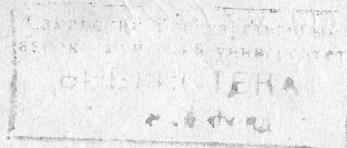


СГАУ 16(1)
Р 248

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ
КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
НА ЭВМ



Составители: Е. П. Жильников, С. И. Шубин,
А. Н. Тихонов

УДК 621.833.2

Расчет на прочность конической зубчатой передачи на ЭВМ: Метод. указания /Самар. аэрокосм. ун-т; Сост. Е. П. Жильников, С. И. Шубин, А. Н. Тихонов. Самара, 1993. 22 с.

Предназначены для проектировочных и проверочных расчетов на микроЭВМ конических зубчатых передач (прямозубых и с круговым зубом) приводов общего и авиационного машиностроения.

Рекомендуются студентам механических специальностей при выполнении курсовых и дипломных проектов. Выполнены на кафедре ОКМ.

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ

обозначенного здесь срока

		Ремонт	24/12
26.11.16.		Ерохов	257
21.09.11г.		Жильников	130.4
10.09.11г.		Четвериков	432

ИД СГАУ 32к 121

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи крутящего момента между пересекающимися осями. В современном машиностроении наибольшее распространение получили конические передачи прямозубые и с круговыми зубьями.

Как и цилиндрические, конические зубчатые передачи рассчитываются на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев — по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчет на усталостную прочность по контактным напряжениям является основным для определения габаритов передачи, расчет на выносливость по напряжениям изгиба — для определения модуля передачи.

Расчеты конических зубчатых передач в настоящее время не стандартизованы. Имеются различные методики и рекомендации по выполнению расчетов [1...5]. В данной работе за основу принята методика [5] (с учетом [4]).

Расчеты на прочность как прямозубых конических передач, так и передач с круговыми зубьями сведены к расчетам эквивалентных цилиндрических зубчатых передач. Расчеты же цилиндрических зубчатых передач стандартизованы ГОСТ 21354-75.

Обозначения и зависимости для расчета основных геометрических параметров конических зубчатых передач соответствуют ГОСТ 19325-73, ГОСТ 19624-74, ГОСТ 19326-73.

В данных методических указаниях введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов. Так, коэффициенты неравномерности распределения нагрузки K_β и динамической нагрузки K_v приняты одинаковыми при расчетах на изгибную и контактную прочность, определение допускаемых напряжений производится без учета шероховатости поверхностей и размеров колес и т. п.

Последовательность выполнения основных этапов расчета изложена в виде схем алгоритмов расчета, которыми можно пользоваться и при «ручном» расчете.

2. ПРОГРАММА РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основные величины, входящие в расчетные формулы, и их размерность приведены в табл. 1.

Таблица 1

Обозначение		Размерность	Наименование величины
в формулах	в программе		
BT(1)	L(1)	—	Вид термообработки для шестерни и колеса
b_w	B6	мм	Рабочая ширина зубчатого венца
c_1, c_2	C1, C2	—	Число нагружений за один оборот для зуба шестерни и колеса соответственно
CT	C	—	Степень точности передачи
d_{ae1}, d_{ae2}	V7, V8	мм	Внешний диаметр вершин зубьев шестерни и колеса соответственно
d_{e1}, d_{e2}	D3, D4	мм	Внешний делительный диаметр шестерни и колеса соответственно
d_{m1}	D Ø	мм	Средний делительный диаметр шестерни
d_m	D1	мм	Заданное значение среднего делительного диаметра шестерни
d_{min}	D2	мм	Минимально допустимое значение среднего делительного диаметра шестерни
e_F, e_H	E2, E1	—	Величина недогрузки по изгибным и контактным напряжениям соответственно
HB(1)	H1(1)	—	Величина твердости поверхности зубьев шестерни и колеса по Бринеллю, Роквеллу или Виккерсу соответственно
HRC(1)	H2(1)	—	Величина твердости поверхности зубьев шестерни и колеса по Бринеллю, Роквеллу или Виккерсу соответственно
HV(1)	H3(1)	—	Величина твердости сердцевины зуба шестерни и колеса по Роквеллу
HRC _c (1)	H5(1)	—	Величина твердости сердцевины зуба шестерни и колеса по Роквеллу
h_{ae}	H1	мм	Высота головки зуба на внешнем торце
IR	T1	—	Номер типового режима нагружения
K_{Fc}	K3	—	Коэффициент, учитывающий двустороннее нагружение зуба
K_{FE}, K_{HE}	K2, K1	—	Коэффициент эквивалентности при расчетах по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_{FL}, K_{HL}	K1(1) K(1)	—	Коэффициент долговечности при расчете зуба шестерни и колеса по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_d	D9	(МПа) ^{1/3}	Вспомогательный коэффициент при проектировочном расчете
K_F, K_H	K, K9	—	Коэффициент нагрузки при расчете по изгибным и контактным напряжениям соответственно

Продолжение табл. 1

Обозначение		Размерность	Наименование величины
в формулах	в программе		
K_a	—	—	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении
$K^{\alpha\beta}, K_{\beta}$	K7, K8	—	Начальное и эффективное значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца
K_v	K6	—	Коэффициент динамической нагрузки
m_F	M8	—	Показатель степени уравнивания кривой выносливости при изгибе зубьев
$m_n m, m_{+m}$	M9, R4	мм	Нормальный и торцевой модули в среднем сечении зуба
m_{te}	R3	мм	Торцевой модуль на внешнем торце
m_{min}	M1	мм	Минимально допустимое значение модуля в среднем сечении
N_{HO}	N1(1)	—	Базовое число циклов перемены контактных напряжений шестерни и колеса
N_{FE}	N4(1)	—	Эквивалентное число циклов перемены изгибных и контактных напряжений соответственно
N_{HE}	N3(1)	—	Эквивалентное число циклов перемены изгибных и контактных напряжений соответственно
n_1, n_2	N1, N2	об/мин	Частота вращения вала шестерни и колеса соответственно
R_e, R_m	R2, R1	мм	Внешнее и среднее конусное расстояние соответственно
S_F	S2(1)	—	Коэффициент безопасности шестерни и колеса при расчетах по изгибным и контактным напряжениям соответственно
S_H	S6(1)	—	Коэффициент безопасности шестерни и колеса при расчетах по изгибным и контактным напряжениям соответственно
T_1	T3	Н·мм	Момент крутящий на валу шестерни
t_h	T	ч	Ресурс работы передачи
u	U	—	Передаточное число передачи
V	V	м/с	Окружная скорость
Y_{F1}, Y_{F2}	Y3, Y4	—	Коэффициент формы зуба шестерни и колеса соответственно
Y_{β}	Y1	—	Коэффициент, учитывающий наклон зубьев
Y_{ε}	X9	—	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчете по изгибным напряжениям
Z_H	Z5	—	Коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел
Z_{ε}	Z8	—	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчете по контактным напряжениям
z_1, z_2	Z1, Z2	—	Число зубьев шестерни и колеса соответственно
z_{V1}, z_{V2}	Z6, Z7	—	Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса соответственно

Обозначение		Размер- ность	Наименование величины
в формулах	в программе		
α	A9	рад	Угол профиля зуба
α_{tw}	A8	рад	Угол зацепления в торцевом сечении
β_m	B Ø, B	град, рад	Угол наклона зубьев в среднем сечении
δ_1, δ_2	B3, B4	рад, град	Угол делительного конуса шестерни и колеса соответственно
δ_{a1}, δ_{a2}	V3, V4	град	Угол конуса вершин зубьев шестерни и колеса соответственно
δ_{f1}, δ_{f2}	V5, V6	град	Угол конуса впадин шестерни и колеса соответственно
ε_a	E	—	Коэффициент торцевого перекрытия
θ_a	Q2, Q3	рад, град	Угол головки зуба
θ_f	Q1, Q4	рад, град	Угол ножки зуба
Σ	B1, B2	град, рад	Угол между осями колес
σ_{F1}, σ_{F2}	S8, S9	МПа	Напряжения изгиба зуба шестерни и колеса соответственно
$\sigma_{F \lim}$	S3(1)	МПа	Базовый предел выносливости зуба шестерни и колеса
$[\sigma_F]$	S4(1)	МПа	Допускаемое напряжение изгиба для зуба шестерни и колеса
σ_H	S7	МПа	Контактное напряжение в зубьях
$\sigma_{H \lim}$	S(1)	МПа	Базовый предел контактной выносливости для шестерни и колеса
$[\sigma_H]$	S1(1)	МПа	Допускаемое контактное напряжение для зуба шестерни и колеса
$[\sigma_H]$	S2	МПа	Допускаемое контактное напряжение для передачи
ψ_{oa}, ψ_{or}	K4, K5	—	Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни и конусного расстояния соответственно

При расчетах принимают для всех величин шестерни $I=1$, колеса — $I=2$. При проектировочном расчете приближенные или предварительные значения величин имеют дополнительный индекс — штрих: K'_F, K'_H, u', b'_w и т. п.

Исходными данными для расчета передачи являются величины: T_1 — момент крутящий на валу шестерни; n_1 — частота вращения вала шестерни; u — передаточное отношение передачи; t_n — ресурс передачи; IR — номер типового режима нагружения; Σ — угол между осями колес; CT — степень точности передачи; d_m — заданное значение среднего диаметра шестерни. Если значение среднего диаметра шестерни не задано, следует принять $d_m = 0$.

Большинство режимов нагружения современных машин сводится к шести типовым: 0 — постоянный; 1 — тяжелый; 2 — средний равновероятный; 3 — средний нормальный; 4 — легкий; 5 — особо легкий.

Тяжелый режим характерен, например, для передач горных машин, средний равновероятный и средний нормальный — для транспортных машин, легкий и особо легкий — для металлорежущего оборудования и приводов приборов. Если номер типового режима заранее не задан, его следует принять, согласовав с преподавателем.

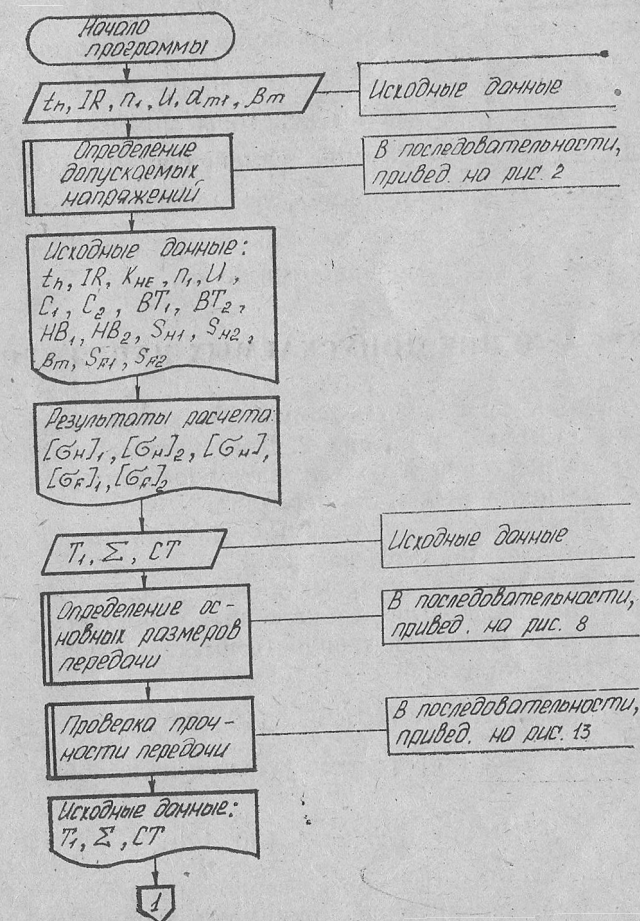


Рис. 1. Общая схема алгоритма расчета конической передачи

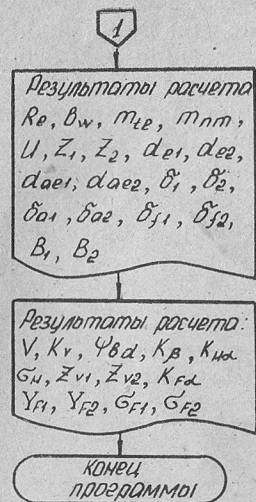


Рис. 1. Продолжение

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Общий порядок определения допускаемых контактных и изгибных напряжений приведен на рис. 2. Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса, затем вычисляются допускаемые контактные напряжения для передачи.

Порядок определения допускаемых контактных напряжений для каждого из колес приведен на рис. 3.

Выбор материалов для зубчатых колес и их термообработки производится по табл. 2. Для незакаленных зубчатых колес с прямыми зубьями рекомендуется твердость шестерни назначать большей, чем твердость колеса:

$$HB(1) \approx HB(2) + (10 \dots 20).$$

Для зубчатых колес с круговыми зубьями целесообразно назначать

$$HB(1) \approx HB(2) + (80 \dots 120).$$

Для закаленных зубчатых колес твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса, как правило, принимаются одинаковыми.

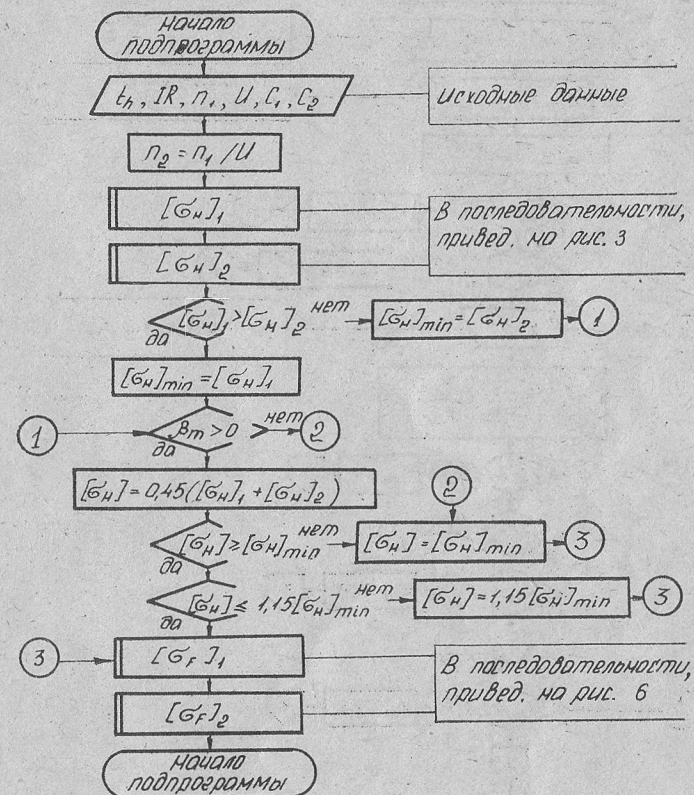


Рис. 2. Общая схема алгоритма определения допускаемых напряжений

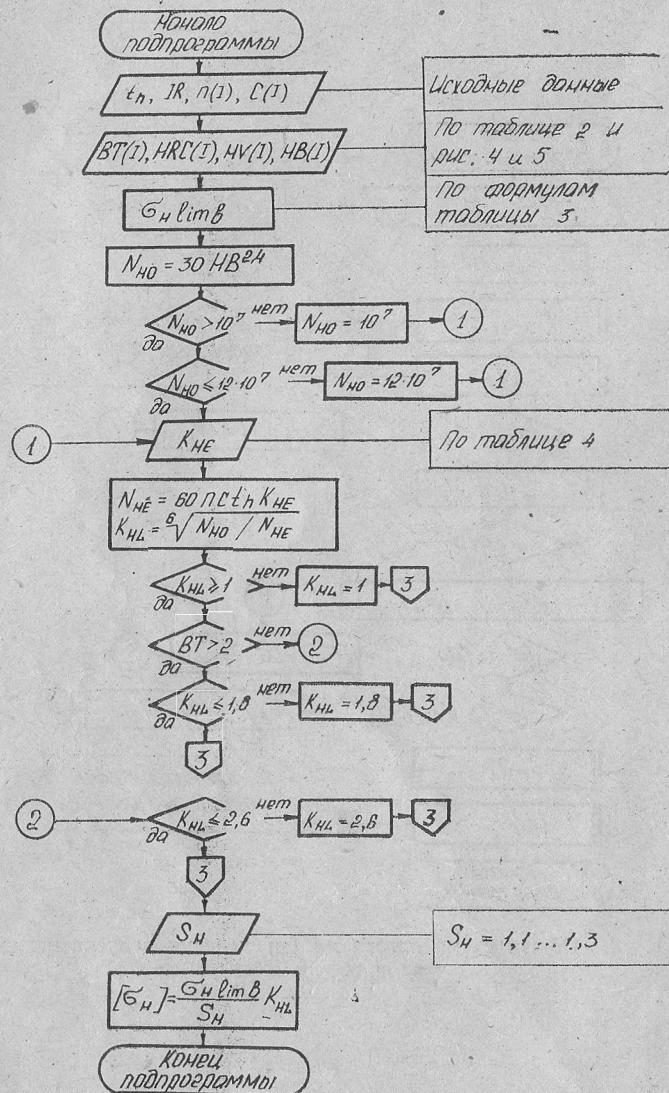


Рис. 3. Схема алгоритма определения допускаемых контактных напряжений

Таблица 2

Марка стали	Вид термообработки	Твердость зубьев	
		на поверхности	в сердцеvine
40	Улучшение	HB 192 ... 228	
45	Нормализация Улучшение	HB 170 ... 217 HB 200 ... 240	
40X	Улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка Азотирование	HB 230 ... 260 HRC 45 ... 50 HRC 45 ... 55 HV 500 ... 550	250 ср. HRC 26 ... 30 HRC 26 ... 30 хром никель
40XH	Улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка	HB 230 ... 300 HRC 48 ... 54 HRC 45 ... 50	270 ср. HRC 25 ... 27
35XM	Улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка	HB 269 HRC 45 ... 50 HRC 45 ... 53	HRC 25 ... 27
12XH3A	Цементация	HRC 56 ... 63	HRC 30 ... 35
12X2H4A	— » —	HRC 58 ... 63	HRC 35 ... 40
18XГТ	— » —	HRC 58 ... 60	HRC 32 ... 38
25XГТ	— » —	HRC 58 ... 63	HRC 32 ... 38
20X	— » —	HRC 56 ... 63	HRC 25 ... 27
20XH	— » —	HRC 56 ... 63	HRC 28 ... 30
20XH3A	— » —	HRC 58 ... 63	HRC 30 ... 35
38X2Ю	Азотирование	HV 700 ... 850	HRC 30 ... 35
38X2МЮА	— » —	HV 850 ... 900	HRC 30 ... 35

В программе расчетов на ЭВМ приняты обозначения видов термообработки (BT): 1 — нормализация или улучшение; 2 — объемная закалка; 3 — поверхностная закалка; 4 — цементация; 5 — азотирование.

Перевод единицы твердости из одной шкалы в другую производится по графикам на рис. 4 и 5.

Базовые разрушающие контактные напряжения в зависимости от твердости поверхности определяются по формулам табл. 3.

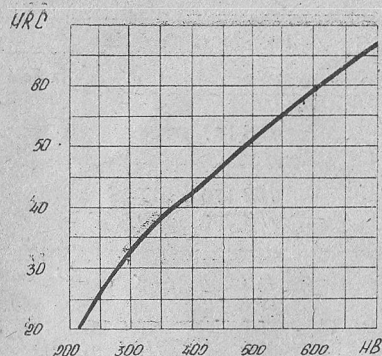


Рис. 4. Соотношение единиц твердости HRC и HB

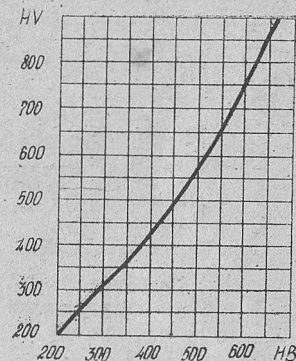


Рис. 5. Соотношение единиц твердости HV и HB

Т а б л и ц а 3

Способ термообработки		$\sigma_{H \text{ lim } b}$, МПа	$\sigma_F \text{ lim } b$, МПа
ВТ	Наименование		
1	Нормализация или улучшение	$2HB + 70$	$1,8 HB$
2	Объемная закалка	$18HRC + 150$	500 ... 600
3	Поверхностная закалка	$17HRC + 200$	650
4	Цементация	$23 HRC$	750 ... 850
5	Азотирование	1050	$12HRC + 300$

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям выбирают по табл. 4 в зависимости от режима нагружения.

Таблица 4

Режим нагру- жения	Расчет на контактную прочность K_{HE}	Расчет на изгибную прочность			
		Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
0	1,000	Нормализация,	1,000	Закалка объемная	1,000
1	0,500	улучшение,	0,300	или поверхностная,	0,200
2	0,250	азотирование	0,140	цементация	0,100
3	0,180		0,060		0,040
4	0,125		0,038		0,016
5	0,063		0,013		0,004

При выборе запаса прочности по контактным напряжениям большие значения следует принимать при поверхностном упрочнении и повышенных требованиях и надежности.

Порядок определения допускаемых напряжений изгиба приведен на рис. 6.

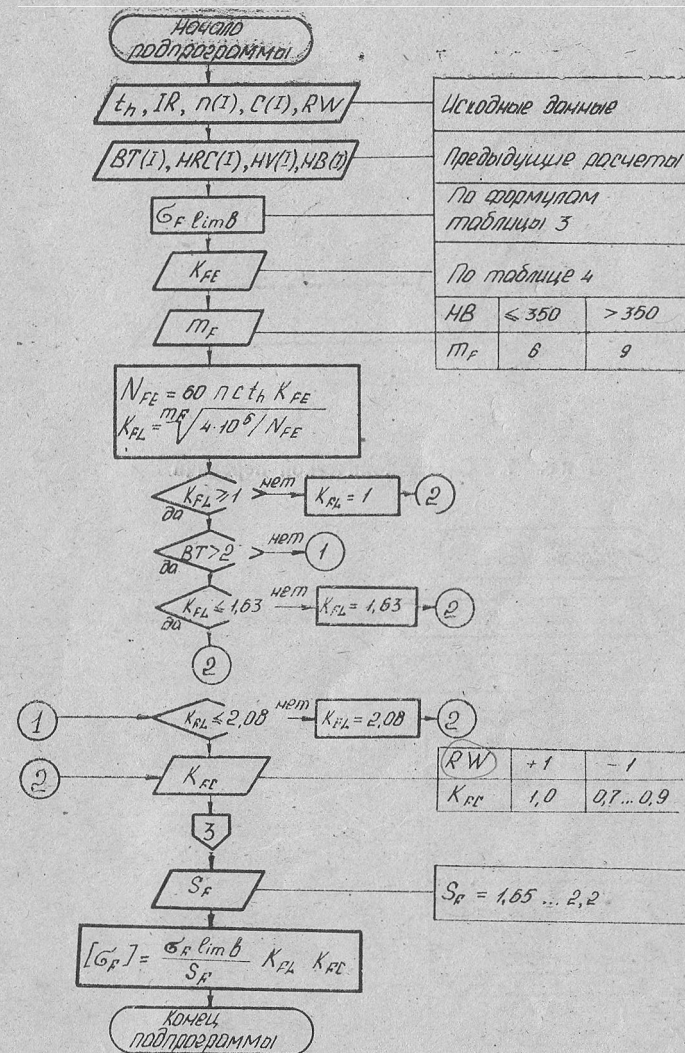


Рис. 6. Схема алгоритма определения допускаемых напряжений изгиба

Выбор коэффициента K_{FC} , учитывающего влияние двустороннего нагружения зуба, производится в зависимости от реверсивности нагружения. При этом для нереверсивных передач принимаем значение показателя реверсивности $RW = +1$, для реверсивных — $RW = -1$. Большие значения коэффициента K_{FC} для ре-

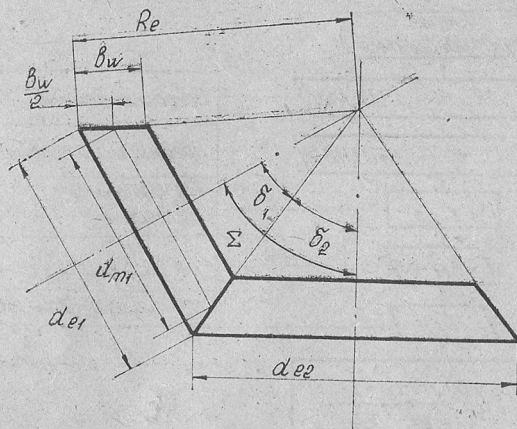


Рис. 7. Схема конической передачи

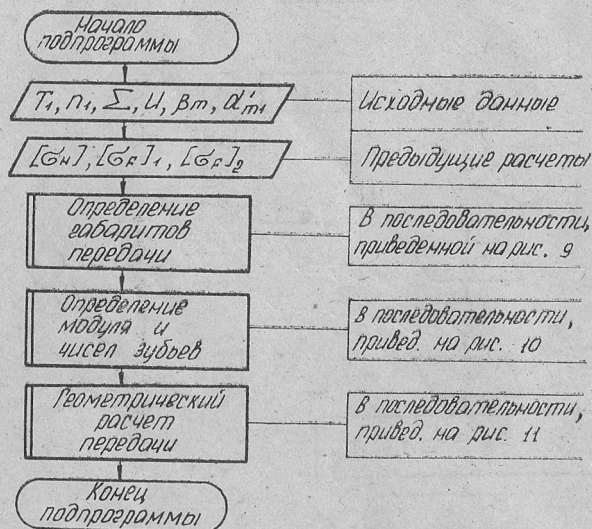


Рис. 8. Общая схема алгоритма определения размеров конической передачи

версивных передач следует принимать для закаленных передач.

Выбор величины коэффициента безопасности S_F производится в зависимости от требуемой вероятности неразрушения и вида термообработки. При этом более высокие значения следует принимать при поверхностном упрочнении зубьев.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПЕРЕДАЧИ

Основными размерами конической передачи будут габариты, показанные на рис. 7, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

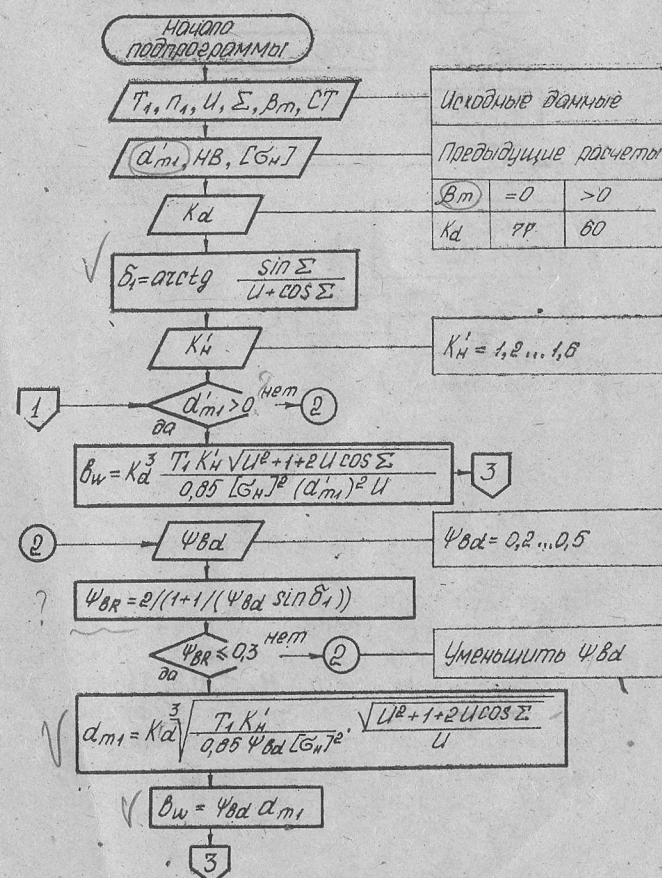


Рис. 9. Схема алгоритма определения габаритов конической передачи

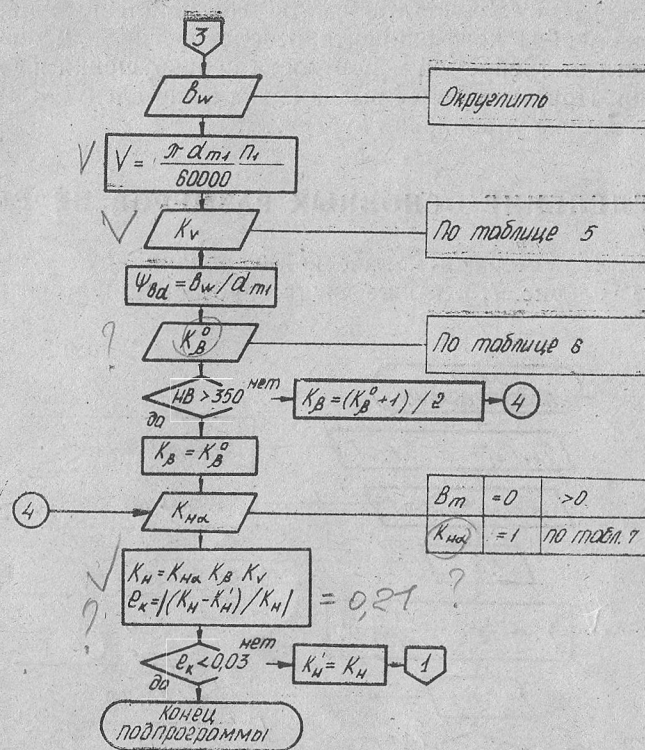


Рис. 9. Продолжение

Общая схема определения размеров передачи приведена на рис. 8.

На рис. 9 приведен порядок расчета основных габаритов конической передачи. При проектировочном расчете задаются коэффициентом $\psi_{ba} = b_w / d_{m1}$, как показано на рис. 9, однако необходимо выдержать условие $\psi_{ba} = b_w / R_e \leq 0,3$. После определения размеров d_{m1} и b_w возможно уточнение коэффициента нагрузки. При этом значение коэффициента динамической нагрузки можно приблизительно определить по табл. 5, где верхние значения относятся к прямым передачам, а нижние — к передачам с круговым зубом.

Таблица 5

Степень точности СТ	Твердость зуба НВ	Значение коэффициента K_v при окружной скорости V , м/с						
		до 1	1...3	3...8	8...12	12...18	18...24	24...30
5	≤ 350	—	—	1,00	1,25	1,40	1,45	1,50
	> 350	—	—	1,00	1,10	1,20	1,25	1,30
6	≤ 350	—	1,00	1,20	1,30	1,45	1,55	—
	> 350	—	1,00	1,15	1,25	1,35	1,40	1,50
7	≤ 350	1,00	1,20	1,35	1,45	1,55	—	—
	> 350	1,00	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	—
8 и 9	≤ 350	1,00	1,25	1,45	—	—	—	—
	> 350	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	—	—

Значения коэффициента K_{β}^0 определяется приближенно по табл. 6. Для колес с твердостью поверхности $HB \leq 350$, учитывая приработку, принимают $K_{\beta} = 0,5(K_{\beta}^0 + 1)$.

Таблица 6

ψ_{ba}	Значение K_{β}^0 при расположении шестерни			
	Симметрично относительно опор	Вблизи одной опоры		На консоли
		вал жесткий	вал менее жесткий	
0,2	1,00	1,02	1,05	1,10
0,4	1,01	1,05	1,15	1,20
0,6	1,03	1,10	1,22	1,30
0,8	1,05	1,15	1,30	1,50
1,0	1,10	1,18	1,35	—
1,2	1,15	1,25	1,40	—
1,4	1,20	1,30	—	—
1,6	1,25	1,40	—	—

При расчете коэффициента нагрузки для передач с круговыми зубьями значение коэффициента, учитывающего неравномерность

распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha}$, также приближенно можно принять по табл. 7.

Таблица 7

Величина	Значение величины			
Степень точности	5	6	7	8 и 9
Коэффициент $K_{H\alpha}$	1,02	1,04	1,07	1,10

Если уточненное значение коэффициента нагрузки K_H больше предварительно принятого K_H , расчеты основных габаритов необходимо повторить. В противном случае уточнение габаритов передачи может быть выполнено по желанию расчетчика.

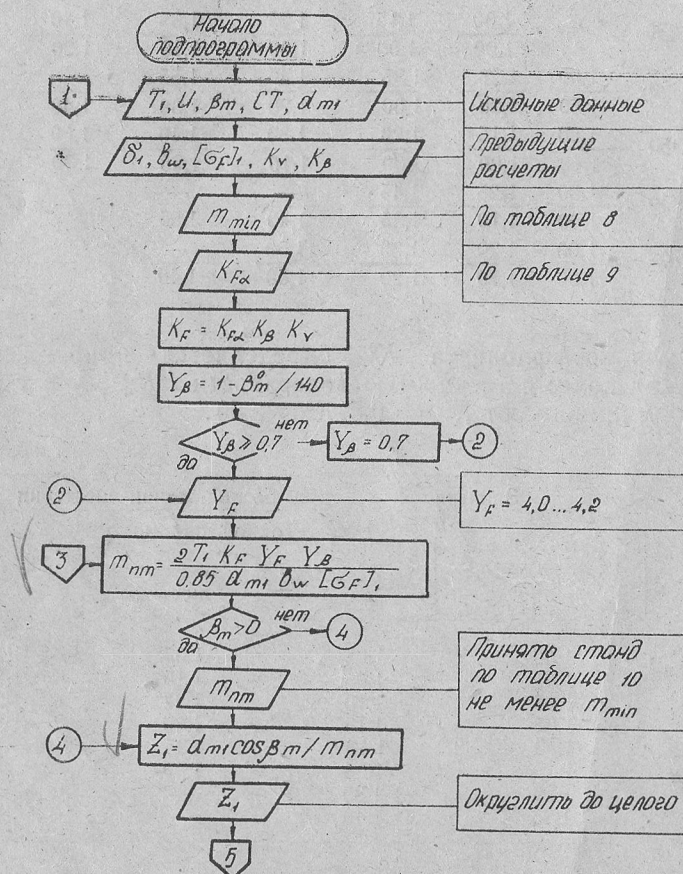


Рис. 10. Схема алгоритма определения модуля и чисел зубьев передачи

Порядок расчета модуля и чисел зубьев конической передачи приведен на рис. 10.

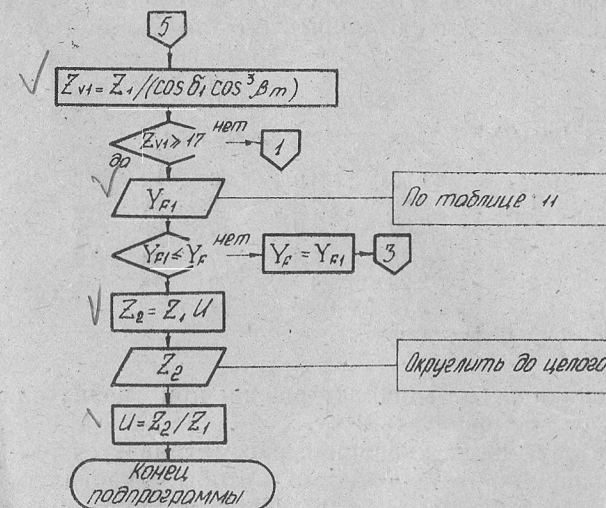


Рис. 10. Продолжение

Минимальное значение модуля по технологическим требованиям определяется по табл. 8.

Таблица 8

Вид термообработки	m_{min}
Нормализация, улучшение	1,5
Объемная закалка	2,0
Поверхностная закалка	4,0
Цементация, азотирование	2,5

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев при многопарном зацеплении $K_{F\alpha}$ определяется приближенно по табл. 9.

Таблица 9

Величина	Значение величины			
Степень точности	5	6	7	8 и 9
$K_{F\alpha}$	0,640	0,725	0,820	0,910
	0,700	0,775	0,850	0,925

В табл. 9 верхние значения K_{Fa} следует принимать для прямо-зубых передач, нижние — для передач с круговыми зубьями.

После вычисления модуля в среднем сечении для передач с круговыми зубьями следует принять его ближайшим стандартным по табл. 10.

Таблица 10

Ряды	Значения модуля				
1	1,50	3,0	6	12	25
	2,00	4,0	8	16	32
	2,50	5,0	10	20	40
2	1,75	3,5	7	14	28
	2,25	4,5	9	18	36
	2,75	5,5	11	22	45

В приводах общего машиностроения при назначении модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Так как в настоящих указаниях рассматривается расчет только колес без смещения, то необходимо, чтобы эквивалентное число зубьев шестерни было не менее 17. При невыполнении этого условия следует вернуться к исходным данным и произвести увеличение среднего диаметра d_m или угла наклона β_m или изменить вид термообработки и пересчитать допускаемое напряжение и габариты.

По найденному значению z_{V1} по табл. 11 определяют значение коэффициента формы зуба Y_{F1} .

Таблица 11

Величина	Значение величины									
z_V	17	20	22	30	40	50	60	80	100	150
Y_F	4,26	4,08	3,90	3,80	3,70	3,65	3,62	3,61	3,60	2,60

Если уточненное значение больше предварительно принятого, необходимо, используя его, уточнить значение модуля. Если $Y_F < Y_{F1}$, то уточнение модуля возможно по решению расчетчика.

При округлениях чисел зубьев z_1 и z_2 следует обеспечить отличие уточненного значения передаточного числа u от заданного не более, чем на 5%.

После определения модуля и чисел зубьев выполняется геометрический расчет передачи в последовательности, приведенной на рис. 11.

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рис. 12.

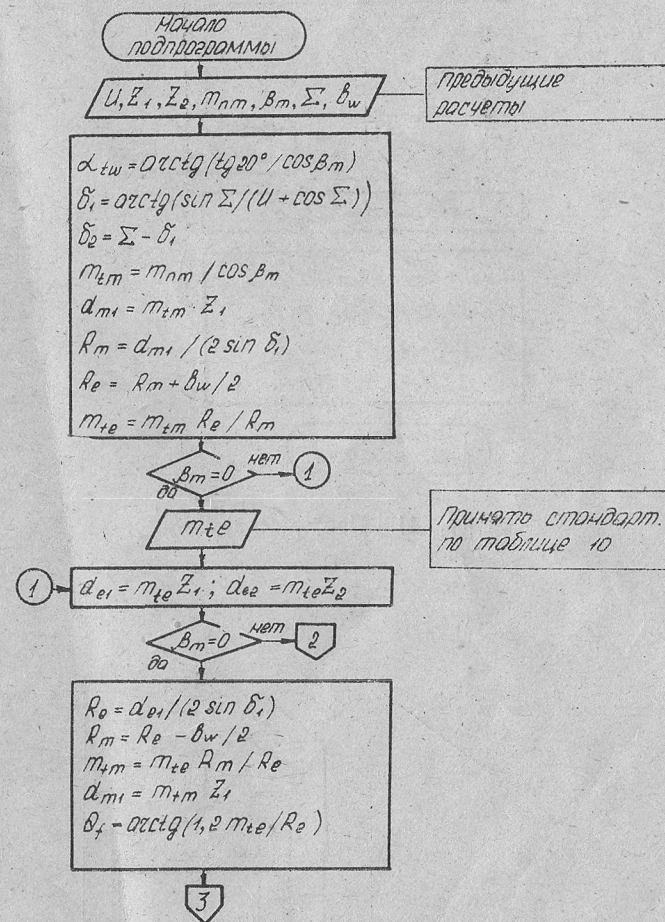


Рис. 11. Схема алгоритма геометрического расчета конической передачи

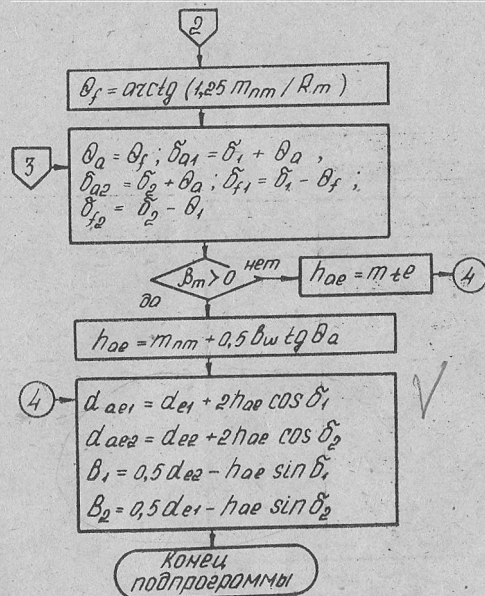


Рис. 11. Продолжение

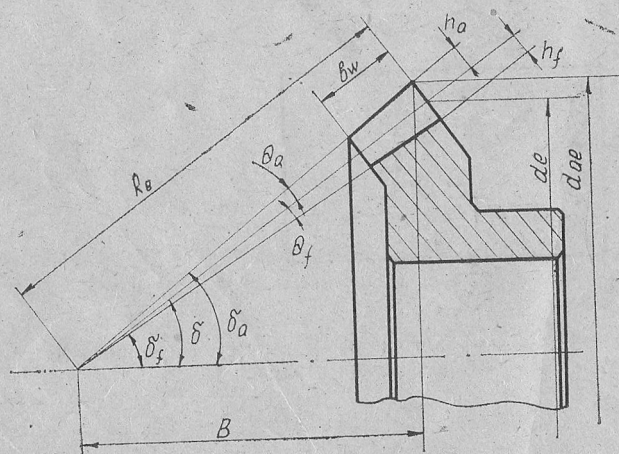


Рис. 12. Геометрические размеры конического колеса

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проверка прочности передачи включает в себя проверку контактной прочности и изгибной выносливости. Общая схема алгоритма проверки прочности приведена на рис. 13. При этом предва-

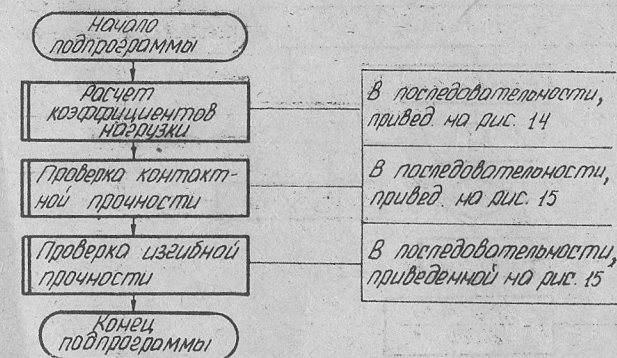


Рис. 13. Схема алгоритма проверки прочности конической передачи

рительно уточняются значения коэффициентов нагрузки K_H и K_F в последовательности, показанной на рис. 14. Для прямозубых передач коэффициент $K_{F\alpha}$ определяется по рекомендациям [4].

Порядок проверки контактной прочности передачи приведен на рис. 15. При этом, если не выполняется условие прочности, необходимо увеличить ширину зуба колеса и вернуться в подпрограмму геометрического расчета для уточнения остальных размеров передачи. Если условие контактной прочности выполняется, то определяется относительная недогрузка по контактным напряжениям e_H .

На рис. 16 приведен порядок проверки изгибной прочности передачи. Как и при расчете по контактным напряжениям, при невыполнении условия прочности зубьев шестерни или колеса увеличивается ширина зуба и уточняются геометрические размеры передачи. При выполнении условия прочности определяется относительная недогрузка по напряжениям изгиба e_F .

После определения величин недогрузок e_H и e_F вопрос о необходимости уменьшения размеров передачи решается расчетчиком.

6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА НА ЭВМ

Для выполнения расчетов на ЭВМ конической передачи необходимо из кинематического и энергетического расчета редуктора

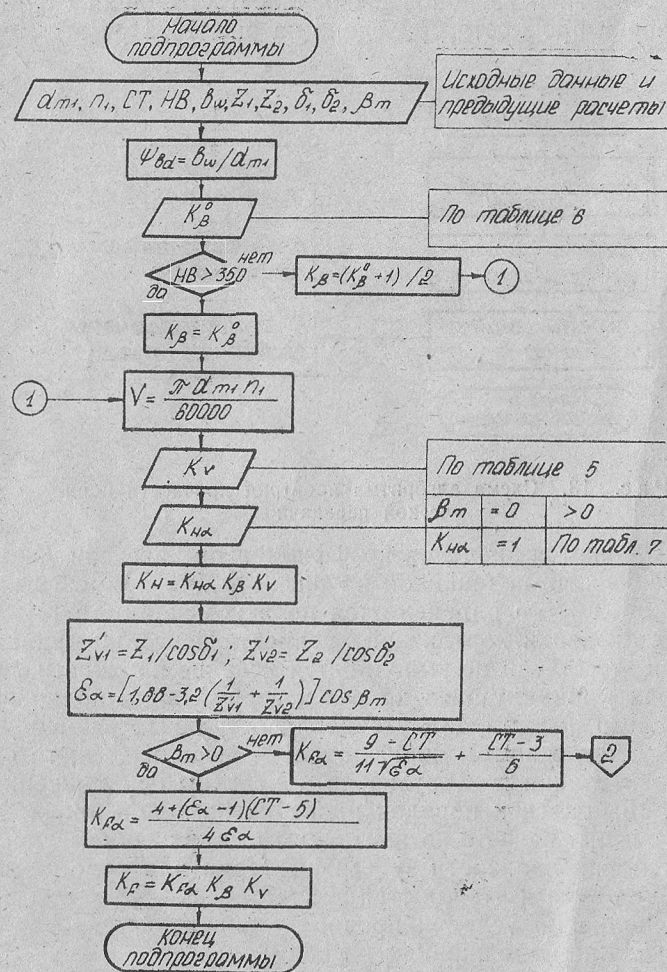


Рис. 14. Схема алгоритма расчета коэффициентов нагрузки

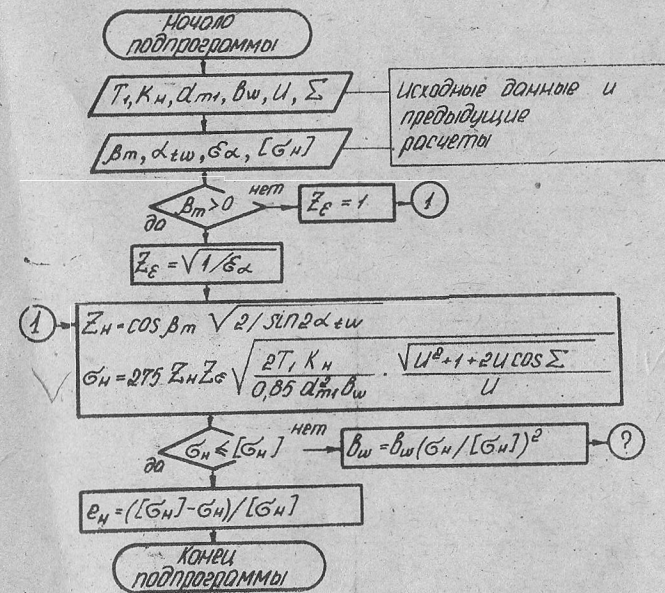


Рис. 15. Схема алгоритма проверки контактной прочности передачи

подготовить указанные ранее исходные данные: $T_1, n_1, u, t_n, IR, \Sigma, CT, \beta_m, \alpha_{m1}$.

Расчет начинается с набора на клавиатуре своей фамилии, инициалов и номера группы. Затем ЭВМ задает вопросы (просит ввести), на которые необходимо отвечать (вводить информацию с клавиатуры дисплея). Порядок расчета соответствует приведенным алгоритмам.

Библиографический список

1. Кудрявцев В. Н. Детали машин: Учебник для вузов. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1980. 464 с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ: Учеб. пособие для вузов// Д. Н. Решетов, С. А. Шувалов, А. Д. Дудко и др.; Под ред. Д. Н. Решетова и С. А. Шувалова. М.: Высш. шк., 1985. 368 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
4. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: Учеб. пособие для вузов/Н. А. Алек-

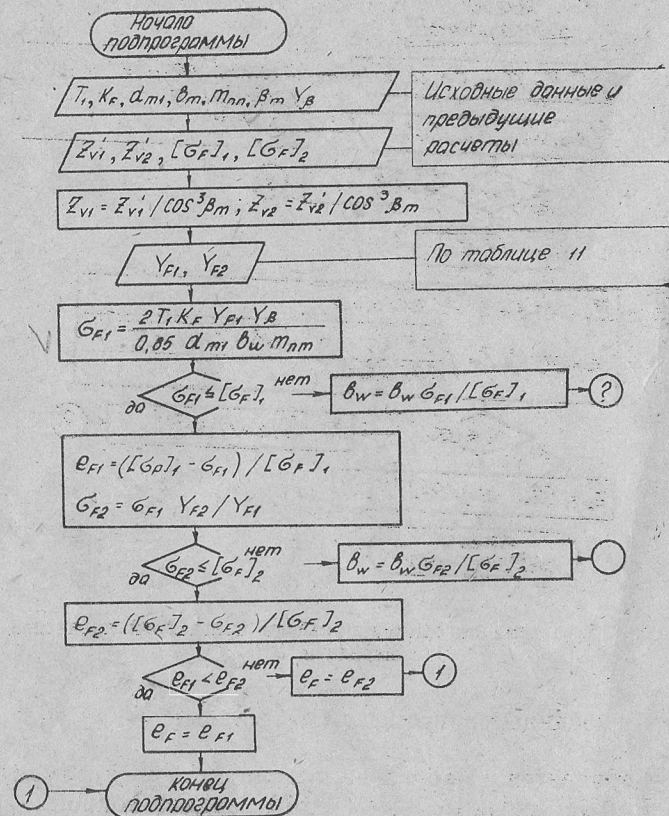


Рис. 16. Схема алгоритма проверки изгибной прочности передачи

сеева, Л. А. Бонч-Осмоловский, В. В. Волгин и др.; Под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рощина. М.: Машиностроение, 1989. 456 с.

5. Расчет на прочность зубчатых передач в авиационных изделиях с использованием алгоритмов: Учеб. пособие / А. М. Циприн, Е. П. Жильников; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1981. 56 с.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЭВМ

Составители: Жильников Евгений Петрович,
Шубин Сергей Иванович,
Тихонов Алексей Николаевич

Редактор Т. К. Кретинина
Техн. редактор Г. А. Усачева
Корректор Т. И. Щелокова

Подписано в печать 24.06.93 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Печать высокая. Гарнитура литературная.
Усл.печ.л. 1,4. Усл.кр.-отт. 1,4. Уч.-изд.л. 1,5.
Тираж 2000 экз. Заказ 37/54.

НПЦ «Авиатор». 443001 Самара,
ул. Ульяновская, 18.

Типография НПЦ «Авиатор».
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.