

Министерство науки, высшей школы
и технической политики Российской Федерации
Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П.Королева

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПРИВОДА С ВОЛНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Методические указания

Самара 1993

Составители: В.М.Ястребов, М.А.Мальтеев,
С.И.Шубин

УДК 314.12

Автоматизированное проектирование привода с волновой зубчатой передачей: Метод.указания /Самар.гос.аэрокосм.ун-т; Сост. В.М.Ястребов, М.А.Мальтеев, С.И.Шубин. Самара, 1993. 28 с.

Приведены общие сведения о кинематике и конструкции волновых зубчатых передач. Представлены схемы алгоритмов отдельных этапов расчета, указания к выполнению расчетов на ЭВМ, все расчетные зависимости и необходимый справочный материал.

Указания предназначены для студентов машиностроительных специальностей вузов для выполнения курсового проекта по курсу "Основы конструирования машин". Подготовлены на кафедре "Основы конструирования машин".

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королева

Рецензент канд.техн.наук В.Т.Тимшин

Условные обозначения

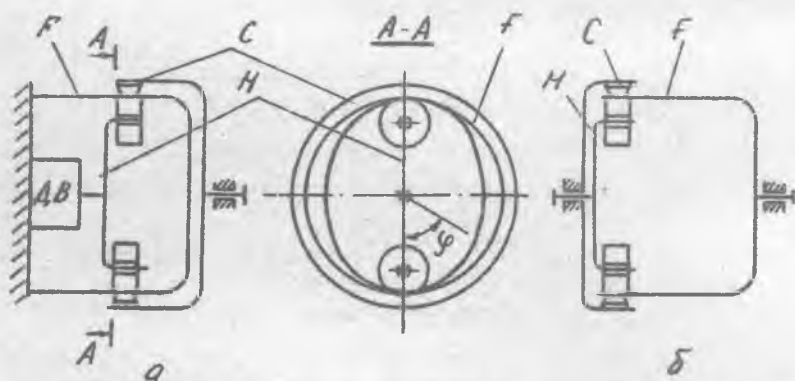
Геометрические

- TI - тип генератора (I - кулачковый, O - дисковый)
- $\psi_{\delta d}$ - коэффициент ширины зубчатого венца
- $\psi_{\delta t}$ - коэффициент толщины зубчатого венца
- $d_{внF}, d_{срF}, m$ - внутренний и средний диаметры гибкого колеса
- d_f, d_c, d_o , мм - делительные диаметры колес (F - гибкого, C - жесткого, O - долбяка)
- d_{wF}, d_{wC} , мм - начальные диаметры колес (F - гибкого, C - жесткого)
- d_{af}, d_{ac}, d_{ao} , мм - диаметры вершин зубьев колес (F - гибкого, C - жесткого, O - долбяка)
- d_{ff}, d_{fc} , мм - диаметры впадин зубьев колес (F - гибкого, C - жесткого)
- $d_{\delta f}, d_{\delta c}, d_{\delta o}$, мм - основные диаметры колес (F - гибкого, C - жесткого, O - долбяка)
- b_w , мм - ширина зубчатого венца
- $\delta, \delta_o, \delta_u$, мм - толщина стенки гибкого колеса (δ - под зубчатым венцом, δ_o - стакана, δ_u - с учетом доли высоты зуба)
- x_f, x_c, x_o - коэффициенты смещения (F - гибкого колеса, C - жесткого колеса, O - долбяка)
- a_w , мм - условное межосевое расстояние
- m , мм - модуль зацепления

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.
КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Принцип работы волновой передачи основан на преобразовании параметров движения за счет волнового упругого деформирования одного из звеньев механизма.

Схема волновой передачи показана на рис. 1. Передача состоит



Р и с. 1. Схемы волновых передач: а - с ведомым жестким колесом и герметизацией пространства; б - с ведомым гибким колесом

из трех основных элементов: гибкого колеса F , жесткого колеса C и волнового генератора H . Наружный диаметр гибкого колеса d_F меньше внутреннего диаметра жесткого колеса d_C на величину $2w_0$, где w_0 - максимальное радиальное перемещение сдеформированного гибкого колеса.

В передаче по варианту (а) с ведомым валом соединено жесткое колесо C , а по варианту (б) - гибкое колесо F . В качестве генератора воли деформации используется водило на ведущем валу с наса-

женными на него роликами. Наружный размер по роликам больше внутреннего диаметра гибкого колеса на величину $2r_0$. Сдеформированное генератором гибкое колесо прижимается к внутренней поверхности жесткого. При обкатке роликами гибкого колеса ведомому валу сообщается вращательное движение за счет разности длин окружностей колес. Передача возникающего при этом окружного усилия обеспечивается зубчатым зацеплением с внутренними зубьями на колесе C и наружными - на колесе F . В варианте (а) ведомый вал вращается с угловой скоростью ω_C в ту же сторону, что и ведущий, а в варианте (б) - со скоростью ω_F в противоположную. Кроме роликового, известны и применяются другие типы генераторов волн: дисковый, кулачковый, электромагнитный и др.

Основные достоинства волновых зубчатых передач:

- большое передаточное отношение (70...300) в одной ступени;
- высокая нагрузочная способность благодаря многопарности зацепления (до 50% зубьев [1] одновременно могут находиться в зацеплении);
- в связи с этим малые масса и габариты передачи;
- достаточно высокий КПД (по данным [2] до 90%);
- высокая кинематическая точность и возможность получения беззазорного (безлюфтового) зацепления, а следовательно, плавность вращения и низкий уровень шума;

возможность передачи движения из герметизированного пространства (см. рис. 1, а).

Недостатки волновых передач:

невозможность получения передаточных отношений меньше 70 из-за большой относительной деформации гибкого колеса;

большие осевые габариты в связи с достаточно длинным стаканом гибкого колеса и консольным расположением выходного вала, требующим разнеса подшипников;

процелкивание зубьев при малом модуле, больших передаточных отношениях и высоком уровне нагрузки.

В передаче, у которой ведущим является генератор волн, за один его оборот ведомое колесо поворачивается на некоторый угол за счет разности чисел зубьев колес. Таким образом, передаточное отношение при остановленном колесе F (рис. 1, а)

$$i_{FC} = \frac{\omega_H}{\omega_C} = \frac{d_C}{d_C - d_F} = \frac{z_C}{z_C - z_F},$$

а при остановленном колесе C (рис. I, б)

$$i_{HF}^C = \frac{\omega_H}{\omega_F} = - \frac{d_F}{d_C - d_F} = - \frac{z_F}{z_C - z_F}$$

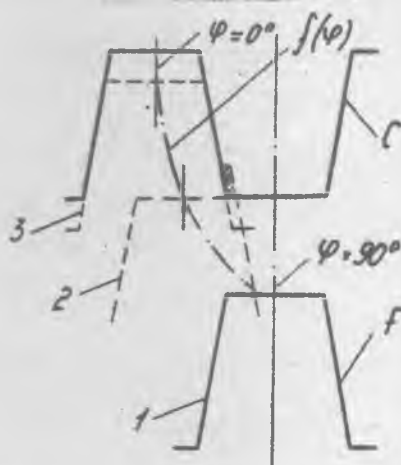
Знак " - " указывает на разные направления вращения генератора и ведомого колеса.

По условиям сборки разность зубьев колес должна быть равна или кратна числу волн. Для уменьшения напряжений в гибком колесе при двухволновом генераторе берут $z_C - z_F = 2$. Тогда

$$i_{HF}^C = 0,5 z_C,$$

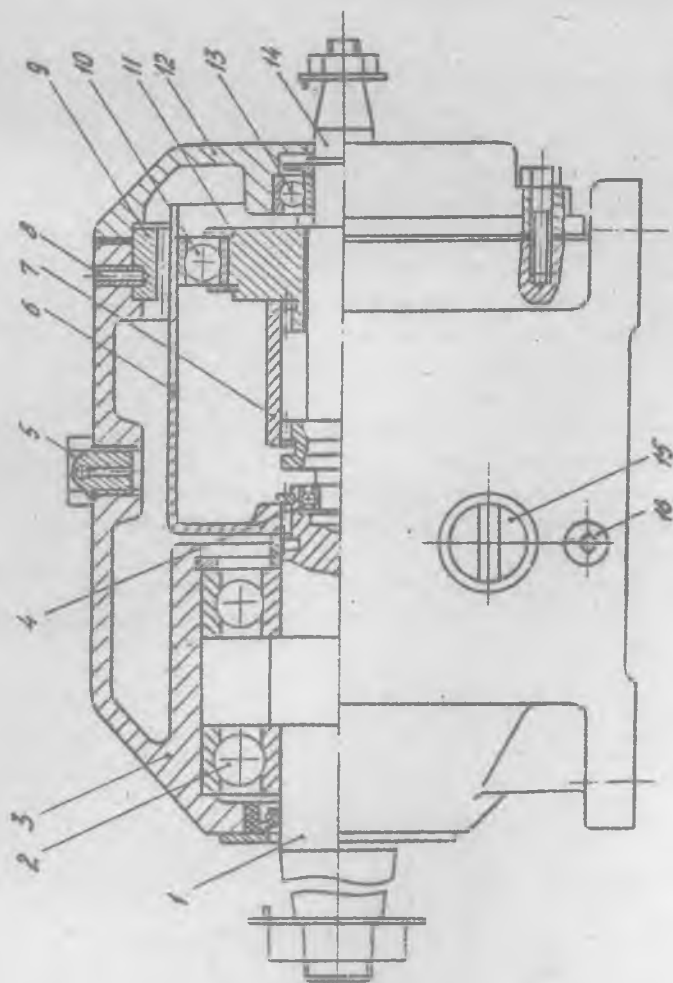
$$i_{HC}^F = -0,5 z_C.$$

В волновых передачах используют, как правило, эвольвентные зубья с исходным контуром $\alpha = 20^\circ$. Исследования, проведенные в САИ на кафедре ОКм, показали, что целесообразно выполнять зацепление колес с углом зацепления $\alpha_w = 25^\circ$.



Р и с. 2. Положения зубьев гибкого и жесткого колес

По мере поворота генератора из положения $\varphi = 90^\circ$ в положение $\varphi = 0^\circ$ относительно выбранного зуба жесткого колеса C (рис. 2) противостоящий зуб гибкого колеса F перемещается по некоторой траектории $f(\varphi)$ из положения I в положение 3. При неблагоприятном сочетании ряда конструктивных параметров возможно упирание зубьев вершинами в некотором промежуточном положении 2. Это явление, называемое интерференцией, недопустимо, поскольку приводит к нерасчетным деформациям элементов передачи, проскальзыванию зубьев и разрушению их в зоне



Р и с. 3. Волновой редуктор

контакта. Для устранения интерференции можно уменьшить высоту зуба или изменить форму деформирования колеса F генератором волн.

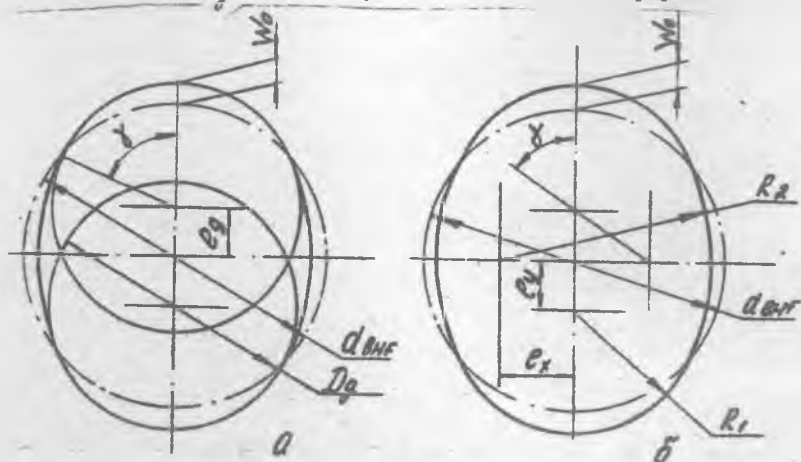
2. КОНСТРУКЦИЯ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

На рис. 3 приведена конструкция серийного одноступенчатого волнового редуктора. Двухволновой кулачковый генератор II содержит шариковый подшипник 10 с гибкими кольцами и сепаратором. Крутящий момент с входного вала 14 на генератор передается шлицевой муфтой 7, что дает возможность генератору самоустанавливаться относительно гибкого колеса 6. Гибкое колесо шлицами связано с выходным валом 1, установленным на двух подшипниках 2. жесткое колесо 9 запрессовано в корпусе 3 и зафиксировано штифтами 8. Заливка масла производится через пробку-отдушину 5, которая служит также для выравнивания давления внутри корпуса с атмосферным. Левая опора 4 входного вала размещена внутри выходного. С помощью маслоуказателя 15 осуществляется контроль уровня масла, а через отверстие 16 производится слив.

Другие конструкции волновых редукторов приведены в [3 - 7].

Генераторы волн. Роликовые генераторы с двумя (см.рис.1) или четырьмя роликами просты конструктивно, но из-за ряда недостатков применяются редко.

У дискового генератора на валу расположены два диска с эксцентриситетом e_g (рис.4,а). Гибкое колесо с внутренним диаметром



Р и с. 4. Профили генераторов: а-дискового; б-кулачкового

в свободном состоянии $d_{внф}$ деформируется по дугам окружностей у большой оси генератора. Минимальные окружные напряжения изгиба в гибком колесе возникают при угле охвата $\gamma = 20 \dots 40^\circ$, что определяет параметры Dg и θg . Твердость рабочей поверхности стальных дисков 48...50 HRC₂. Для предохранения внутренней поверхности гибкого колеса от раскатывания дисками на нее устанавливается стальное кольцо толщиной $\delta_k = 1,5\delta$, где δ - толщина колеса под зубчатым венцом. Материал кольца - ШХ15 с твердостью 50 ... 58 HRC₃.

Кулачковый генератор состоит из кулачка и напрессованного на него специального гибкого подшипника Ю (см.рис.3). Форма профиля кулачка эквидистантна заданной форме деформации гибкого колеса. Технологичность кулачка обеспечивается профилем, сформированным дугами двух окружностей (рис.4,б) с радиусами R_1 и R_2 . Минимальные напряжения в гибком колесе получаются при $\gamma = 25 \dots 35^\circ$. Начальная деформация гибкого колеса W_0 является исходной при расчете параметров зацепления и профиля генератора.

Посадка генератора на вал выполняется, как правило, подвижной (см.рис.3), что обеспечивает возможность самоустановки и снижает требования к точности изготовления.

Г и б к и е к о л е с а. Гибкое колесо является наиболее нагруженным элементом передачи. Оно подвергается циклическому деформированию генератором, а также действию стационарного крутящего момента, которые вызывают окружные изгибные σ_ϵ , растягивающие σ_σ и касательные τ напряжения. В ходе расчета усталостной прочности параметр δ оптимизируется из условия обеспечения максимального коэффициента запаса S . Выполняется также проверочный расчет по напряжениям смятия на рабочей поверхности зубьев.

Тяжелонагруженные гибкие колеса (при малых передаточных отношениях i) выполняют из сталей 40ХНМА, 38ХМЮА, менее чувствительных к концентрации напряжений. Для средне- и легконагруженных колес ($i > 100$) используют более дешевые стали 30ХГСА, 30ХМА, 50ХГ. Характеристики материалов, применяемых для гибких и жестких колес, приведены в табл. I.

Ж е с т к и е к о л е с а. Их конструкция аналогична конструкции колес с внутренними зубьями цилиндрических и планетарных передач. Напряженное состояние в жестких колесах значительно ниже, чем в гибких. Поэтому для их изготовления используют конструкционные стали 45, 40Х, 40ХН, 30ХГСА с твердостью несколько ниже, чем у гибких колес.

Т а б л и ц а I

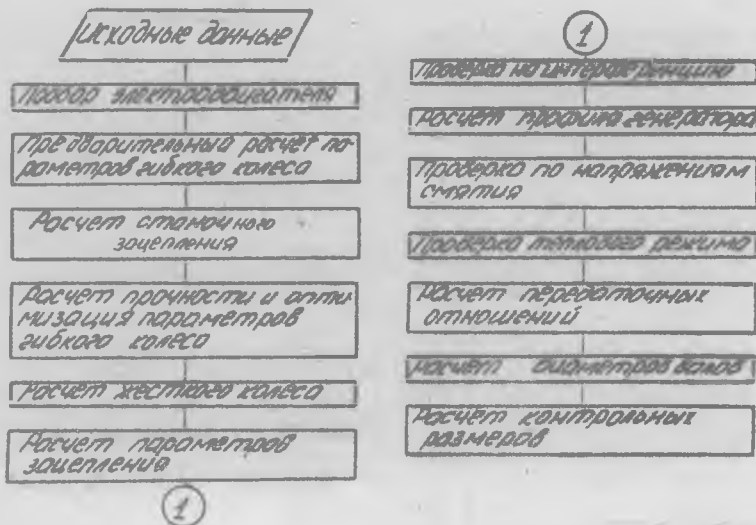
Марка стали	Термообработка	Твердость		σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа
		сердечвины HV	поверхности HRC_2			
30ХГСА	Улучшение	280...320	-	1100	850	420
	Дробеструйный наклеп	280...320	28...32	1100	850	480
	Азотирование	280...320	50...54	1100	850	600
50ХГ	Улучшение	300...340	-	1280	1080	480
40Х	Улучшение	270...300	-	1000	800	450
40ХНМА	Улучшение	310...330	-	1100	950	480
	Азотирование	310...330	50...56	1100	950	550
38ХМДА	Улучшение	320	-	1100	950	550
	Азотирование	320	65...70	1100	950	620

Рекомендации по определению конструктивных и технологических параметров генераторов, гибких и жестких колес, а также примеры конструктивного оформления отдельных деталей и узлов волновых передач приведены в [2, 3, 5 - 9].

3. РАСЧЕТ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЭИМ

Алгоритм составлен на базе методики, приведенной в [10]. Общий порядок расчета показан на рис. 5. Расчет может быть выполнен вручную по приведенным расчетным зависимостям. Структура подготовки исходных данных представлена в табл. 2. Предварительные значения других параметров выбираются по следующим рекомендациям: $\psi_{\text{вд}} = 0,15 \dots 0,2$ (большие значения для $i'_{\text{нс}} > 150$); $\psi_z = 1,35 \dots 1,5$; $K_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$; $K_T = 1,2 \dots 1,5$; $S_{\sigma} = 1,5 \dots 1,7$; $\eta = 0,6 \dots 0,8$; $K = 1,0$ при спокойной работе; $K = 1,5$ при ударах (коэффициент нагрузки).

При отсутствии данных в табл. I можно ориентировочно принять для качественных конструкционных сталей $\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B$; $\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}$;



Р и с. 5. Общий порядок расчета привода с волновой передачей

Т а б л и ц а 2

Параметр	Размерность	Примечания	Параметр	Размерность	Примечания
$T_{в\text{ых}}$	Н.м	См.табл.3	$\psi_{вд}$	-	
$\omega_{в\text{ых}}$	0/c	-"	γ_z	-	
$i_{нс}^c (i_{нф}^c)$	-	-"	K_{σ}	-	
t	час	-"	K_{τ}	-	
TI	-	-"	S_{σ}	-	
σ_{-1}	МПа	См.табл.1	η	-	
τ_{-1}	МПа	-"	K	-	

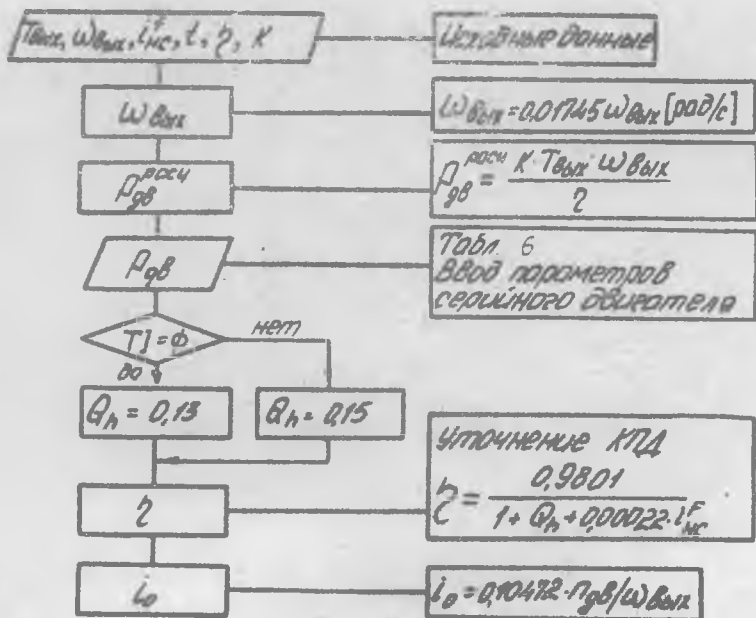
для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0,5 \sigma_B$; $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$.
 Модуль упругости принят равным $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Т а б л и ц а 3

Номер вариан- та	$T_{\text{вих}},$ Н·м	$\omega_{\text{вих}},$ 0/с	$\dot{\gamma}_{\text{ис}} (i^{\circ} \text{ НГ})$	$t,$ час	Тип генератора
1	25	14	80	5000	Дисковый
2	28	12,5	100	10000	Кулачковый
3	32	5,2	125	25000	Дисковый
4	42	4	80	5000	Кулачковый
5	48	25	100	10000	Дисковый
6	53	11	125	25000	Кулачковый
7	60	10	140	5000	Дисковый
8	90	6,6	80	10000	Кулачковый
9	100	6	100	25000	Дисковый
10	112	10,5	125	5000	Кулачковый
11	125	4,7	160	10000	Дисковый
12	140	8,5	150	25000	Кулачковый
13	180	7,25	80	5000	Дисковый
14	200	6,5	100	10000	Кулачковый
15	224	5,9	125	25000	Дисковый
16	250	5,25	160	5000	Кулачковый
17	260	6,9	150	10000	Дисковый
18	280	4,3	150	25000	Кулачковый

Порядок подбора двигателя и уточнения КПД показан на рис. 6.
 Здесь A_n - коэффициент, зависящий от типа генератора [11].

На рис. 7 приведен порядок предварительного расчета гибкого ко-
 леса. Ориентировочное значение среднего диаметра $d_{\text{ср}}$ определяет-
 ся из условия обеспечения усталостной прочности при действии перемен-
 ных напряжений $\sigma_a = \sigma_{\text{та}} + \sigma_{\text{ра}}$, где $\sigma_{\text{та}}$ и $\sigma_{\text{ра}}$ - соответ-
 ственно амплитуды изгибных и растягивающих напряжений. Циклограммы
 нормальных и касательных напряжений в стенке гибкого колеса показаны
 на рис. 8. Как видно из рисунка, σ_c меняются по симметричному



Р и с. 6. Схема алгоритма подбора электродвигателя

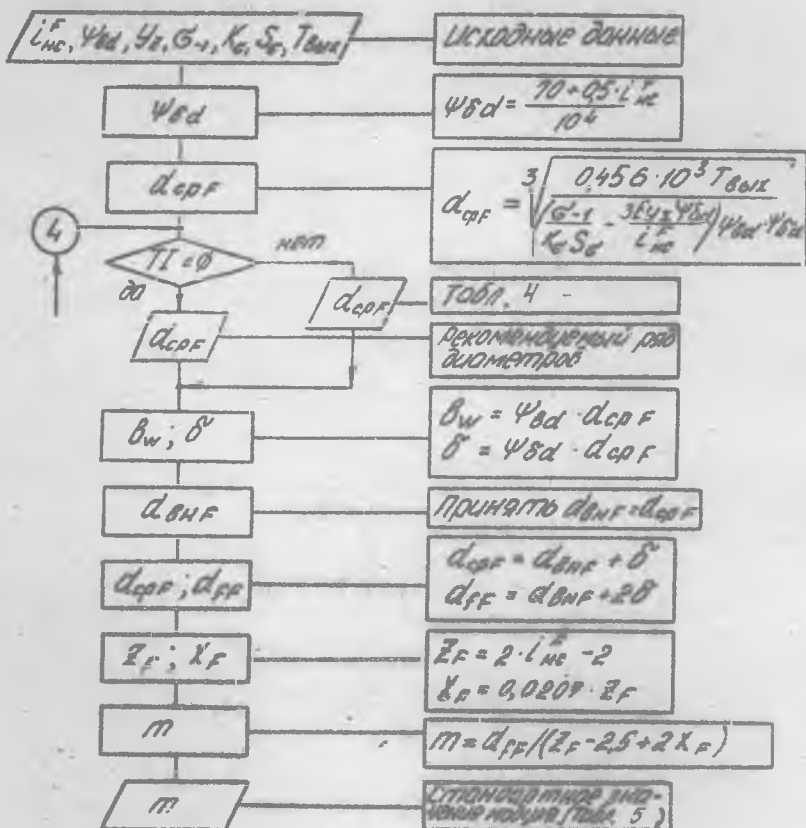
циклу с коэффициентом асимметрии $R = -1$, а σ_r и τ - по отнулевому циклу ($R = 0$) [2].

Если проектируется передача с кулачковым генератором, то $d_{ср}$ приравнивается ближайшему большему значению D - наружного диаметра гибкого подшипника из табл. 4 (ГОСТ 23179-78).

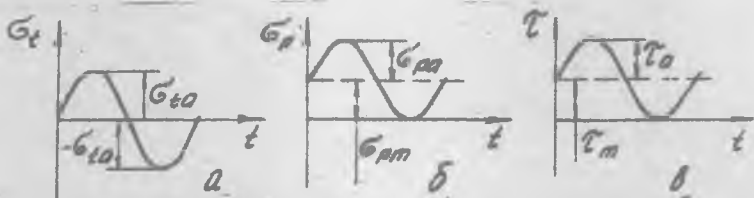
Для дискового генератора $d_{ср}$ округляется до ближайшего из ряда предпочтительных чисел: 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200.

Далее, после вычисления v_w и δ , внутреннему посадочному размеру гибкого колеса присваивается округленное значение $d_{ср}$.

Полученное значение модуля округляется в большую сторону до стандартного (табл. 5). При этом желательно, чтобы $m \geq 0,3$, иначе тре-



Р и с. 7. Схема алгоритма предварительного расчета параметров гибкого колеса



Р и с. 8. Циклы изменения напряжений в стенке гибкого колеса: а, б - нормальных; в - касательных

Таблица 4

Обозначение подшипника	D	d	b	d_w	n_{max}	T_{max}
	мм	мм	мм	мм	об/мин	Н·м
806	42	30	7	3,97	3000	16
808	52	40	8	4,50		40
809	62	50	9	5,16		80
812	80	60	13	7,14		160
815	100	75	15	9,13		315
818	120	90	18	11,11		630
822	150	110	24	14,23	2000	950
824	160	120	24	14,29	1600	1250
830	200	150	30	19,05		
836	240	180	35	22,22		
844	300	220	45	22,58		

Таблица 5

Модуль m для ряда, мм		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм			
		40		64	
1-го	2-го	Z_0	d_{ao}	Z_0	d_{ao}
0,2	-	200	40,67	320	64,67
0,25	-	160	40,82	256	64,82
0,3	-	132	40,60	212	64,59
-	0,35	114	41,05	182	63,70
0,4	-	100	41,32	160	64,00
-	0,45	90	41,98	144	64,80
0,5	-	80	41,65	128	65,65
-	0,55	72	41,41	116	65,61
0,6	-	66	41,58	108	66,78
-	0,70	56	41,51	90	65,31
0,8	-	50	42,64	80	66,64

буется изготовление специального нарезного инструмента. Модули первого ряда являются предпочтительными.

В табл. 4 D - наружный, посадочный в гибкое колесо, а d - внутренний, посадочный на кулачок, диаметры подшипника; b - ширина; d_w - диаметр шарика; n_{max} , T_{max} - максимально допустимые обороты и момент. Более подробно параметры гибких подшипников описаны в [8].

На рис. 9 показан порядок расчета станочного зацепления. Зубья колес нарезаются стандартными долбяками (ГОСТ 10059-80) с $\alpha = 20^\circ$ и $h_{ao}^* = 1,35$, параметры которых приведены в табл. 5. Определяются межосевое расстояние в станочном зацеплении гибкого колеса с долбяком a_{wof} и угол станочного зацепления α_{wof} . При ручном расчете для нахождения α_{wof} по значению $i_{nv} \alpha_{wof}$ следует обратиться к таблицам инвалют, например в [11].

С пункта Z_{Fj} начинается цикл по оптимизации параметров колеса F из условия обеспечения максимального коэффициента запаса по усталостной прочности.

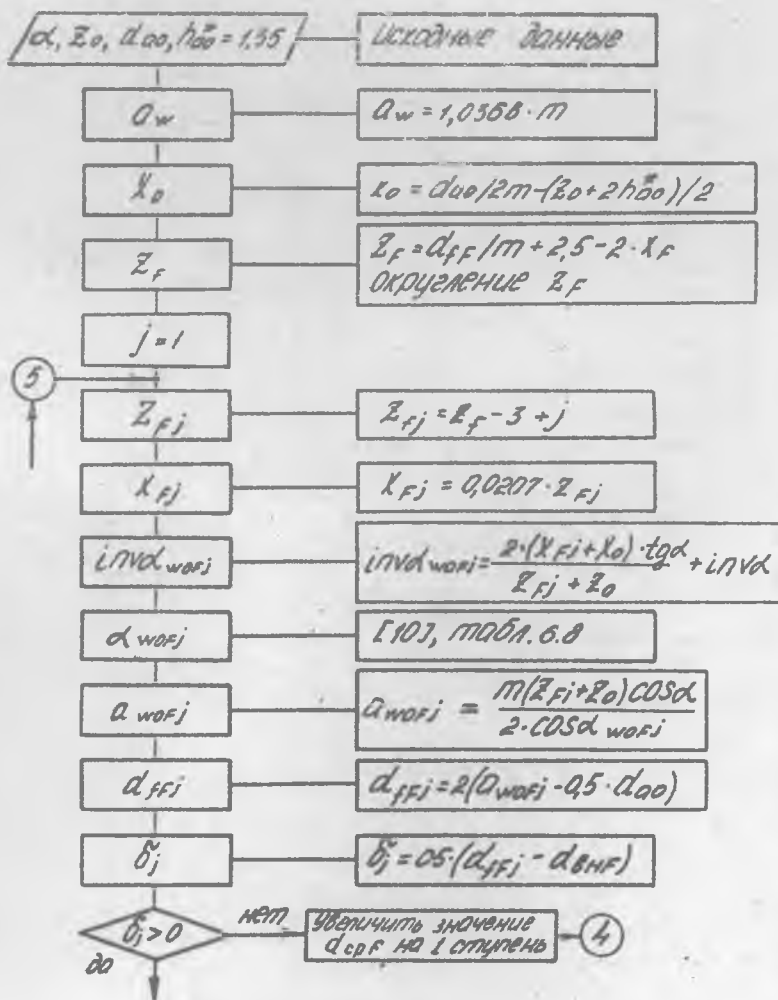
На рис. 10 показан порядок расчета прочности гибкого колеса. Коэффициент напряжений C_σ зависит от формы деформирования колеса F генератором. Для дискового генератора $C_\sigma = 1,51$ при угле охвата $\gamma = 40^\circ$ и $C_\sigma = 1,4$ при $\gamma = 30^\circ$ [10]. Для кулачкового генератора, приняв за оптимальный угол $\gamma = 30^\circ$, получим $C_\sigma = 1,5$ [1].

Порядок расчета жесткого колеса приведен на рис. 11, а параметров зацепления - на рис. 12. Если радиальный зазор C_K между вершиной зуба колеса F и впадиной колеса C по большой оси профиля генератора оказывается меньше допустимого значения $0,15m$, то диаметр d_{af} вычисляется из условия $C_K = 0,15m$.

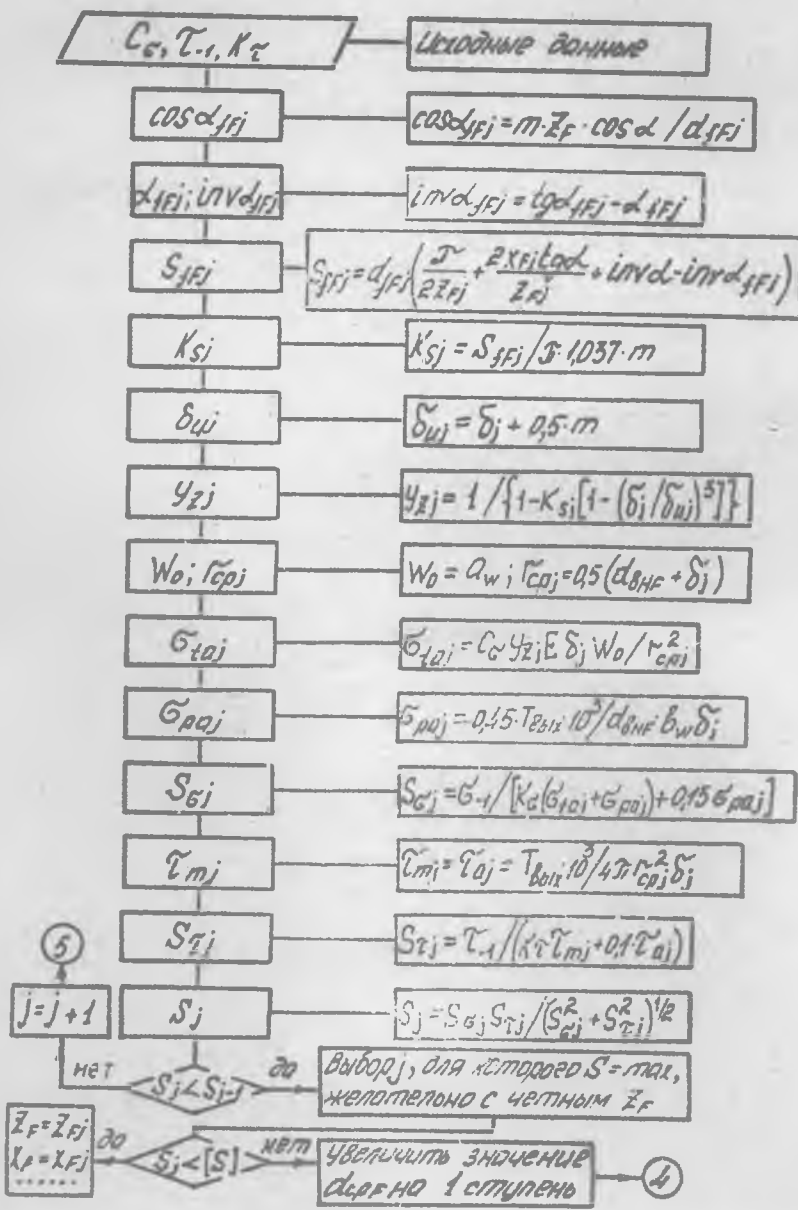
На рис. 13 показан порядок проверки на интерференцию. При несоблюдении условий соответствующий диаметр изменяется на 0,5% и проверка повторяется.

На рис. 14 приведен порядок конструирования генератора в зависимости от его типа. Попутно определяются допустимые напряжения смятия, которые так же, как и коэффициент a , зависят от заданного ресурса. Толщина подкладного кольца δ_K определяется в зависимости от диаметра диска.

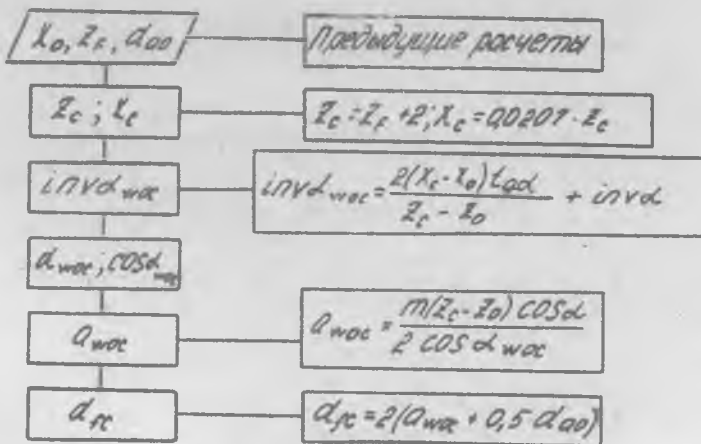
Проверка по напряжениям смятия и проверка теплового режима проводятся по схеме на рис. 15. Температура корпуса редуктора t_1 не должна превышать $70...80^\circ\text{C}$. При $K_T = 8...12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ допускается не предпринимать специальных мер по охлаждению;



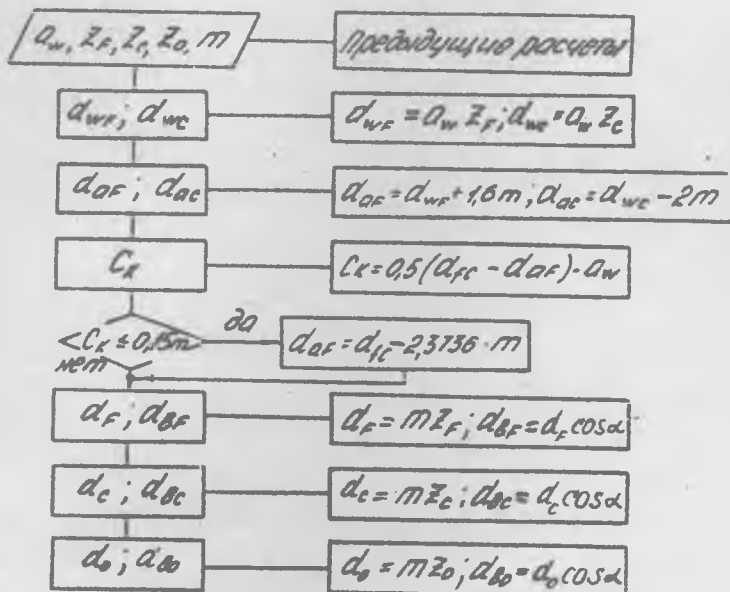
Р и с. 9. Схема алгоритма расчета станочного зацепления



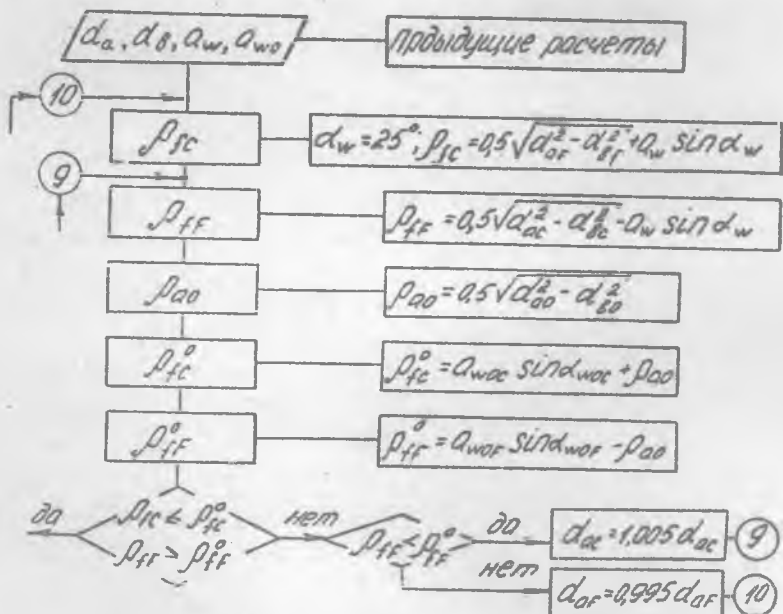
Р и с. Ю. Схема алгоритма расчета прочности и оптимизации гибкого колеса



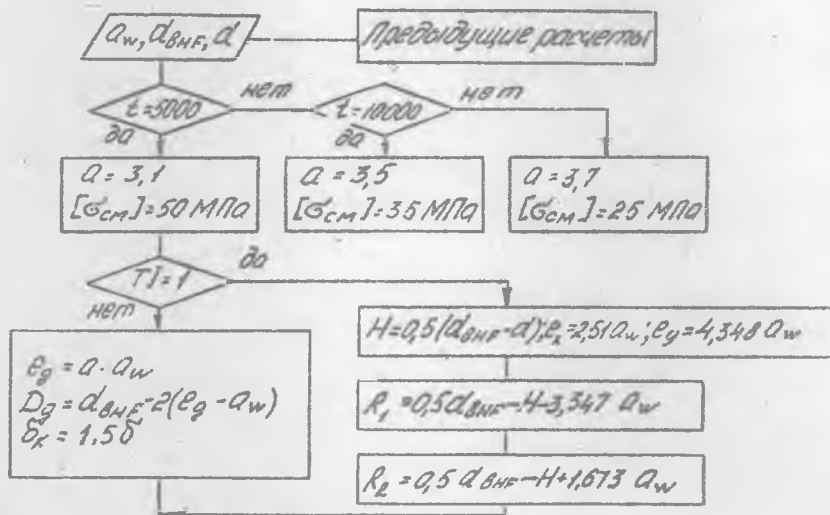
Р и с. 11. Схема алгоритма расчета параметров жесткого колеса



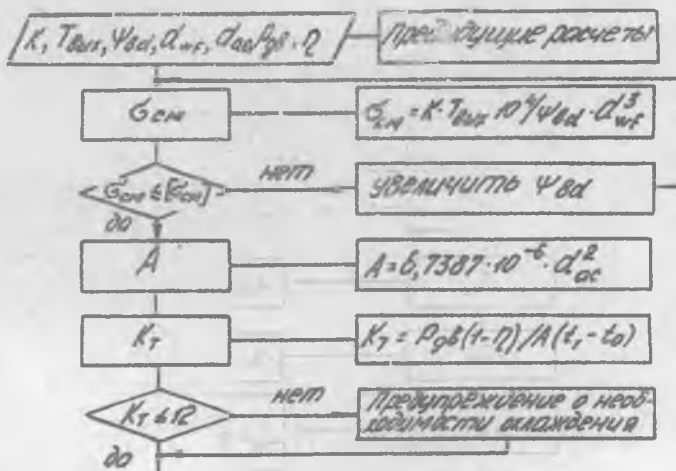
Р и с. 12. Схема алгоритма расчета параметров зацепления



Р и с. 13. Схема алгоритма проверки на интерференцию



Р и с. 14. Схема алгоритма расчета профиля генератора



Р и с. 15. Схема алгоритма проверок по напряжениям смятия и теплового режима

$K_T = 14 \dots 18$ соответствует интенсивной вентиляции отсека (помещения); $K_T = 21 \dots 30$ - направленному обдуву корпуса редуктора.

Порядок расчета передаточных отношений (п.о.) показан на рис.16. Вначале уточняется п.о. волновой ступени i_{HC}^C (или i_{HF}^C , если неподвижно жесткое колесо, и тогда в дальнейших расчетах вместо i_{HC}^C следует ставить i_{HF}^C). Далее для кулачкового генератора определяется долговечность гибкого подшипника L_H , а для дискового - нагрузки на подшипник диска, долговечность которого проверяется по стандартной методике [1...3].

Волновой передаче могут предшествовать при необходимости ступени простых цилиндрических зубчатых передач. В зависимости от прихони

Т а б л и ц а 6

Тип	P , Вт	n , об/мин	Тип	P , Вт	n , об/мин	Тип	P , Вт	n , об/мин
Д-1	1	2200	Д-25В	25	6000	ДПР-32	1,84	4500
Д-5	5	12000	Д-40	50	7000	ДПР-42	3,8	4500
Д-7	7	7000	Д-50А	50	11400	ДПР-52	6,2	4500
Д-15	15	6000	Д-55	55	4500	ДПР-62	12,2	4500
Д-16А	9,5	5500	Д-75	75	7500	ДПР-72	23	4500

$GN, i_{nc}^f, z_0, z_f, \rho_{gb}, \rho_{max}, T_{выт}$ — Предыдущие расчеты

$GN = 0$?
 да / нет

$i_{nc\phi}^f = 0,5 z_f$ $i_{nc\phi}^f = 0,5 z_f$

Δi $\Delta i = |i_{nc\phi}^f - i_{nc}^f| \cdot \frac{100}{i_{nc}^f}$

i_{np} $i_{np} = i_0 / i_{nc\phi}^f$

ρ_H $\rho_H = \rho_{gb} / i_{np}$

L_H $L_H = 10^4 \frac{\rho_{max} (T_{max})^3}{\rho_H (T_{выт})}$

F_2 $F_2 = 1300 T_{выт} / i_{nc\phi}^f \cdot \eta (e_9 + 1)$

f_0 $f_0 = 5 T_{выт} / D_g$

$z_1 = 17; z_3 = 23; z_5 = 23$

$L_{np} > 40$?
 да / нет

14

$L_{np} > 6,3$?
 да / нет

z_2, i_{np} $z_2 = i_{np} \cdot z_1$; Округлить z_2
 $i_{np} = z_2 / z_1$; — уменьшение i_{np}

i_{05} $i_{05} = i_{nc\phi}^f \cdot i_{np}$

15

i_5 $i_5 = 0,75^3 \sqrt{i_{05}^3}$

$i_5 > 6,3$?
 да / нет

$i_5 = 6,3$

16

Рис. 16

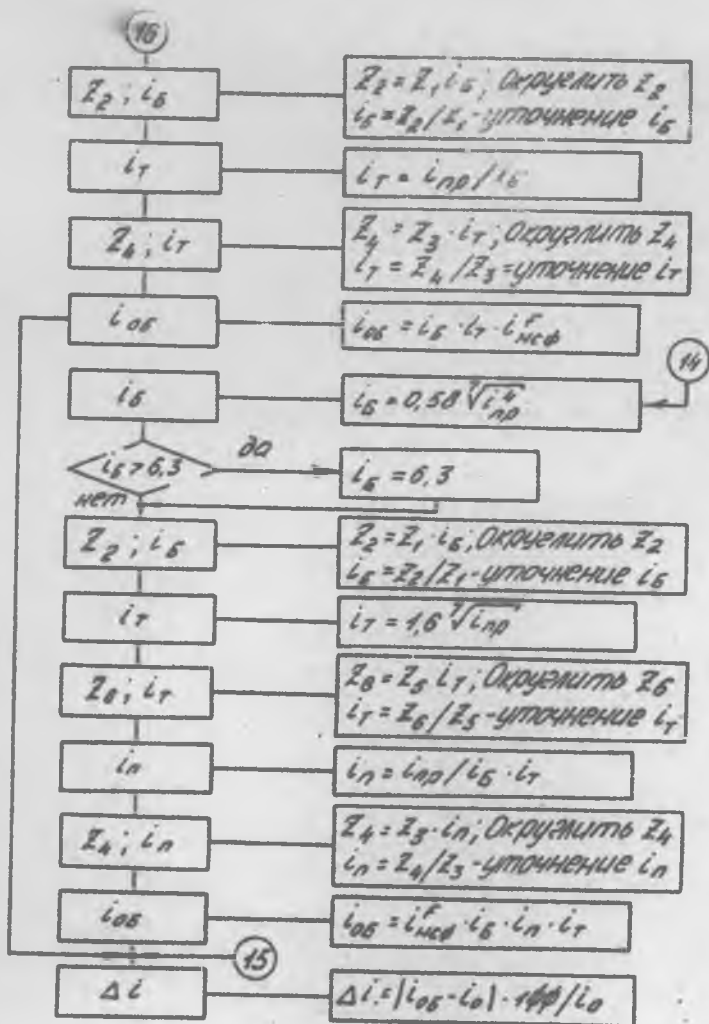
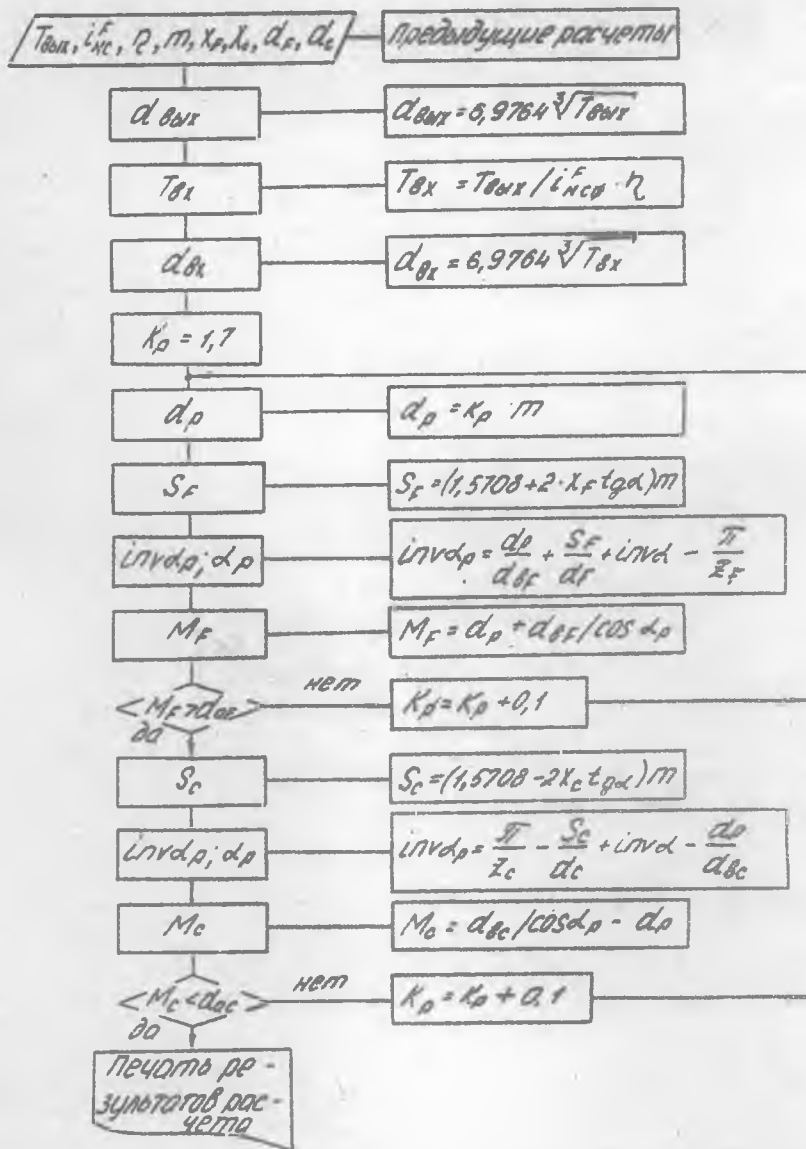


Схема алгоритма расчета передаточных отношений



Р и с. 17. Схема алгоритма расчета диаметров валов и контрольных размеров

даются на них величины п.о. ($i_{пр}$) определяется количество этих ступеней, п.о. каждой и числа зубьев колес. Погрешности определения п.о. не должны превышать 3...5%. Схему редуктора с волновой и простыми ступенями можно посмотреть, например в [10, рис. 3.4].

На рис. 17 приведен порядок расчета диаметров валов волновой передачи и контрольных размеров ее зубчатых колес. Контроль осуществляется по двум роликам, устанавливаемым в диаметрально расположенные впадины колес [9]. После вычисления параметра d_p необходимо выбрать ближайший больший из стандартного ряда диаметров роликов (ГОСТ 2475-62): 0,260; 0,343; 0,402; 0,433; 0,511; 0,610; 0,724; 0,796; 0,866; 1,008; 1,302; 1,441; 1,553; 1,591; 1,732; 1,833; 2,020; 2,071; 2,217; 2,311; 2,595; 2,866 и т.д.

Допуски на размеры по роликам устанавливаются в соответствии с ГОСТ 1643-81.

Библиографический список

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш.шк., 1976. 399 с.
2. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: Учеб.пособие для вузов /Под ред. В.Н.К е с т е л ь м а н а, Г.И.Р о щ и н а. М.:Машиностроение, 1989. 456 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб.пособие для вузов / Под ред. В.Н.К у д р я в ц е в а. Л.:Машиностроение, 1984. 400 с.
4. Р е ш е т о в Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
5. Р у д е н к о В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. М.: Машиностроение, 1980. 148 с.
6. И в а н о в М.Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высш.шк., 1981. 184 с.
7. Планетарные передачи: Справочник /Под ред. В.Н.К у д р я в ц е в а, О.Н.К и р д я ш е в а. Л.:Машиностроение, 1977. 535 с.
8. Д у н я в е в П.Ф., Л е л и к о в С.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб.пособие для вузов. М.: Высш. шк., 1985. 416 с.
9. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование: В 2 т. /Под ред. О.Ф.Т и щ е н к о. М.: Высш. шк., 1978. Т.1. Расчеты. 327 с.; Т.2. Проектирование. 232 с.
10. Проектирование привода с волновой передачей: Метод.указания/ Сост.В.М.Я с т р е б о в ; Куибышев.авиац.ин-т.Куибышев, 1986. 28 с.

II. Проектирование механических передач: Учеб. пособие для вузов
/ С.А.Чернавский и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПРИВОДА С ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Составители: Ястребов Владимир Модестович
Мальтеев Марат Абдулкадирович
Шубин Сергей Иванович

Редактор Н.Д.Чайникова
Техн.редактор Г.А.Усачева
Корректор Н.С.Купрянова

Подписано в печать 23.12.92. Формат 60x84¹/₁₆.
Бумага оберточная. Печать оперативная. Усл.печ.л. I,6.
Усл.кр.-отт. I,7. Уч.-изд.л. I,5. Тираж 500 экз.
Заказ 262 Арт. С-44/93.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П.Королева. 443086 Самара, Московское
шоссе, 34.

Участок оперативной полиграфии ИПО Самарского государст-
венного аэрокосмического университета. 443001 Самара,
ул. Ульяновская, 18.