующего 10^7 циклов перемены напряжений в материале червячного колеса, МПа	$\sigma'_{нр0}$	Определяют для материалов: БрО10Ф1 по табл. 2.21, п. I, причем $\sigma'_{нр0} = \sigma_{нр0}$; БрА9ЭЗД по графику (см. черт. 2.9); ЛМПА57-3-I по графику (см. черт. 2.9);

Изд. 1986 г. Подп. и дата Взам. инв. № 801.87

486

Продолжение табл. 2.22

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
		СЧ15, СЧ20 по графику (см. черт. 2.10), причем для БрА9ЖЗЛ, ЛМЦА57-3-1 и серых чугунов предварительно задают скорость скольжения v_s'
5.2. Предварительное значение коэффициента долговечности	K_{HL}'	Для передач ручного привода $K_{HL}' = K_{HL} = 1,73$. Для передач группы А определяют по графику (см. черт. 2.11) по предварительно заданной скорости скольжения; для ЛМЦА57-3-1 $K_{HL}' = K_{HL} = 1$. Для передач группы В определяют: при БрО10Ф1 по формуле $K_{HL}' = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}}$ но принимают K_{HL}' не более 1,14; при $N_{HE2} > 25 \cdot 10^7$ принимают $K_{HL}' = 0,67$, N_{HE2} определяют по табл. 2.21, п. 2.1; для остальных материалов, приведенных в п. 5.1 данной таблицы, $K_{HL}' = 1$
6. Момент от действия пружин на червячном колесе, Н·м	$T_{пр2}$	Определяют по п. 2.4.2.6
7. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между двумя частями разрезного червячного колеса	K_p	Для червячной передачи с разрезным червячным колесом $K_p = 2,5 - 3,0$. Для червячной передачи с неразрезным червячным колесом и двумя червяками $K_p = 1$

2.4.4.3. По найденному значению d_2' определяют предварительное значение модуля m' , мм

$$m' = \frac{d_2'}{z_2} \quad (2.82)$$

полненной по схеме I (табл.2.19), будет принято значение

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} \text{ при } z_1 \leq 2 \text{ или } b_2 \leq 0,67 \text{ при } z_1 = 4;$$

или форма зубчатого венца выполнена по схеме 2 (табл.2.19), то следует произвести проверочный расчет по п.2.4.3.

2.4.4.9. Степень точности передачи назначают по [23], для чего определяют окружную скорость v_1 , м/с, червяка по формуле

$$v_1 = \frac{d_1 n_1}{19000} \quad (2.87)$$

2.4.4.10. Производят расчет по пп.2.4.5, 2.4.6.

2.4.4.11. Для передач группы В производят проверочный расчет на нагрев по разделу 3 [28].

2.4.5. Проверочный расчет по изгибным напряжениям

2.4.5.1. Для обеспечения изгибной прочности необходимо выполнить условие

$$\sigma_F \leq \sigma_{FR} \quad (2.88)$$

где σ_F – расчетное изгибное напряжение, МПа, определяют по табл.2.20;

σ_{FR} – допускаемое напряжение на переходной поверхности зуба червячного колеса, определяют по п.2.4.5.2.

Параметры, входящие в формулы по определению σ_F (табл.2.20) определяют по табл.2.23

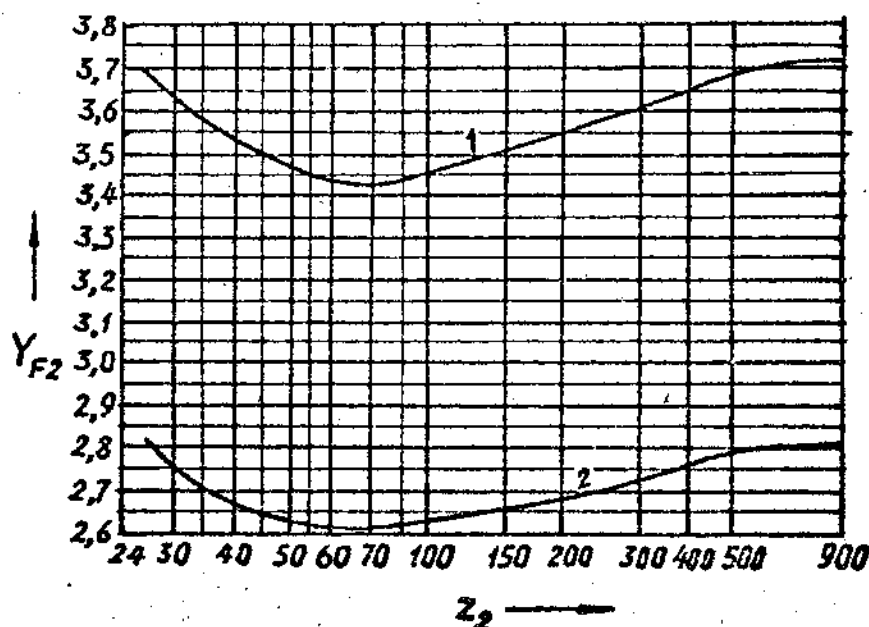
Таблица 2.23

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
I. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	T_2	Определяют по п.2.4.2.4
2. Момент от действия пружин на червячном колесе, Н·м	$T_{пр2}$	Определяют по п.2.4.2.6
3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределе-	K_p	Определяют по п.2.4.3.1

Изм.	Исполн.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №докум.	Подп. и дата
486		Иванов 8.01.87			

Продолжение табл. 2. 23

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
ния нагрузки между двумя частями разрезного червячного колеса		
4. Коэффициент, учитывающий форму зуба	Y_{F2}	Определяют по графику (черт. 2. 12)
5. Угол обхвата червяка червячным колесом, ...	θ	Определяют по табл. 2. 19

График для определения коэффициента Y_{F2} 

$$1 - s_o^* = 0,500 \pi;$$

$$2 - s_o^* = 0,425 \pi$$

Черт. 2. 12

Изм.	Исполн	Подп.	И дата	Взам.	инж.	Изм.	Исполн	Подп.	И дата
486			20.01.87						

Продолжение табл. 2.24

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
		$N_{FE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{2(i)} + T_{пр2}}{T_2 + T_{пр2}} \right]^9 n_{ц2(i)} \right\}$ где $T_{2(i)}$ - нагрузка, соответствующая i-й ступени циклограммы нагружения, $n_{ц2(i)}$ - число циклов перемены напряжений за срок службы при действии нагрузки

Таблица 2.25

Марка материала	Способ получения заготовки	Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа	Твердость	σ_{FR}^D , МПа	σ_{FR}^I , МПа	Исп. и дата
БрО10Ф1	Литье в кокиль	250	90 НВ	55	40	
БрА9ЖЗЛ	Литье в кокиль	400	100 НВ	77	64	
ЛМЦА57-3-1	Поковки	450	115 НВ	86	72	
СЧ 15	Отливки	150	163-229 НВ	38	24	
СЧ 20		200	170-241 НВ	48	30	

Исп. и дата	Исп. и дата	Исп. и дата	Исп. и дата
486	Исп. и дата	Исп. и дата	Исп. и дата

2.4.6. Определение коэффициента полезного действия (КПД)

2.4.6.1. КПД червячной передачи определяют по формуле

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p \quad (2.90)$$

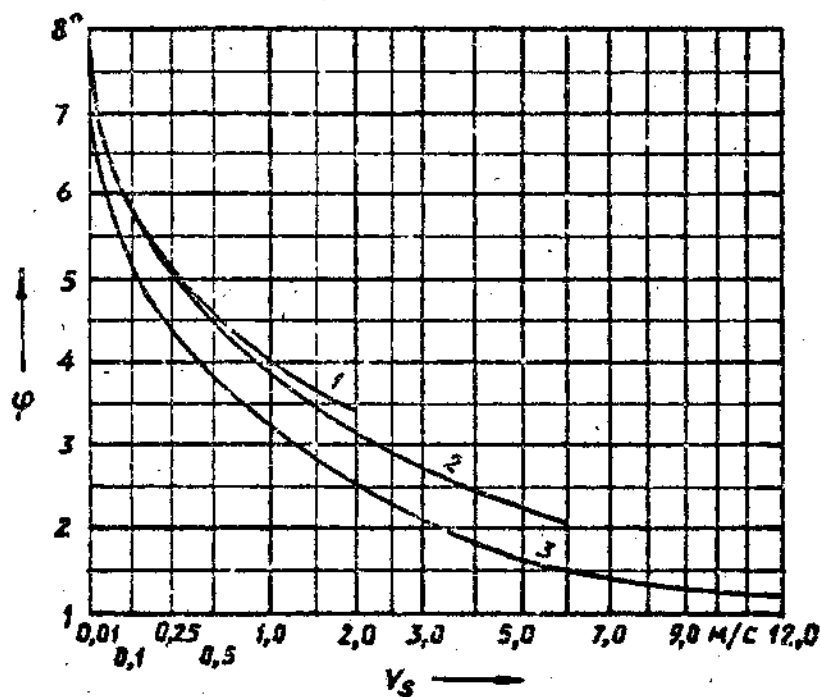
Параметры, входящие в формулу (2.90), определяют по табл. 2.26

Таблица 2.26

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. КПД, учитывающий потери в зацеплении	η_z	Определяют: при ведомом червячном колесе по табл. 2.27; при ведущем червячном колесе по табл. 2.28
1.1. Угол трения	φ	$\varphi = \arctg f$ где f — коэффициент трения скольжения в червячном зацеплении. При стальном червяке φ определяют по графику (черт. 2.13) в зависимости от скорости скольжения v_s , определяемой по п. 2.4.3.2. Для передач ручного привода принимают $\varphi = 5^\circ$
2. КПД, учитывающий потери в подшипниках опор обоих валов	η_n	При опорах трения качения принимают $\eta_n = 0.98$. При опорах трения скольжения принимают $f = 0.08-0.12$, который используют для расчета η_n , см. "Справочник металлиста", т. I, 1976
3. КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и размешивание масла	η_p	При погружении в масляную ванну червяка или червячного колеса не более, чем на высоту зуба или витка, определяют по формуле $\eta_p = 1 - \frac{v_b \sqrt{v \gamma_r}}{1,36 N_2 10^6}$

Инв. № подл. Подп. и дата
486
Изд. № 8.01.87
Взам. инв. №
Инв. № подл. Подп. и дата

График для определения ориентировочного значения
угла трения φ червячной передачи при работе
червячного колеса из указанных материалов
по стальному червяку



1 - для ЛМШ57-3-I или серого чугуна ;

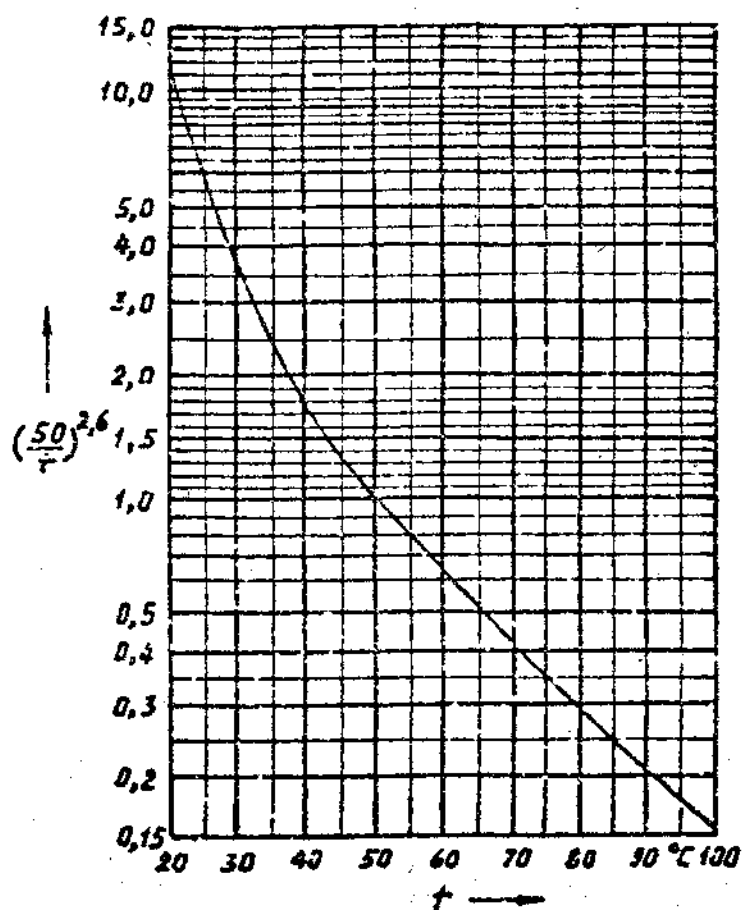
2 - для БрАЖЗМ ;

3 - для БрО10Ф1

Черт.2.13

Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инвент.	Изм. инвент.	Полн. и дата
486	Иванов 8.01.87			

График для определения отношения $(\frac{50}{t})^{2,6}$

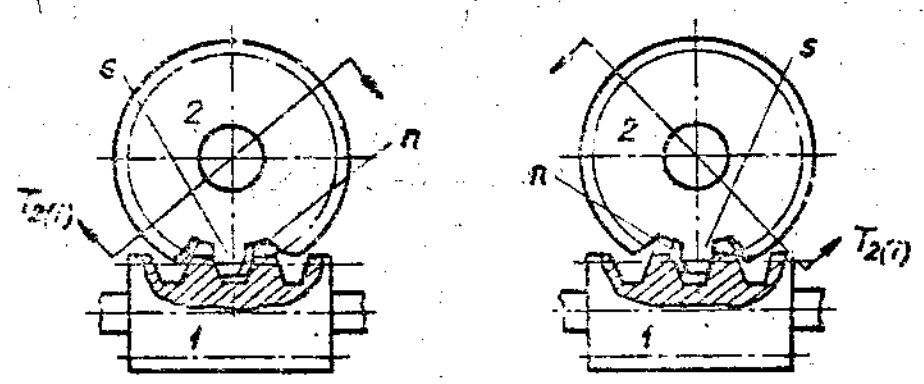
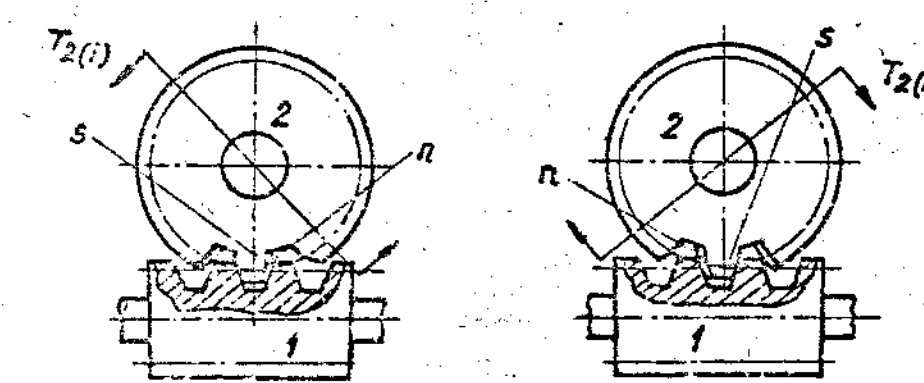


Черт. 2.14

Име. Ипол.	Подп. и дата	Взам. и дата	Име. Ипол.	Подп. и дата
486	Иванов 8.01.87			

Таблица 2.28

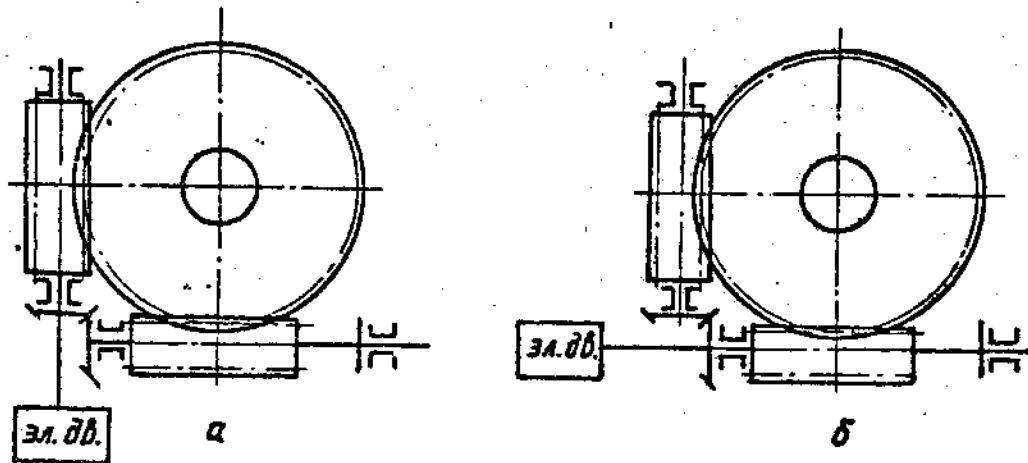
Определение КПД, учитывающего потери в зацеплении, η_3 червячной передачи с разрезным червячным колесом и неразрезным червяком при ведущем червячном колесе

Действие момента $T_{2(i)}$, схема передачи	γ	Формула по определению η_3	
		Нагрузка переменная	Нагрузка постоянная
Внешний момент $T_{2(i)}$ прижимает к червяку закрепляемую на валу часть разрезного червячного колеса  Схемы 1, 4, 6, 7 по табл. 2.16 Схемы 2, 3, 5, 8 по табл. 2.16	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{1(i)} u}{T_{2(i)}},$ где $T_{1(i)} = - \frac{[T_{2(i)} + T_{np2}] \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) + T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$	$\eta_3 = \frac{(1 + K_{np}) \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) + K_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{1(i)} u}{T_{2(i)}},$ где $T_{1(i)} = \frac{[T_{2(i)} + T_{np2}] \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) - T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$	$\eta_3 = \frac{(1 + K_{np}) \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) - K_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$
Внешний момент $T_{2(i)}$ не прижимает к червяку закрепляемую на валу часть разрезного червячного колеса  Схемы 1, 4, 6, 7 по табл. 2.16 Схемы 2, 3, 5, 8 по табл. 2.16	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{1(i)} u}{T_{2(i)}},$ где $T_{1(i)} = - \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) + [T_{np2} - T_{2(i)}] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$	$\eta_3 = \frac{K_{np} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) + (K_{np} - 1) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{1(i)} u}{T_{2(i)}},$ где $T_{1(i)} = \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) - [T_{np2} - T_{2(i)}] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$	$\eta_3 = \frac{K_{np} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) - (K_{np} - 1) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$

Примечание. Угол трения φ определяют по табл. 2.26, п. I. I.

Удостоверен
подпись и дата
4.96

Червячная передача с двумя червяками может быть выполнена по схеме на черт. 2.16



Черт. 2.16

Схема на черт. 2.16, а более целесообразна, чем схема на черт. 2.16, б, поэтому в настоящем стандарте только она и рассматривается.

2.5.2. Исходные данные

2.5.2.1. Исходные данные для проверочного расчета приведены в табл. 2.17; дополнительно задают усилие F_{np} , Н, создаваемое поджимным устройством.

2.5.2.2. Исходные данные для проекторочного расчета по п. 2.4.2.2.

2.5.3. Проверочный расчет по контактным напряжениям производят по п. 2.4.3, учитывая, что момент T_{np2} , Н-м, от действия поджимного устройства на червячном колесе определяют по формуле

$$T_{np2} = \frac{F_{np2} d_2}{2000} \quad (2.9I)$$

2.5.4. Проекторочный расчет по контактным напряжениям производят по п. 2.4.4.

Изм.	Исполн	Полп. и дата	Взам. уполн.	Изм.	Исполн	Полп. и дата
486	И.И.И.	8.01.87				

2.5.5. Проверочный расчет по изгибным напряжениям

2.5.5.1. Для обеспечения изгибной прочности необходимо выполнить условие

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \quad (2.92)$$

где σ_F определяют по п.2.4.5.1;

σ_{FP} - по табл. 2.30

Таблица 2.30

Материал червячного колеса	Формула по определению σ_{FP} , МПа	
	Внешний момент прижимает червячное колесо к червяку i_S	Внешний момент прижимает червячное колесо к червяку i_n
БрО10Ф1	$\sigma_{FP} = \frac{3,7 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{2,7 + \left(\frac{K_{np}}{1 + K_{np}} \right)}$	$\sigma_{FP} = \frac{3,7 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{2,7 + \left(\frac{K_{np} - 1}{K_{np} + 1} \right)}$
БрА9ЖЗЛ	$\sigma_{FP} = \frac{5,9 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{4,9 + \left(\frac{K_{np}}{1 + K_{np}} \right)}$	$\sigma_{FP} = \frac{5,9 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{4,9 + \left(\frac{K_{np} - 1}{K_{np} + 1} \right)}$
ЛМЦА57-3-1	$\sigma_{FP} = \frac{6,1 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{5,1 + \left(\frac{K_{np}}{1 + K_{np}} \right)}$	$\sigma_{FP} = \frac{6,1 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{5,1 + \left(\frac{K_{np} - 1}{K_{np} + 1} \right)}$
Серый чугун	$\sigma_{FP} = \frac{2,7 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{1,7 + \left(\frac{K_{np}}{1 + K_{np}} \right)}$	$\sigma_{FP} = \frac{2,7 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{1,7 + \left(\frac{K_{np} - 1}{K_{np} + 1} \right)}$

Исполн. и дата	Взам. инв.	Инв. №докл.	Подп. и дата
486	20.01.87		

Параметры, входящие в формулы табл. 2.30 определяют:

σ'_{FRC} по табл. 2.25;

K_{FL} по табл. 2.24, п. 2;

$$K_{pr} = \frac{T_{pr2}}{T_2(t)}, \quad (2.93)$$

($K_{pr} = 1,2 - 1,4$)

2.56. Определение коэффициента полезного действия (КПД)

2.5.6.1. КПД червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p, \quad (2.94)$$

где η_z, η_p определяют по табл. 2.31;

η_n - по табл. 2.26, п. 2

Таблица 2.31

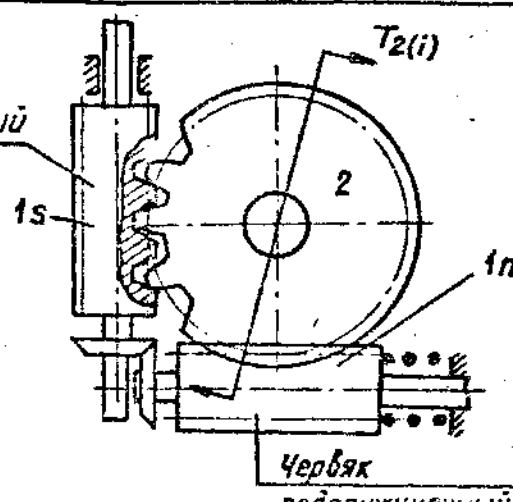
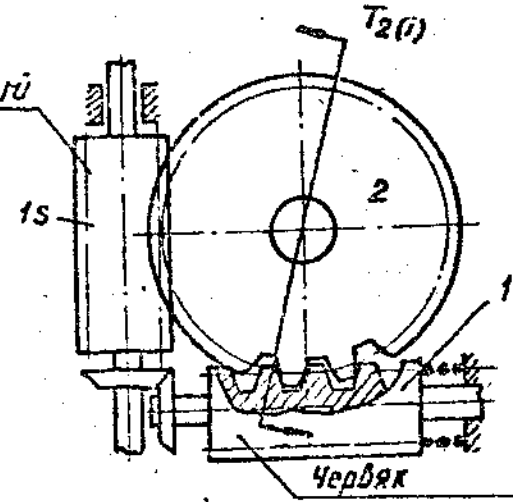
Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. КПД, учитывающий потери в зацеплении	η_z	Определяют: при ведомом червячном колесе по табл. 2.32; при ведущем червячном колесе по табл. 2.33
2. КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и размешивание масла	η_p	Определяют по табл. 2.26, п. 3. При расположении червячного колеса и двух червяков в горизонтальной плоскости и погружении в масло обоих червяков в формулу по определению η_p вместо b подставляют сумму длин нарезанной части обоих червяков.

2.5.6.2. КПД червячной передачи определяют для каждого участка циклограммы нагружения.

Инт. Юрид. Подп. и дата Взам. инв. Инв. Юрид. Подп. и дата
486 2008.01.07

Таблица 2.32

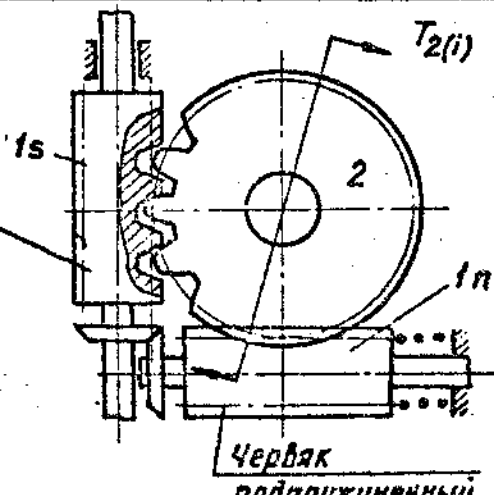
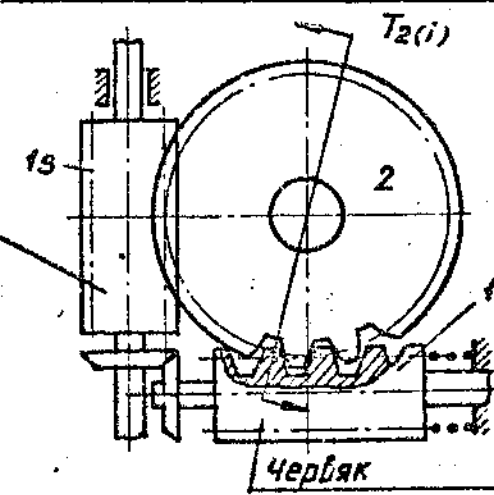
Определение КПД, учитывающего потери в зацеплении, η_3 червячной передачи с неразрезным червячным колесом и двумя неразрезными червяками при ведомом червячном колесе

Схема действия момента	γ	Формула по определению η_3	
		Нагрузка переменная	Нагрузка постоянная
Червяк жестко соединенный с валом  Внешний момент $T_{2(i)}$ прижимает червячное колесо к червяку 1s	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{2(i)}}{T_{1(i)} u}$ где $T_{1(i)} = \frac{[T_{2(i)} + T_{np2}] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \eta_{кл} + T_{np2} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma)}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}$	$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}{(1 + \kappa_{np}) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \eta_{кл} + \kappa_{np} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma)}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{2(i)}}{T_{1(i)} u}$ где $T_{1(i)} = \frac{[T_{2(i)} + T_{np2}] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кл}}{u \operatorname{tg} \gamma}$	$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{(1 + \kappa_{np}) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - \kappa_{np} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кл}}$
Червяк жестко соединенный с валом  Внешний момент $T_{2(i)}$ не прижимает червячное колесо к червяку 1s	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{2(i)}}{T_{1(i)} u}$ где $T_{1(i)} = \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) + [T_{np2} - T_{2(i)}] \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кл}}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}$	$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}{\kappa_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) + (\kappa_{np} - 1) \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кл}}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_{2(i)}}{T_{1(i)} u}$ где $T_{1(i)} = \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - [T_{np2} - T_{2(i)}] \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кл}}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}$	$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma \eta_{кл}}{\kappa_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - (\kappa_{np} - 1) \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кл}}$

Примечание. Угол трения φ определяют по табл. 2.26, п. I. I; $\eta_{кл}$ - КПД конической передачи, соединяющей оба червяка ($\eta_{кл} = 0,95$); $\kappa_{np} = \frac{T_{np2}}{T_{2(i)}}$.

Таблица 2.33

Определение КПД, учитывающего потери в зацеплении, η_3 червячной передачи с неразрезным червячным колесом и двумя неразрезными червяками при ведущем червячном колесе

Схема действия момента	γ	Формула по определению η_3	
		Нагрузка переменная	Нагрузка постоянная
 Червяк, жестко соединенный с валом Червяк подпружиненный Внешний момент $T_2(i)$ прижимает червячное колесо к червяку $1s$	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_1(i) u}{T_2(i)}$ где $T_1(i) = - \frac{[T_2(i) + T_{np2}] \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кп} + T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кп}}$ см. примечание 1	$\eta_3 = - \frac{(1 + K_{np}) \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кп} - K_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma \eta_{кп}}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_1(i) u}{T_2(i)}$ где $T_1(i) = \frac{[T_2(i) + T_{np2}] \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кп} - T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кп}}$ см. примечание 2	$\eta_3 = \frac{(1 + K_{np}) \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кп} - K_{np} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma \eta_{кп}}$
 Червяк, жестко соединенный с валом Червяк подпружиненный Внешний момент $T_2(i)$ не прижимает червячное колесо к червяку $1s$	$\gamma < \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_1(i) u}{T_2(i)}$ где $T_1(i) = - \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кп} + [T_{np2} - T_2(i)] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$ см. примечание 1	$\eta_3 = - \frac{K_{np} \eta_{кп} \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) + (K_{np} - 1) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$
	$\gamma > \varphi$	$\eta_3 = \frac{T_1(i) u}{T_2(i)}$ где $T_1(i) = \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \eta_{кп} - [T_{np2} - T_2(i)] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma}$ см. примечание 2	$\eta_3 = \frac{K_{np} \eta_{кп} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) - (K_{np} - 1) \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$

Примечания:

1. $T_1(i) < 0$ - червяк является ведущим, как и червячное колесо.

2. Возможны два варианта: $T_1(i) < 0$ - червяк является ведущим, как и червячное колесо;

$T_1(i) > 0$ - червяк является ведомым.

3. Угол трения φ определяют по табл. 2.26, п. I. I; $\eta_{кп}$ - КПД конической передачи, соединяющей оба червяка ($\eta_{кп} = 0,95$); $K_{np} = \frac{T_{np2}}{T_2(i)}$

3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С УМЕНЬШЕННЫМ БОКОВЫМ ЗАЗОРОМ И УГЛОМ ЗАЦЕПЛЕНИЯ $\alpha_{tw} < 20^\circ$

3.1. В механизмах, в которых межосевое расстояние a_w в процессе работы меняет свое значение и отклонение межосевого расстояния f_{ar} достигает 4 мм, существенно увеличивается боковой зазор. Поэтому, если увеличение бокового зазора, вызванное изменением a_w превышает допускаемое значение (известное из расчета точности привода), то передачу проектируют с углом зацепления α_{tw} меньшим 20° .

3.2. Зубчатую передачу с $\alpha_{tw} < 20^\circ$ можно изготовить инструментом со стандартным исходным контуром по [14] с $\alpha = 20^\circ$, применив смещение, когда коэффициенты смещения шестерни и колеса

$$x_1 \neq x_2 \quad \text{и} \quad x_2 < 0.$$

3.3. Увеличение бокового зазора j_n , вызванное отклонением межосевого расстояния f_{ar} определяют по формуле

$$j_n = 2 f_{ar} \sin \alpha_{tw}. \quad (3.1)$$

3.4. Угол зацепления, при котором выполняется условие

$$j_n \leq j_{np}$$

определяют из зависимости

$$\sin \alpha_{tw} = \frac{j_{np}}{2 f_{ar}}. \quad (3.2)$$

где j_{np} — допускаемое значение бокового зазора.

В механизмах применяют $\alpha_{tw} = 5^\circ - 16^\circ$

Для расчета принимают α_{tw} с точностью до одного градуса с округлением в меньшую сторону.

Если предусмотрено изготовление зубчатых колес инструментом со стандартным исходным контуром, то при геометрическом расчете по [17] следует применять коэффициенты смещения, удовлетворяющие условию $x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$, причем x_1 находят из условия отсутствия подрезания зуба.

Изм.	Испол.	Подп. и дата	Баз. инв.	Изм.	Испол.	Подп. и дата
486		Майс 8.01.87				

3.5. Последовательность геометрического расчета

3.5.1. По принятому в п.3.4 значению угла зацепления α_{tW} по черт.3.1 определяют значение $B = \frac{1000 X_{\Sigma}}{Z_1 + Z_2}$ и затем коэффициент суммы смещений X_{Σ} , который будет отрицательным.

3.5.2. По значению $\frac{1000 X_{\Sigma}}{Z_1 + Z_2} = B$ определяют по черт.3.2. значение $A = \frac{1000 \Delta y}{Z_1 + Z_2}$ и затем коэффициент уравнительного смещения Δy .

3.5.3. Разбивают X_{Σ} на X_1 и X_2 причем $X_2 < 0$.

Методом проб определяют такие значения X_1 и X_2 , чтобы обеспечивалось качество зацепления по геометрическим показателям по [17].

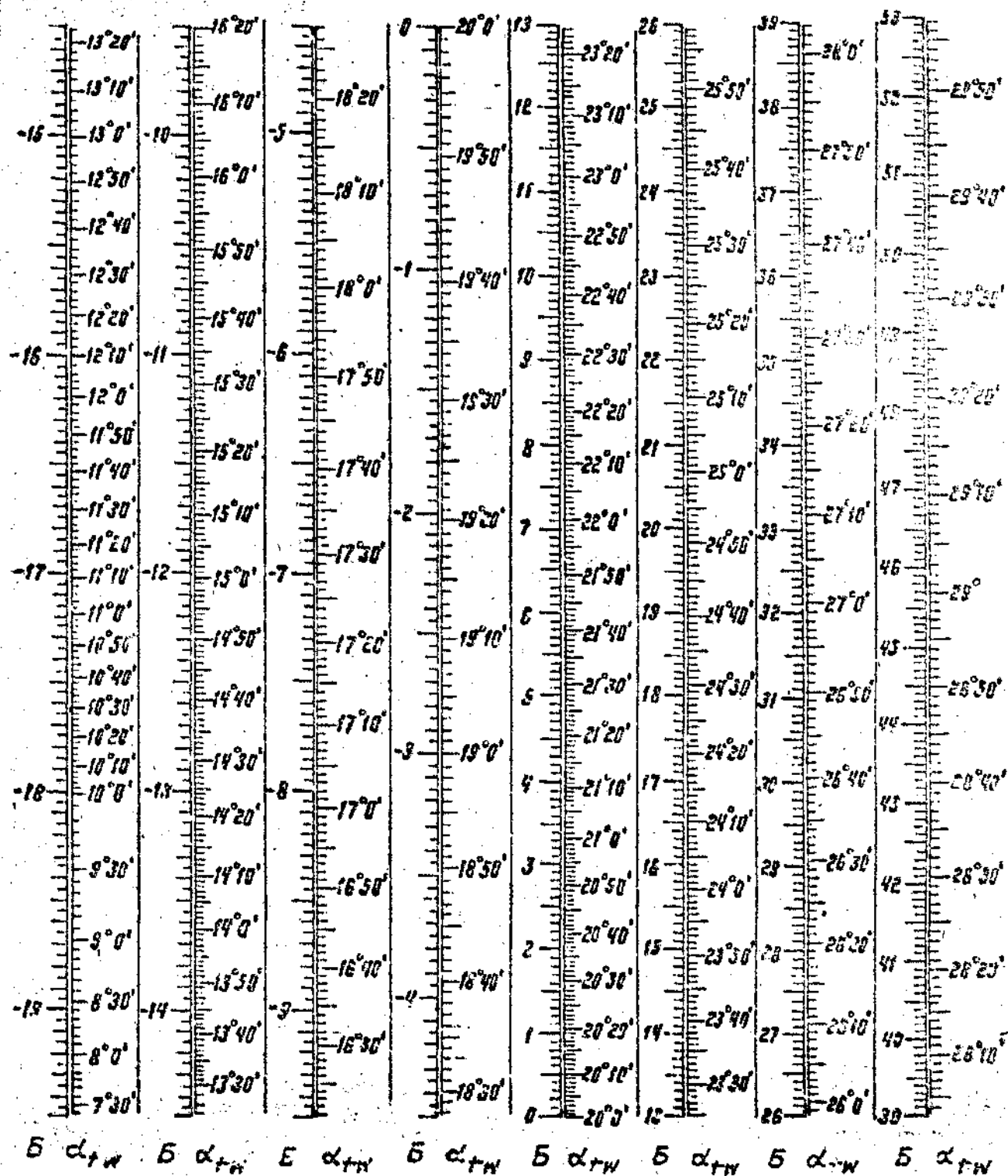
3.5.4. По принятым значениям X_1 и X_2 рассчитывают геометрические размеры передачи по [17].

3.6. Расчет прочности следует производить по [25].

Изм.	Исполн.	Провер.	Дата	Взам. инв.	Инв. инв.	Подп.	Дата
486	М.А.С.	М.А.С.	01.01.87				

Номограмма для определения вспомогательной величины B

в зависимости от α_{TW}



$$B = \frac{1000 \times \Sigma}{Z_1 + Z_2}$$

Черт. 3.1

Имя, Фамилия	Подп. и дата	Взам. инвиз	Инд. деловой	Подп. и дата
456	Иванов 01.01.87			

Figure 1 shows five vertical logarithmic scales used for calculating the area of a triangle. The scales are labeled with values from 0.02 to 10.0 on the left and 1.0 to 10.0 on the right. The scales are used to find the area of a triangle given two sides and the included angle.

$$B = \frac{1000 \times Z}{Z_1 + Z_2}$$

$$A = 5 - \frac{1000}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{TW}} - 1 \right), \quad \text{inv} \alpha_{TW} = 5 \frac{2 \tan \alpha}{1000} + \text{inv} \alpha; \quad A = \frac{1000 \Delta y}{Z_1 + Z_2}$$

Sept. 3.2

4. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С РЕГУЛИРУЕМЫМ БОКОВЫМ ЗАЗОРОМ ПРИ ПОСТОЯННОМ МЕЖОСЕВОМ РАССТОЯНИИ

4.1. Общие положения

4.1.1. Принципиальная схема расчета приведена на черт. 4.1.

4.1.2. Термины и обозначения, примененные в настоящем стандарте соответствуют [16] и [17]. Дополнительные термины и обозначения приведены в табл. 4.2, 4.4, 4.5, 4.6.

4.1.3. Порядок расчета передач соответствует приведенному в примере 6 справочного приложения I.

4.1.4. Указания к оформлению рабочих чертежей приведены в справочном приложении 2.

4.1.5. Возможность регулирования бокового зазора в рассматриваемых передачах обеспечена за счет осевого перемещения одного зубчатого колеса относительно другого и клиновидной формы зубьев (черт. 4.2), полученной стандартным инструментом (червячной фрезой или долбяком) при нарезании с непрерывно изменяющимся коэффициентом смещения. Зацепление регулируют как при монтаже передачи, так и при необходимости в процессе эксплуатации.

Несмотря на внешнее сходство с коническими зубчатыми колесами, рассматриваемые колеса цилиндрические поскольку их оси параллельны.

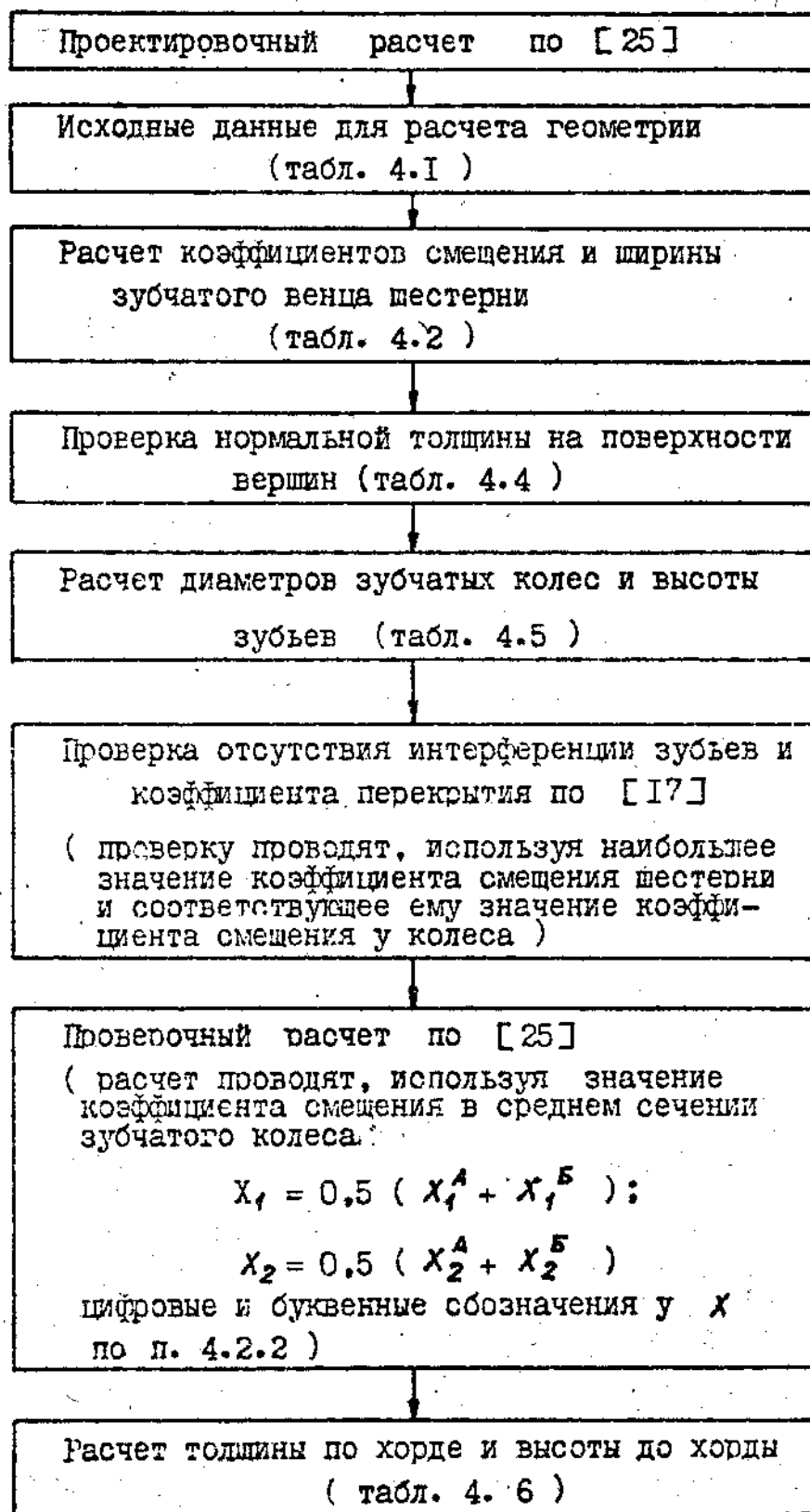
4.1.6. Нарезание клиновидных зубьев может быть осуществлено при помощи приспособления, схематично изображенного на черт. 4.3.

Приспособление состоит из копира, закрепленного на фрезерном суппорте, пальца и пружины, прикрепленной к салазкам стола.

При вертикальном перемещении фрезерного суппорта копир отжимает стол станка. Палец постоянно прижимается к копиру пружиной. Рабочая поверхность копира, соприкасающаяся с пальцем плоская. Она образует с осью станка угол ω , равный углу токарной подготовки нарезаемого зубчатого колеса (см. черт. 4.3).

Изм.	Испол.	Год.	и дата	Взам.	инв.	Изм.	Год.	и дата
436			8.01.87					

Схема расчета

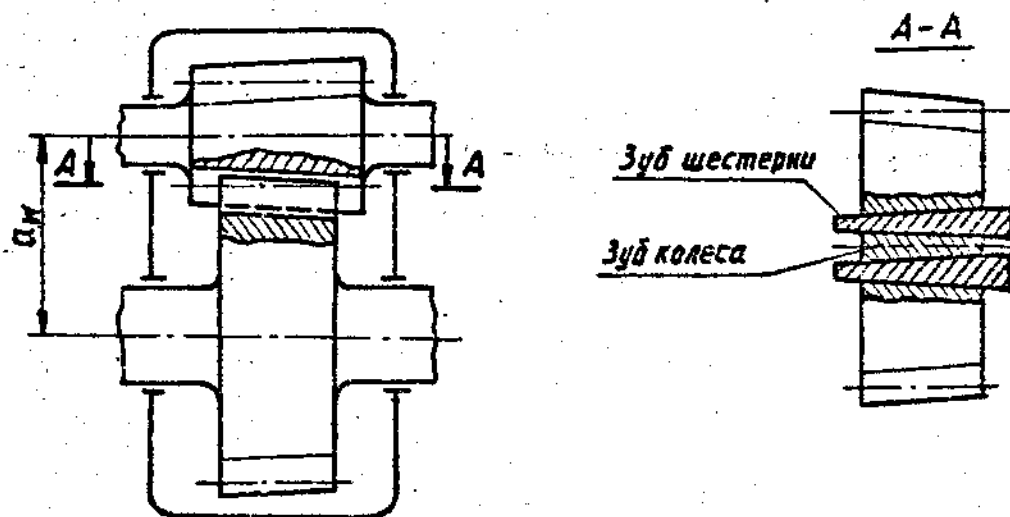


Черт. 4.1

Имя.Имя.Имя Подп. и дата Взам.инв. Инв.Идусл Подп.и дата

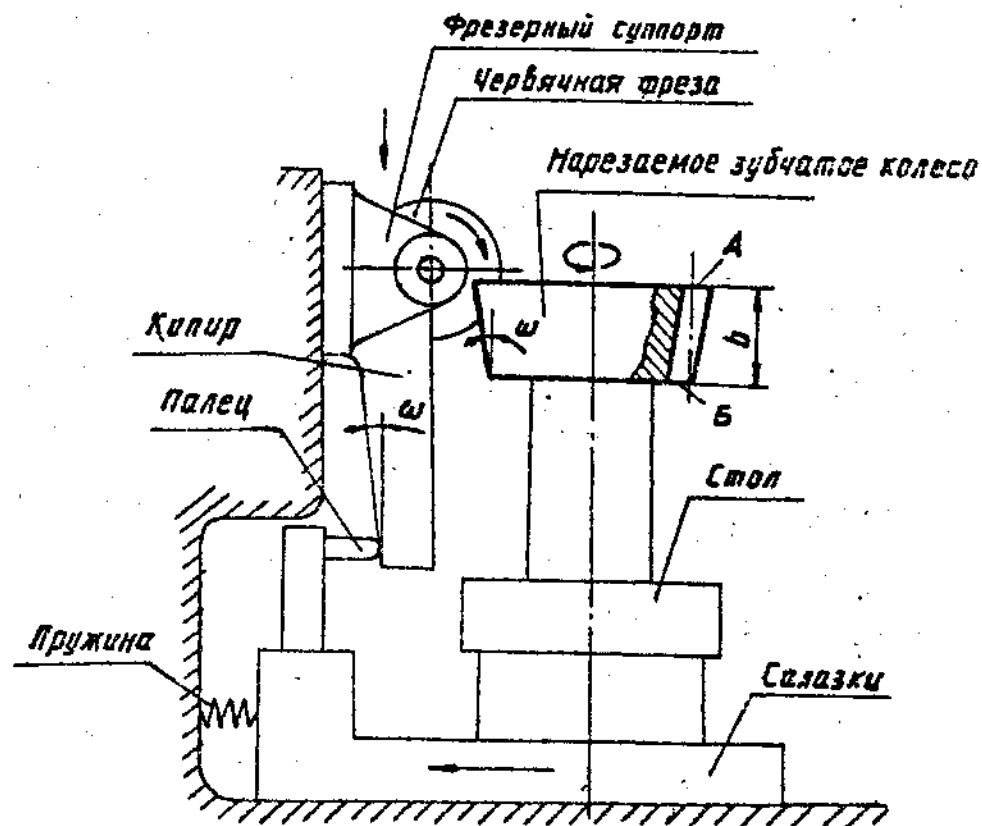
486 8.01.87

Схема прямозубой цилиндрической передачи с регулируемым боковым зазором.



Черт. 4.2

Схема нарезания зубчатых колес на зубофрезерном станке с использованием приспособления для изменения расстояния между осями нарезаемого зубчатого колеса и червячной фрезы



Черт. 4.3

Инв. № докл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докл.	Подп. и дата
486	Ушаков	8.01.87		

4.2. Расчет геометрии

4.2.1. Расчетom определяют номинальные размеры зубчатых колес.

4.2.2. При отсутствии в обозначениях параметров индексов "1" и "2", относящихся соответственно к шестерне и колесу, следует иметь в виду любое зубчатое колесо передачи. Буква, стоящая после обозначения параметра, указывает торец зубчатого колеса. Букву А - ставят на торец с наибольшим диаметром вершин зубьев, букву Б - на противоположный торец.

4.2.3. Обозначения параметров, приводимых на рабочих чертежах зубчатых колес отмечены знаком .

Таблица 4.1

Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Обозначение
Число зубьев шестерни	z_1
Число зубьев колеса	z_2
Модуль, мм	m
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1
Делительный диаметр колеса, мм	d_2
Межосевое расстояние, мм	a_w
Ширина венца колеса, мм	b_2
Нормальный исходный контур по [14]	-
Степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по [27]	-
Твердость рабочих поверхностей зубьев:	
шестерни	H_{HRC1}
колеса	H_{HB2}

Изм. Исполн. Подп. и дата Взам. инв. Инв. Идусл. Подп. и дата
486 01.04.87

Продолжение табл. 4.2

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
6. Разность коэффициентов смещения шестерни на торцах А и Б (черт. 1 справочного приложения 2)	Δx_1	$\Delta x_1 = x_1^A - x_1^B = \frac{b_1 \operatorname{tg} \omega}{m}$
7. Разность коэффициентов смещения колеса на торцах А и Б (черт. 2 справочного приложения 2)	Δx_2	$\Delta x_2 = x_2^A - x_2^B = \frac{b_2 \operatorname{tg} \omega}{m}$
8. Коэффициент смещения шестерни на торце Б	x_1^B	Принимают $x_1^B \geq x_{1min}$
8.1. Коэффициент наименьшего смещения	x_{min}	$x_{min} = 1 - 0,0584 z$ Для $z = 8 - 20$ определяют по табл. 4.3
9. Коэффициент смещения шестерни на торце А	x_1^A	$x_1^A = x_1^B + \Delta x_1$ При $x_1^A > x_{1min}$ необходимо сделать проверку качества зацепления по табл. 4.4
10. Коэффициент смещения колеса на торце А	x_2^A	Принимают $x_2^A = -x_1^B$ при $x_z = 0$
11. Коэффициент смещения колеса на торце Б	x_2^B	$x_2^B = x_2^A - \Delta x_2$ при $x_z = 0$

Инв. бланк Подп. и дата Взам. инв. Инв. бланк Подп. и дата
 486 30.01.87

Таблица 4.3

Значение $x_{\min}$ для прямозубых зубчатых колес

Число зубьев z											
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
0,532	0,474	0,416	0,358	0,300	0,241	0,182	0,124	0,065	0,006	-0,052	-0,110

Таблица 4.4

Проверка нормальной толщины на поверхности вершин

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
I. Нормальная толщина зуба на поверхности вершин у торца А, мм	S_{na}^A	$S_{na}^A \approx S_{av}^{A*} m$ Принимают $S_{na}^A \geq 0,3 m$ при однородной структуре материала и $S_{na}^A \geq 0,4 m$ при поверхностном упрочнении зубьев (азотировании, цементации) Если условия не выполнены, то уменьшают величину угла α_{tw} и снова производят расчет коэффициентов смещения исходного контура шестерни и колеса
I.I. Окружная толщина зуба на окружности вершин шестерни у торца А, выраженная в долях модуля	S_{av}^{A*}	Определяют по формуле $S_{av}^{A*} = z \left(\frac{\frac{k}{2} + 2x \tan \alpha}{z} + \text{inv } 20^\circ - \text{inv } \alpha_a \right)$
I.I.I. Угол профиля зуба в точке на окружности вершин, ...°, ...', ..."	α_a	$\cos \alpha_a = \frac{d \cos 20^\circ}{d_a}$

Исп. № 486

Полн. и дата

Взам. инв.

Инв. № докум.

Изд. и дата

Таблица 4.5

Расчет диаметров зубчатых колес и высоты зуба

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. Максимальная величина изменения радиального зазора в передаче, мм	Δc	$\Delta c = \Delta h \operatorname{tg} \omega,$ Δb - по табл. 4.2, п. 4
2. Диаметр вершин зубьев шестерни, мм на торце А на торце Б	d_{a1}^A d_{a1}^B	$d_{a1}^A = d_1 + 2(h_a^* + x_1^A)m - 2\Delta c$ $d_{a1}^B = d_1 + 2(h_a^* + x_1^B)m - 2\Delta c$
3. Диаметр вершин зубьев колеса, мм на торце А на торце Б	d_{a2}^A d_{a2}^B	$d_{a2}^A = d_2 + 2(h_a^* + x_2^A)m - 2\Delta c$ $d_{a2}^B = d_2 + 2(h_a^* + x_2^B)m - 2\Delta c$
4. Высота зуба, мм	h	$h = 2,25m - \Delta c$

Инв. № подл. 486
 Подп. и дата 8.01.87
 Инв. № подл. 486
 Подп. и дата 8.01.87

Таблица 4.6

Расчет толщины по хорде и высоты до хорды

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и указание
1. Толщина по хорде зуба на делительном диаметре шестерни, мм на торце А на торце Б	$\bar{s}_1^A$ $\bar{s}_1^B$	$\bar{s}_1^A = d_1 \sin\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^A \operatorname{tg} \alpha}{z_1}\right)$ $\bar{s}_1^B = d_1 \sin\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^B \operatorname{tg} \alpha}{z_1}\right)$
2. Толщина по хорде зуба на делительном диаметре колеса, мм на торце А на торце Б	$\bar{s}_2^A$ $\bar{s}_2^B$	$\bar{s}_2^A = d_2 \sin\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^A \operatorname{tg} \alpha}{z_2}\right)$ $\bar{s}_2^B = d_2 \sin\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^B \operatorname{tg} \alpha}{z_2}\right)$
3. Высота до хорды зуба шестерни, мм на торце А на торце Б	$\bar{h}_{a1}^A$ $\bar{h}_{a1}^B$	$\bar{h}_{a1}^A = 0,5 \left[d_{a1}^A - d_1 \cos\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^A \operatorname{tg} \alpha}{z_1}\right) \right]$ $\bar{h}_{a1}^B = 0,5 \left[d_{a1}^B - d_1 \cos\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^B \operatorname{tg} \alpha}{z_1}\right) \right]$
4. Высота до хорды зуба колеса, мм на торце А на торце Б	$\bar{h}_{a2}^A$ $\bar{h}_{a2}^B$	$\bar{h}_{a2}^A = 0,5 \left[d_{a2}^A - d_2 \cos\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^A \operatorname{tg} \alpha}{z_2}\right) \right]$ $\bar{h}_{a2}^B = 0,5 \left[d_{a2}^B - d_2 \cos\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^B \operatorname{tg} \alpha}{z_2}\right) \right]$

Изм. №	Исполн.	Провер.	Инж. Илюш	Начальн. и дата
486				Молчан 8.01.87

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДЛИТЕЛЬНО РАБОТАЮЩЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ
ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ (ПЕРЕДАЧА ГРУППЫ В) С
РАЗРЕЗНЫМ ЗУБЧАТЫМ КОЛЕСОМ

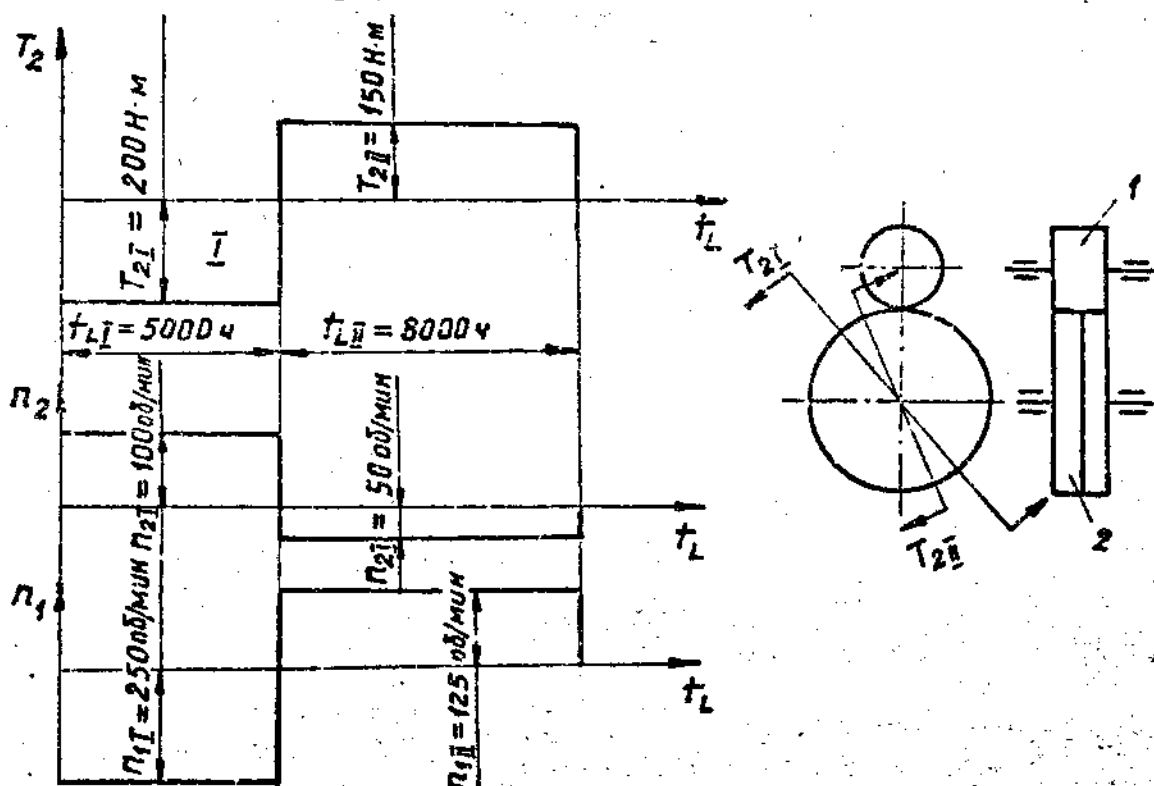
1.1. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

1.2. Расчет ориентировочного значения делительного диаметра шестерни приведен в табл. 2.

1.3. Определение исходных данных для геометрического расчета (по найденному значению d_1) приведено в табл. 3

1.4. График нагружения, приведенный на черт. 1, преобразуем в приведенную циклограмму нагружения (п. 2.1.3 настоящего стандарта).

График нагружения колеса



Черт. 1

Для приведенной циклограммы нагружения определяем следующие параметры :

• моменты на шестерне по формулам (п.2.1.2 настоящего стандарта) учитывая , что на участке I колесо ведомое :

$$T_{1I} = \frac{T_{2I}}{u \cdot \eta} ; \quad T_{1II} = \frac{T_{2II}}{u} \cdot \eta .$$

где η - КПД передачи, принимаем $\eta = 0,92$,

$$T_{1I} = \frac{200}{2,5 \cdot 0,92} = 87 \text{ Н.м} ; \quad T_{1II} = \frac{150}{2,5} \cdot 0,92 = 55 \text{ Н.м} ;$$

число циклов переменн напряжений $n_{\Sigma(i)}$ за время действия нагрузки $T_{L(i)}$ по разделу I [25]

$$n_{\Sigma(i)} = 60 \gamma_N n(i) t_{L(i)} , \quad \text{где } \gamma_N = 1 ;$$

для шестерни

$$n_{\Sigma 1 I} = 60 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 5000 = 75 \cdot 10^6 ;$$

$$n_{\Sigma 1 II} = 60 \cdot 1 \cdot 125 \cdot 8000 = 60 \cdot 10^6 ;$$

для колеса

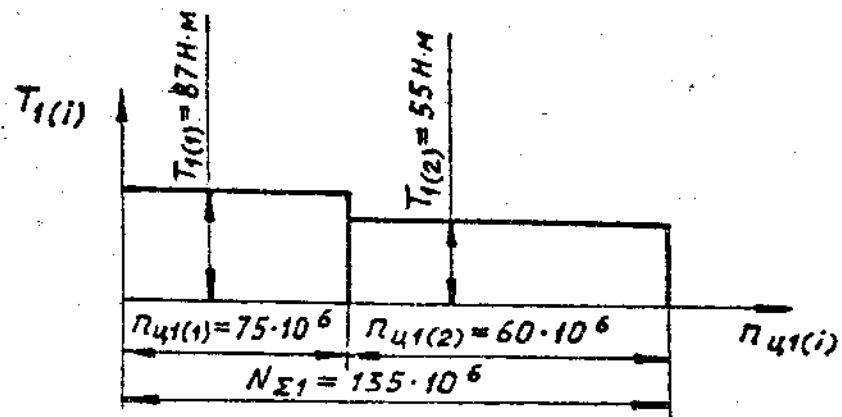
$$n_{\Sigma 2 I} = 60 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 5000 = 30 \cdot 10^6 ;$$

$$n_{\Sigma 2 II} = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 8000 = 24 \cdot 10^6 .$$

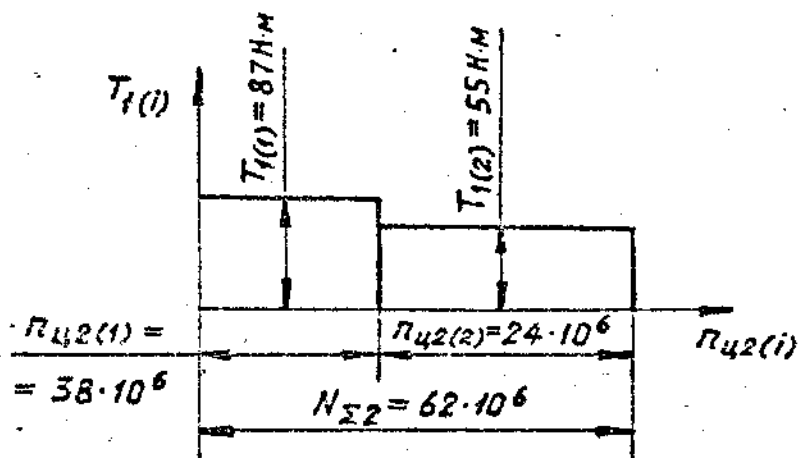
На приведенной циклограмме нагружения нагрузки, действующие на зубчатое колесо, принимаем положительными и располагаем в порядке уменьшения значений (черт.2)

Инв. №подл	Полн. и дата	Взам. инв.	Инв. №докл	Подп. и дата
486	Иванов 8.07.87			

Приведенная циклограмма нагружения
шестерни



колеса



Черт. 2

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дусл.	Подп. и дата
4 86	Жуков 8.01.87			

Таблица I

Наименование параметра	Обозначение	Числовое значение, указание
Приведенная циклограмма нагружения	—	Черт. 2
Вид передачи	—	Передача внешнего зацепления
Число зубьев шестерни	Z_1	20
Передаточное число	u	2,5
Угол наклона	β	0
Вспомогательный параметр	ψ_{bd}	0,8
Способ термической или химико-термической обработки		
шестерни	—	Улучшение
колеса	—	Улучшение
Твердость поверхностей зубьев (средняя)		
шестерни	H_{HB1}	343 HB
колеса	H_{HB2}	271 HB
Шлифование переходной поверхности зуба		
шестерни	—	нет
колеса	—	нет
Деформационное упрочнение или электрохимическая обработка переходной поверхности		
шестерни	—	нет
колеса	—	нет
Метод изготовления		
шестерни	—	Обкатка исходной
колеса	—	производящей рейкой
Расположение опор	—	Симметричное
Разрезной элемент передачи	—	Колесо

Таблица 2

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
T_1	Табл. 2.4, п. I	$N_{HE1} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1(i)}}{T_{1(i)}} \right]^3 n_{41(i)} \right\} =$ $= 75 \cdot 10^6 + \left(\frac{55}{87} \right)^3 \cdot 60 \cdot 10^6 = 90 \cdot 10^6$ $n_{41(i)} = 75 \cdot 10^6 > 0,03 N_{HE1} = 2,7 \cdot 10^6$ $\text{и } n_{41(i)} > 5 \cdot 10^4,$ поэтому $T_1 = T_{1H} = T_{1F} = T_{1(i)} = 87 \text{ Н.м}$
K_{np}	п. 2.2.2	Принимаем $K_{np} = 1,4$
T_{np1}		$T_{np1} = K_{np} T_1 =$ $= 1,4 \cdot 87 = 123 \text{ Н.м}$
K_{HB}	Раздел 2 [25]	Для $\psi_{bd} = 0,8$ $H_1 < 350 \text{ НВ}$, $H_2 < 350 \text{ НВ}$ и симметричным расположением опор $K_{HB} = 1,03$
σ_{Hlimb}		$\sigma_{Hlimb} = 2 H_{HB} + 70.$ $\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 343 + 70 = 756 \text{ МПа};$ $\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 271 + 70 = 612 \text{ МПа}$
S_H		$S_H = 1,1$
N_{H0}		Для шестерни $H_1 = 343 \text{ НВ}$ $N_{H01} = 34 \cdot 10^6$ для колеса $H_2 = 271 \text{ НВ}$ $N_{H02} = 20 \cdot 10^6$

Инв. № подл. Искл. и дата Взам. инв. № инв. Искл. подл. и дата
 486 7/11/87 8.01.87

Продолжение табл. 2

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
N_{HE}	п. 2.2.7.7.	Учитываем лишь ту часть циклограммы нагружения, в которой число циклов действия нагрузки меньше или равно $2,4 N_{H0}$ Для шестерни $2,4 N_{H01} = 2,4 \cdot 34 \cdot 10^6 = 81,6 \cdot 10^6 < N_{\Sigma 1} = 135 \cdot 10^6$, принимаем $N_{\Sigma 1} = 81,6 \cdot 10^6$; $n_{ц1(1)} = 75 \cdot 10^6$ $n_{ц1(2)} = 81,6 \cdot 10^6 - 75 \cdot 10^6 = 6,6 \cdot 10^6$. Для колеса $2,4 N_{H02} = 2,4 \cdot 20 \cdot 10^6 = 48 \cdot 10^6 < N_{\Sigma 2} = 62 \cdot 10^6$, принимаем $N_{\Sigma 2} = 48 \cdot 10^6$; $n_{ц2(1)} = 38 \cdot 10^6$ $n_{ц2(2)} = 48 \cdot 10^6 - 38 \cdot 10^6 = 10^7$. $N_{HE1} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_1(i) + 2 T_{пр1}}{T_{1H} + 2 T_{пр1}} \right]^3 n_{ц(i)} \right\} =$ $= 75 \cdot 10^6 + \left(\frac{55 + 2 \cdot 123}{87 + 2 \cdot 123} \right)^3 \cdot 6,6 \cdot 10^6 =$ $= 80 \cdot 10^6$ $N_{HE2}^n = \sum_i n_{ц(i)} =$ $= 38 \cdot 10^6 + 10^7 = 48 \cdot 10^6$
K_{HL}	Раздел 2 [25]	$K_{HL1} = 1,0$ $\left(\frac{N_{HE1}}{N_{H01}} = 2,35 \right)$ $K_{HL2}^n = 1,0$ $\left(\frac{N_{HE2}^n}{N_{H02}} = 2,4 \right)$

Инв. подл.	Полп. и дата	Взам. инв.	Инв. подл.	Подп. и дата
486	Май 8.01.87			

Продолжение табл. 2

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
σ_{HP1}		$\sigma_{HP1} = \frac{0,9 \sigma_{Hlimb1} K_{HL1}}{S_H} =$ $= \frac{0,9 \cdot 756 \cdot 1}{1,1} = 618 \text{ МПа}$
σ_{HP2}^n	Табл. 2.4, п. 4	$\sigma_{HP2}^n = \frac{0,9 \sigma_{Hlimb2} K_{HL2}^n}{S_H} =$ $= \frac{0,9 \cdot 612 \cdot 1}{1,1} = 501 \text{ МПа}$
σ_{HP}		$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}; \sigma_{HP2}^n) = 501 \text{ МПа}$
d_1	П. 2.2.6.2	$d_1 = 770 \sqrt[3]{\frac{(T_{1H} + 2T_{HP1}) K_{HB}}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} =$ $= 770 \sqrt[3]{\frac{(87 + 2 \cdot 123) \cdot 1,03}{0,8 \cdot 501^2} \cdot \frac{2,5+1}{2,5}} =$ $= 103 \text{ мм}$

Таблица 3

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
z_2	Табл. 2.5	$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 2,5 = 50$
m		$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{103}{20} = 5,15 \text{ мм}$ Принимаем ближайшее значение по разделу 4 [25] $m = 5 \text{ мм}$

Продолжение табл. 3

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
b_w	Табл.2.5	$b_w = \psi_{bd} d_f = 0,8 \cdot 103 = 82 \text{ мм}$
b		Для шестерни $b_f = b_w = 82 \text{ мм}$ Для части разрезного колеса, закрепленной на валу $b_2^s = \frac{1 + K_{np}}{1 + 2 K_{np}} b_f = \frac{1 + 1,4}{1 + 2 \cdot 1,4} 82 = 52 \text{ мм}$ Для части разрезного колеса, незакрепленной на валу $b_2^n = b_f - b_2^s = 82 - 52 = 30 \text{ мм}$

1.5. После проведения геометрического расчета по [17] проводим проверочные расчеты на контактную выносливость и выносливость по изгибу

Мин. Испокл	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №докл	Подп. и дата
486	Майс 8.01.87			

2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДЛИТЕЛЬНО РАБОТАЮЩЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ
ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ (ПЕРЕДАЧА ГРУППЫ В) С
РАЗРЕЗНЫМ ЗУБЧАТЫМ КОЛЕСОМ

- 2.1. Исходные данные для расчета приведены в табл. 4.
2.2. Расчет на контактную выносливость приведен в табл. 5.
2.3. Расчет на выносливость при изгибе приведен в табл. 6.
2.4. Расчет КПД передачи при различных нагрузках приведен в табл. 7.

Таблица 4

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Число зубьев :			
шестерни	z_1		20
колеса	z_2		50
Модуль , мм	m		5
Угол наклона	β		0
Коэффициент смещения			
шестерни	x_1		0
колеса	x_2		0
Рабочая ширина венца, мм	b_H		82
Ширина венца , мм			
шестерни	b_1		82
части разрезного колеса, закрепленной на валу	b_2^s		52
части разрезного колеса, незакрепленной на валу	b_2^n		30

Продолжение табл.4

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Межосевое расстояние, мм	a_w	175	
Начальный диаметр, мм:			
шестерни	d_{w1}	100	—
колеса	d_{w2}	250	—
Делительный диаметр, мм:			
шестерни	d_1	—	100
колеса	d_2	—	250
Диаметр вершин зубьев, мм:			
шестерни	d_{a1}	—	110
колеса	d_{a2}	—	260
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	1,656	
Метод изготовления			
шестерни	—	Обкатка исходной производящей рейкой	
колеса	—		
Степень точности передачи по нормам плавности по [27]	—	8	
Наличие модификации профиля зуба	—	Зубчатые колеса без модификации	
Шероховатость поверхности зуба по [10], мкм			
шестерни	R_a	—	5,0(Rz20)
колеса	R_a	—	5,0(Rz20)

Исполн.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инт. докум.	Испол. и дата
486	Исполн. 8.01.87			

Продолжение табл.4

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Окружная скорость, м/с	v	1,2	
Циклограмма нагружения	—	См. черт.2	
Реверсивность передачи	—	—	Реверсивная
Вид заготовки : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	— —	—	Поковка Поковка
Марка стали : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	— —	40XH2MA по [12] 40X по [12]	
Способ термической или химико-термической обработки : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	— —	Улучшение Улучшение	
Шлифование переходной поверхности зуба : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	— —	—	Зубья не шлифованные
Деформационное упрочнение или электрохимическая обработка переходной поверхности : шестерни колеса (закрепленная и	—	—	Без упрочнения переход-

Инв.№подл. 486
Подп. и дата 3.01.87
Взам. инв. №
Инв. №дусл.
Подп. и дата

Продолжение табл.4

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
незакрепленная на валу части)	—	—	ной поверхности
Твердость поверхности зуба (средняя) :			
шестерни	H_1	343 HB	
колёса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	H_2	271 HB	
Расположение опор	—	Симметричное	
Вероятность неразрушения	—	—	0,99
Разрезной элемент передачи	—	Колесо	
Вид пружины	—	Растяжения	
Номер конструктивной схемы по табл.2.1.	—	3	

Таблица 5

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
Z_H	Раздел 2 [25]	$Z_H = 1,76 \quad (K = 0)$
Z_E		$Z_E = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,656}{3}} = 0,88$

Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № подл. Подп. и дата.

486 8.01.87

Продолжение табл.5

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
K_{HL}	Раздел 2 [25]	$K_{HL1} = 1,0$; $K_{HL2}^n = 1,0$ (определены в табл.2)
σ_{Hlimb} ; S_H		$\sigma_{Hlimb1} = 756$ МПа; $\sigma_{Hlimb2} = 612$ МПа (для обеих частей разрезного колеса); $S_H = 1,1$. Эти параметры определены в табл.2.
Z_R		$Z_R = 0,90$ ($Rz = 20$ мкм)
Z_V		$Z_V = 1$ ($V = 1,2$ м/с)
K_{xH}		$K_{xH1} = 1$ ($d_{w1} = 100$ мм); $K_{xH2} = 1$ ($d_{w2} = 250$ мм)
σ_{HP1}	П.2.2.6.4	$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} K_{HL1}}{S_H} Z_R Z_V K_{xH} =$ $= \frac{756 \cdot 1,0}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 618 \text{ МПа}$
σ_{HP2}^n		$\sigma_{HP2}^n = \frac{\sigma_{Hlimb2} K_{HL2}^n}{S_H} Z_R Z_V K_{xH} =$ $= \frac{612 \cdot 1,0}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 501 \text{ МПа}$
σ_{HP}	П.2.2.6.4	$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}; \sigma_{HP2}^n);$ $\sigma_{HP} = 501 \text{ МПа}$

Инв. № докл	Полн. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докл	Полн. и дата
486	Май 8.01.87			

Продолжение табл.5

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
-	П.2.2.7.2.	Для неразрезного зубчатого колеса необходимо выполнить условие $\sigma_H \leq \sigma_{HP};$ $\sigma_H = 470 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 501 \text{ МПа},$ условие прочности выполнено

Таблица 6

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
T_{1F}	Черт. 2; раздел I [25]	$T_{1F} = T_{1(1)} = 87 \text{ Н.м} \quad (n_{ц1(1)} > 5 \cdot 10^4)$
T_{np1}	П.2.2.2	$T_{np1} = 123 \text{ Н.м} \quad (\text{определен в табл.2})$
F_{TF1}	П.2.2.9.3	$F_{TF1} = \frac{2000 (T_{1F} + 2 T_{np1})}{d_1} =$ $= \frac{2000 \cdot (87 + 2 \cdot 123)}{100} = 6660 \text{ Н}$
F_{TF2}^S		$F_{TF2}^S = \frac{2000 (T_{1F} + T_{np1})}{d_1} =$ $= \frac{2000 \cdot (87 + 123)}{100} = 4200 \text{ Н}$

Имя, Фамилия, Имя Отчество, Подпись, Дата, Взам. Инв. Инв. № докум. Подп. и дата

486 8.01.87

Продолжение табл.6

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
Y_E	Раздел 6 [25]	$Y_E = 1$ (предварительное значение)
σ_{F1}	П.2.2.9.3	$\sigma_{F1} = \frac{F_{TF1} K_{F\alpha} K_{FB} K_{FV}}{b_1 m} Y_{F1} Y_E =$ $= \frac{6660 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,113}{82 \cdot 5} 4,15 \cdot 1 = 80 \text{ МПа}$
σ_{F2}^S	П.2.2.9.4	$\sigma_{F2}^S = \frac{F_{TF2}^S K_{F\alpha} K_{FB} K_{FV}}{b_2^S m} Y_{F2} Y_E =$ $= \frac{4200 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,113}{52 \cdot 5} 3,73 \cdot 1 = 71,6 \text{ МПа}$
σ_{F2}^n	П.2.2.9.5	$\sigma_{F2}^n = \frac{F_{TF2}^n K_{F\alpha} K_{FB} K_{FV}}{b_2^n m} Y_{F2} Y_E =$ $= \frac{2460 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,113}{30 \cdot 5} 3,73 \cdot 1 = 72,8 \text{ МПа}$
σ_{FLimb}^0	Раздел 6 [25]	$\sigma_{FLimb}^0 = 1,8 H_{HB};$ $\sigma_{FLimb1}^0 = 1,8 \cdot 343 = 617 \text{ МПа};$ $\sigma_{FLimb2}^0 = 1,8 \cdot 271 = 488 \text{ МПа}$
K_{Fg}		$K_{Fg1} = K_{Fg2} = 1$
K_{Fd}		$K_{Fd1} = K_{Fd2} = 1$
K_{Fc1}	П.2.2.9.6	$K_{Fc1} = 0,65$
K_{Fc2}	П.2.2.9.7	$K_{Fc2} = 1$

Черт. 486
 Подп. и дата
 8.01.87
 Взам. инв.
 Инв. № подл.
 Подп. и дата

Продолжение табл. 6

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
S_F'	Раздел 6 [25]	$S_F' = 1,76$
S_F''		$S_{F1}'' = S_{F2}'' = 1$
S_F		$S_F = S_F' S_F'' = 1,76 \cdot 1 = 1,76$
m_F		$m_F = 6 \quad (H_I < 350 \text{ НВ}; H_2 < 350 \text{ НВ})$
N_{FE}	П.2.2.9.8	Проверяем условия для исключения из расчета N_{FE} малых нагрузок $\frac{0,7 \sigma_{Flimb1}^D}{S_F} = \frac{0,7 \cdot 617}{1,76} = 245 \text{ МПа;}$ $\frac{0,7 \sigma_{Flimb2}^D}{S_F} = \frac{0,7 \cdot 488}{1,76} = 194 \text{ МПа}$ $\sigma_{F1(1)} = \sigma_{F1} = 80 \text{ МПа (определено выше)}$ $\sigma_{F1(2)} = \sigma_{F1} \frac{T_{1(2)} + 2 T_{np1}}{T_{1F} + 2 T_{np1}} =$ $= 80 \frac{55 + 2 \cdot 123}{87 + 2 \cdot 123} = 72,3 \text{ МПа;}$ $\sigma_{F2(1)}^S = \sigma_{F2}^S = 70 \text{ МПа (определено выше)}$ $\sigma_{F2(2)}^S = \sigma_{F2}^S \frac{T_{1(2)} + T_{np1}}{T_{1F} + T_{np1}} =$ $= 70 \frac{55 + 123}{87 + 123} = 59 \text{ МПа;}$

Изд. испол.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. подл.	Подп. и дата
486	Ильин 8.04.87			

Продолжение табл.6

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	П.2.2.9.8	Исключаем из расчета нагрузки, которым соответствуют значения σ_F меньше, чем $\frac{0,7 \sigma_{FLimb}^0}{S_F}$, за исключением расчетной $N_{FE1} = n_{41(1)} = 75 \cdot 10^6;$ $N_{FE2}^S = n_{2(1)} = 38 \cdot 10^6;$ $N_{FE2}^n = n_{42(1)} + n_{42(2)} =$ $= 38 \cdot 10^6 + 24 \cdot 10^6 = 62 \cdot 10^6$
N_{FD}	Раздел 6 [25]	$N_{FD} = 4 \cdot 10^6$
K_{FL}		$K_{FL1} = I \quad (N_{FE1} > N_{FD});$ $K_{FL2}^S = I \quad (N_{FE2}^S > N_{FD});$ $K_{FL2}^n = I \quad (N_{FE2}^n > N_{FD})$
σ_{FLim}		$\sigma_{FLim1} = \sigma_{FLimb1}^0 K_{Fg1} K_{Fd1} K_{FE1} K_{FL1} =$ $= 617 \cdot I \cdot I \cdot 0,65 \cdot I = 401 \text{ МПа};$ $\sigma_{FLim2}^S = \sigma_{FLimb2}^0 K_{Fg2} K_{Fd2} K_{FE2} K_{FL2}^S =$ $= 488 \cdot I \cdot I \cdot I \cdot I = 488 \text{ МПа};$ $\sigma_{FLim2}^n = \sigma_{FLimb2}^S = 488 \text{ МПа}$
Y_S		$Y_S = 0,96 \quad (m = 5 \text{ мм})$
Y_R		$Y_R = I \quad (R_z = 20 \text{ мкм})$
K_{XF}		$K_{XF1} = I \quad (\sigma_{a1} = 110 \text{ МПа});$ $K_{XF2} = I \quad (\sigma_{a2} = 260 \text{ МПа})$

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № подл. Подп. и дата

486

Удостоверение 8.01.87

Продолжение табл.7

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	Табл. 2.С, п. I	$\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left(2 \frac{T_{np2}}{T_{2(I)}} + 1 \right)},$ где $\psi = 2,3 f \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)$. Коэффициент трения f принимаем 0,12 $\psi = 2,3 \cdot 0,12 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{50} \right) = 0,019$ $\eta_{3(I)} = \frac{1}{1 + 0,019 \left(2 \frac{280}{200} + 1 \right)} = 0,93$
$\eta_{3(II)}$	Табл.2.6, п.2	На участке II (см. черт. I) нагрузка T_{2II} не прижимает к неразрезному зубчатому колесу (шестерне) закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса $\eta_{3(II)} = \frac{1}{1 + \psi \left(2 \frac{T_{np2}}{T_{2II}} - 1 \right)} =$ $= \frac{1}{1 + 0,019 \left(2 \frac{280}{200} - 1 \right)} = 0,966$
η_n	Раздел 10 [25]	$\eta_n = 0,995$ (опоры трения качения)
γ_{so}		Определяем параметр x $x = \frac{H_{HV} \sigma_H^2}{10^5 \gamma}$ H_{HV} — наименьшее значение твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса, $H = 272 HV$; σ_H — наименьшее значение из σ_H , σ_H^s . $\sigma_H^s = \sigma_H^s = 466 \text{ МПа}$;

Инв. № подл.	Подп.	И. дата	Взам. инв.	Инв. № докл.	Подп. и. дата
486	Иванов	8.01.87			

Продолжение табл. 7

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	Раздел 10 [25]	$x = \frac{272 \cdot 466^2}{10^5 \cdot 1,2} = 492$
		$\nu_{50} = 125 \text{ мм}^2/\text{с}$
n		$n = 2,81 (\nu_{50} = 125 \text{ мм}^2/\text{с})$
ν_t		При $t = 70^\circ \text{C}$ $(\frac{50}{t})^n = 0,38$ $\nu_t = \nu_{50} (\frac{50}{t})^n = 125 \cdot 0,38 = 47,5 \text{ мм}^2/\text{с}$
η_p	П.2.2.10.1	Смазка окунанием $\eta_p = 1 - \frac{10,4 \nu b_w \sqrt{\frac{\nu_t}{z_1 + z_2}}}{100 N} =$ $= 1 - \frac{10,4 \cdot 1,2 \cdot 82 \sqrt{\frac{47,5}{20+50}}}{100 \cdot 220} = 0,962$
η		$N = 220 \text{ кВт}$ $\eta = \eta_z \eta_n \eta_p ;$ $\eta_I = 0,93 \cdot 0,995 \cdot 0,962 = 0,89 ;$ $\eta_{II} = 0,966 \cdot 0,995 \cdot 0,962 = 0,925$

Изм. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Изм. №	Подп. и дата
486	Иванов 8.01.87			

3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДЛИТЕЛЬНО РАБОТАЮЩЕЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ (ПЕРЕДАЧА ГРУППЫ В) С РАЗРЕЗНЫМ ЗУБЧАТЫМ КОЛЕСОМ

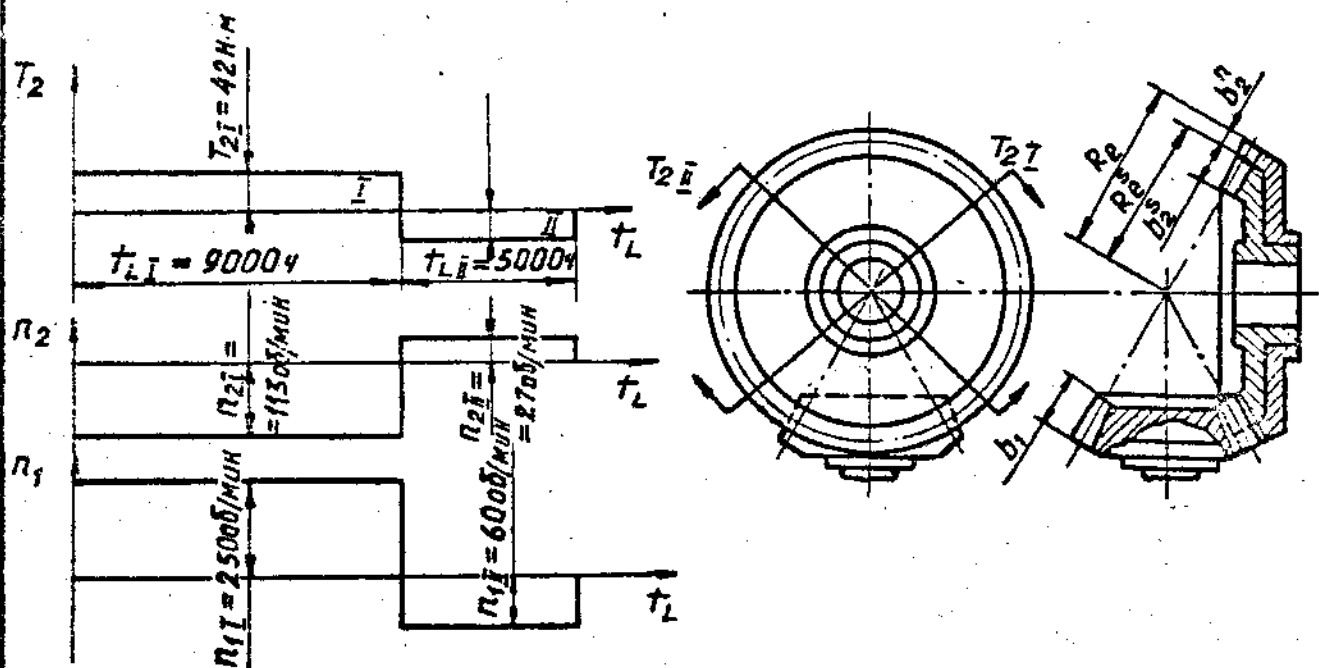
3.1. Исходные данные для расчета приведены в табл.8.

3.2. Расчет КПД зацепления при различных нагрузках приведен в табл.9.

3.3. Расчет на контактную выносливость приведен в табл.10.

3.4. Расчет на выносливость при изгибе приведен в табл.11.

График нагружения и схема действия моментов



Черт.3

ИЗМ. И ПОДП. ПОДП. И ДАТА ВЗАИМ. ИЗМ. И ПОДП. И ДАТА
486 8.01.87

Таблица 8

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Число зубьев : шестерни колеса	z_1	18	
	z_2	40	
Внешний окружной модуль, мм	m_e	7	
Межосевой угол, ...°	Σ	90	
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	131,5	
Радиус закругления резцов, мм	ρ_{ko}	1,8	
Ширина зубчатого венца, мм: шестерни части разрезного колеса, закрепленной на валу части разрезного колеса, незакрепленной на валу	b_1	40	
	b_2^s	27,3	
	b_2^n	12,7	
Передаточное число	u	2,22	
Внешний делительный диаметр шестерни, мм	d_{e1}	108	
Окружная скорость, (на окружности d_1), м/с	v_m	1,21	
Степень точности передачи по [29]	—	8	
Шероховатость поверхности зуба по [10], мкм: шестерни колеса	Ra	2,5	
	Ra	2,5	

Инв. Инв. Подп. и дата

Взам. инв. Инв. Инв. Подп. и дата

486 8-01-87

Продолжение табл. 8

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Циклограмма нагружения	—	См. черт. 4	
Реверсивность передачи	—		Реверсивная
Марка стали : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	—	40X 40X	
Способ термической или химико-термической обработки : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	—	Улучшение Улучшение	
Твердость поверхности зуба (средняя) : шестерни колеса (закрепленная и незакрепленная на валу части)	H_1 H_2	304 HB 249 HB	
Расположение опор	—	Шестерня и колесо имеют двухсторонние опоры	
Разрезной элемент передачи	—	Колесо	
Число оборотов за время одного цикла нагрузки: шестерни колеса	— —	— —	2240 1010

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. Инв. № подл. Подп. и дата
486 8.01.87

Продолжение табл. 8

Наименование параметра	Обозначение	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе
		Числовое значение, указание	
Число реверсов за один цикл нагрузки	—	I	
Температура смазочного масла, °C		Обычные условия	
Момент от действия пружин, Н.м	$T_{пр2}$	54,5	
Конструктивная схема	—	Табл. 2.8, п. I и черт. 3	
Угол делительного конуса			
шестерни	δ_1	$21^{\circ}13'40''$	
колеса	δ_2	$65^{\circ}46'20''$	

Таблица 9

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
η_{3I}	Табл. 2.15, п. I	На участке I (см. черт. 3) нагрузка T_{2I} прижимает к неразрезному зубчатому колесу (шестерне) закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса $\eta_3 = \frac{1}{1 + \psi \left(2 \frac{T_{пр2}}{T_{2(I)}} + 1 \right)}$

Изм. №	Исполн.	Дата	Взам. инв.	Изм. №	Исполн.	Дата
486	Маслов	8.01.87				

Продолжение табл. 9

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	Табл. 2.15, п. 1	где $\psi = 3,7 f \left(\frac{\cos \delta_1}{z_1} + \frac{\cos \delta_2}{z_2} \right)$. Коэффициент трения f принимаем 0,12 $\psi = 3,7 \cdot 0,12 \left(\frac{\cos 24^\circ 13' 40''}{18} + \frac{\cos 65^\circ 46' 20''}{40} \right) = 0,03$ $\eta_{3I} = \frac{1}{1 + 0,03 \left(2 \frac{54,5}{42} + 1 \right)} = 0,9$
η_{3II}	Табл. 2.15, п. 2	На участке II (см. черт. 3) нагрузка T_{2II} не прижимает к неразрезному зубчатому колесу (шестерне) закрепленную на валу часть разрезного зубчатого колеса $\eta_{3II} = \frac{1}{1 + 0,03 \left(2 \frac{T_{пр2}}{T_{2(i)}} - 1 \right)} = \frac{1}{1 + 0,03 \left(2 \frac{54,5}{39} - 1 \right)} = 0,95$

3.5. График нагружения (см. черт. 3) преобразуем в приведенную циклограмму нагружения (п. 2.1.3 настоящего стандарта).

Для приведенной циклограммы нагружения определяем следующие параметры:

моменты на шестерне по формулам (п. 2.1.2 настоящего стандарта) учитывая, что на участках I и II колесо – ведомое (п. 2.1.1)

$$T_{II} = \frac{T_{2I}}{u \eta} = \frac{42}{2,22 \cdot 0,9} = 21 ;$$

$$T_{1\bar{II}} = \frac{T_{2\bar{II}}}{\eta} = \frac{39}{2,22 \cdot 0,95} = 18,5.$$

где $\eta = \eta_{3I} = 0,9$ и $\eta = \eta_{3\bar{II}} = 0,95$ при расчете T_{1I} и $T_{1\bar{II}}$ соответственно см. п.2.1.2.

Число циклов перемены напряжений $n_{(i)}$ за время действия нагрузки $T_{1(i)}$ определяют по разделу I [26]

$$n_{ci(i)} = 60 \gamma_w n_{(i)} T_{1(i)}, \quad \text{где } \gamma_w = 1;$$

для шестерни:

$$n_{c1(1)} = 60 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 9000 = 135 \cdot 10^6$$

$$n_{c1(2)} = 60 \cdot 1 \cdot 60 \cdot 5000 = 18 \cdot 10^6$$

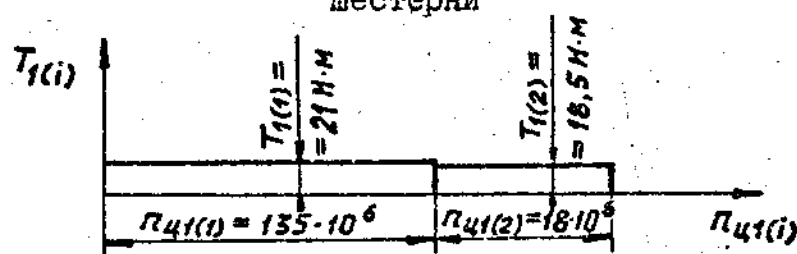
для колеса:

$$n_{c2(1)} = 60 \cdot 1 \cdot 113 \cdot 9000 = 61 \cdot 10^6$$

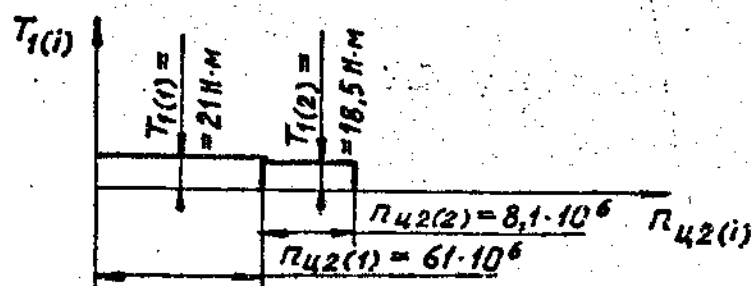
$$n_{c2(2)} = 60 \cdot 1 \cdot 27 \cdot 5000 = 8,1 \cdot 10^6$$

На приведенной циклограмме нагружения нагрузки, действующие на зубчатое колесо, принимаем положительными и располагаем в порядке уменьшения значений (черт.4)

Приведенная циклограмма нагружения шестерни



колеса



Черт.4

Инв. лист	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. бл.	Подп. и дата
486	Иванов 8.01.87			

Таблица 10

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
J_H	Раздел 2 [26]	При $\alpha_n = 20^\circ$, $\beta_n = 0$, $\Sigma = 90^\circ$, $z_1 = 18$, $z_2 = 40$, $J_H = 0,075$
Z_H		$Z_H = \sqrt{\frac{1}{J_H}} = \sqrt{\frac{1}{0,075}} = 3,65$
Z_M		Для стальных зубчатых колес $Z_M = 234 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$
T_1	П. 2.3.2	При $n_{ц1} = 135 \cdot 10^6 > 200$ принимаем $T_1 = T_{1H} = T_{1F} = T_1 = 21 \text{ Н.м}$
$T_{пр1}$		$T_{пр1} = k_{пр} T_1 = 1,3 \cdot 21 = 27,3 \text{ Н.м}$, где $k_{пр} = \frac{T_{пр2}}{T_2} = \frac{54,5}{42} = 1,3$
K_v	Раздел 2 [26]	Для степени точности 8 по [29] и $v_m = 1,21 \text{ м/с}$ $K_v = 1,3$
K_β		При двухсторонних опорах у шестерни и колеса $K_\beta = 1,05$
σ_H	Табл. 2.13	$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000 (T_{1H} + 2 T_{пр1}) K_v K_\beta}{b}} =$ $= \frac{3,65 \cdot 234}{108} \sqrt{\frac{2000 (21 + 2 \cdot 27,3) \cdot 1,3 \cdot 1,5}{40}} =$ $= 568 \text{ МПа}$
d_{e1}^s		$d_{e1}^s = d_{e1} \frac{R_e - b^n}{R_e} = 108 \frac{131,5 - 12,7}{131,5} =$ $= 97,56$

Продолжение табл. 10

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
σ_H^s	Табл. 2.13	$\sigma_H^s = \frac{Z_H Z_M}{d_{E1}^s} \sqrt{\frac{2000 (T_{1H} + T_{пр1}) K_V K_\beta}{b^s}} =$ $= \frac{3,65 \cdot 234}{97,56} \sqrt{\frac{2000 (21 + 27,3) \cdot 1,8 \cdot 1,05}{27,3}} =$ $= 608 \text{ МПа}$
σ_H^n		$\sigma_H^n = \frac{Z_H Z_M}{d_{E1}^n} \sqrt{\frac{2000 T_{пр1} K_V K_\beta}{b^n}} =$ $= \frac{3,65 \cdot 234}{108} \sqrt{\frac{2000 \cdot 27,3 \cdot 1,3 \cdot 1,05}{12,7}} =$ $= 605 \text{ МПа}$
N_{H0}	Раздел 2 [26]	$N_{H01} = 25 \cdot 10^6 \text{ при } H_1 = 304 \text{ НВ ;}$ $N_{H02} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ при } H_2 = 249 \text{ НВ}$
K_{HL2}	П. 2.3.9.4	При $n_{ц1I} = 135 \cdot 10^6 > N_{H01} = 25 \cdot 10^6$ $n_{ц2I} = 61 \cdot 10^6 > N_{H02} = 12,5 \cdot 10^6$ $K_{HL2} = 1$ (для обеих частей разрезного колеса)
σ_{Hlimb2}^0	Раздел 2 [26]	Для прямозубых зубчатых колес из легированных улучшенных сталей при $H_2 = 249 \text{ НВ}$ $\sigma_{Hlimb2}^0 = 3,2 H_{HB} = 3,2 \cdot 249 =$ $= 797 \text{ МПа}$ (для обеих частей колеса)
Z_R		При шероховатости поверхности $Ra = 2,5$ $Z_R = 1$
K_L		$K_L = 1$

Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № подл. Подп. и дата.

Удостоверение 8.01.87

486

Продолжение табл. 10

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
K_f	Раздел 2 [26]	При температуре смазочного масла $t = 65^\circ\text{C}$ $K_f = 1$
S_H		$S_H = 1,25$ при максимальной надежности
σ_{HP2}^S	П. 2.3.9.4	$\sigma_{HP2}^S = \frac{\sigma_{Hlimb2}^0}{S_H} K_{HL2} Z_R K_L K_f = \frac{797}{1,25} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 =$ $= 638 \text{ МПа}$
σ_{HP2}^n	П. 2.3.9.4	$\sigma_{HP2}^n = \sigma_{HP2}^S = 638 \text{ МПа}$
-	П. 2.3.9.2	Для части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу необходимо выполнить условие $\sigma_H^S \leq \sigma_{HP}^S$ $\sigma_{H2}^S = 608 \text{ МПа} < \sigma_{HP2}^S = 638 \text{ МПа}$ Для части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу необходимо выполнить условие $\sigma_H^n \leq \sigma_{HP}^n$ $\sigma_{H2}^n = 605 \text{ МПа} < \sigma_{HP2}^n = 638 \text{ МПа}$ Условия прочности выполнены.

Изм. № 1 Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № Подп. и дата
486 8.01.87

Продолжение табл. II

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
σ_{F2}^s	Табл. 2.14	$\sigma_{F2}^s = \frac{2000(T_{IF} + T_{np1}) K_Y K_\beta K_X Y_{F2}}{b^s d_{e1}^s m_e^s} =$ $\frac{2000(21+27,3)1,30 \cdot 1,05 \cdot 0,72 \cdot 4,237}{27,3 \cdot 97,56 \cdot 7} =$ $= 21 \text{ МПа}$ $d_{e1}^s \text{ определено в табл. 10}$
σ_{F2}^n		$\sigma_{F2}^n = \frac{2000 T_{np1} K_Y K_\beta K_X Y_{F2}}{b^n d_{e1} m_e} =$ $= \frac{2000 \cdot 27,3 \cdot 1,05 \cdot 1,30 \cdot 0,72 \cdot 4,237}{12,7 \cdot 108 \cdot 7} =$ $= 23,2 \text{ МПа}$
σ_{FLimb}^c	П. 2.3.11.4	Для прямозубых зубчатых колес из легированных улучшенных сталей при $H_I = 304 \text{ НВ}$ $\sigma_{FLimb1}^c = 135 \text{ МПа}$; при $H_2 = 249 \text{ НВ}$ $\sigma_{FLimb2}^c = 118 \text{ МПа}$ (для обеих частей колеса)
N_{FD}		$N_{FD1} = N_{FD2} = 6 \cdot 10^6$
K_{FL}		При $\rho_{\alpha 1(1)} = 135 \cdot 10^6 > N_{FD1} = 6 \cdot 10^6$ $K_{FL1} = 1$; При $\rho_{\alpha 2(1)} = 61 \cdot 10^6 > N_{FD2} = 6 \cdot 10^6$ $K_{FL2} = 1$ (для обеих частей колеса)

Изм. № подл. Подп. и дата
486 8.01.87

Изм. № подл. Подп. и дата
Изм. № подл. Подп. и дата

Продолжение табл. II

Обозначение параметра	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
S_F	Раздел 4 [26]	$S_F = 2$
Π		$\Pi = 1 + \frac{0,43 P}{\sqrt[12]{W}}$ $P = 1, \text{ так как } T_{IF} = T_{IF}$ $W_1 = \frac{2240}{1} = 2240$ $\Pi_1 = 1 + \frac{0,43}{\sqrt[12]{2240}} = 1 + \frac{0,43}{1,90} = 1 + 0,23 =$ $= 1,23$ $\Pi_2 = 1 \text{ (по п.2.3.II.5)}$
σ_{FP}		$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim}^0 K_{FL}}{S_F \Pi}$ $\sigma_{FP1} = \frac{135 \cdot 1}{2 \cdot 1,23} = 54,9 \text{ МПа;}$ $\sigma_{FP2}^S = \frac{118 \cdot 1}{2 \cdot 1} = 59 \text{ МПа;}$ $\sigma_{FP2}^n = \frac{118 \cdot 1}{2 \cdot 1} = 59 \text{ МПа}$
-	п.2.3.II.2	$\sigma_{F1} = 18 \text{ МПа} < \sigma_{FP1} = 54,9 \text{ МПа;}$ $\sigma_{F2}^S = 21,5 \text{ МПа} < \sigma_{FP2}^S = 59 \text{ МПа;}$ $\sigma_{F2}^n = 23,2 \text{ МПа} < \sigma_{FP2}^n = 59 \text{ МПа}$ Условия прочности выполнены

Исполн. и дата: _____

Взам. инв. №: _____

Инв. №: _____

486

4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С РАЗРЕЗНЫМ ЧЕРВЯЧНЫМ КОЛЕСОМ

4.1. Исходные данные (табл. II)

4.1.1. Схема действия моментов на передачу показана на черт. 5.

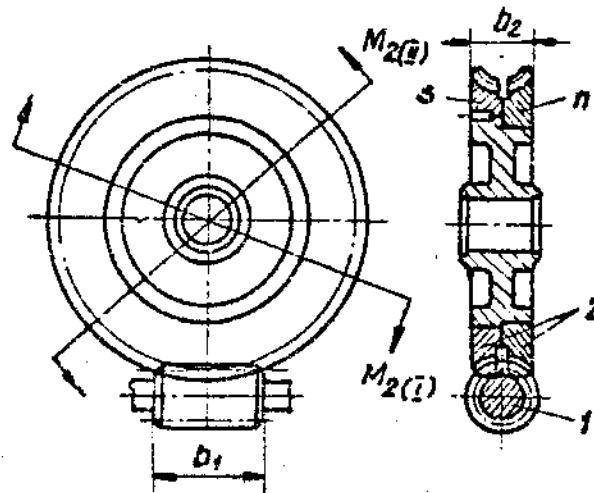
4.1.2. Циклограмма нагружения приведена на черт. 7.

4.2. Проверочный расчет на контактную выносливость приведен в табл. 12.

4.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе приведен в табл. 13.

4.4. Расчет коэффициента полезного действия приведен в табл. 14 (КПД определяют для каждой ступени нагружения).

Схема действия моментов



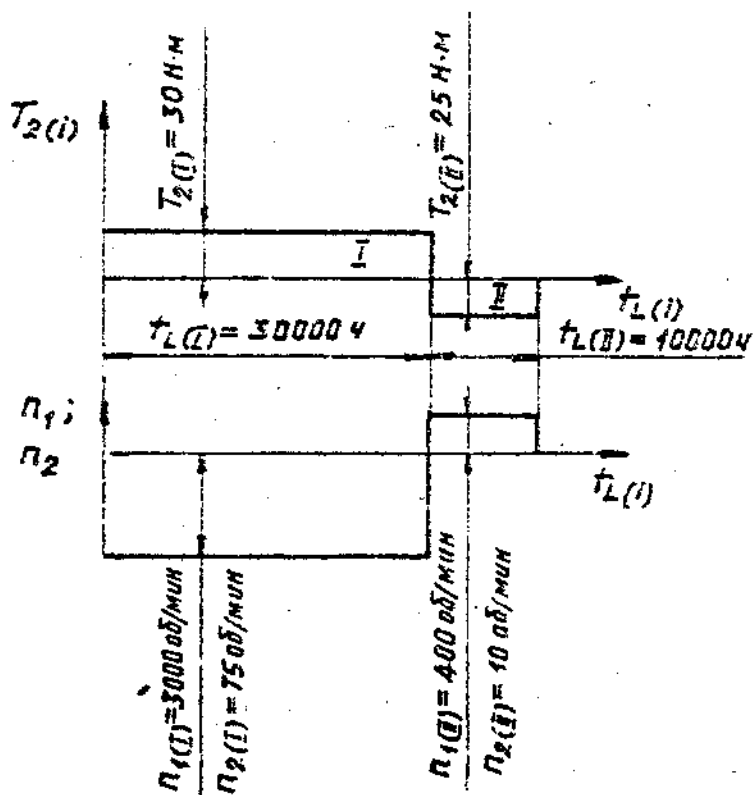
1 - неразрезной червяк ;

2 - разрезное червячное колесо

Черт. 5

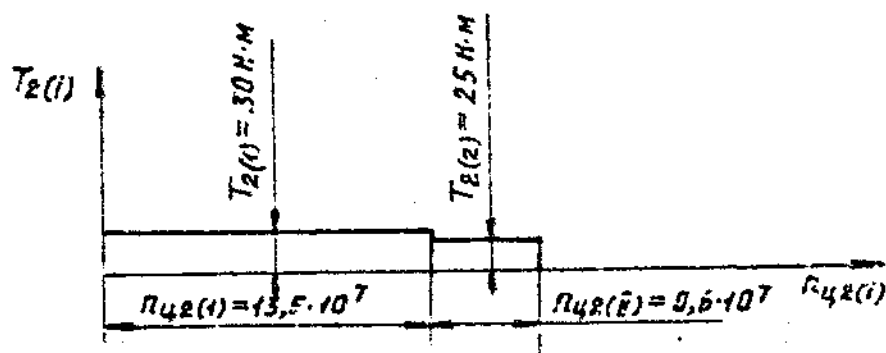
Ив. Епидл	Почт. и дата	Взам. инв.	Ив. Епидл	Почт. и дата
486	Май 8.01.87			

График нагружения червячного колеса



Черт. 6

Циклограмма нагружения червячного колеса



Черт. 7

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № докум.	Подп. и дата
486	Иванов 8.01.87			

Продолжение табл. II

Наименование параметра	Обозначение	Расчет по контактным напряжениям	Расчет по изгибным напряжениям
		Числовое значение, указание	
Степень точности передачи	-	6 по [23]	
Коэффициент смещения червяка	x	-	0
Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	42	
Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	$b_2 = 0,75 d_1 = 32$	-
Форма зубчатого венца червячного колеса	-	Форма I (табл. 2.19)	
Момент от действия пружин, Н·м	$T_{пр2}$	39	
Конструктивная схема	-	по табл. 2.16, п. 6	
Ведущее звено	-	Червяк	

Таблица 12

Проверочный расчет на контактную выносливость

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
T_2	П. 2.4.2.4	$T_2 = T_{2(n)} = 30 \text{ Н·м}$, так как $n_{ц2(n)} = 13,5 \cdot 10^7 > 500$ (см. черт. 7 данного приложения)
K_p	П. 2.4.3.1	$K_p = 2,5$

Инв. №подл. Полн. и дата. Взам. инв. №. Подп. и дата.

486. 20.08.87

Продолжение табл. 12

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
σ_H	Табл. 2.20	При $z_1 = 2$, $q = 12$ и $b_2 = 0,75 d_{a1}$ $\sigma_H = \frac{16 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{\kappa_D (T_2 + T_{np2})}{d_1}} =$ $= \frac{16 \cdot 10^3}{240} \sqrt{\frac{2,5 \cdot (30 + 39)}{36}} = 146 \text{ МПа}$
σ_{HPO}	Табл. 2.21, п. 1	$\sigma_{HPO} = 228 \text{ МПа}$ ($H_I > 45 \text{ HRC}_3$ материал червячного колеса БрО10Ф1; литье в кокиль)
N_{HE2}	Табл. 2.21, п. 2.1	$N_{HE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_2(i) + T_{np2}}{T_2 + T_{np2}} \right]^4 n_{u2(i)} \right\} =$ $= \left(\frac{30 + 39}{30 + 39} \right)^4 \cdot 13,5 \cdot 10^7 + \left(\frac{25 + 39}{30 + 39} \right)^4 \cdot 0,6 \cdot 10^7 =$ $= 13,9 \cdot 10^7$
K_{HL}	Табл. 2.21, п. 2	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{13,9 \cdot 10^7}} = 0,72$
σ_{HP}	П. 2.4.3.2	$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} \cdot K_{HL} = 228 \cdot 0,72 = 164 \text{ МПа}$
-	П. 2.4.3.1	$\sigma_H = 146 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 164 \text{ МПа},$ условие прочности выполнено

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. Инв. № подл. Подп. и дата
486 8.01.87

Таблица 13

Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
$T_2 ;$ K_p	Табл.12 данного приложения	$T_2 = 30 \text{ Н}\cdot\text{м};$ $K_p = 2,5$
Y_{F2}	Черт.2.12	$Y_{F2} = 3,45 \quad (z_2 = 80; \quad s_a^* = 0,5 \mu)$
σ_F	Табл.2.20	$\sigma_F = \frac{1,35 \cdot 10^5 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d_1 d_2 m \cos \gamma} =$ $= \frac{1,35 \cdot 10^5 \cdot (30 + 39) \cdot 2,5 \cdot 3,45}{36 \cdot 240 \cdot 3 \cdot 0,98639} = 31,4 \text{ МПа}$
σ_{FP}^0	Табл.2.25	$\sigma_{FP}^0 = 55 \text{ МПа}$ (материал червячного колеса БрО10Ф1)
N_{FE2}	Табл.2.24, п.2.1	$N_{FE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_2(i) + T_{np2}}{T_2 + T_{np2}} \right]^9 n_{42(i)} \right\} =$ $= \left(\frac{30 + 39}{30 + 39} \right)^9 \cdot 13,5 \cdot 10^7 + \left(\frac{25 + 39}{30 + 39} \right)^9 \cdot 0,6 \cdot 10^7 =$ $= 13,8 \cdot 10^7$
K_{FL}	Табл.2.24, п.2	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{13,8 \cdot 10^7}} = 0,578$
σ_{FP}	П.2.4.5.2	$\sigma_{FP} = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FL} = 55 \cdot 0,578 = 31,8 \text{ МПа}$
—	П.2.4.5.1	$\sigma_F = 31,4 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 31,8 \text{ МПа},$ условие прочности выполнено

Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. № Инв. № подл. Подп. и дата

436

8.01.87

Таблица I4

Определение КПД передачи

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
v_s	П.2.4.3.2	$v_s = \frac{d_1 n_1}{19000 \cos \gamma}$ $v_{s(I)} = \frac{36 \cdot 3000}{19000 \cdot 0,986} = 5,76 \text{ м/с ;}$ $v_{s(II)} = \frac{36 \cdot 400}{19000 \cdot 0,986} = 0,77 \text{ м/с}$
φ	Черт.2.13	$\varphi_{(I)} = 1^\circ 30' (v_{s(I)} = 5,76 \text{ м/с, материал червячного колеса Бр010Ф1})$ $\varphi_{(II)} = 3^\circ 24' (v_{s(II)} = 0,77 \text{ м/с, материал червячного колеса Бр310Ф1})$
η_3	Табл.2.27	Червячное колесо – ведомое. На участке I (см. черт.5 данного приложения) внешний момент $T_2(I)$ прижимает к червяку часть S колеса, $\gamma = 9^\circ 27' 44'' > \varphi_{(I)} = 1^\circ 30'$ $T_1(I) = \frac{[T_2(I) + T_{np2}] \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma} =$ $= \frac{(30 + 39) \operatorname{tg}(9^\circ 27' 44'' + 1^\circ 30') - 39 \operatorname{tg}(9^\circ 27' 44'' - 1^\circ 30')}{40 \operatorname{tg} 9^\circ 27' 44''}$ $= 1,187 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $\eta_{3(I)} = \frac{T_2(I)}{T_1(I) u}; \eta_{3(II)} = \frac{30}{1,187 \cdot 40} = 0,63$ На участке II (см. черт.5 данного приложения) внешний момент $T_2(II)$ не прижимает к червяку часть S колеса, $\gamma = 9^\circ 27' 44'' > \varphi_{(II)} = 3^\circ 24'$ $T_1(II) = \frac{T_{np2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) - [T_{np2} - T_2(II)] \operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{u \operatorname{tg} \gamma} =$

Продолжение табл. I4

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
		$= \frac{39 \operatorname{tg}(9^{\circ} 27' 44'' + 3^{\circ} 24') - (39 - 25) \operatorname{tg}(9^{\circ} 27' 44'' - 3^{\circ} 24')}{40 \operatorname{tg} 9^{\circ} 27' 44''}$ $= 1,113 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $\eta_{3(II)} = \frac{T_{2(II)}}{T_{1(II)} \cdot u} = \frac{25}{1,113 \cdot 40} = 0,56$
η_n	Табл. 2.26, п. 2	$\eta_n = 0,98$ (подшипники трения качения)
ν	Табл. 2.26, п. 3. I	В масло погружен червяк. $\nu_{1(I)} = \frac{d_1 n_{1(I)}}{19000} = \frac{36 \cdot 3000}{19000} = 5,7 \text{ м/с},$ $\nu_{1(II)} = \frac{d_1 n_{1(II)}}{19000} = \frac{36 \cdot 400}{19000} = 0,76 \text{ м/с}$
ν_{50}	Табл. 2.29	$\nu_{50(I)} = 120 \text{ мм}^2/\text{с} \quad (\nu_{1(I)} = 5,7 \text{ м/с})$ $\nu_{50(II)} = 180 \text{ мм}^2/\text{с} \quad (\nu_{1(II)} = 0,76 \text{ м/с})$
ν_f	Табл. 2.26, п. 3.2	$\nu_f = \nu_{50} \left(\frac{50}{\nu} \right)^{2,6}; \quad \nu = 70^{\circ} \text{C};$ $\left(\frac{50}{70} \right)^{2,6} = 0,41 \text{ по графику (черт. 2.14);}$ $\nu_{f(I)} = 120 \cdot 0,41 = 49,2 \text{ мм}^2/\text{с};$ $\nu_{f(II)} = 180 \cdot 0,41 = 73,8 \text{ мм}^2/\text{с}$
η_p	Табл. 2.26, п. 3	$\eta_p = 1 - \frac{\nu_1 b_1 \sqrt{\nu_1 \nu_f}}{1,36 N_2 10^6}, \quad b_1 = 70 \text{ мм},$ где $N_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} T_m n_m$, $T_m = \frac{\sum T(i) t_{L(i)}}{\sum t_{L(i)}} =$ $= \frac{30 \cdot 30000 + 25 \cdot 10000}{30000 + 10000} = 28,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $n_m = \frac{\sum n(i) t_{L(i)}}{\sum t_{L(i)}};$

Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № подл. Подп. и дата.

436 80187

Продолжение табл.14

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
		$n_m = \frac{75 \cdot 30000 + 10 \cdot 10000}{30000 + 10000} = 58,75 \text{ об/мин};$ $N_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot 28,75 \cdot 58,75 = 0,177 \text{ кВт}$ $\eta_{p(I)} = 1 - \frac{5,7 \cdot 70 \sqrt{5,7 \cdot 49,2}}{1,36 \cdot 0,177 \cdot 10^6} = 0,972 ;$ $\eta_{p(II)} = 1 - \frac{0,76 \cdot 70 \sqrt{0,76 \cdot 73,8}}{1,36 \cdot 0,177 \cdot 10^6} = 0,998$
7	П.2.4.6.1	$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p ;$ $\eta_{(I)} = 0,63 \cdot 0,98 \cdot 0,972 = 0,600 ;$ $\eta_{(II)} = 0,56 \cdot 0,98 \cdot 0,998 = 0,548$

Инв. № подл. Подп. и дата
 486 Шалун 8.01.87
 Инв. № подл. Взам. инв. Инв. № подл. Подп. и дата

5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДВУМЯ ЧЕРВЯКАМИ

5.1. Исходные данные (табл.15)

5.1.1. Схема действия моментов на передачу показана на черт.8.

5.1.2. График нагружения приведен на черт.9.

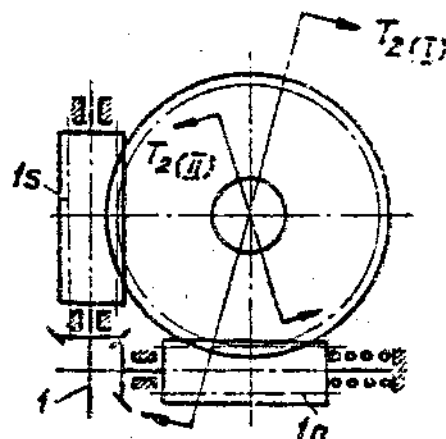
5.1.3. Циклограмма нагружения приведена на черт.10.

5.2. Проверочный расчет на контактную выносливость приведен в табл.16.

5.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе приведен в табл.17.

5.4. Расчет коэффициента полезного действия приведен в табл.18 (КПД определякт для каждой ступени нагружения).

Схема действия моментов



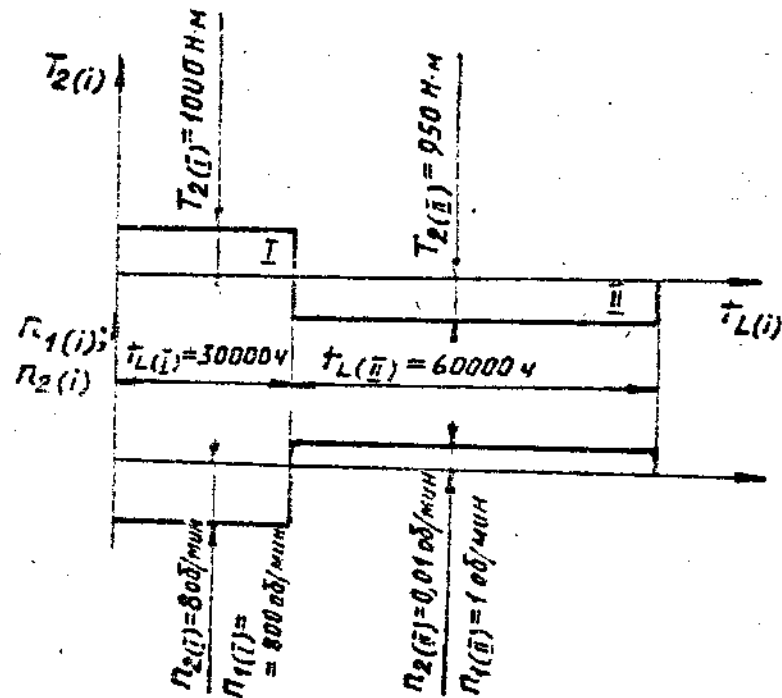
1с - червяк, закрепленный на валу I электродвигателя ;

1п - подпужиненный червяк

Черт.8

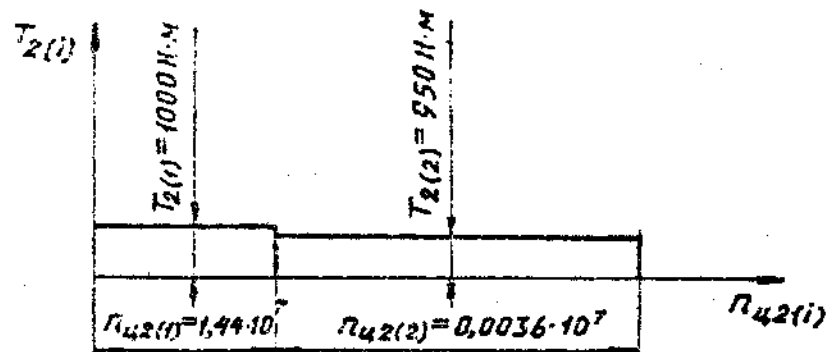
Мин. испол.	Полн. и дата	Взам. инв.	Мин. испол.	Полн. и дата
486	Удальцов 3.01.87			

График нагружения



Черт. 9

Циклограмма нагружения



Черт. 10

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № подл.	Подп. и дата
486	Жуков 8.01.87			

Таблица 15

Исходные данные

Наименование параметра	Обозначение	Расчет по контактным напряжениям	Расчет по изгибным напряжениям
		Числовое значение, указание	
Число витков червяка	z_1	I	
Число зубьев червячного колеса	z_2	-	100
Модуль, мм	m	-	6
Коэффициент диаметра червяка	q	16	
Делительный диаметр, мм: червяка червячного колеса	d_1 d_2	96 600	
Делительный угол подъема	γ	$3^\circ 34' 55''$	
Угол профиля исходного контура	α_x	20°	
Коэффициент расчетной толщины исходного производящего червяка	s_o^*	-	$0,5\pi$
Материал зубчатого венца червячного колеса	-	БрО10Ф1 по [5] (литье в кокиль)	
Твердость рабочей поверхности витков червяка	H_1	$H_T > 45 \text{ HRC}_3$	-
Шероховатость рабочей поверхности витков червяка, мкм	Ra	0,32	-
Характеристика нагружения: нагрузка циклограмма нагружения	- -	реверсивная см. черт. 10	

Изм. № 001
Изм. № 002
Изм. № 003
Изм. № 004
Изм. № 005
Изм. № 006
Изм. № 007
Изм. № 008
Изм. № 009
Изм. № 010
Изм. № 011
Изм. № 012
Изм. № 013
Изм. № 014
Изм. № 015
Изм. № 016
Изм. № 017
Изм. № 018
Изм. № 019
Изм. № 020
Изм. № 021
Изм. № 022
Изм. № 023
Изм. № 024
Изм. № 025
Изм. № 026
Изм. № 027
Изм. № 028
Изм. № 029
Изм. № 030
Изм. № 031
Изм. № 032
Изм. № 033
Изм. № 034
Изм. № 035
Изм. № 036
Изм. № 037
Изм. № 038
Изм. № 039
Изм. № 040
Изм. № 041
Изм. № 042
Изм. № 043
Изм. № 044
Изм. № 045
Изм. № 046
Изм. № 047
Изм. № 048
Изм. № 049
Изм. № 050
Изм. № 051
Изм. № 052
Изм. № 053
Изм. № 054
Изм. № 055
Изм. № 056
Изм. № 057
Изм. № 058
Изм. № 059
Изм. № 060
Изм. № 061
Изм. № 062
Изм. № 063
Изм. № 064
Изм. № 065
Изм. № 066
Изм. № 067
Изм. № 068
Изм. № 069
Изм. № 070
Изм. № 071
Изм. № 072
Изм. № 073
Изм. № 074
Изм. № 075
Изм. № 076
Изм. № 077
Изм. № 078
Изм. № 079
Изм. № 080
Изм. № 081
Изм. № 082
Изм. № 083
Изм. № 084
Изм. № 085
Изм. № 086
Изм. № 087
Изм. № 088
Изм. № 089
Изм. № 090
Изм. № 091
Изм. № 092
Изм. № 093
Изм. № 094
Изм. № 095
Изм. № 096
Изм. № 097
Изм. № 098
Изм. № 099
Изм. № 100

Изм. № 001
Изм. № 002
Изм. № 003
Изм. № 004
Изм. № 005
Изм. № 006
Изм. № 007
Изм. № 008
Изм. № 009
Изм. № 010
Изм. № 011
Изм. № 012
Изм. № 013
Изм. № 014
Изм. № 015
Изм. № 016
Изм. № 017
Изм. № 018
Изм. № 019
Изм. № 020
Изм. № 021
Изм. № 022
Изм. № 023
Изм. № 024
Изм. № 025
Изм. № 026
Изм. № 027
Изм. № 028
Изм. № 029
Изм. № 030
Изм. № 031
Изм. № 032
Изм. № 033
Изм. № 034
Изм. № 035
Изм. № 036
Изм. № 037
Изм. № 038
Изм. № 039
Изм. № 040
Изм. № 041
Изм. № 042
Изм. № 043
Изм. № 044
Изм. № 045
Изм. № 046
Изм. № 047
Изм. № 048
Изм. № 049
Изм. № 050
Изм. № 051
Изм. № 052
Изм. № 053
Изм. № 054
Изм. № 055
Изм. № 056
Изм. № 057
Изм. № 058
Изм. № 059
Изм. № 060
Изм. № 061
Изм. № 062
Изм. № 063
Изм. № 064
Изм. № 065
Изм. № 066
Изм. № 067
Изм. № 068
Изм. № 069
Изм. № 070
Изм. № 071
Изм. № 072
Изм. № 073
Изм. № 074
Изм. № 075
Изм. № 076
Изм. № 077
Изм. № 078
Изм. № 079
Изм. № 080
Изм. № 081
Изм. № 082
Изм. № 083
Изм. № 084
Изм. № 085
Изм. № 086
Изм. № 087
Изм. № 088
Изм. № 089
Изм. № 090
Изм. № 091
Изм. № 092
Изм. № 093
Изм. № 094
Изм. № 095
Изм. № 096
Изм. № 097
Изм. № 098
Изм. № 099
Изм. № 100

Изм. № 001
Изм. № 002
Изм. № 003
Изм. № 004
Изм. № 005
Изм. № 006
Изм. № 007
Изм. № 008
Изм. № 009
Изм. № 010
Изм. № 011
Изм. № 012
Изм. № 013
Изм. № 014
Изм. № 015
Изм. № 016
Изм. № 017
Изм. № 018
Изм. № 019
Изм. № 020
Изм. № 021
Изм. № 022
Изм. № 023
Изм. № 024
Изм. № 025
Изм. № 026
Изм. № 027
Изм. № 028
Изм. № 029
Изм. № 030
Изм. № 031
Изм. № 032
Изм. № 033
Изм. № 034
Изм. № 035
Изм. № 036
Изм. № 037
Изм. № 038
Изм. № 039
Изм. № 040
Изм. № 041
Изм. № 042
Изм. № 043
Изм. № 044
Изм. № 045
Изм. № 046
Изм. № 047
Изм. № 048
Изм. № 049
Изм. № 050
Изм. № 051
Изм. № 052
Изм. № 053
Изм. № 054
Изм. № 055
Изм. № 056
Изм. № 057
Изм. № 058
Изм. № 059
Изм. № 060
Изм. № 061
Изм. № 062
Изм. № 063
Изм. № 064
Изм. № 065
Изм. № 066
Изм. № 067
Изм. № 068
Изм. № 069
Изм. № 070
Изм. № 071
Изм. № 072
Изм. № 073
Изм. № 074
Изм. № 075
Изм. № 076
Изм. № 077
Изм. № 078
Изм. № 079
Изм. № 080
Изм. № 081
Изм. № 082
Изм. № 083
Изм. № 084
Изм. № 085
Изм. № 086
Изм. № 087
Изм. № 088
Изм. № 089
Изм. № 090
Изм. № 091
Изм. № 092
Изм. № 093
Изм. № 094
Изм. № 095
Изм. № 096
Изм. № 097
Изм. № 098
Изм. № 099
Изм. № 100

Продолжение табл. I 5

Наименование параметра	Обозначение	Расчет по контактным напряжениям	Расчет по изгибным напряжениям
		Числовое значение, указание	
Усилие, создаваемое подъемным устройством, Н	F_{np}	4000	
Характеристика механизма	—	Передача группы В	
Частота вращения, об/мин: червяка червячного колеса	n_1 n_2	См. черт. 9	
Степень точности передачи	—	7 по [23]	
Коэффициент смещения червяка	x	—	0
Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	108	
Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	$b_2 = 0,75 d_{a1} = 81$	—
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	120	
Форма зубчатого венца червячного колеса	—	Форма I (см. табл. 2. I 9 основного текста)	

Таблица I 6

Проверочный расчет на контактную выносливость

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
T_{np2}	П. 2.5.3	$T_{np2} = \frac{F_{np} d_2}{2000} = \frac{4000 \cdot 600}{2000} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$
T_2	П. 2.4.2.4	$T_2 = T_{2(1)} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($n_{ц2(1)} = 1,44 \cdot 10^7 > 500$)

Продолжение табл. I6

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
K_p	П.2.4.3.1	$K_p = 1$
σ_H	Табл.2.20	$\sigma_H = \frac{16 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{K_p (T_2 + T_{np2})}{d_p}} =$ $= \frac{16 \cdot 10^5}{600} \sqrt{\frac{1 (1000 + 1200)}{96}} = 128 \text{ МПа}$
σ_{HPO}	Табл.2.21, п.1	$\sigma_{HPO} = 228 \text{ МПа}$ ($H_I > 45 \text{ ННЧ}_3$, материал червячного колеса Br0100I)
N_{HE2}	Табл.2.21, п.2.1	$N_{HE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_2(i) + T_{np2}}{T_2 + T_{np2}} \right]^4 n_{42(i)} \right\} =$ $= \left(\frac{1000+1200}{1000+1200} \right)^4 \cdot 1,44 \cdot 10^7 + \left(\frac{950+1200}{1000+1200} \right)^4 \cdot 0,0036 \times$ $\times 10^7 = 1,443 \cdot 10^7$
K_{HL}	Табл.2.21, п.2	$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{HE2}}} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{1,443 \cdot 10^7}} = 0,955$
σ_{HP}	П.2.4.3.2	$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} \cdot K_{HL} = 228 \cdot 0,955 = 218 \text{ МПа}$
—	П.2.4.3.1	$\sigma_H = 128 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 218 \text{ МПа},$ условие прочности выполнено

Исп. лист 486
 Дата 2.01.87
 Подп. и дата
 Инв. №

Таблица 17

Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
T_2 ; T_{np2} ; K_p	Табл. 16 данного приложения	$T_2 = 1000 \text{ Н·м}$; $T_{np2} = 1200 \text{ Н·м}$; $K_p = 1$
Y_{F2}	Черт. 2.12	$Y_{F2} = 3,46$ ($z_2 = 100$; $s_d^* = 0,5 \mu$)
σ_F	Табл. 2.20	$\sigma_F = \frac{1,35 \cdot 10^3 (T_2 + T_{np2}) K_p Y_{F2}}{d, d_2 m \cos \gamma} =$ $= \frac{1,35 \cdot 10^3 \cdot (1000 + 1200) \cdot 1 \cdot 3,46}{96 \cdot 600 \cdot 6 \cdot 0,998} = 29,8 \text{ МПа}$
σ'_{FPC}	Табл. 2.25	$\sigma'_{FPC} = 40 \text{ МПа}$
N_{FE2}	Табл. 2.24, п. 2, I	$N_{FE2} = \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{2(i)} + T_{np2}}{T_2 + T_{np2}} \right]^9 n_{\psi 2(i)} \right\} =$ $= \left(\frac{1000 + 1200}{1000 + 1200} \right)^9 \cdot 1,44 \cdot 10^7 + \left(\frac{950 + 1200}{1000 + 1200} \right)^9 \cdot 0,0036 \times$ $\times 10^7 = 14,43 \cdot 10^6$
K_{FL}	Табл. 2.24, п. 2	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{14,43 \cdot 10^6}} = 0,74$
K_{np}	П. 2.5.5. I	$K_{np} = \frac{T_{np2}}{T_{2(1)}} = \frac{1200}{1000} = 1,2$
σ_{FP}	Табл. 2.30	Внешний момент прижимает червячное колесо к червяку 1s $\sigma_{FP} = \frac{3,7 \sigma'_{FPC} K_{FL}}{2,7 + \left(\frac{K_{np}}{K_{np} + 1} \right)}$

Продолжение табл. I7

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
		$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{1} = 100$ $T_{(I)} = \frac{(1000+1200) \operatorname{tg}(3^\circ 34' 55'' + 1^\circ 50')}{100 \operatorname{tg} 3^\circ 34' 55''} - \frac{1200 \operatorname{tg}(3^\circ 34' 55'' - 1^\circ 50') \cdot 0,95}{100 \operatorname{tg} 3^\circ 34' 55''} =$ $= 27,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $\eta_{3(I)} = \frac{T_{2(I)}}{T_{(I)} u} = \frac{1000}{27,8 \cdot 100} = 0,36$ Внешний момент $T_{2(II)}$ не прижимает червячное колесо к червяку 15 , $\gamma = 3^\circ 34' 55'' < \varphi_{(II)} = 7^\circ 00'$ $T_{(II)} = \frac{T_{пр2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) + [T_{пр2} - T_{2(II)}] \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \eta_{кп}}{u \operatorname{tg} \gamma \eta_{кп}}$ $= \frac{1200 \operatorname{tg}(3^\circ 34' 55'' + 7^\circ 00')}{100 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ 34' 55'' \cdot 0,95} + \frac{(1200 - 950) \operatorname{tg}(7^\circ 00' - 3^\circ 34' 55'') \cdot 0,95}{100 \operatorname{tg} 3^\circ 34' 55'' \cdot 0,95} =$ $= 40,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $\eta_{3(II)} = \frac{T_{2(II)}}{T_{(II)} u} = \frac{950}{40,1 \cdot 100} = 0,237$
η_n	Табл. 2.26, п. 2	$\eta_n = 0,98$ (подшипники трения качения)
v	Табл. 2.26, п. 3. I	Червяки погружены в масло $v_{(I)} = \frac{d_1 n_{(I)}}{19000} = \frac{96 \cdot 800}{19000} = 4,04 \text{ м/с}$ $v_{(II)} = \frac{d_1 n_{(II)}}{19000} = \frac{96 \cdot 1}{19000} = 0,005 \text{ м/с}$
γ_{50}	Табл. 2.29	$\gamma_{50(I)} = \gamma_{50(II)} = 180 \text{ мм}^2/\text{с}$

Продолжение табл. 17

Обозначение	Номер таблицы, пункта, чертежа, раздела или приложения	Расчетная формула, указание и числовое значение
γ_t	Табл. 2.26, п. 3.2	$\gamma_t = \gamma_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^{2,6}; \quad t = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\left(\frac{50}{70} \right)^{2,6} = 0,41 \text{ по графику (черт. 2.14)}$ $\gamma_{t(I)} = \gamma_{t(II)} = 180 \cdot 0,41 = 73,8 \text{ мм}^2/\text{с}$
η_p	Табл. 2.26, п. 3	$\eta_p = 1 - \frac{v_1 b_1 \sqrt{v_1 \gamma_t}}{1,36 N_2 10^6}; \quad b_1 = 120 \text{ мм}$ $N_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} T_m n_m,$ $\text{где } T_m = \frac{\sum_i T(i) \dot{t}_{L(i)}}{\sum_i \dot{t}_{L(i)}} =$ $= \frac{1000 \cdot 30000 + 950 \cdot 60000}{30000 + 60000} = 966,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$ $n_m = \frac{\sum_i n(i) \dot{t}_{L(i)}}{\sum_i \dot{t}_{L(i)}} =$ $= \frac{800 \cdot 30000 + 1 \cdot 60000}{30000 + 60000} = 267,3 \text{ об/мин};$ $N_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} 966,7 \cdot 267,3 = 27,13 \text{ кВт};$ $\eta_{p(I)} = 1 - \frac{4,04 \cdot 120 \sqrt{4,04 \cdot 73,8}}{1,36 \cdot 10^6 \cdot 27,13} = 0,9998 \approx 1$ $\eta_{p(II)} = 1 - \frac{0,005 \cdot 120 \sqrt{0,005 \cdot 73,8}}{1,36 \cdot 10^6 \cdot 27,13} = 1$
η	П. 2.5.6.1	$\eta = \eta_3 \eta_n \eta_p.$ $\eta_{(I)} = 0,360 \cdot 0,98 \cdot 1 = 0,353;$ $\eta_{(II)} = 0,237 \cdot 0,98 \cdot 1 = 0,232$

Мин. Энергет.	Исполн.	Дата	Взам. инв.	Изм. Инв.	Исполн.	Дата
486		18.01.87				

6. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАМЕЩЕНИЯ
С ПЕРЕМЕННЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА
ПО ДЛИНЕ ЗУБА ПРИ СУММАРНОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ СМЕЩЕНИЯ

НА СОПРЯГАЕМЫХ ТОРЦАХ $x_{\Sigma} = 0$

6.1. Исходные данные для расчета приведены в табл. 18.

6.2. Геометрический расчет передачи приведен в табл. 19-22.

Таблица 18

Исходные данные

Наименование параметра	Обозначение	Числовое значение и указание
Число зубьев шестерни	z_1	15
Число зубьев колеса	z_2	150
Модуль, мм	m	16
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	240
Делительный диаметр колеса, мм	d_2	2400
Межосевое расстояние, мм	a_w	1320
Ширина зубчатого венца колеса, мм	b_2	160
Нормальный исходный контур	-	[14]
Степень точности и вид сопряжения по [27]	$S - D$	-
Твердость рабочих поверхностей зубьев		
шестерни	H_{HRC1}	45 HRC _s
колеса	H_{HB2}	260 HB

Продолжение табл.19

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
b_1	Табл.4.2,п.5	$b_1 = b_2 + \Delta b$ $= 160 + 27,5 = 187,5 \text{ мм}$ Принимаем $b_1 = 188 \text{ мм}$
Δx_1	Табл.4.2,п.6	$\Delta x_1 = \frac{b_1 \operatorname{tg} \omega}{m} =$ $= \frac{188 \cdot 0,03492077}{16} = 0,409$
Δx_2	Табл.4.2,п.7	$\Delta x_2 = \frac{b_2 \operatorname{tg} \omega}{m} =$ $= \frac{160 \cdot 0,03492077}{16} = 0,349$
x_1^B	Табл.4.2,п.8	Принимаем $x_1^B = 0,15 > x_{\min}$ для $z_1 = 15$ по табл. 4.3
x_1^A	Табл.4.2,п.9	$x_1^A = x_1^B + \Delta x_1 =$ $= 0,15 + 0,409 \approx 0,56$ Проверяем качество зацепления по табл.4.4
x_2^A	Табл.4.2,п.10	Принимаем при $x_z = 0$ $x_2^A = -x_1^B = -0,15$
x_2^B	Табл.4.2,п.11	$x_2^B = x_2^A - \Delta x_2 =$ $= -0,15 - 0,349 = -0,5$

Таблица 20

Проверка нормальной толщины на поверхности вершин

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
S_{av}^{A*}	Табл. 4.4, п. I.I	$S_{av}^{A*} = 15 \left(\frac{\frac{K}{2} + 2 \cdot 0,56 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{15} + 0,014904 - 0,12302 \right) = 0,45$
S_{nat}^A	Табл. 4.4, п. I	$S_{nat}^A = S_{av}^{A*} m = 0,45 m$ Условие выполнено

Окончательно принимаем коэффициенты смещения исходного контура:

для шестерни

на торце А - $x_1^A = 0,56$

на торце Б - $x_1^B = 0,15$

для колеса

на торце А - $x_2^A = -0,15$

на торце Б - $x_2^B = -0,50$

Таблица 21

Расчет основных геометрических параметров

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
Δc	Табл. 4.5, п. I	$\Delta c = \Delta b + g \omega =$ $= 27,5 \cdot 0,03492077 = 0,96 \text{ мм}$
d_{a1}^A d_{a1}^B	Табл. 4.5, п. 2	$d_{a1}^A = d_1 + 2(h_a^* + x_1^A)m - 2\Delta c$ $d_{a1}^B = d_1 + 2(h_a^* + x_1^B)m - 2\Delta c$ $d_{a1}^A = 240 + 2(1 + 0,56)16 - 2 \cdot 0,96 =$ $= 288 \text{ мм}$

Подп. и дата

Взам. инж. Инв. Инж. Инв.

Подп. и дата

Подп. и дата

Подп. и дата

406

Продолжение табл. 2I

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	Табл.4.5, п.2	$d_{a1}^5 = 240 + 2(I + 0,15)I6 - 2 \cdot 0,96 =$ $= 274,88 \text{ мм}$
d_{a2}^A d_{a2}^5	Табл.4.5, п.3	$d_{a2}^A = d_2 + 2(h_a^* + x_2^A)m - 2\Delta c$ $d_{a2}^5 = d_2 + 2(h_a^* + x_2^5)m - 2\Delta c$ $d_{a2}^A = 2400 + 2(I - 0,15) I6 - 2 \cdot 0,96 =$ $= 2425,28 \text{ мм}$ $d_{a2}^5 = 2400 + 2(I - 0,5) I6 - 2 \cdot 0,96 =$ $= 2414,08 \text{ мм}$
h	Табл.4.5, п.4	$h = 2,25m - \Delta c =$ $= 2,25 \cdot I6 - 0,96 = 35,04 \text{ мм}$

Таблица 22

Расчет толщины по хорде и высоты до хорды
на делительном диаметре

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
$\bar{S}_1^A$ $\bar{S}_1^5$	Табл.4.6, п.1	$\bar{S}_1^A = d_1 \sin\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^A \operatorname{tg} \alpha}{z_1}\right) =$ $= 240 \cdot \sin \frac{(1,5708 + 2 \cdot 0,56 \operatorname{tg} 20^\circ)}{15}$ $= 240 \cdot 0,13189619 = 31,66 \text{ мм}$

Ив. Косил. Подп. и дата
486
Ив. Косил. Подп. и дата
Ив. Косил. Подп. и дата
Ив. Косил. Подп. и дата

Продолжение табл. 22

Обозначение	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определению и числовое значение
	Табл. 4.6, п. I	$\bar{S}_1^B = d_1 \sin \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^B \operatorname{tg} \alpha}{z_1} \right) =$ $= 240 \cdot \sin \left(\frac{1,57 + 2 \cdot 0,15 \operatorname{tg} 20^\circ}{15} \right) =$ $= 240 \cdot 0,112 = 26,88 \text{ мм}$
$\bar{S}_2^A$ $\bar{S}_2^B$	Табл. 4.6, п. 2	$\bar{S}_2^A = d_2 \sin \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^A \operatorname{tg} \alpha}{z_2} \right)$ $\bar{S}_2^B = d_2 \sin \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^B \operatorname{tg} \alpha}{z_2} \right)$ $S_2^A = 2400 \sin \left[\frac{1,57 + 2(-0,15) \operatorname{tg} 20^\circ}{150} \right] =$ $= 23,38 \text{ мм}$ $\bar{S}_2^B = 2400 \sin \left[\frac{1,57 + 2(-0,5) \operatorname{tg} 20^\circ}{150} \right] =$ $= 19,31 \text{ мм}$
$\bar{h}_{a1}^A$ $\bar{h}_{a1}^B$	Табл. 4.6, п. 3	$\bar{h}_{a1}^A = 0,5 \left[d_{a1}^A - d_1 \cos \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^A \operatorname{tg} \alpha}{z_1} \right) \right]$ $\bar{h}_{a1}^B = 0,5 \left[d_{a1}^B - d_1 \cos \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1^B \operatorname{tg} \alpha}{z_1} \right) \right]$ $\bar{h}_{a1}^A = 0,5 \cdot [288 - 240 \cos \left(\frac{1,57 + 2 \cdot 0,15 \operatorname{tg} 20^\circ}{15} \right)] = 25,04 \text{ мм}$

Продолжение табл. 22

Сбозначе- ние	Номер таблицы или пункта	Расчетная формула, указание по определе- нию и числовое значение
		$\bar{h}_{a1}^B = 0,5 \left[244,88 - 240 \cos \left(\frac{1,57 + 2 \cdot 0,15}{15} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{tg 20^\circ}{15} \right) \right] = 17,45 \text{ мм}$
$\bar{h}_{a2}^A$ $\bar{h}_{a2}^B$	Табл. 4.6, п. 4	$\bar{h}_{a2}^A = 0,5 \left[d_{a2}^A - d_2 \cos \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^A tg \alpha}{z_2} \right) \right]$ $\bar{h}_{a2}^B = 0,5 \left[d_{a2}^B - d_2 \cos \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2^B tg \alpha}{z_2} \right) \right]$ $\bar{h}_{a2}^A = 0,5 \left[2425,28 - 2400 \cos \left(\frac{1,57 + 2}{150} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{(-0,15) tg 20^\circ}{150} \right) \right] = 12,7 \text{ мм}$ $\bar{h}_{a2}^B = 0,5 \left[2414,08 - 2400 \cos \left(\frac{1,57 + 2}{150} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{(-0,5) tg 20^\circ}{150} \right) \right] = 7 \text{ мм}$

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. № подл. Подп. и дата
486 20.04.87

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРЕДАЧ С РЕГУЛИРУЕМЫМ БОКОВЫМ ЗАЗОРОМ

1. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА С ПЕРЕМЕННЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ СМЕЩЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ЗУБА

1.1. Чертежи зубчатых колес оформляют по [1], учитывая особенности для зубчатых колес с переменным коэффициентом смещения по длине зуба.

1.2. Примеры указания параметров зубчатого венца на чертежах шестерни и колеса приведены на черт. 1 и 2.

1.3. Степени точности 6-9 по [27].

Таблица 1

Пояснения к оформлению чертежей зубчатых колес с переменным коэффициентом смещения по длине зуба

Данные, приводимые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
1. Геометрические параметры	Расчет производят по разделу 4 основного текста
2. Предельные отклонения и допуски	$E_{das}, E_{dai}; F_{da}; F_r;$ предельные отклонения базового посадочного отверстия определяют по разделу 2 [27]; вид сопряжения В; предельные отклонения опорных шеек вала: степень точности по [27] по нормам контакта 6 ... квалитет по [24] 5 " 7, 8... " 6 " 9 ... " 7

Изм. №	Исполн.	Подп. и дата	Взам. инж.	Исполн.	Подп. и дата
406	М.И.И.	8.01.87			

Продолжение табл. I

Данные, приводи- мые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
3. Шероховатость поверхности	Рекомендации приведены в табл.2
4. Степень точности (первая часть табли- цы параметров)	Указывают только степень точности по [7]
5. $E_{cs} ; T_c$	Определяют по разделу 3 [27] , по виду сопряжения В
6. $\Delta \omega$	Значение $\Delta \omega, \dots$, для шестерни и колеса определяют по формуле $\Delta \omega = 3438 \frac{0,5 E_{das} }{b_1}$ где E_{das} определяют по разделу 2 [27] для шестерни.
7. Базовый торец	Назначение базового торца на чертеже произ- водится конструктором совместно с технологом в зависимости от размеров зубчатого колеса

Инв. №подл. Подп. и дата Взам. инв. Инв. №доул. Подп. и дата
486 8.01.87

Таблица 2

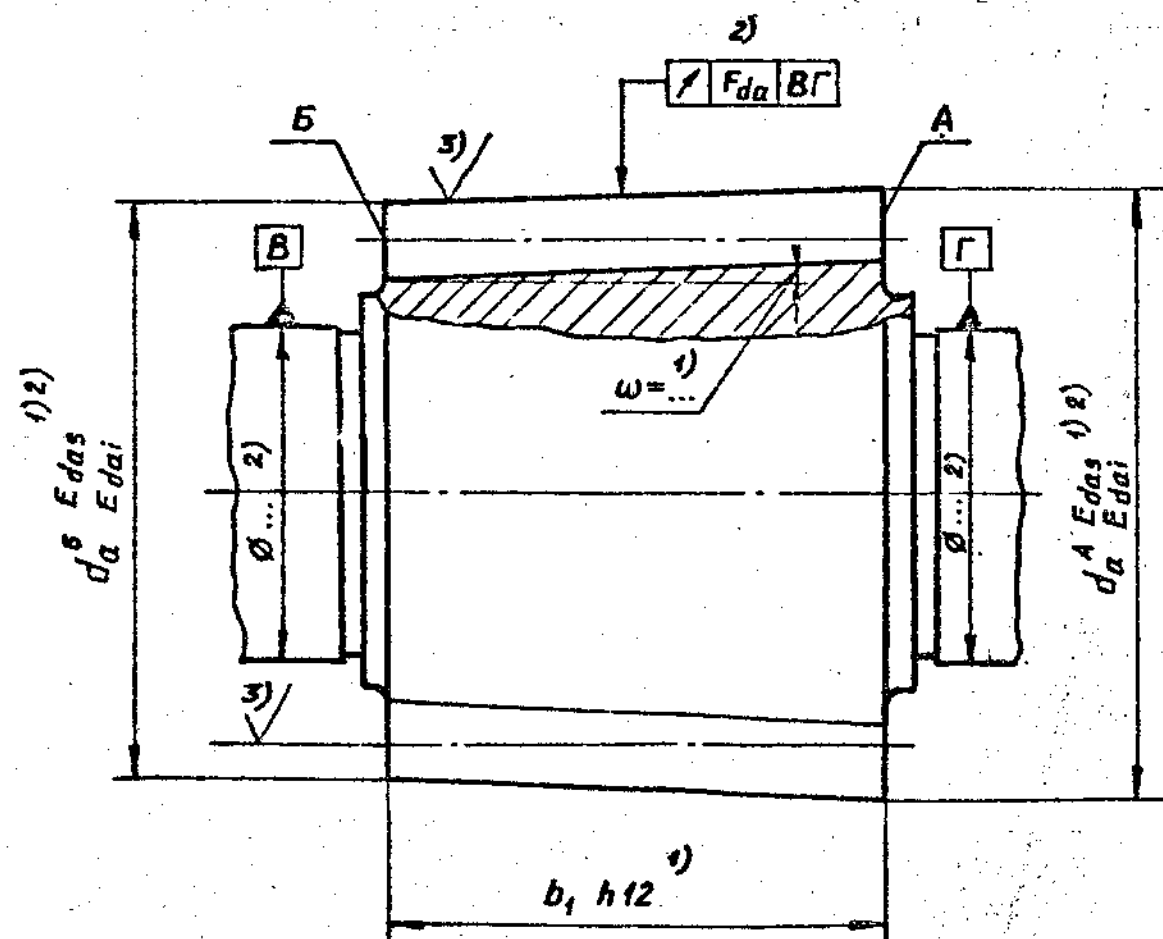
Шероховатость поверхностей зубчатого колеса

Наименование поверхности	Степень точности по нормам контакта по [7]	Делительный диаметр d , мм	Модуль m , мм	Среднее арифметическое отклонение профиля Ra по [10] не грубее
Боковая поверхность	5 ; 6	-	-	1,6
	7	-	$m \leq 10$	3,2
		-	$m > 10$	6,3 ($Rz 25$)
	8	-	-	6,3 ($Rz 25$)
	9	-	-	12,5 ($Rz 50$)
Поверхность вершин зубьев, не являющаяся базой для измерения	5 - 9	$d < 300$	-	12,5 ($Rz 50$)
		$d \geq 300$	-	25 ($Rz 100$)
Поверхность вершин зубьев, являющаяся базой для измерения	5 - 8	$d < 1500$	-	3,2
		$d \geq 1500$	-	6,3 ($Rz 25$)
	9	-	-	6,3 ($Rz 25$)
Торцовые плоскости	5 - 7	$d < 200$	-	3,2
		$d \geq 200$	-	6,3 ($Rz 25$)
	8	-	-	6,3 ($Rz 25$)
	9	-	-	12,5 ($Rz 50$)

П р и м е ч а н и е. Приведенные значения шероховатости, мкм, боковой поверхности зубьев допускается обеспечивать после обкатки

Исполн. и дата
486
Машин 8.01.87
Взам. кнзб
Исполн. и дата

Вал-шестерня с переменным коэффициентом смещения
по длине зуба



Модуль	m	
Число зубьев	z	
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения на торце А	x^A	1)
Коэффициент смещения на торце Б	x^B	1)
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	4)
Толщина по хорде зуба на торце А	$\bar{s}_y^A$	$\bar{s}_y^A E_{cs} - T_c$ 1) 5)
Высота до хорды на торце А	$\bar{h}_{ay}^A$	$\bar{h}_{ay}^A$ 1)
Толщина по хорде зуба на торце Б	$\bar{s}_y^B$	$\bar{s}_y^B E_{cs} - T_c$ 1) 5)
Высота до хорды на торце Б	$\bar{h}_{ay}^B$	$\bar{h}_{ay}^B$ 1)
Делительный диаметр	d	1)
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81

2. Угол ω обеспечивается за счет изменения межосевого расстояния в процессе нарезания между зубчатым колесом и червячной фрезой

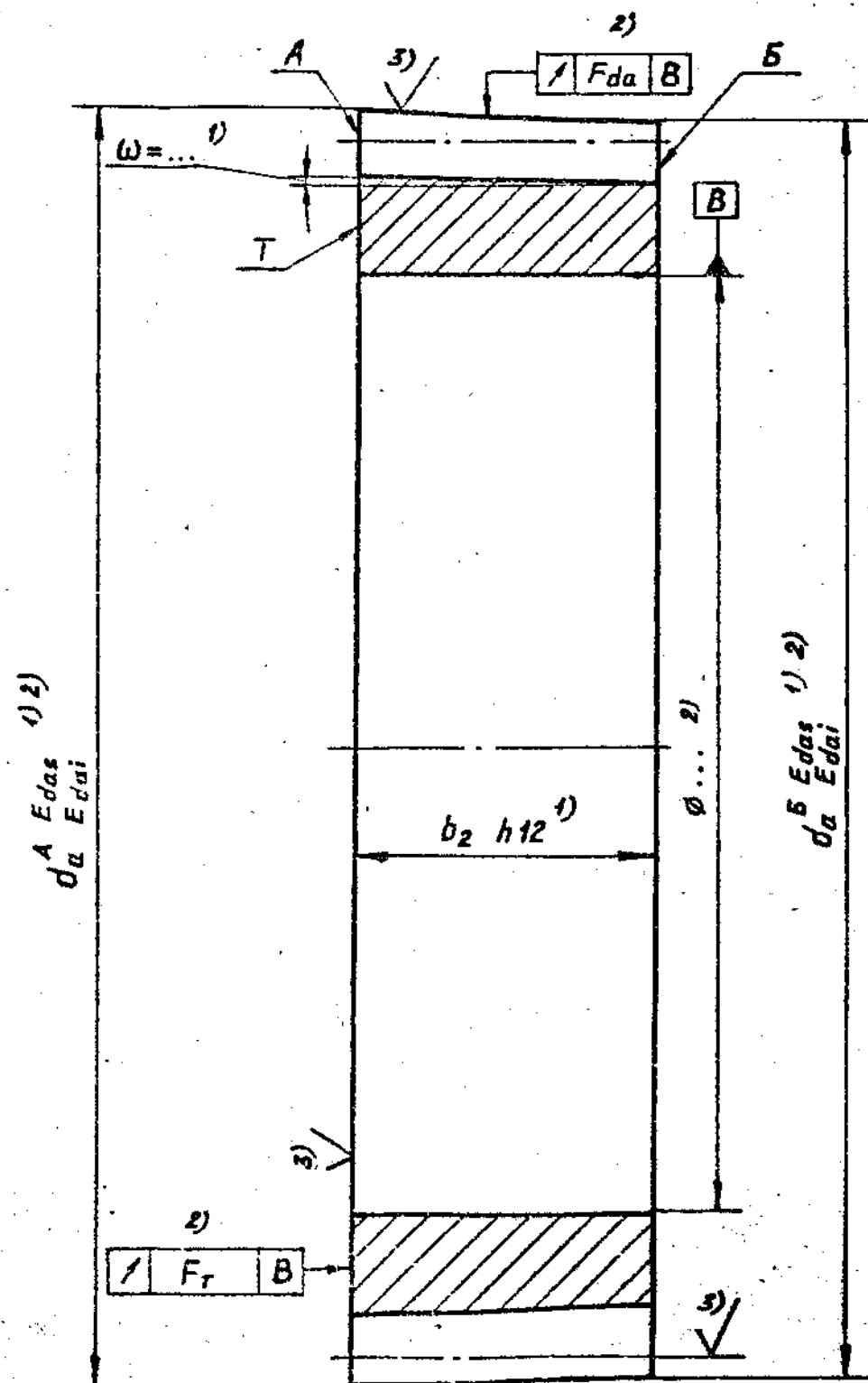
3. Допускается вместо измерения толщины зуба на торце Б производить контроль угла ω с допусковым отклонением $+\Delta\omega$ при изготовлении поверхности вершин зубьев и при нарезании зубьев

4. Нарезание данного зубчатого колеса и сопряженного с ним производить при неизменной установке копира

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл. I, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт. I

Колесо с переменным коэффициентом смещения по длине зуба



Модуль	m	
Число зубьев	z	
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения на торце А	x^A	1)
Коэффициент смещения на торце Б	x^B	1)
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	4)
Толщина по хорде зуба на торце А	$\bar{s}_y^A$	$\bar{s}_y^A E_{cs}^{(1) 5)}$ $(E_{cs} - T_c)$
Высота до хорды на торце А	$\bar{h}_{ay}^A$	$\bar{h}_{ay}^A$ 1)
Толщина по хорде зуба на торце Б	$\bar{s}_y^B$	$\bar{s}_y^B E_{cs}^{(1) 5)}$ $(E_{cs} - T_c)$
Высота до хорды на торце Б	$\bar{h}_{ay}^B$	$\bar{h}_{ay}^B$ 1)
Делительный диаметр	d	1)
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Базовый торец - Т 1)
2. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81
3. Угол ω обеспечивается за счет изменения межосевого расстояния в процессе нарезания между зубчатым колесом и червячной фрезой
4. Допускается вместо измерения толщины зуба на торце А производить контроль угла ω с допускаемым отклонением $+\Delta\omega$ 6) при изготовлении поверхности вершин зубьев и при нарезании зубьев
5. Нарезание данного зубчатого колеса и сопряженного с ним производить при неизменной установке копира

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл. I, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт. 2

2. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С РАЗРЕЗНЫМ ЗУБЧАТЫМ КОЛЕСОМ

2.1. Чертежи цилиндрических зубчатых колес оформляют по [1], учитывая особенности разрезных зубчатых колес.

2.2. Примеры указания параметров зубчатого венца на чертежах разрезных зубчатых колес в зависимости от способа нарезания (совместное или раздельное) приведены на черт. 3-6.

2.3. На чертеже неразрезного зубчатого колеса, сопряженного с разрезным, в таблице параметров указывают только степень точности по [7], допускаемые отклонения во второй части таблицы параметров назначают по виду сопряжения В.

Таблица 3

Пояснения к оформлению чертежей разрезных
цилиндрических зубчатых колес

Данные, приводимые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
1. Геометрические параметры	Определяют для передач внешнего зацепления по [17] внутреннего зацепления по [19]
2. Предельные отклонения и допуски	$E_{dai}, E_{das}; F_{da}; F_T$; предельные отклонения базового посадочного отверстия определяют по разделу 2 [27], для вида сопряжения В
3. F_T	Назначают в зависимости от ширины венца закрепляемой на валу части разрезного зубчатого колеса
4. Шероховатость поверхности	Рекомендации по назначению приведены в табл. 2

Изм. № 10011 Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № Подп. и дата

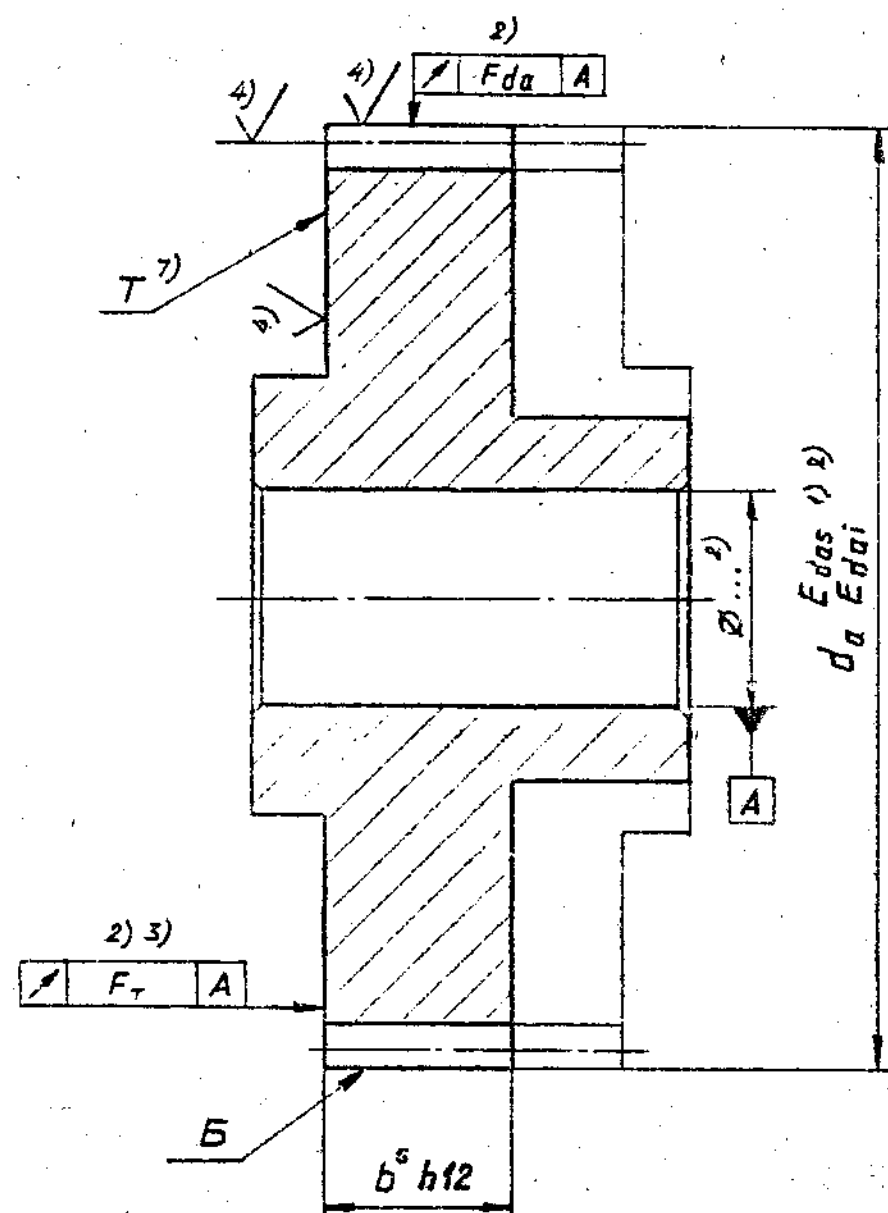
486 01.01.87

Продолжение табл.3

Данные приводи- мые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
5. Степень точности	Указывают только степень точности по [7]. При раздельном нарезании зубьев на незакреп- ляемую на валу часть разрезного зубчатого колеса допускается назначать на одну степень грубее, чем на закрепляемую на валу часть
6. Вторая часть таблицы параметров	Указывают размеры, характеризующие взаимное положение разноименных профилей зуба (постоян- ная хорда $\bar{S}_c$ или длина общей нормали W , или размер по роликам M') с допускаемыми отклонениями, которые определяют по разделу 3 [27] , для вида сопряжения В
7. Базовый торец	Назначение базового торца на рабочем черте- же производит конструктор совместно с техноло- гом.
8. Технические требования	При обработке зубчатого колеса зуборезным долбяком в том случае, если увеличение числа зубьев долбяка приведет к увеличению изгибных напряжений, которые превысят допустимые значе- ния, приводят: " Обработку зубьев зубчатого колеса произ- водить зуборезным долбяком с числом зубьев не более"

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № подл.	Кол. и дата
486	Иванов 3.01.87			

Закрепляемая на валу часть разрезного цилиндрического
зубчатого колеса (совместное нарезание зубьев)



Модуль	m	
Число зубьев	z	
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	5)
6)		1)
Делительный диаметр	d	[] 1)
Высота зуба	h	[] 1)
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Базовый торец - $T^7)$

2. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81

3. Обработку по размерам B квадратных скобках производить совместно с дет. ...

Детали применять совместно.

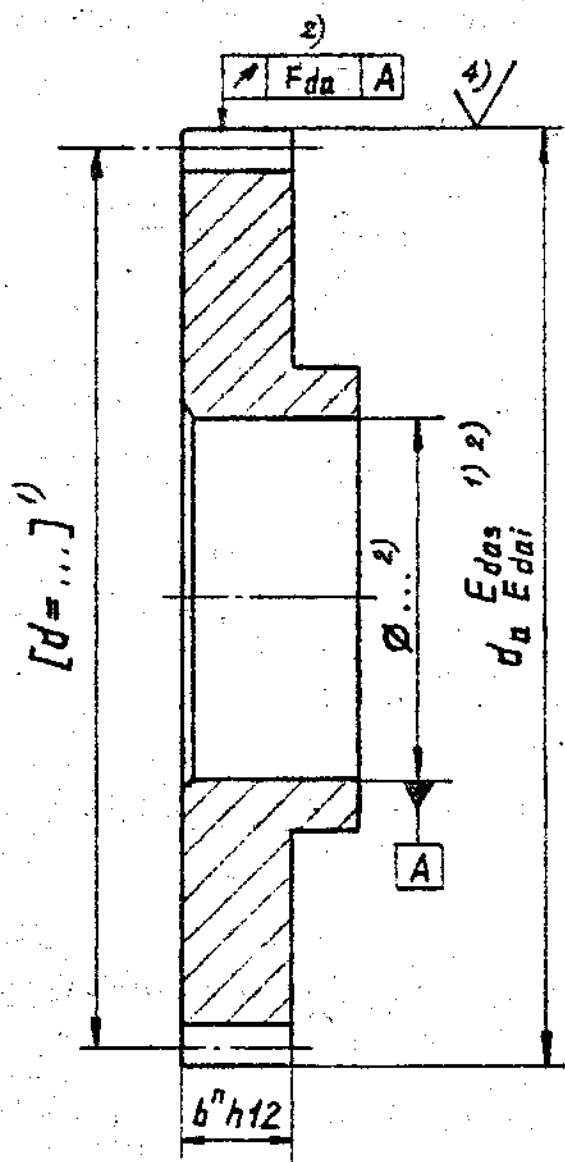
4. Показатели точности и размеры, приведенные во второй части таблицы параметров, контролировать только на венце B (дет.)

5. ... 8)

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.3, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт.3

Незакрепляемая на валу часть разрезного цилиндрического
зубчатого колеса (совместное нарезание зубьев)



Обработку по размерам в квадратных скобках произ-
водить совместно с дет...

Детали применять совместно

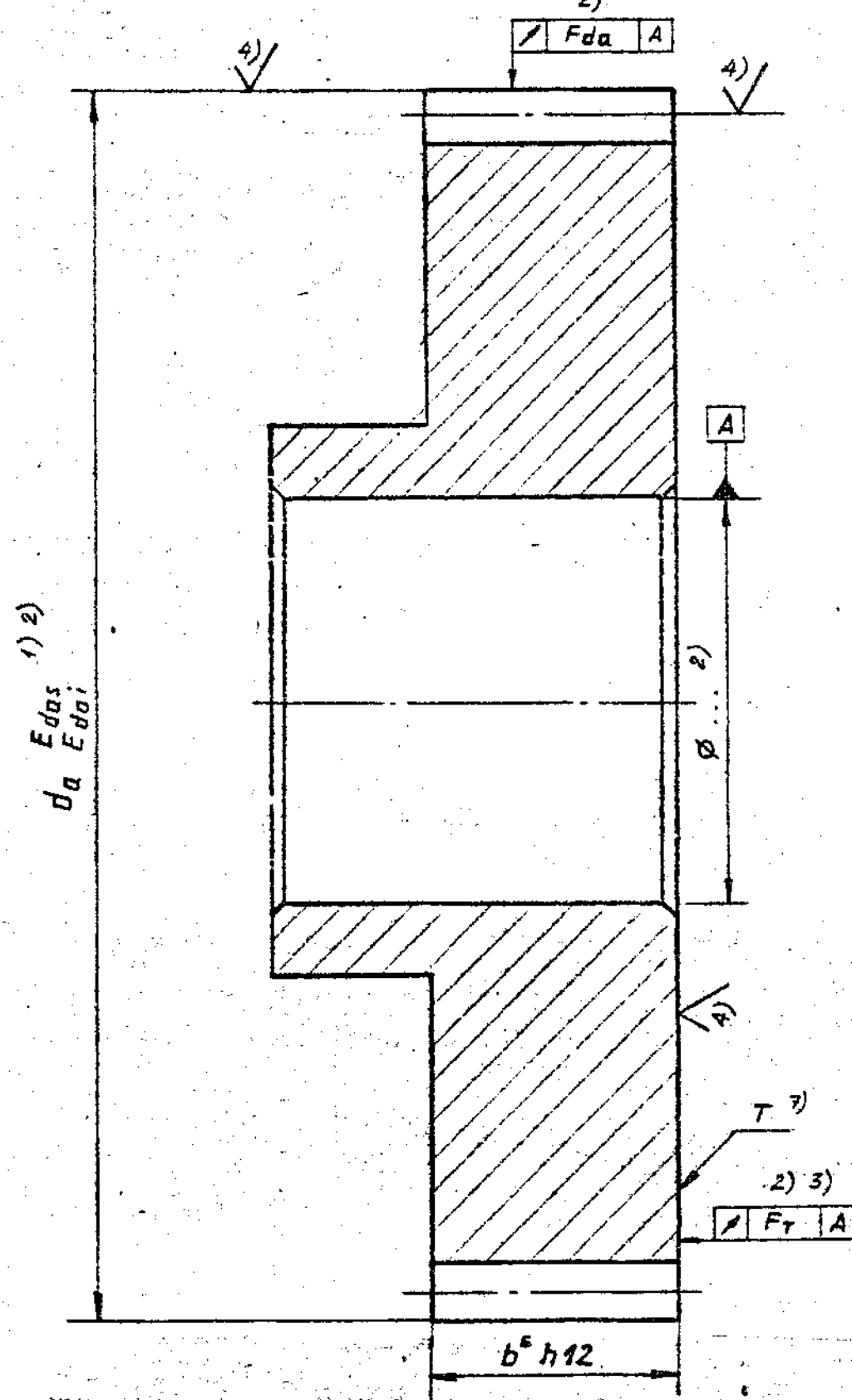
Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.3, в которой
даны пояснения по оформлению чертежа

Черт.4

Име. Подол	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. Подол	Подп. и дата
486	Мамин 8.01.87			

Закрепляемая на валу часть разрезного цилиндрического зубчатого колеса

(раздельное нарезание зубьев)



Модуль	m	
Число зубьев	z	
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	5)
6)		1)
Делительный диаметр	d	1)
Высота зуба	h	1)
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Базовый торец - Т 7)

2. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81

3. ... 4)

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.3, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт.5

3. КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С РАЗРЕЗНЫМ ЗУБЧАТЫМ КОЛЕСОМ

3.1. Чертежи конических зубчатых колес оформляют по [2], учитывая особенности разрезных зубчатых колес.

3.2. Примеры указания параметров зубчатого венца на чертежах разрезных зубчатых колес в зависимости от расположения частей относительно внешнего дополнительного конуса приведены на черт. 7-10.

3.3. На чертеже неразрезного зубчатого колеса, сопряженного с разрезным, в таблице параметров указывают только степень точности по [8], допускаемые отклонения во второй части таблицы параметров назначают по виду сопряжения В.

Таблица 4

Пояснения к оформлению чертежей разрезных
конических зубчатых колес

Данные приводи- мые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
1. Геометрические параметры	Определяют по [20]
2. Предельные откло- нения и допуски	$E_{\phi s}, E_{\phi i}; E_{das}, E_{dai}; F_{\phi a}; E_{\phi as}, E_{\phi ai};$ $F_T; E_{cs}, E_{ci}$ определяют по обязательно- му приложению 2 [29] для вида сопряжения В; $\pm f_{AM}$ определяют по разделу 2 [29]
3. δ_v	$\delta_v = 90 - \delta$
4. C	$C = A - B,$ где A - базовое расстояние, принимают

Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № подл. Подп. и дата
486 11.04.87

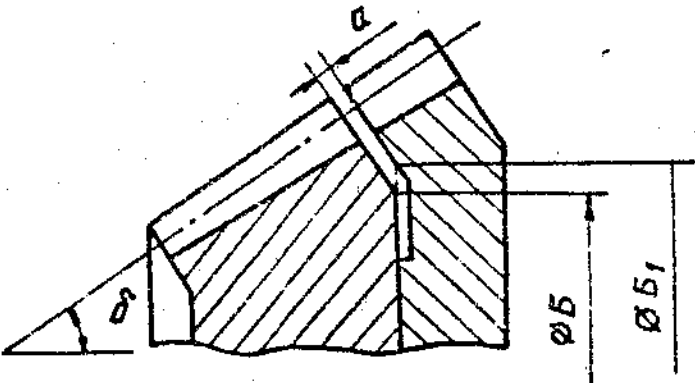
486	Инд. Енотл	Почн. и дата	Взам. инв.	Инд. Енотл	Почн. и дата
		Инд. Енотл 2.01.87			

Продолжение табл. 4

Данные приводи- мые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
10. Базовый торец	Назначение базового торца на рабочем чертеже производится конструктором совместно с техно- логом.
11. σ_f	Угол сходимости линий основания зуба $\sigma_f, \dots^\circ$, определяют по формуле $\sigma_f = \sigma_{fn} - \frac{\frac{180}{\pi} 0,5 E_s c s }{R_e \cos \theta_f},$ где σ_{fn} - номинальное значение угла сходимос- ти линий основания зуба, $\dots^\circ$, определяют по формуле $\sigma_{fn} = \frac{\frac{180}{\pi} \left[\frac{\pi m_e}{4} + (h_a^* + c^*) m_e \operatorname{tg} \alpha \right]}{R_e \cos \theta_f}$ значения R_e, θ_f определяют по [20] при $\chi_1 + \chi_2 = 0$ θ_f определяют из формулы $\operatorname{tg} \theta_f = \frac{1,2 m_e}{R_e}$
12. Вторая часть таблицы параметров	Рекомендации по заполнению приведены в спра- вочном приложении 5 [29] , вид сопряжения В.
13. b^n	Ширина венца b^n определяется из расчета на прочность или конструктивно. Для зубчатых колес с плоскосрезанным внут- ренним торцом ширину венца определяют по фор- муле $b^n = \frac{M^n - c + 0,5 (d_{ae}^n - d_e^n) \operatorname{tg} \delta}{\cos \delta}$ где d_{ae}^n и d_e^n диаметр вершин и внешний

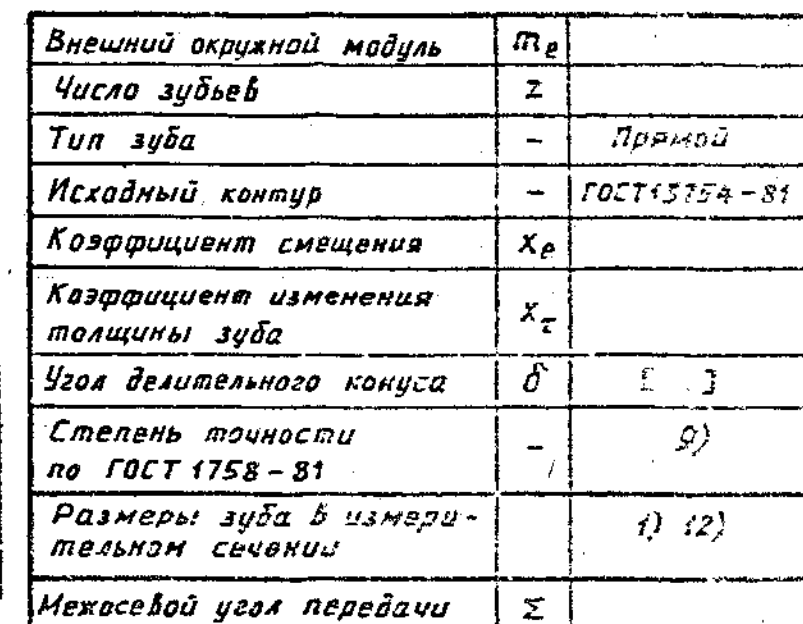
Инв. № подл. 486
Подп. и дата
Взам. инв. № 8.01.87
Инв. № подл. 486

Продолжение табл. 4

Данные, приводимые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
	делительный диаметр части разрезного зубчатого колеса, незакрепленной на валу, определяют по [20]
I4. b^s	Ширина венца b^s определяется из расчета на прочность или конструктивно. Для зубчатых колес с плоскосрезанным внутренним торцом ширину венца определяют по формуле $b^s = \frac{M^s - C + 0,5(d_{ae}^s - d_e^s) \tan \delta}{\cos \delta},$ где d_{ae}^s и d_e^s диаметр вершин и внешний делительный диаметр части разрезного зубчатого колеса, закрепленной на валу, определяют по [20]
I5. $\phi B - \Delta B$ $\phi B_1 + \Delta B$	Соотношение B и B_1 видно из формулы $B_1 - B = \frac{a}{\sin \delta},$ где $a = 0,5 - 1,0$ мм $\Delta B = 0,1m$ при $m \leq 10$ мм $\Delta B = 0,05m$ при $m > 10$ мм 

Исполн.	Прош. и дата	Взам. инж.	Изм.	Едуол	Прош. и дата
436	Магист 8.01.87				

Стр. 171

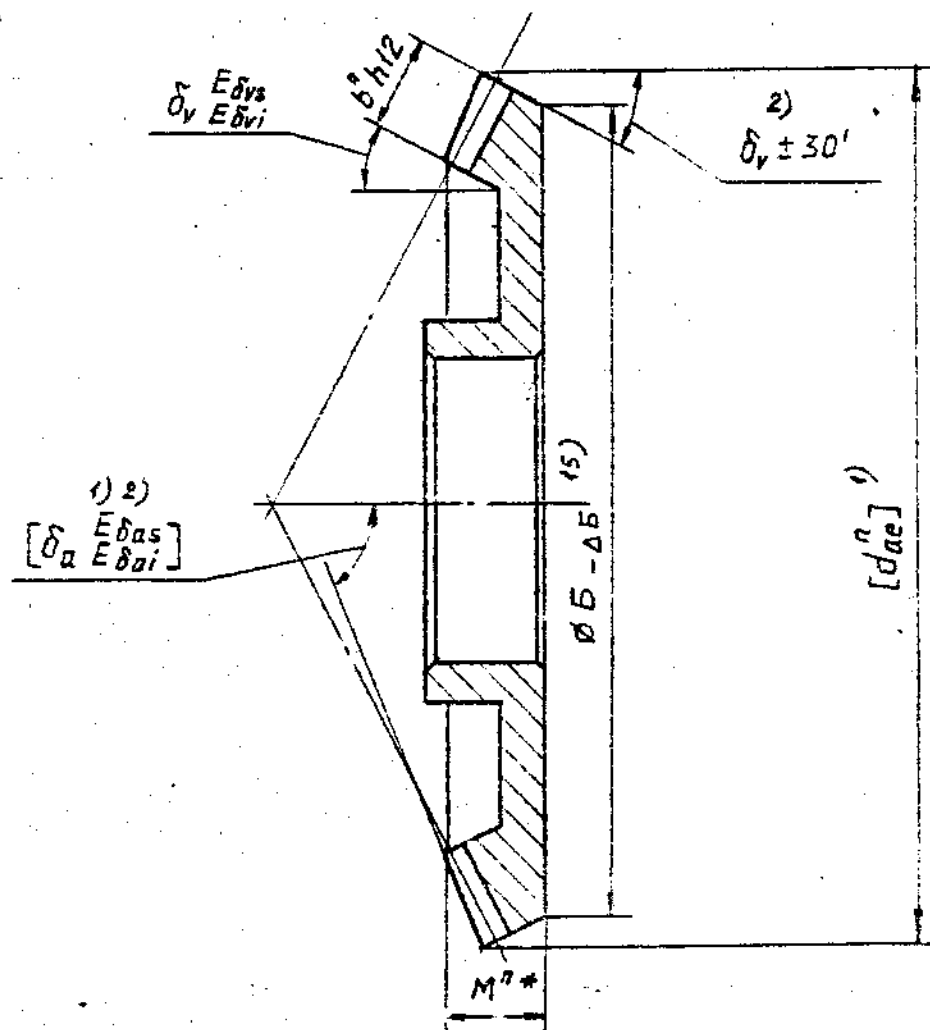


- При плоскосрезанном внутреннем торце особенности оформления венца показаны на черт. II, а

Черт. 7

486	Подпись и дата	Взвешен инв.	Лит. № инв.	Подп. и дата

Расположенная у внутреннего дополнительного конуса незакрепляемая на валу часть разрезного конического зубчатого колеса (совместное нарезание зубьев):



1. * Размер для справок

2. Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. ...

Детали применять совместно

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.4, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

При плоскосрезанном внутреннем торце особенности оформления венца показаны на черт.11,б

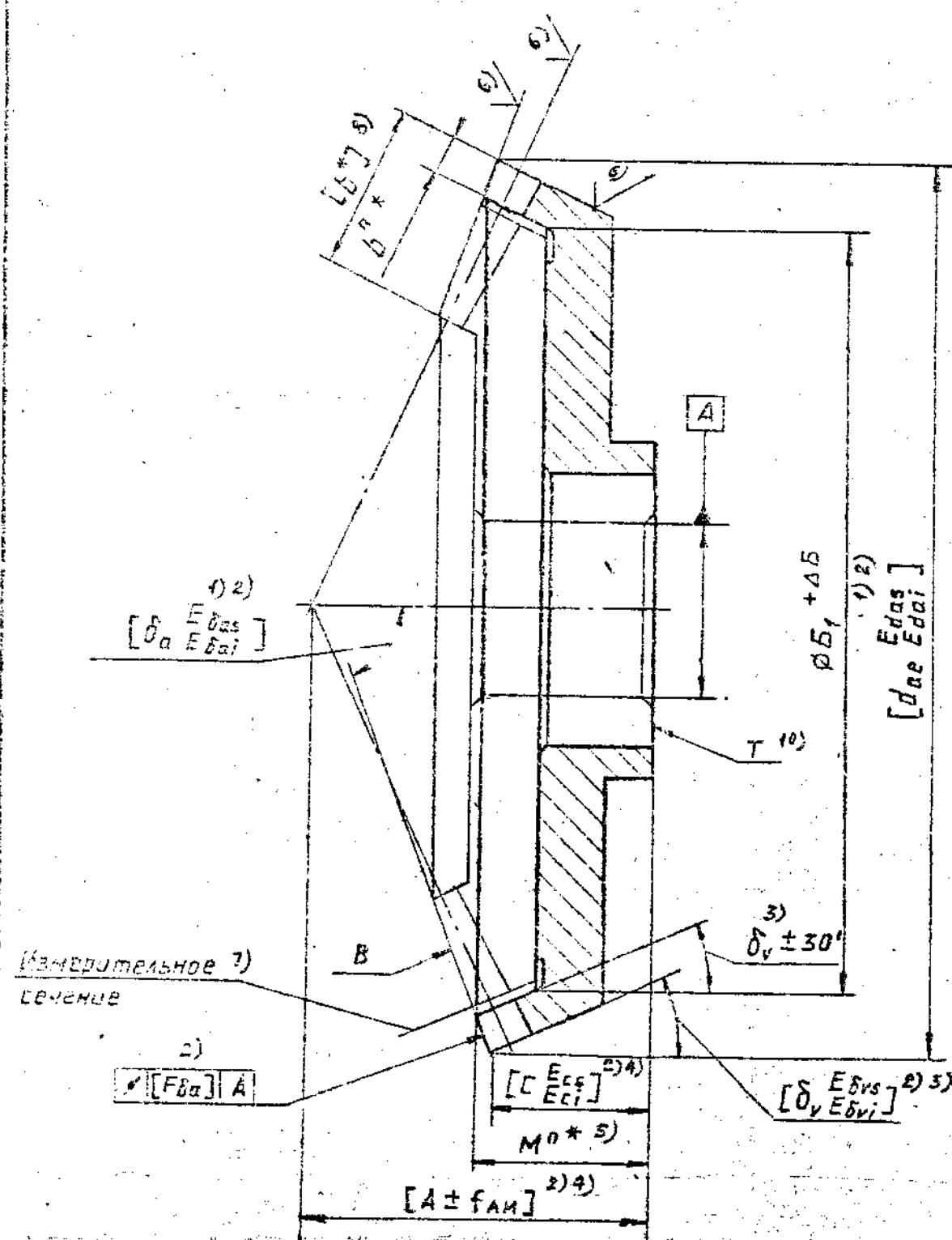
Черт.8

И.Д. Егорова	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докум.	Кол. и дата
486	Майков 8.01.87			

Расположенная у внешнего дополнительного конуса
незакрепленная на валу часть разрезного конического
зубчатого колеса (совместное нарезание зубьев)

Гребный окружной модуль	m_m	
Внешнее конусное расстояние	R_e	[]
Среднее конусное расстояние	R	[]
Средний делительный диаметр	d	[]
Угол конуса впадин	δ_f	[]
Внешняя высота зуба	h_e	[]
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Внешний окружной модуль	m_e	
Число зубьев	Z	
Тип зуба	-	Прямой
Исходный контур	-	ГОСТ 13754-81
Коэффициент смещения	x_e	
Коэффициент изменения толщины зуба	x_{ϵ}	
Угол делительного конуса	δ	[]
Степень точности по ГОСТ 1758-81	-	9)
Размеры зуба в измерительном сечении		1) 12)
Межосевой угол передачи	Σ	



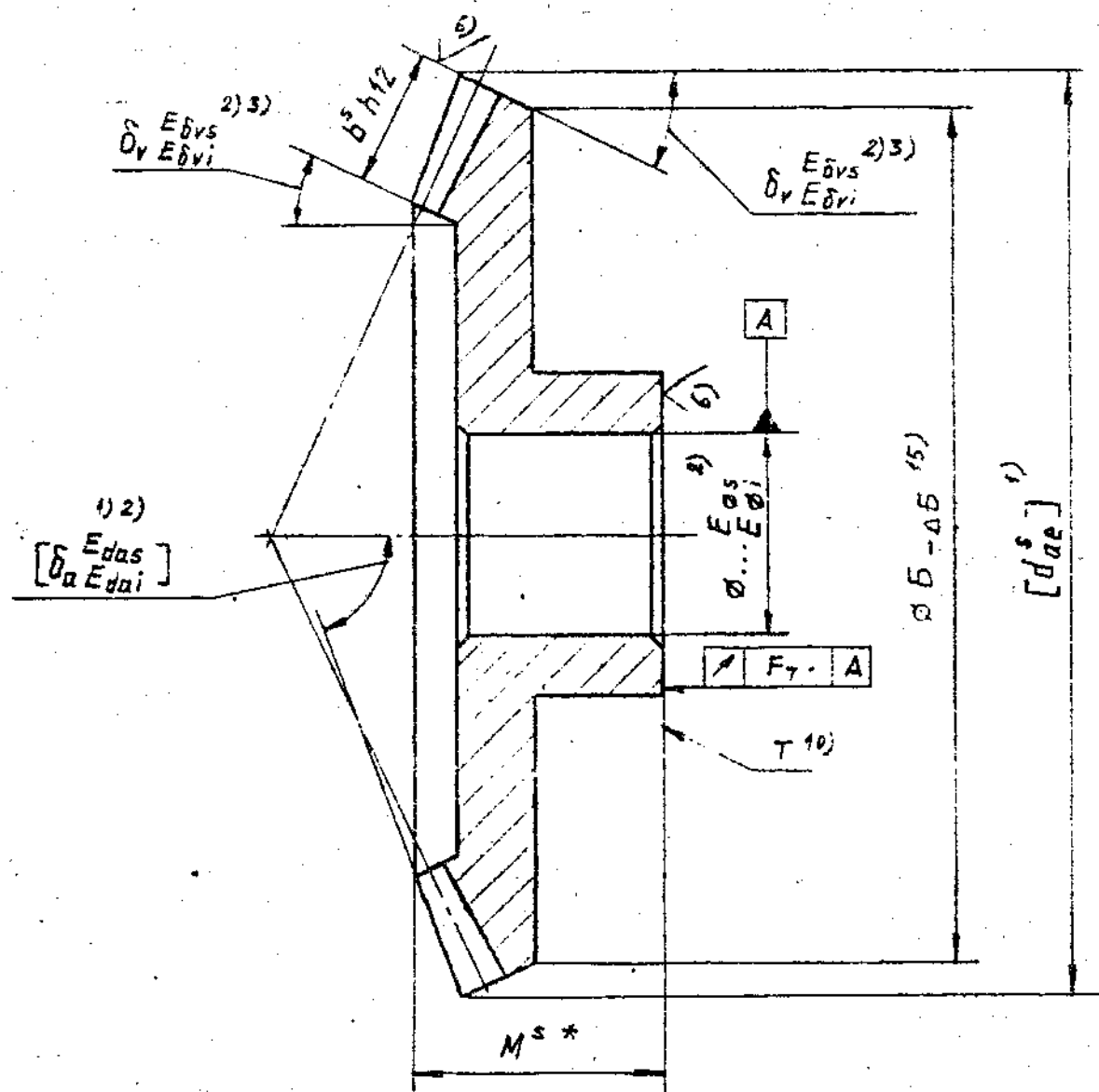
- * Размеры для справок
- Базовый торец - Т, торец дет. ... (венце В). 10)
- Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1758-81.
- Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. ...
- Детали применять совместно.
- Угол сходимости линий основания зуба $\delta_f = \dots$ 11)
- Показатели точности контролировать только на венце В

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл. 4, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

При плоскосрезанном внутреннем торце особенности оформления венца показаны на черт. II, 2

Черт. 9

Расположенная у внутреннего дополнительного конуса закрепляемая на валу часть разрезного конического зубчатого колеса (совместное нарезание зубьев)



1. Базовый торец-Т 10)
2. Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. ...

Детали применять совместно

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.4, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

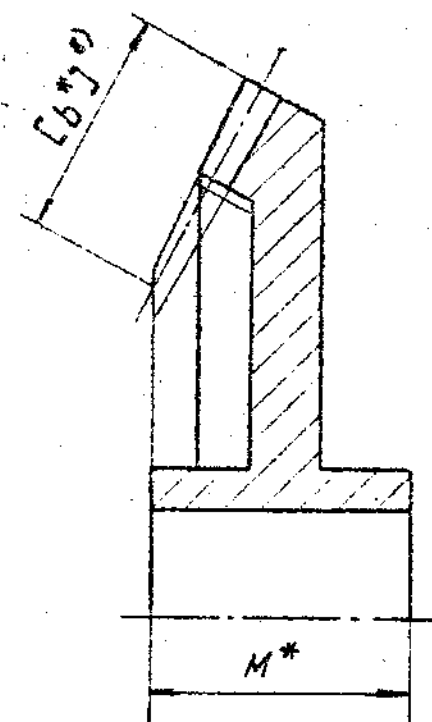
При плоскосрезанном внутреннем торце особенности оформления венца показаны на черт. II, б

Черт. 10

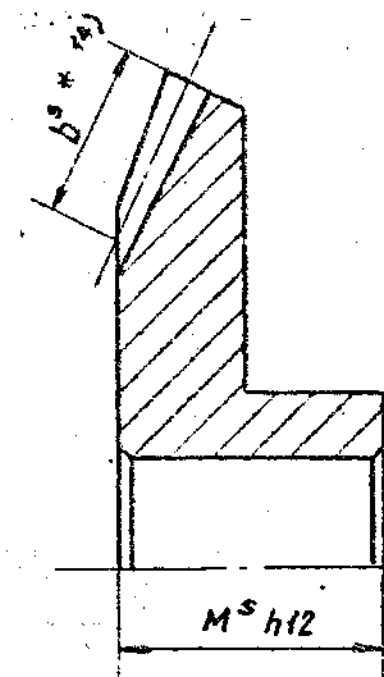
Инв. №	Полн. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Полн. и дата
486	Иванов 8.01.87			

Особенности оформления при плоскосрезанном внутреннем торце

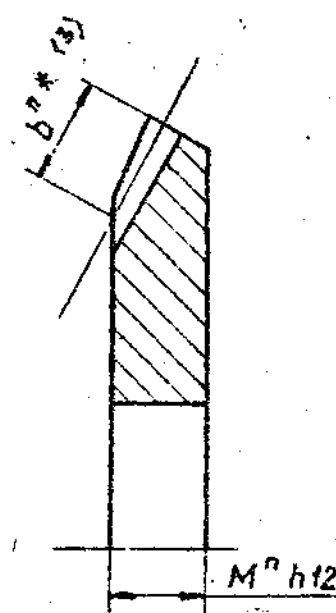
а) Закрепляемая на валу часть разрезного зубчатого колеса
расположена у внешнего дополнительного конуса



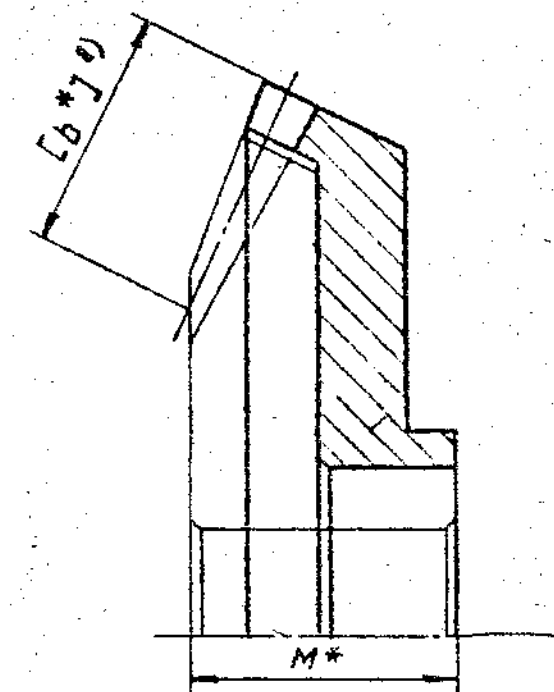
в) Закрепляемая на валу часть разрезного зубчатого колеса
расположена у внутреннего торца



б) Незакрепляемая на валу часть разрезного зубчатого колеса
расположена у внутреннего торца



г) Незакрепляемая на валу часть разрезного зубчатого колеса
расположена у внешнего дополнительного конуса



Черт. II

4. ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА С РАЗРЕЗНЫМ ЧЕРВЯЧНЫМ КОЛЕСОМ

4.1. Чертежи червячного колеса и червяка оформляют по [3] учитывая особенности для разрезного червячного колеса.

4.2. Примеры указания параметров частей разрезного червячного колеса и сцепляющегося с ним червяка приведены на черт.12-15.

Таблица 5

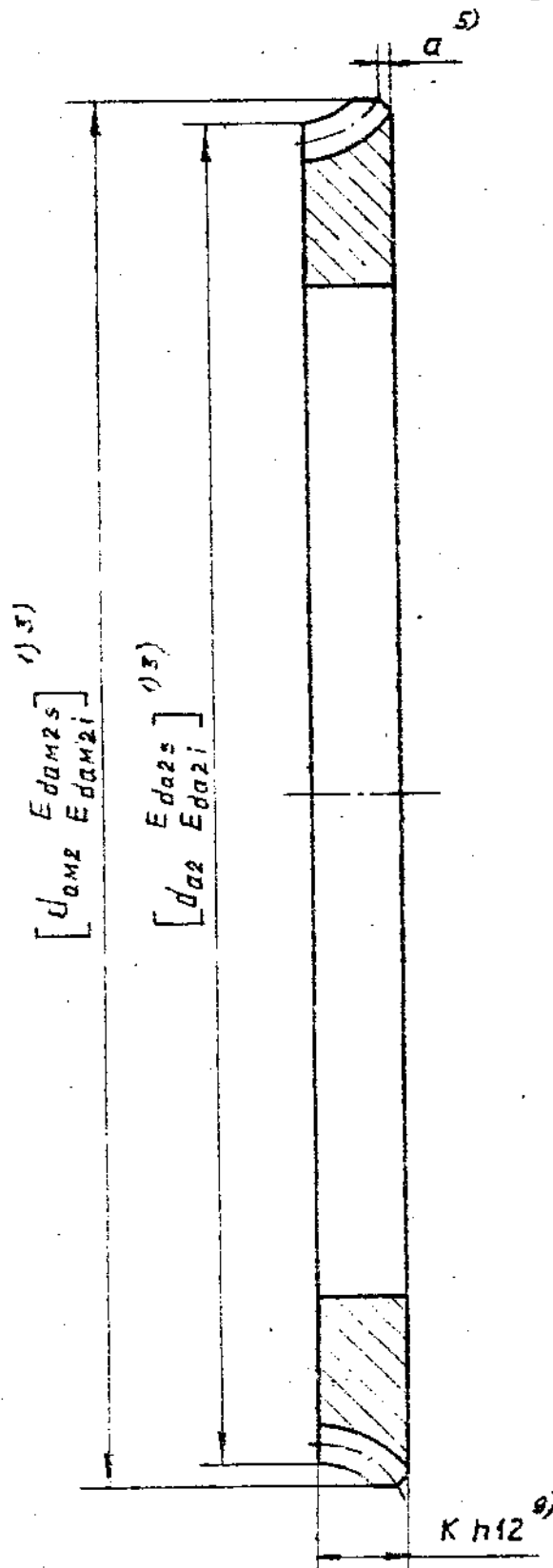
Данные, приводимые на чертеже (обозначение или наименование)	Указание по определению или оформлению
I. Геометрические параметры	Определяют по [21]
2. R	$R = 0,5d_f - m$, где d_f - делительный диаметр червяка
3. Предельные отклонения и допуски	$E_{dam2s}, E_{dam2i}; E_{da2s}, E_{da2i}; E_{dns}, E_{dni}; E_{ks}, E_{ki}, F_{da2}, F_r, E_{da1s}, E_{da1i}, F_{da1}$ определяют по обязательному приложению 2 [23] для вида сопряжения В; F_{da2} назначают при использовании поверхности вершин зубьев для выверки на зуборезном станке
4. Шероховатость поверхности	Рекомендации по назначению приведены в обязательном приложении 2 [23]
5. a	$a = 0,5m$
6. $\pm F_{xc}; \pm F_{ac}$	Определяют по справочному приложению 3 [23]
7. Степень точности	Указывают только степень точности по [11]
8. Базовый торец	Назначение базового торца на чертеже про-

Изм. Инвол. Подп. и дата Взам. инв. Инв. Едубл. Подп. и дата

Изм. Инвол. Подп. и дата

485

Незакрепляемая на валу часть разрезного червячного колеса
(совместное нарезание зубьев)



Обработку по размерам в
квадратных скобках производить
совместно с дет. ...

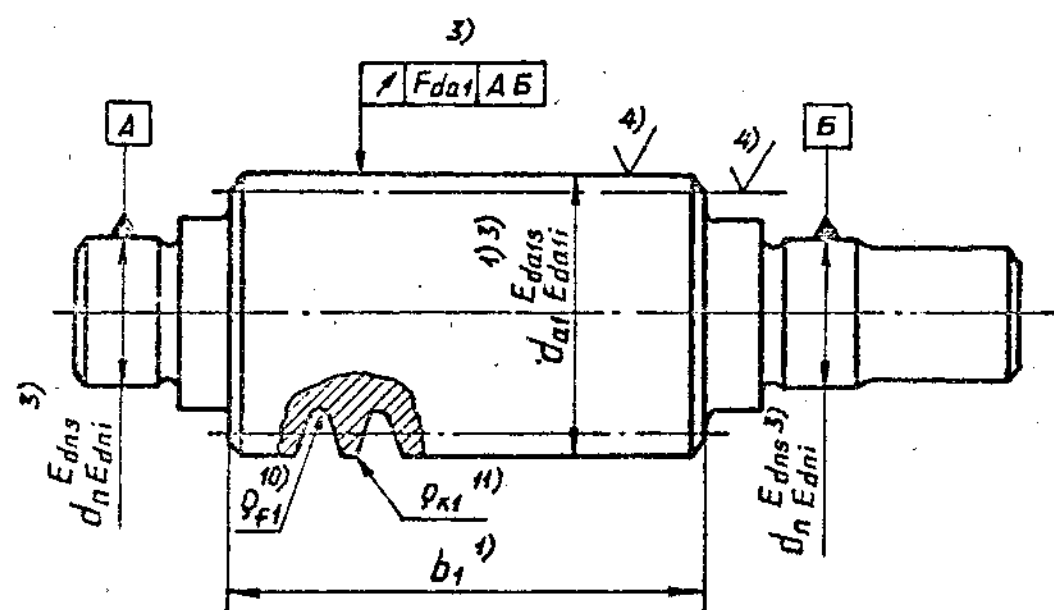
Детали применять совместно

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.5, в которой
даны пояснения по оформлению чертежа

Черт.13

ЦНБ	ИИИ	Подпись и дата	Изм. №	Дет. №	Дет. №
48.5	ИИИ	3.01.57			

Червяк



Модуль	m	
Число витков	z_1	
Вид червяка	-	ZA
Делительный угол подъема	γ	
Направление линии витка	-	13)
Исходный червяк	-	ГОСТ 19036-81 ③
Степень точности по ГОСТ 3675-81	-	7)
Делительная толщина по хорде витка	$\bar{s}_a$	$\bar{s}_{a1}^{1)} E_{ss}^{12)} (E_{ss}^{12)} - T_s^{1)}$
Высота до хорды	$\bar{h}_a$	$\bar{h}_{a1}$
Делительный диаметр червяка	d_1	
Ход витка	p_{z1}	
Межосевое расстояние	a_w	
Коэффициент диаметра червяка	q	
Высота витка червяка	h_t	
Число зубьев сопряженного червячного колеса	z_2	
Обозначение чертежа сопряженного червячного колеса		

1. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 3675-81

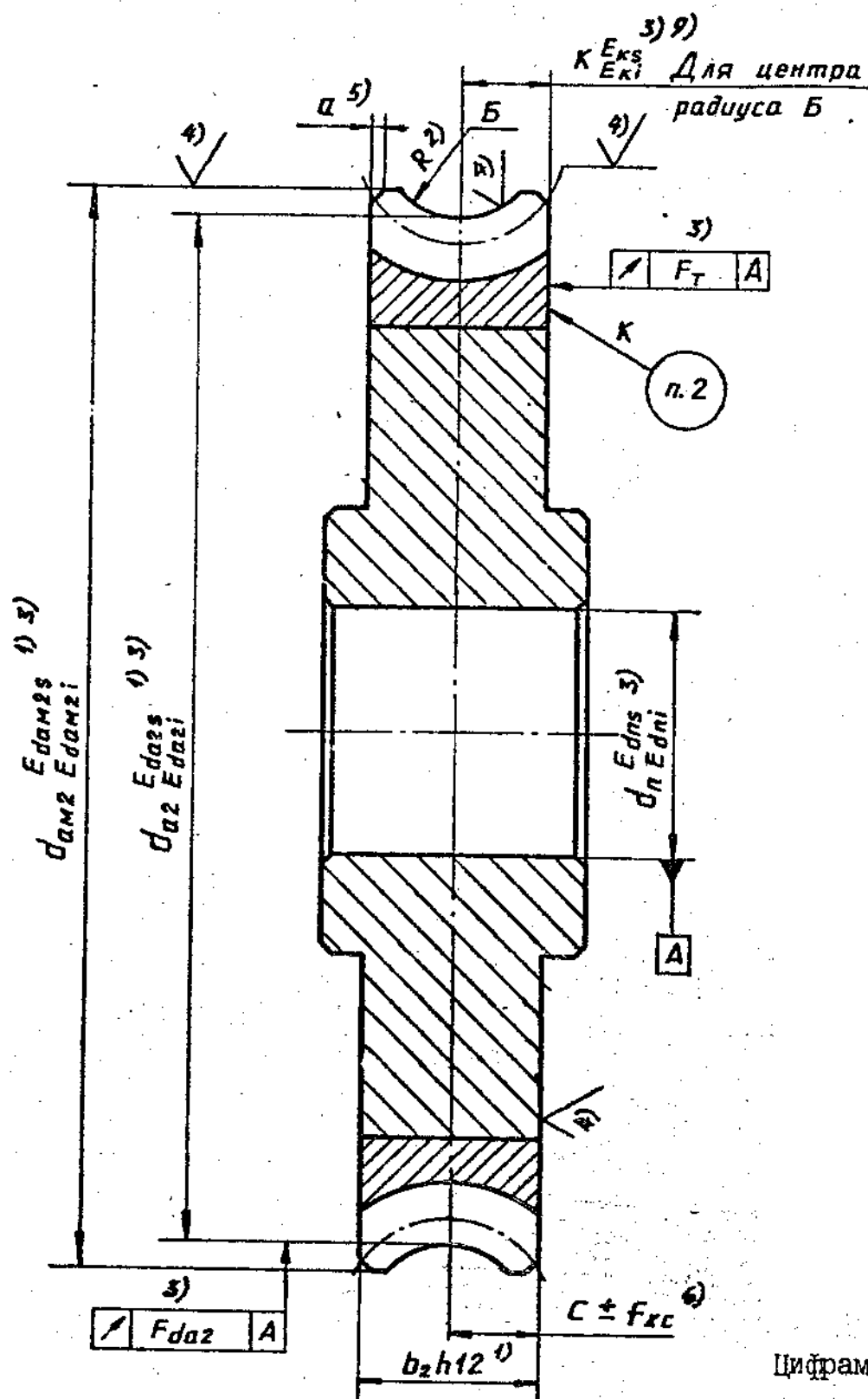
2. Концы витков толщиной менее 1,5 мм удалить

Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.5, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт. I4

Имя, фамилия, инициалы
Подпись и дата
486
18.01.87

а 5) $K_{E_{K1}}^{E_{KS}}$ Для центра радиуса B .



Цифрами со скобкой обозначены номера пунктов табл.5, в которой даны пояснения по оформлению чертежа

Черт.15

Модуль	m	
Число зубьев	z_2	
Направление линии зуба	-	
Коэффициент смещения червяка	x	
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	-	7)
Межосевое расстояние	a_w	1)
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	1)
Вид сопряженного червяка	-	2А
Число витков сопряженного червяка	z_1	
Межосевое расстояние в обработке	a_o	$a_o \pm f_{ac}$ 6)
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

1. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 3675-81.
2. Базовый торец маркировать ^{в)}

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Обязательное

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОЧНЫХ ДОКУМЕНТОВ

Поряд. номер	Обозначение	Наименование	Лист
1	ГОСТ 2.403-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес	156, 161
2	ГОСТ 2.405-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес	167
3	ГОСТ 2.406-76	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес	176, 177
4	ГОСТ 493-79	Бронзы безоловянные литейные. Марки	56
5	ГОСТ 613-79	Бронзы оловянные литейные. Марки	56, 133, 142
6	ГОСТ 1412-79 ⁸⁵	Чугун с пластинчатым графитом Отливки из серого чугуна с для отливок. Марки пластинчатым графитом. Общие техни- ческие условия	56
7	ГОСТ 1643-81	ОНВ. Передатки зубчатые цилиндрические. Допуски	157, 158, 159, 160, 161, 162, 163, 165, 166
8	ГОСТ 1758-81	ОНВ. Передатки зубчатые конические и гипоидные. Допуски	167, 168, 171, 173
9	ГОСТ 2144-76	Передатки червячные цилиндрические. Основные параметры	54, 66
10	ГОСТ 2789-73	Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики	106, 120, 158

Изм.	Исполн.	Подп.	И дата	Взам. инв.	Инд. инв.	Инд. инв.	Инд. инв.	Инд. инв.	Инд. инв.
485	М.А.С.С.	2.01.87							

Продолжение

Порядк. номер	Обозначение	Наименование	Лист
11	ГОСТ 3675-81	ОНВ. Передачи червячные цилиндрические. Допуски	176,178, 180,181
12	ГОСТ 4543-71	Прокат из легированной конструкционной стали Технические условия	107
13	ГОСТ 13754-81	ОНВ. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур	1,171, 173
14	ГОСТ 13755-81	ОНВ. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур	1,84, 91, 149,159, 160,163, 165,166
15	ГОСТ 15527-70	Сплавы медно-цинковые (латуни), обрабатываемые давлением. Марки	56
16	ГОСТ 16530-83	Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения	2,88
17	ГОСТ 16532-70	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии	2,15,84, 85,88,89, 104,161
18	ГОСТ 19036-81 ⁹⁴	ОНВ. Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк	1,54,178, 180,181
19	ГОСТ 19274-73	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии	2,15, 161

Изм. Инд. Испол. и дата
Взам. Инд. Испол. и дата
436 12.01.87

Продолжение

Поряд. номер	Обозначение	Наименование	Лист
20	ГОСТ 19624-74	Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии	2, 34, 36, 167, 168, 169, 170
21	ГОСТ 19650- ⁹⁷ 74	Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии <i>геометрических параметров.</i>	2, 54, 55, 59, 66, 176
22	ГОСТ 21354- ⁸⁷ 75	Передачи зубчатые цилиндрические <i>внешнего зацепления</i> эвольвентные. Расчет на прочность	2
23	ОСТ 92-1089-83	ОНВ. Передачи червячные цилиндрические. Допуски	54, 55, 67, 134, 143, 176, 177
24	ОСТ 92-8749- ⁹¹ 76	ЕСДП-СЭВ. Поля допусков и рекомендуемые посадки, <i>снпс</i> (Ограничитель ГОСТ 25347-82)	156
25	ОСТ 92-9084-84	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные и реечные с модулем от 1 мм и более. Методика расчета на прочность	4, 7, 12, 14, 15, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 85, 89, 98, 101, 102, 103, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118

Изм.	Исполн	Подп.	И дата	Изм.	Исполн	Подп.	И дата
486							

Продолжение

Поряд. номер	Обозначение	Наименование	Лист
26	ОСТ 92-9085-84	Передачи зубчатые конические с модулем от 1 мм и более. Методика расчета на прочность	4, 29, 33, 34, 35, 36, 39, 41, 42, 43, 45, 124, 125, 126, 127, 128, 130
27	ОСТ 92-9502-81	Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски	91, 92, 100, 149, 150, 156, 157, 161, 162
28	ОСТ 92-9503-81	Передачи червячные цилиндрические с модулем от 1 мм и более. Расчет на прочность	67
29	ОСТ 92-9610-82	ОПВ. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски. Ограничение ГОСТ 1758-81	120, 125, 167, 168, 169

Минв. Арктики	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № докум.	Подп. и дата
486	Удальцов 8.01.87			

СОДЕРЖАНИЕ

I. Общие положения	2
2. Беззазорные зубчатые и червячные передачи	3
2.1. Общие положения	3
2.2. Цилиндрическая прямозубая передача с разрезным и неразрезным зубчатыми колесами	6
2.3. Коническая прямозубая передача с разрезным и неразрезным зубчатыми колесами	29
2.4. Червячная цилиндрическая передача с разрезным червячным колесом и неразрезным червяком	49
2.5. Червячная цилиндрическая передача с неразрезным червячным колесом и двумя червяками	78
3. Цилиндрические передачи с уменьшенным боковым зазором и углом зацепления $\alpha_{f_w} < 20^\circ$	84
4. Расчет цилиндрических передач с регулируемым боковым зазором при постоянном межосевом расстоянии	88
4.1. Общие положения	88
4.2. Расчет геометрии	91
Приложение I. Примеры расчетов	97
Справочное	
Приложение 2. Указания по оформлению чертежей зубчатых колес передач с регулируемым боковым зазором	156
Справочное	
Приложение 3. Перечень ссылочных документов	182
Обязательное	

Изм. №	Исполн.	Подп. и дата	Изм. №	Исполн.	Подп. и дата
487	И.И.И.	8-01-87			

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ

Изм	Номера страниц				Всего страниц в документе	Номер документа	Входящий номер сопроводительного документа	Подпись	Дата
	измененных	замененных	новых	аннулированных					
1	1					456.432-88		<i>Васильев</i>	25.10.88
2	182-184					456.533-02		<i>Васильев</i>	27.09
3	56, 178, 180, 181, 183					456.574-08		<i>Васильев</i>	27.09

ИНВ. КЛОД	ПОДП. И ДАТА	ВЗАМ. ИНВ.	ИНВ. КЛОД	ПОДП. И ДАТА
486	<i>Васильев</i> 28.01.87			