

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

---

# АЛГОРИТМИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Утверждено  
редакционно-издательским  
советом института в качестве  
методических указаний  
к выполнению курсового  
проекта по деталям машин

УДК 621.833.6(075)

Данные указания служат для расчета планетарных передач приводов общего и авиационного машиностроения.

Рекомендуются студентам I—IV факультетов при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Составители: Е. П. Жильников, А. М. Циприн, А. Н. Тихонов

Подписано в печать 8.09.85 г. Формат 60×84 1/8.  
Бумага оберточная белая. Печать оперативная.  
Усл. п. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,1. Тираж 500 экз.  
Заказ 297. Бесплатно.  
Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт имени академика С. П. Королева  
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.  
Офсетный участок КуАИ, г. Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.

Основным достоинством планетарных передач по сравнению с простыми являются: компактность, малая масса вследствие распределения нагрузки (мощности, момента) между несколькими сателлитами и применение передач с внутренним зацеплением, обладающих, как известно, повышенной нагрузочной способностью. Валы центральных колес в планетарных редукторах нагружены лишь крутящими моментами, а их опоры не несут радиальных нагрузок. Это снижает потери и в значительной степени упрощает конструкцию опор.

Отличительные достоинства планетарных передач обеспечили их широкое применение в различных областях машиностроения и особо в главных редукторах авиационных изделий и в механизмах приводов систем управления летательными аппаратами.

Из большого разнообразия типов планетарных передач самое широкое применение на практике получила простейшая передача 2К-Н типа А (по классификации профессора Д.Н.Кудрявцева), основными звеньями которой являются два центральных колеса К (а и в), водило Н и сателлиты (z).

В настоящем пособии собраны справочные данные, изложены методика и порядок расчета на прочность зубьев планетарной передачи 2К-Н типа А, зубчатые колеса которой прямозубые без смещения, а режим нагрузки принят постоянным.

Последовательность расчета представлена в виде блок-схем алгоритмов расчетов, которыми можно пользоваться как при "ручном" расчете, так и при расчетах на ЭВМ.

В качестве материалов для зубчатых колес с целью уменьшения габаритов и массы передачи в пособии рекомендуется применение легированных сталей способных подвергаться термическому (поверхностная закалка) и химико-термическому (цементация и азотирование)

упрочнениям.

В пособии использован метод расчета зубчатых передач по ГОСТ 21354-75. Обозначения и зависимости основных геометрических параметров эвольвентного зацепления соответствующих ГОСТ 16532-70, ГОСТ 19274-73 и СТ СЭВ 310-76. За основу взят порядок расчета передачи, приведенный в работе В.Н.Кудрявцева " Детали машин", М., 1980г.

Данное пособие предназначено для студентов механических специальностей при выполнении ими проекта по курсу "Детали машин".

Условные обозначения величин, входящих в расчётные формулы на блок-схемах.

Обозначение	Размерность	Наименование величины.	
$a$	мм	Делительное межосевое расстояние.	
$a_w$	мм	Межосевое расстояние.	
$a_c$	—	Число сателлитов.	
$b_w$	мм	Рабочая ширина венца зубчатого колеса.	
$b_w(H)$	мм	Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на контактную прочность	
$b_w(F)$	мм	Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на изгибную прочность.	
$CT$	—	Условная величина, обозначающая степень точности передачи.	
$c_j$	—	Число зацеплений за один оборот рассчитываемого колеса.	
$d_j$	$d(a)$	мм	Делительный диаметр центрального колеса „а”.
	$d(g)$	мм	Делительный диаметр сателлита „g”.
	$d(b)$	мм	Делительный диаметр центрального колеса „b”.
$d_{wj}$	$d_w(a)$	мм	Начальный диаметр центрального колеса „а”.
	$d_w(g)$	мм	Начальный диаметр сателлита „g”.
	$d_w(b)$	мм	Начальный диаметр центрального колеса „b”.
$d_{aj}$	$d_a(a)$	мм	Диаметр вершин зубьев центрального колеса „а”.
	$d_a(g)$	мм	Диаметр вершин зубьев сателлита „g”.
	$d_a(b)$	мм	Диаметр вершин зубьев центрального колеса „b”.
$HRC$		Твердость поверхности зубьев по Роквеллу шкалы С.	

Обозначение	Размерность	Наименование величины
HV	—	Твёрдость поверхности зубьев по Виккерсу.
HB	—	Твёрдость поверхности зубьев по Бринеллю
HRC <sub>s</sub>	—	Твёрдость сердцевины зубьев по Роквеллу шкалы С.
K	—	Коэффициент нагрузки.
K <sub>v</sub>	—	Коэффициент динамической нагрузки.
K <sub>β</sub>	—	Коэффициент неравномерности нагрузки.
K <sub>нл</sub>	—	Коэффициент долговечности по контактным напряжениям.
K <sub>FL</sub>	—	Коэффициент долговечности по изгибным напряжениям.
K <sub>FC</sub>	—	Коэффициент, учитывающий условия работы зубьев.
K <sub>нер.</sub>	—	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.
m	мм	Модуль зацепления.
m <sub>min</sub>	мм	Минимально допустимое значение модуля зацепления в зависимости от термической или химико-термической обработки.
P <sub>a</sub>	кВт	Мощность, подводимая к центральному колесу „а“ (мощность на входном валу).
N <sub>HEj</sub>	—	Число циклов перемены контактных напряжений соответственно α, β, γ.
N <sub>FEj</sub>	—	Число циклов перемены изгибных напряжений соответственно α, β, γ.
N <sub>ноj</sub>	—	Базовое число циклов перемены контактных напряжений.
n	мин <sup>-1</sup>	Частота вращения в абсолютном движении.
n <sup>(н)</sup>	мин <sup>-1</sup>	Частота вращения в обратном движении (при остановленном вобиле).
S <sub>нj</sub>	—	Коэффициент безопасности при расчёте

Обозначение	Размерность	Наименование величины
$S_{Fj}$	—	на контактную выносливость. Коэффициент безопасности при расчете на изгибную выносливость.
$S_n$	мм	Нормальная толщина зуба.
$T_a$	Н·мм	Крутящий момент, подводимый к центральному колесу „а” (крутящий момент на входном валу).
$T_{ad}$	Н·мм	Крутящий момент в зацеплении а-д.
$T_{db}$	Н·мм	Крутящий момент в зацеплении д-в.
$T_{da}$	Н·мм	Крутящий момент в зацеплении д-а.
$t_h$	час	Время работы передачи (срок службы).
$U_{пл}$	—	Передаточное число планетарной передачи.
$U_{ad}^{(H)}$	—	Передаточное число передачи а-д в обратном движении.
$U_{db}^{(H)}$	—	Передаточное число передачи д-в в обратном движении.
$U_{da}^{(H)}$	—	Передаточное число передачи д-а в обратном движении.
$V$	м/с	Окружная скорость.
$Y_{Fj}$	—	Коэффициент формы зуба колеса (соответственно колес „а”, „в”, „д”).
$Z_\epsilon$	—	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.
$Z_j$	—	Число зубьев колес передачи (соответственно колес „а”, „в”, „д”).
$[\sigma_H]_j$	МПа	Допускаемое контактное напряжение (соответственно для зубьев колес „а”, „в”, „д”).
$[\sigma_H]_{ad}$	МПа	Расчетное допускаемое контактное напряжение при расчете передачи а-д.
$[\sigma_H]_{db}$	МПа	Расчетное допускаемое контактное напряжение при расчете передачи д-в.
$\sigma_{Hlimb}$	МПа	Базовый предел контактной выносливости.

Обозначение	Размерность	Наименование величины
$\sigma_{flim b}$	МПа	поверхности зубьев. Базовый предел изгибной выносливости поверхности зубьев.
$[\sigma_F]_j$		Допускаемое изгибное напряжение (соответственно для зубьев колёс „а“, „б“, „г“.
$\psi_{bd}$		Коэффициент рабочей ширины венца зубьев колёса относительно его делительного диаметра.
$\epsilon_d$		Коэффициент торцового перекрытия.

При проектировочном расчете приближенные или предварительные значения величин имеют дополнительный индекс - „штрих“,  $\sigma'_{flim b}$ ,  $[\sigma'_F]_j$ ,  $\psi'_{bd}$ ,  $\epsilon'_d$ , и т.д.

Условные обозначения на блок-схемах алгоритмов расчётов.

Обозначение блока	Наименование блока	Пояснение
	Блок ввода	Обозначает действие ввода исходных данных из задания, предыдущих этапов расчёта или таблиц выбора различных параметров, а также округления величин.
	Расчётный блок	Обозначает вычисление указанных в блоке величин по расчётным формулам.
	Логический блок	Обозначает сравнение указанных величин с допускаемыми и даёт указание на дальнейший порядок расчёта в зависимости от соотношения сравниваемых величин.
	Блок вывода	Указывает величины, которые должны быть выведены на печать при расчётах на ЭВМ или выписаны в таблицы результатов расчётов данного этапа.
	Метка перехода	Цифры в метке указывают последовательность выполнения расчёта с данного места блок - схемы.

Блок-схема укрупненного алгоритма расчёта планетарной передачи 2К-Н типа А.

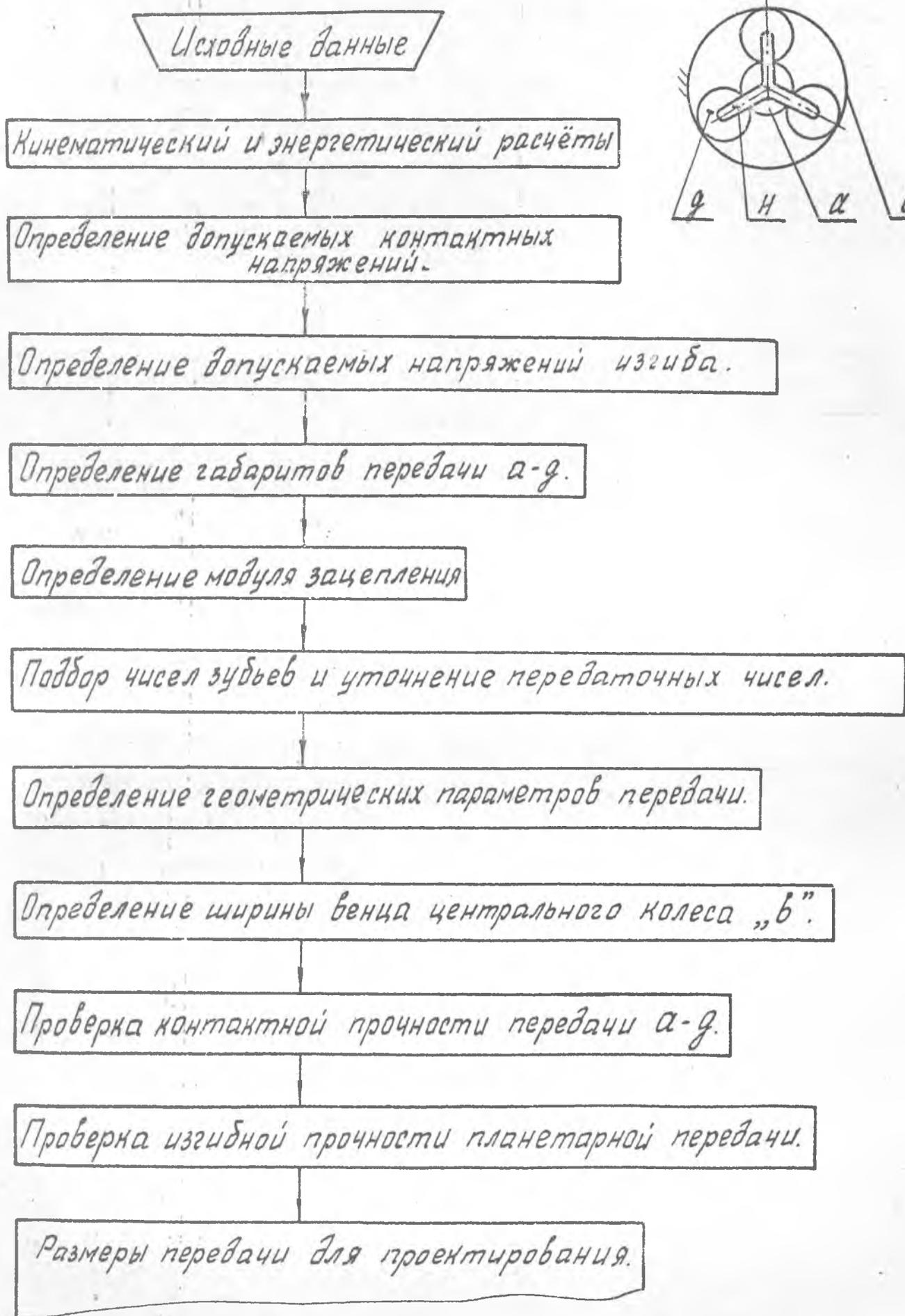


Рис. 1.

Этап схемы алгоритма кинематического и энергетического расчётов планетарной передачи 2К-Н типа А.

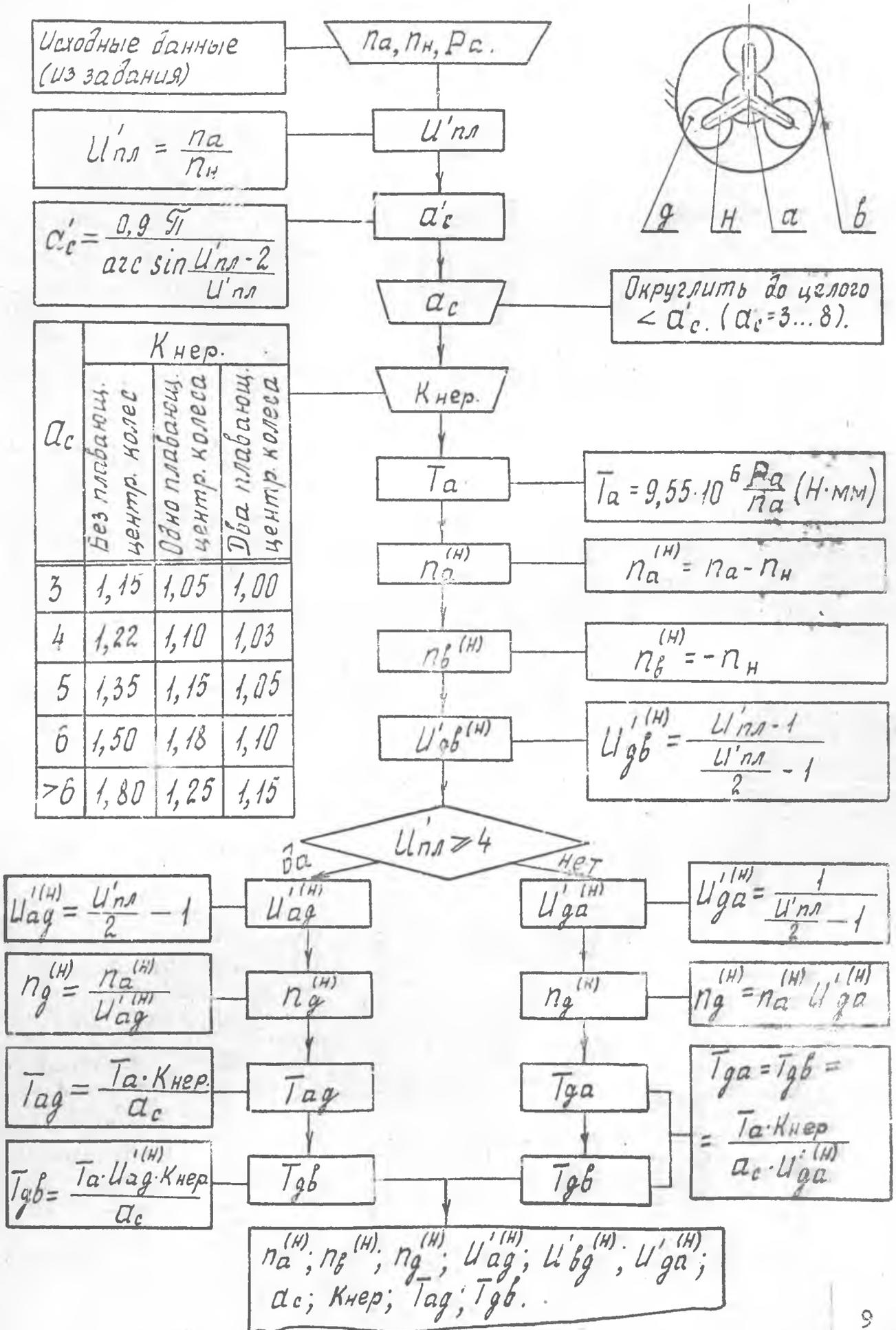


Рис. 2.

Блок-схема алгоритма определения допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_H]$  планетарной передачи 2К-Н типа А.

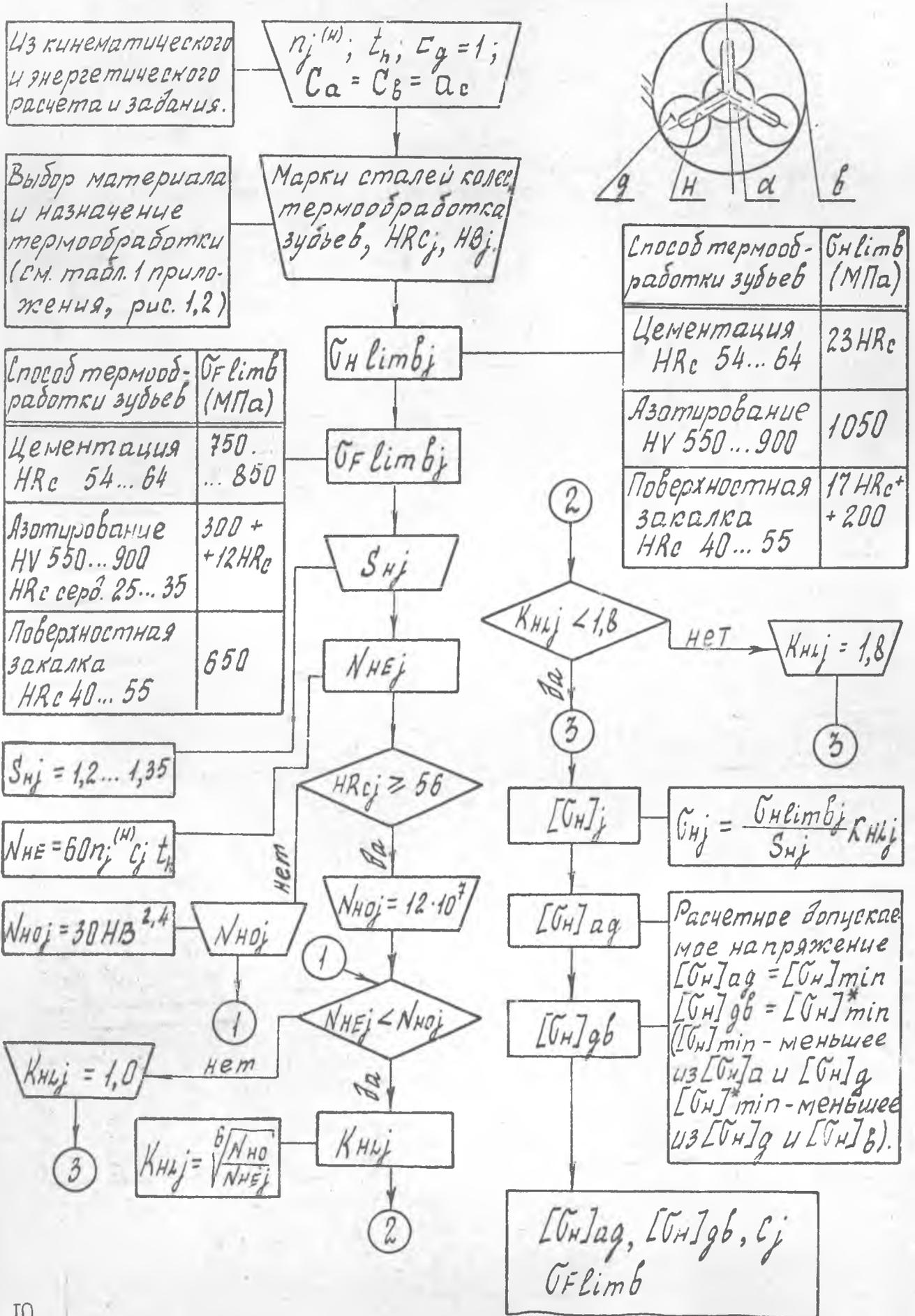


Рис. 3.



Шаг - элемент алгоритма определения габаритов перебежки д-г  
(проектировочный расчёт).

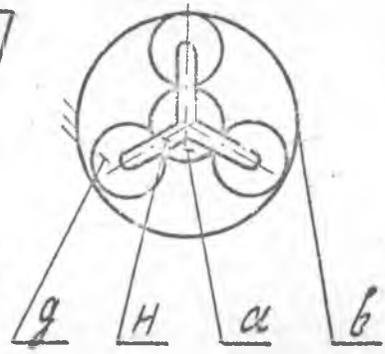
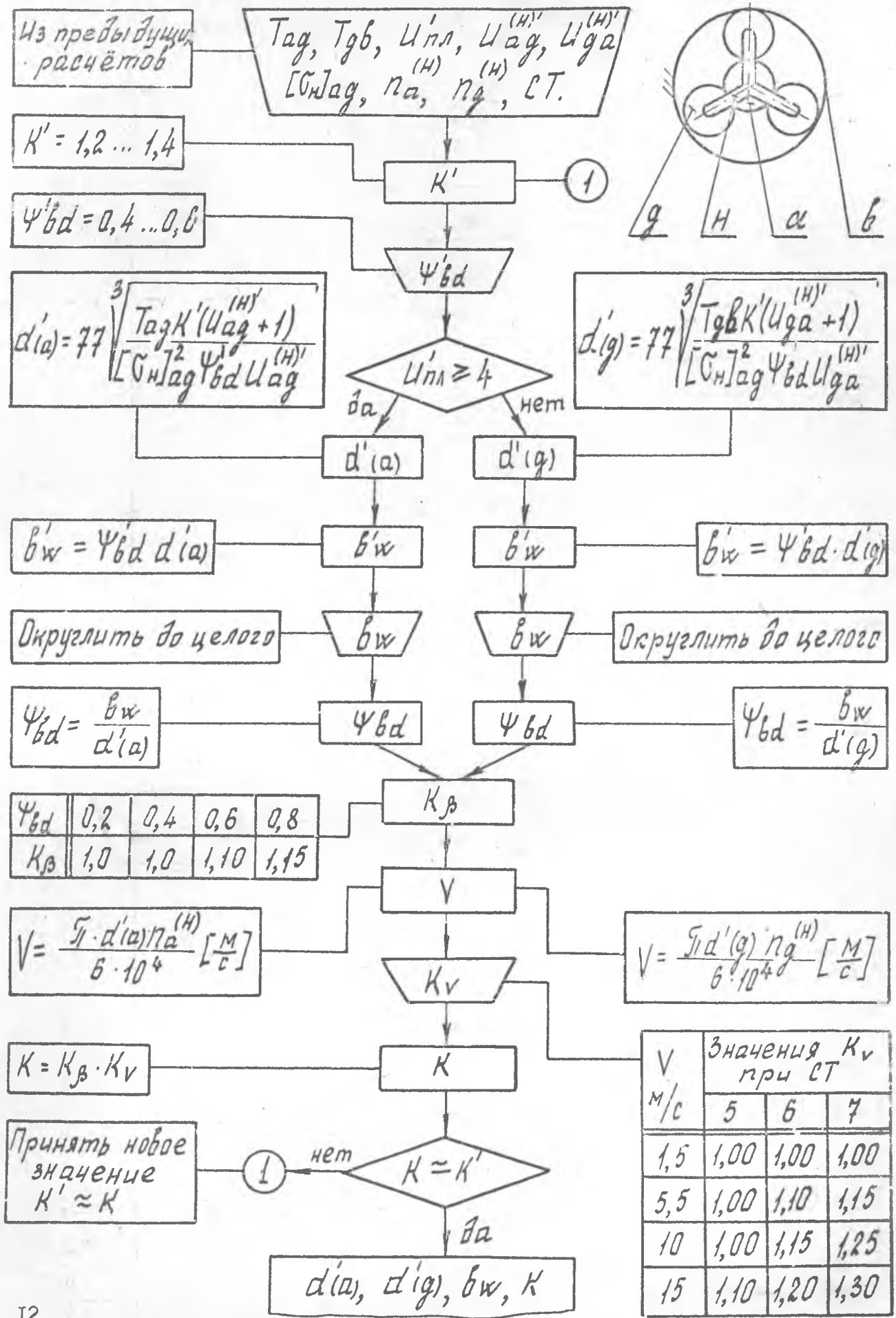


Рис. 5.

Блок-схема алгоритма определения модуля зацепления планетарной передачи 2К-Н типа А (проектировочный расчёт).

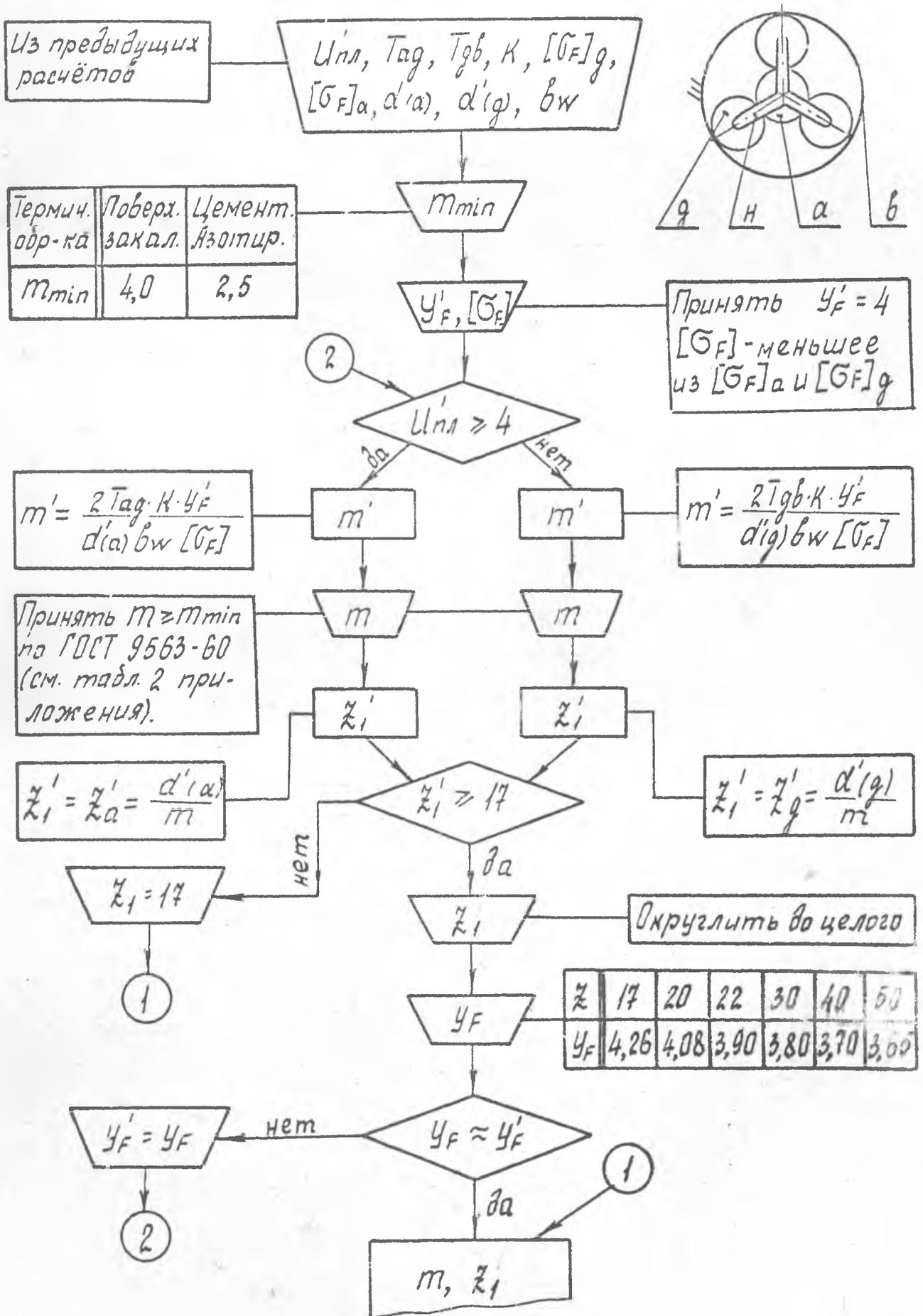
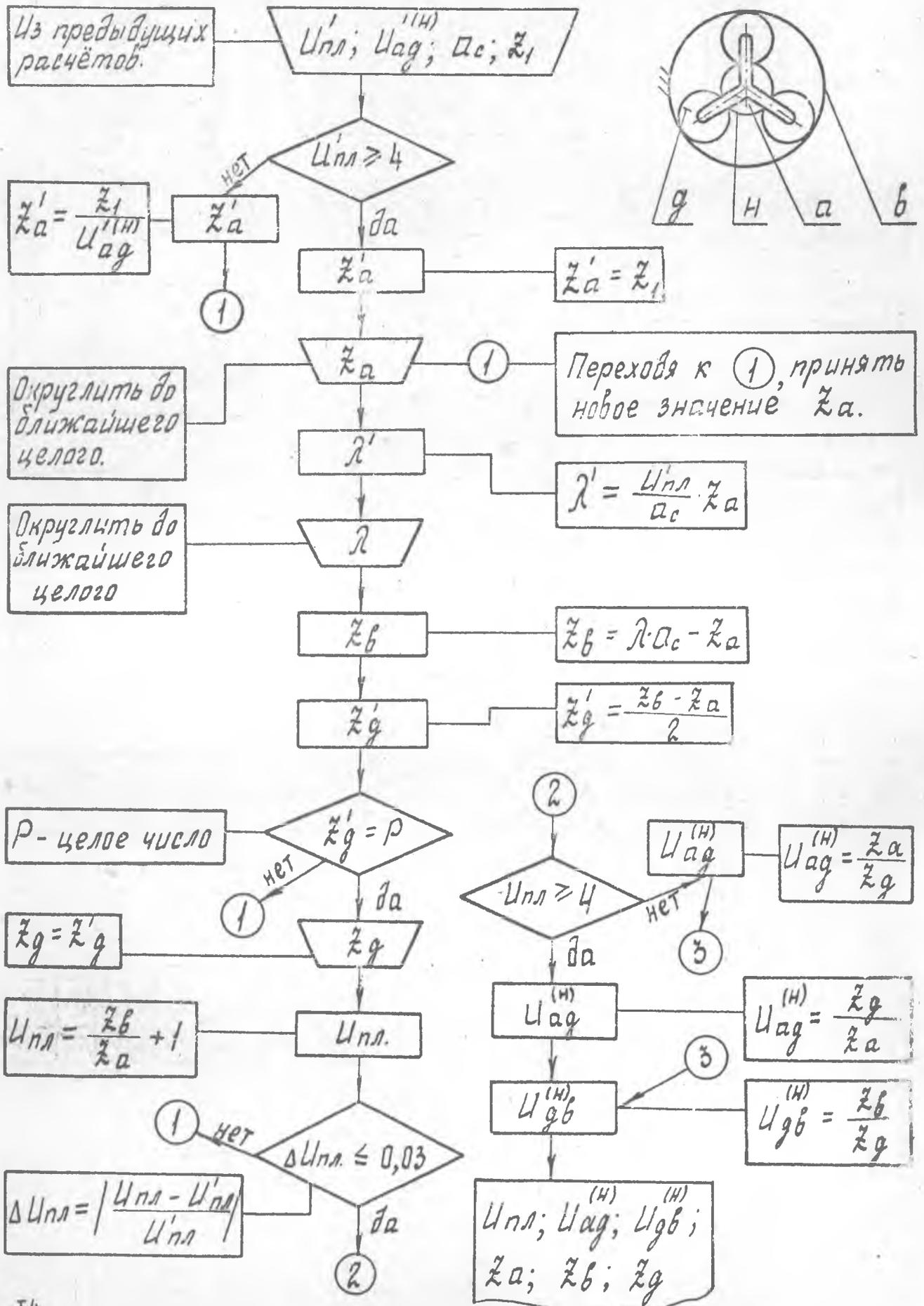


Рис. 6

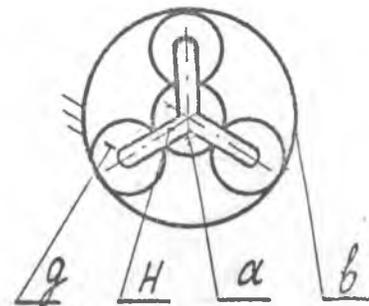
Блок-схема алгоритма подбора чисел зубьев и уточнения передаточных чисел планетарной передачи 2К-Н типа А.



Блок-схема алгоритма определения геометрических параметров зацепления планетарной передачи 2К-Н типа А.

Из предыдущих расчётов

$z_a, z_b, z_g, m$



$$a_w = a = m \frac{z_a + z_g}{2}$$

$a, a_w$

$d(a)$

$d(g)$

$d(b)$

$d_a(a)$

$d_a(g)$

$d_a(b)$

$S_n(a)$

$S_n(g)$

$S_n(b)$

$$d_{wj} = d_j = m z_j$$

$$z_j = z_a; z_g; z_b$$

$$d_{aj} = d_j + 2m$$

$$S_{nj} = \frac{z_j}{2} m$$

$a(a_w); d(a); d(g); d(b); d_a(a); d_a(g);$   
 $d_a(b); S_n(a); S_n(g); S_n(b).$

Рис. 8.

Блок-схема алгоритма определения ширины коронки  $b_w(b)$  (колеса  $b$ ) планетарной передачи 2К-Н типа А.

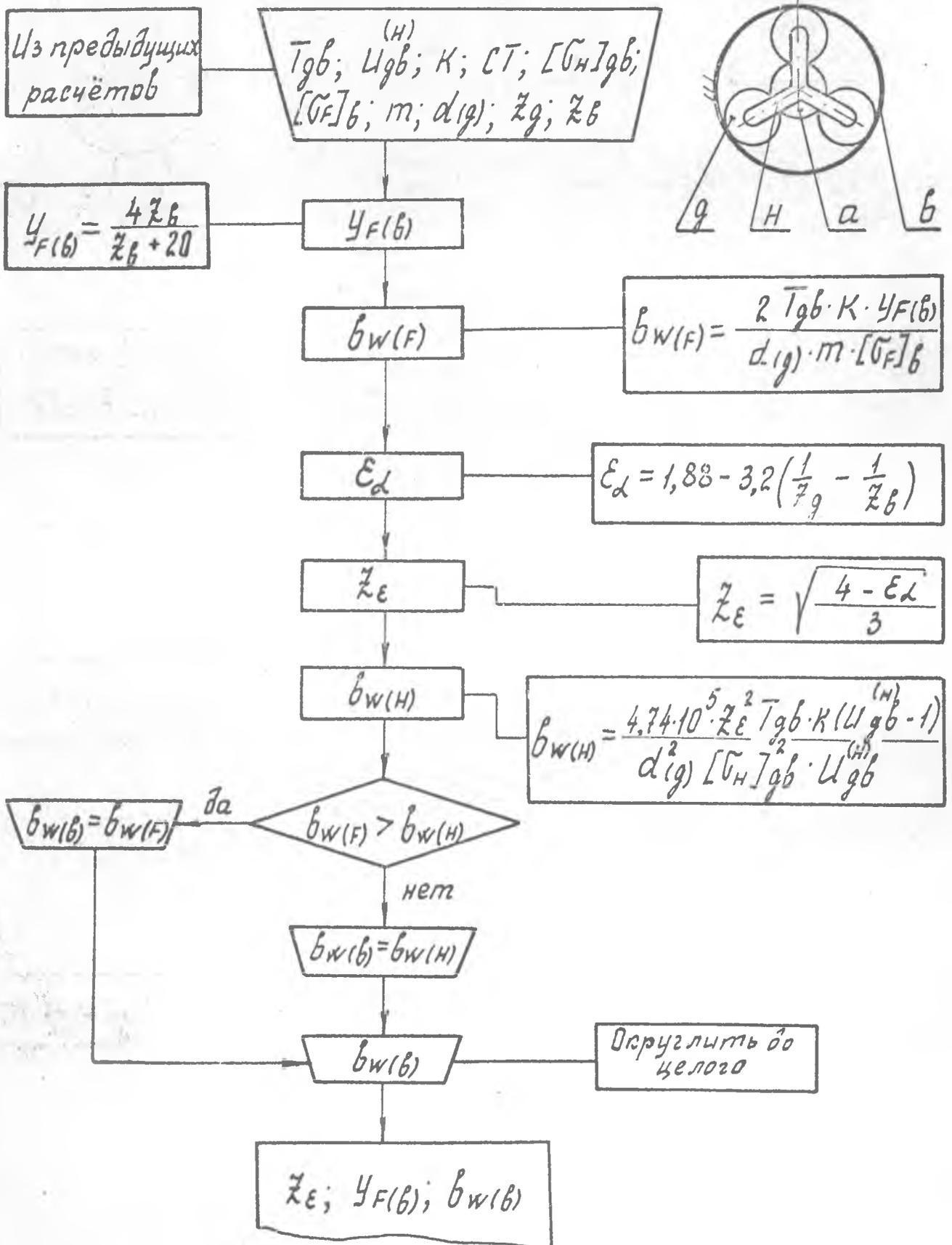


Рис. 9.

Блок-схема алгоритма проверки контактной прочности планетарной передачи 2К-Н типа А.

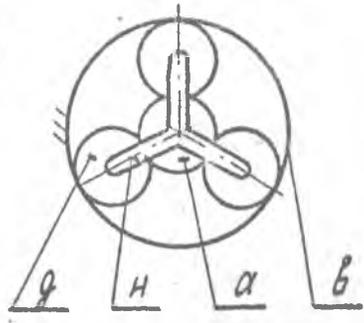
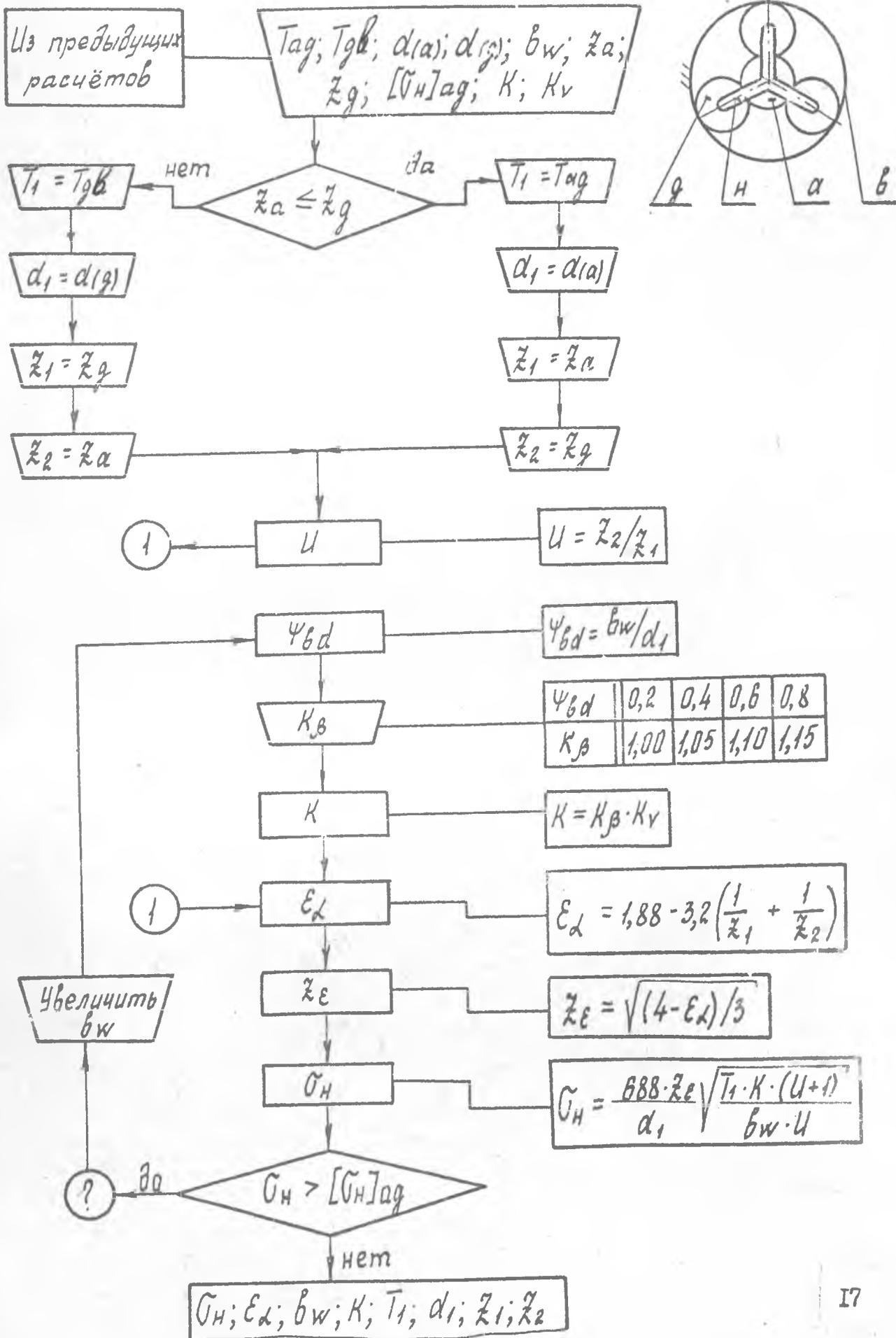


Рис. 10.

Блок-схема алгоритма проверки изгибной прочности планетарной передачи 2К-Н типа А.

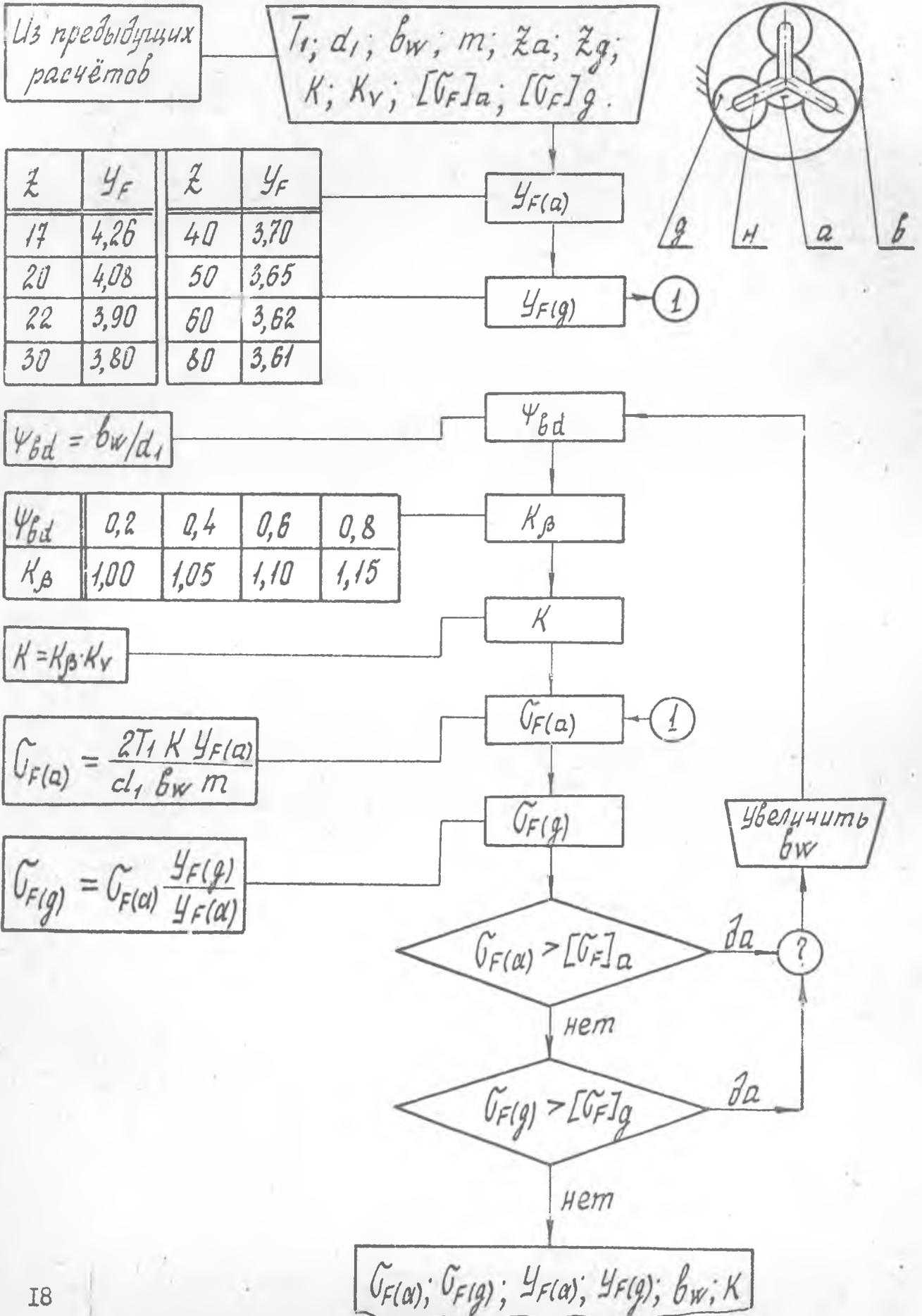


Рис. 11.

## Приложение

### Таблица 1.

Типовые стали для зубчатых колес планетарных передач, виды их термообработки и механические характеристики.

Марка стали	Вид термообработки.	Механические характеристики			
		Твердость зубьев		Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
		на поверхности	в сердцевине		
40X	Заготовка - поковка, штамповка или поверхностная закалка	HR <sub>c</sub> 40...55	HR <sub>c</sub> 25...30	750	500
	Азотированные	HV 500...550	HR <sub>c</sub> 25...30	1000	800
40XH	Поверхностная закалка	HR <sub>c</sub> 40...55	HR <sub>c</sub> 25...27	800	500
35XM	Поверхностная закалка	HR <sub>c</sub> 40...55	HR <sub>c</sub> 25...27	700	450
12XНЗА	Цементация	HR <sub>c</sub> 56...63	HR <sub>c</sub> 30...35	920	700
12X2H4A		HR <sub>c</sub> 58...63	HR <sub>c</sub> 35...40	1200	1000
18XГТ		HR <sub>c</sub> 58...60	HR <sub>c</sub> 32...38	1150	950
25XГТ		HR <sub>c</sub> 58...63	HR <sub>c</sub> 32...38	1150	950
20XНЗА		HR <sub>c</sub> 58...63	HR <sub>c</sub> 30...35	950	800
38X2Ю	Азотированные	HV 700...850	HR <sub>c</sub> 30...35	950	800
38X2MЮA		HV 850...900	HR <sub>c</sub> 30...35	1050	900

Примечание:  $\sigma_B$  и  $\sigma_T$  относятся к сердцевине зуба

### Таблица 2

Ряды модулей в наиболее употребительном диапазоне из СТ СЭВ 308-76.

Ряды	модуль, мм
1 <sup>й</sup>	2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12.
2 <sup>й</sup>	2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Примечание: 1<sup>й</sup> ряд следует предпочитать 2-ому.

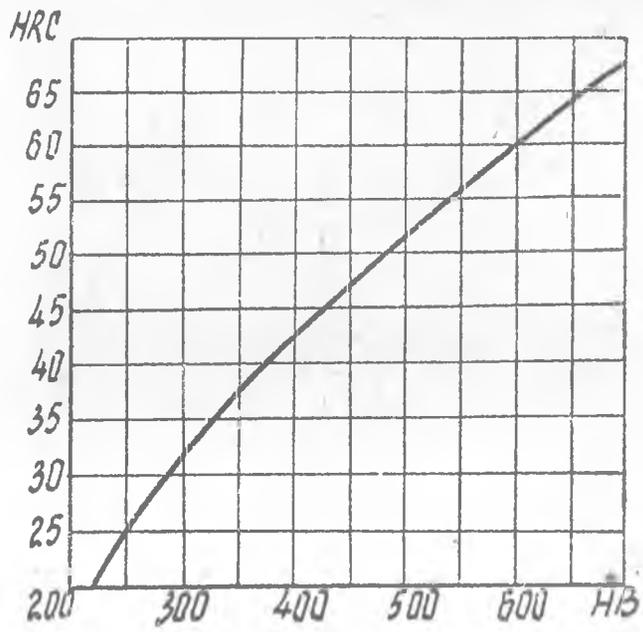


Рис. 1.

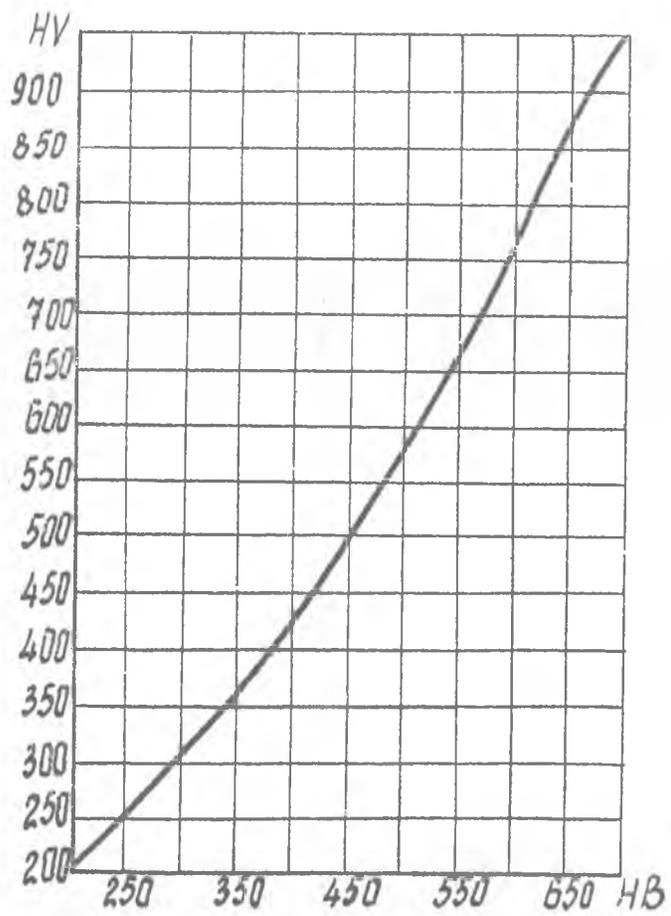


Рис. 2.