

## Глава 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

### § 2.1. Общие сведения о планетарных и волновых зубчатых механизмах

В электромеханическом приводе приборных устройств, автоматики и робототехники широко применяют разнообразные планетарные и волновые зубчатые механизмы.

Планетарные механизмы, используемые в качестве редукторов или мультипликаторов, реализуют широкий диапазон передаточных отношений. Одно из основных достоинств этих механизмов - компактность конструкции. При небольших передаточных отношениях редукторов (до 10) достигается также весьма высокий КПД. Значительные передаточные отношения в устройствах точной механики получают обычно за счет последовательного соединения простейших планетарных передач, что обеспечивает хорошую технологичность конструкции и достаточный КПД.

На рис. 2.1 приведены некоторые наиболее распространенные в приборостроении схемы планетарных механизмов. Их звенья: центральные колеса  $a$  и  $b$ , оси которых совпадают с основной осью  $OO$  механизма; сателлиты  $g$ ,  $f$  имеющие подвижные оси; водило  $h$ , служащее для установки опор сателлитов. Так как основными звеньями здесь являются два центральных колеса и водило, то эти планетарные механизмы называют механизмами типа  $2k - h$ . Механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, а, обозначим  $A_{ah}^b$ , а механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, б, -  $B_{ah}^b$ . В приборных конструкциях количество сателлитов  $n_w$  чаще всего 3 или 2, используют также планетарные механизмы с одним сателлитом. Применение нескольких сателлитов позволяет получить многопоточную передачу мощности, когда каждое зацепление передает только часть общей нагрузки. Применение внутреннего зацепления колес обеспечивает многопарность контакта зубьев и высокую нагрузочную способность.

Наибольшее распространение в приводах получил механизм типа  $A_{ah}^b$  (рис. 2.1, а) благодаря сравнительной простоте изготовления, малым габаритам и массе, высокому КПД (до 0,99); его максимальное передаточное отношение как редуктора относительно небольшое ( $i_{nl} \leq 9$ ). Механизм типа  $B_{ah}^b$  (рис. 2.1, б) дает большее передаточное отношение ( $i_{nl} \leq 16$ ) при несколько меньшем КПД, но конструктивно он сложнее. В приборостроении нашли применение и другие схемы планетарных механизмов типа  $2k - h$ : с двумя внутренними и двумя внешними зацеплениями. В первом случае центральные колеса  $a$ ,  $b$  механизма  $B_{ah}^b$  выполняются с внутренними зубьями, во втором — оба с внешними. Такие схемы позволяют реализовать еще большее передаточное отношение редуктора, но КПД этих механизмов небольшой. Расчет их аналогичен механизмам типа  $A_{ah}^b$  и  $B_{ah}^b$ .

Волновые зубчатые механизмы — структурная разновидность планетарных типа  $2k - h$  и используются в качестве редукторов. Они в наибольшей мере удовлетворяют требованиям снижения габаритов и массы передаточного механизма и обеспечения высокого КПД. Рациональный диапазон передаточных отношений, реализуемых одноступенчатым волновым редуктором, составляет  $i_g = 70 \dots 300$  при КПД до 0,9. На рис. 2.2, а, б показаны кинематические схемы волнового механизма, состоящего из генератора волн деформации  $h$ , закрепленного на входном валу, жесткого зубчатого колеса  $C$  с внутренними зубьями и гибкого зубчатого колеса  $F$ , представляющего собой тонкостенный стакан с нарезанными внешними зубьями. Одно из колес — неподвижно (на рис. 2.2, а неподвижно колесо  $F$ ), второе связано с выходным валом. В соответствии с принятой классификацией волновой механизм обозначается  $CF - h$ .

Генератор  $h$  при вращении деформирует гибкое колесо  $F$  и последовательно вводит его зубья в зацепление с колесом  $C$ . В зонах зацепления образуются волны деформации, перемещающиеся по гибкому колесу. Многопарность зацепления волнового механизма обеспечивает его высокую нагрузочную способность и хорошую кинематическую точность.

Возможность размещения электродвигателя (ИД), датчиков (ДС), подшипниковых узлов (ПУ) и других устройств во внутренней полости гибкого колеса  $F$  (см. рис. 2.2, а, б) приводит к весьма компактной конструкции. В то же время схема, а (рис. 2.2) может обеспечить герметичность, что бывает необходимо для нормальной работы привода в условиях космоса, агрессивных сред и т. п.

Конструкция генератора волн во многом определяет работоспособность механизма. В точной механике применяют генераторы как принудительной, так и свободной деформации. Генератор принудительной деформации кулачкового типа со стандартным гибким шарикоподшипником (ГП, рис. 2.2. в) обеспечивает наиболее надежную конструкцию, высокий КПД, но создает большую инерционность привода. Так как гибкие подшипники генераторов могут надежно работать лишь при ограниченных частотах вращения, то между валом высоко скоростного электродвигателя и генератором может устанавливаться дополнительный редуктор (Р, рис. 2.2, а), понижающий частоту вращения. Этим же уменьшается инерционность привода.

Конструкция гибкого зубчатого колеса определяет долговечность и надежность волнового механизма. В приборостроении применяют разнообразные конструкции гибких колес, описанные в литературе [14, 15, 27]. На рис. 2.2, г показаны типовые конструкции зубчатых венцов жесткого и гибкого колес.

## § 2.2. Соотношения для кинематического и габаритного расчетов планетарных зубчатых механизмов

Проектировочный расчет кинематических и габаритных параметров планетарного зубчатого механизма состоит в определении чисел зубьев и размеров центральных колес и сателлитов, габаритных размеров. Обычно при этом расчете ставятся задачи вписывания механизма в требуемые габариты и реализации передаточного отношения в пределах допускаемой погрешности. Основные кинематические и геометрические соотношения для расчета планетарных механизмов приводятся в литературе [1, 10, 12, 15, 24, 29]. Здесь эти соотношения даны применительно к рассматриваемым схемам механизмов типа  $A_{ah}^b$  и  $B_{ah}^b$  (см. рис. 2.1, а, б).

Входными и выходными звеньями здесь могут быть водило  $h$  и центральные колеса  $a$ ,  $b$  (если колесо  $b$  сделано подвижным, то  $a$  жестко связано со стойкой). Но конструкция с входным звеном  $b$  нерациональна в отношении габаритов. Поэтому далее рассматриваются только механизмы с неподвижным центральным колесом  $b$  при входном звене  $a$  — это редуктор, а при входном водиле  $h$  — мультипликатор.

Передаточное отношение планетарных механизмов  $2k — h^*$

$$i_{nl} = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h, \quad (2.1)$$

где  $i_{ah}^b$  — передаточное отношение ступенчатого зубчатого ряда, получаемого из планетарного механизма при остановленном водиле. Знак  $i_{ab}^h$  определяется знаками передаточных отношений, входящих в этот ряд (для внешнего зацепления «—», для внутреннего — «+»). Для схем  $A_{ah}^b$  и  $B_{ah}^b$  соответственно:  $i_{ab}^h = (-i_{ag}^h) * i_{gb}^h$  и  $i_{ab}^h = (-i_{ag}^h) * i_{fb}^h$ . Замена в формуле (2.1)  $i_{ag}^h$ ,  $i_{gb}^h$  и  $i_{fb}^h$  передаточными числами  $U_{ag}$ ,  $U_{gb}$  и  $U_{fb}$  этих зубчатых пар дает согласно (1.1)

для механизма  $A_{ah}^b$

$$I_{nlA} = 1 + \frac{z_b}{z_a}, \quad (2.2)$$

а для механизма  $B_{ah}^b$

$$I_{nлB} = 1 + z_b * \frac{z_g}{z_a * z_f}, \quad (2.3)$$

где  $z_a$  и  $z_b$  — числа зубьев центральных колес  $a$  и  $b$ ;  $z_g$  и  $z_f$  — числа зубьев сателлитов  $g$  и  $f$ .

Рациональный в отношении габаритов и КПД диапазон изменения передаточных отношений планетарных редукторов  $A_{ah}^b$  и  $B_{ah}^b$  соответственно:

$$4 \leq i_{нлA} \leq 9,7 \leq i_{нлB} \leq 16. \quad (2.4)$$

При этом диапазоны изменения передаточных чисел пар внешнего и внутреннего зацеплений, входящих в планетарный механизм:

$$1 \leq U_{ag} \leq 6, 1,4 \leq (U_{gb}, U_{fb}) \leq 8. \quad (2.5)$$

Область вариации чисел зубьев примерно соответствует условию (1.5) для шестерен и колес ступенчатых рядов:

$$20(14) \leq z_a \leq 30 ; 20 \leq z_g \leq 120 ; 20 \leq z_f \leq 45. \quad (2.6)$$

Поскольку ГОСТ 13733—77 не распространяется на числа зубьев планетарных передач, значения чисел зубьев могут приниматься любыми из диапазона (2.6). Для центрального колеса с внутренними зубьями величина  $z_b$  не может быть задана произвольно и определяется при выбранных значениях  $z_a, z_g, z_f$  из условия соосности. При назначении  $z_b$  необходимо предусматривать исключение интерференции зубьев в зацеплениях  $g — b$  и  $f — b$ . Так как в приборных устройствах используются в основном зубчатые передачи внутреннего зацепления без смещения, при значениях чисел зубьев  $z_{g,f} \leq 27$  отсутствие интерференции во внутреннем зацеплении с параметрами исходного контура

$h_a^* = 1$  и  $\alpha = 20^\circ$  возможно при следующем условии [1,24]:

$$z_b \geq \frac{(z_{g,f}^2 - 34)}{(2 * z_{g,f} - 34)}. \quad (2.7)$$

При  $z_{g,f} > 27$  отсутствие интерференции гарантируется принятыми выше неравенствами (2.5), ограничивающими минимально возможные передаточные числа  $u_{gb}$  и  $u_{fb}$ , при которых разность чисел зубьев  $z_b - z_{g,f} \geq 7...9$ .

Проектируя планетарные механизмы, нужно удовлетворить трем условиям: соосности, соседства и сборки. Условие соосности требует равенства межосевых расстояний передач, входящих в механизм, т. е.

$$a_{wag} = a_{wgb}, a_{wag} = a_{wfb}. \quad (2.8)$$

Эти условия для передач, где все колеса изготовлены без смещения, имеют вид:

для механизма  $A_{ah}^b$

$$a_{ag} = a_{gh}, z_b = z_f + \left(\frac{m_1}{m_2}\right) * (z_a + z_g); \quad (2.9)$$

для механизма  $B_{ah}^b$

$$a_{ag} = a_{fb}, z_b = z_f + \left(\frac{m_1}{m_2}\right) * (z_a + z_g), \quad (2.10)$$

где  $a_{ag}, a_{gb}, a_{fg}$  — делительные межосевые расстояния соответствующих пар колес;  $m_1$  и  $m_2$  — модули передач  $a — g$  и  $f — b$ .

Выполнение условия (2.10) существенно ограничивает для механизма  $B_{ah}^b$  выбор возможных сочетаний чисел зубьев, обеспечивающих требуемое передаточное отношение (2.3). Для увеличения количества возможных вариантов сочетаний чисел зубьев поступают точно так же, как и при проектировании соосного ступенчатого редуктора (см. § 1.2): передачу  $a — g$  механизма  $B_{ah}^b$  выполняют с суммарным смещением  $x_\Sigma = x_a + x_g \neq 0$  (передача  $f — b$  — без смещения). Тогда аналогично (1.17) условие соосности примет вид

$$a_{wag} = a_{ag} + m_1 y = a_{wfb} = a_{fb} = 0,5 m_2 (z_b - z_f), \quad (2.11)$$

т. е. необходимый коэффициент воспринимаемого смещения  $y$  для передачи  $a — g$

$$y = (a_{fb} - a_{ag}) / m_1; y \leq |y|, \quad (2.12)$$

где  $|y|$  — предельное значение коэффициента воспринимаемого смещения (обычно  $|y| \leq 1,0$ ).

При числе сателлитов  $n_w \Rightarrow 3$ , равномерно расположенных по окружности диаметра  $D_h = 2a_{wag}$  (см. рис. 2.1, в), необходимо предусмотреть зазор  $\delta$  между окружностями вершин сателлитов. Это требование, называемое условием соседства, для передач без смещения имеет вид:

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) - (z_g + 2) \leq \delta^* \quad (2.13)$$

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) - (m_1/m_2)(z_f + 2) \Rightarrow \delta^* \quad (2.14)$$

где  $\delta^* = \delta/m_{1,2}$ —относительный зазор. Для механизма  $A_{ah}^b$  требуется выполнение только условия (2.13). Величина  $\delta^*$  устанавливается в пределах 0,5...5 в зависимости от модуля передач, технологических и эксплуатационных условий. В данном расчете с учетом мелкозубчатых зацеплений принято

$\delta^* = 5$ , что позволяет использовать условия (2.13), (2.14) также и для передач со смещением.

При числе сателлитов  $n_w = 2$  одновременное зацепление зубьев сателлитов и центральных колес возможно при выполнении условия сборки:

для механизма  $A_{ah}^b$

$$(z_a + z_b)/n_w = I; \quad (2.15)$$

для механизма  $B_{ah}^b$

$$(z_b z_g + z_a z_f)/(z_g n_w) = I; \quad (2.16)$$

где  $I$ — целое число.

Учитывать условия (2.16) необходимо при нерегулируемом угловом положении зубчатых венцов сателлитов  $g$  и  $f$ , когда двухвенцовый сателлит изготавливается цельным или, венцы жестко фиксируются в одном блоке при сборке. В приборных конструкциях, где часто используется штифтовое раздельное крепление сателлитов  $g$  и  $f$  соотношение (2.16) может и не выполняться, но конструкция при этом получается менее компактной.

Для высокоскоростных планетарных механизмов (в основном при окружных скоростях зубчатых колес свыше 10 м/с) с целью повышения выносливости и износостойкости зубьев необходимо подбирать числа зубьев сопряженных колес таким образом, чтобы они не имели общих множителей [см. условие (1.6)], а число зубьев центральных колес не было бы кратно числу сателлитов, т. е.

$$z_{ab}/n_w \neq K, \quad (2.17)$$

где  $K$ — целое число.

Вписывание конструкции в заданный габарит  $A_r$  требует выполнения следующих геометрических условий (см. рис. 2.1, а, б):

для механизма  $A_{ah}^b$

$$A_r \Rightarrow D_p; D_p = d_{fb} = m_1[z_b + 2(h_a^* + c^*)] \quad (2.18)$$

для механизма  $B_{ah}^b$

$$A_r \Rightarrow D_{p1}; D_{p1} = 2a_{ag} + d_{ag} \quad (2.19)$$

$$A_r \Rightarrow D_{p2}; D_{p2} = d_{fb} = m_2[z_b + 2(h_a^* + c^*)] \quad (2.20)$$

В приведенных формулах:  $D_p$  и  $D_{p1,2}$  — реализуемые диаметрально-габаритные размеры механизма по зубчатым венцам колес;  $d_{fb}$  — диаметр окружности впадин колеса  $b$ ;  $d_{ag}$  — диаметр окружности вершин сателлита  $g$ ;

$h_a^*$  и  $c^*$  — параметры исходного контура зубчатых колес (ГОСТ 13755—81).

Габаритные размеры зубчатых колес  $a, g, f$  определяются по формулам (1.15), (1.18), колеса  $b$  — по формулам (2.18) или (2.20), межосевые расстояния — по формулам (1.19) и (2.11).

Совместный учет вышеприведенных соотношений обычно не позволяет точно реализовать передаточные отношения. Поэтому при проектировании допускается некоторая погрешность  $\Delta i_{nl}$  (в %) реализации требуемого передаточного отношения  $i_{nl}^m$  механизма:

$$\Delta i_{nl} = 100 |i_{nl}^m - i_{nl}| / i_{nl}^m; \Delta i_{nl} \leq |\Delta i|, \quad (2.21)$$

где  $|\Delta i|$  — допускаемое значение погрешности.



## § 2.3. Алгоритмы проектировочного расчета на ЭВМ

Для расчета кинематических и габаритных параметров планетарных механизмов выбран такой же принцип построения алгоритма, как и для ступенчатых рядных передач (см. § 1.3). Варианты решения задачи получаются в ходе последовательного целенаправленного перебора сочетаний чисел зубьев центральных колес и сателлитов с проверкой принятых кинематических, геометрических и иных условий. Диапазон изменений чисел зубьев ограничивается, например, соотношением (2.5). Задача оптимизации конструкции механизма здесь непосредственно не рассматривается, однако получаемые в ходе расчета решения позволяют поставить такую задачу в качестве завершающей операции.

Рассмотрим алгоритм проектировочного расчета планетарного редуктора  $B_{ah}^b$  (см. рис. 2.1, а) при заданных габаритных *ограничениях*\*. На рис. 2.3 приведена структурная схема алгоритма. Исходными данными, ввод которых осуществляется блоком 1, являются:  $i_{nl}^m$  — требуемое передаточное отношение планетарного механизма;  $[\Delta i]$  — допускаемая погрешность реализации передаточного отношения;  $m_1, m_2$  — модули зубчатых передач  $a - g, f - b$  соответственно;  $A_r$  — предельный габаритный размер механизма по зубчатым венцам колес<sup>1</sup>;  $LTR$  — условно кодируемое требование обеспечения повышенной выносливости и износостойкости зубьев за счет выполнения условий (2.15) и (1.6);  $z_{amin}, z_{amax}$  — минимальное и максимальное числа зубьев солнечного колеса  $a$ , определяющие границы области его возможных значений;  $z_{gmin}, z_{gmax}$  — то же, для сателлита  $g$ ;  $z_{fmin}, z_{fmax}$  — то же для сателлита  $f$ ;  $n_{wo}, n_{wk}$  — минимальное и максимальное значения числа сателлитов, определяющие границы области изменения  $n_w$  при расчете.

Процедура анализа возможных сочетаний чисел зубьев и отыскания вариантов решения организована в данном алгоритме в виде четырех вложенных циклов. Открывается внешний цикл, в котором число сателлитов  $n_w$  изменяется

---

<sup>1</sup> Если габарит не ограничивается, а нужно только подобрать числа зубьев, то величина  $A_r$  задается достаточно большой [например, можно использовать зависимость  $A_r \geq m(z_{amax} + 2z_{amax}) + 5 \cdot 10$ , которая прямо следует из формул (2.18) и (2.19)]

от  $n_{wo}$  до  $n_{wk}$ . По окончании цикла — прекращение расчета. При принятом  $n_w$  варьируются числа зубьев центрального колеса  $a$ , сателлита  $g$ , и сателлита  $f$ . Внутри внешнего цикла открывается внутренний, в котором число зубьев  $z_a$  изменяется от  $z_{amin}$  до  $z_{amax}$ , внутри цикла по числам зубьев солнечного колеса — третий цикл, где меняется  $z_g$  от  $z_{gmin}$  до  $z_{gmax}$ , внутри цикла по числам зубьев первого сателлита — четвертый цикл, где меняется  $z_f$  от  $z_{fmin}$  до  $z_{fmax}$ . Сразу после входа в цикл по числам зубьев первого сателлита  $g$  происходит проверка выполнения условий (2.15) и (1.6) износостойкости для колес ступени а-г. В случае невыполнения условия (1.6), когда есть общие множители у чисел зубьев, происходит переход к следующей итерации цикла. В случае невыполнения условия (2.15), когда присутствуют общие множители у числа зубьев первого сателлита и числа сателлитов  $n_w$ , происходит выход из обоих циклов для расчета при следующем значении числа сателлитов  $n_w$ .

После вышеописанных действий проверяются условия вхождения передаточного отношения ступени а-г в требуемый диапазон (2.5). В случае, если передаточное отношение не вошло в диапазон слева по числовой оси, то происходит переход к следующей итерации цикла по числу зубьев сателлита  $z_g$ . Если же передаточное отношение больше необходимого, то происходит переход к следующей итерации цикла по числу зубьев солнечного колеса  $z_a$ .

При успешном прохождении комбинацией чисел зубьев колес ступени а-г вышеописанных проверок происходит расчет геометрических параметров колес данной ступени, и производится проверка вхождения размера ступени в заданные габаритные ограничения. Если ступень не вошла в заданный габарит, то происходит переход к следующей итерации цикла по числу зубьев сателлита  $z_g$ , что даст следующую комбинацию чисел зубьев с большим передаточным отношением.

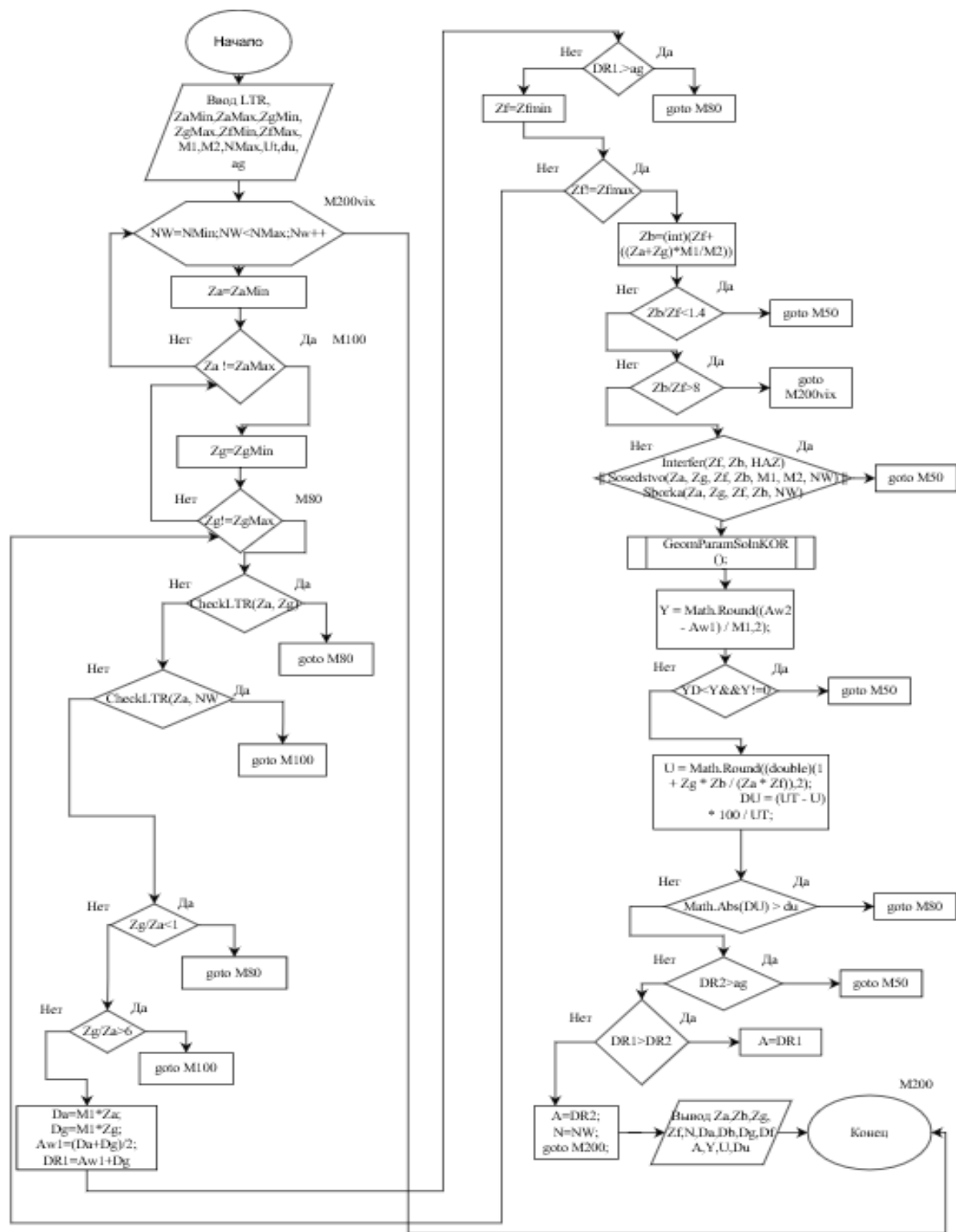
В дальнейшем внутри цикла после проверок условий открывается еще один внутренний цикл по числу зубьев второго сателлита  $z_f$ . Определяется число зубьев  $z_b$ , центрального колеса  $b$  исходя из условия соосности механизма. Внутри этого цикла получаются комбинации чисел зубьев всех колес редуктора, что позволяет проверять механизм на выполнение условий отсутствия

интерференции зубьев, сборки, соседства. Сперва проверяется вхождение передаточного отношения ступени b-f в требуемый диапазон (2.5). Если данное отношение лежит ниже диапазона, то происходит переход к следующей итерации цикла по  $z_f$ , если выше – то к следующей итерации цикла по числу сателлитов  $n_w$ . После этого выдвигается общее требование возможности синтеза механизма при данной комбинации чисел зубьев колес и числа сателлитов: одновременное выполнение условий отсутствия интерференции, соседства и сборки. Если общее условие не выполнено, то происходит переход к следующей итерации цикла по числу зубьев второго сателлита  $z_f$ .

Далее необходимо рассчитать геометрические параметры ступени второй сателлит-корона и проверить вхождение назначенного коэффициента суммарного смещения на вхождение в предельное значение, заданное пользователем. Если коэффициент не вошел, то – переход к новой итерации цикла по числу зубьев второго сателлита  $z_f$ .

Полученные данные проходят проверку на вхождение в допустимую погрешность по передаточному отношению (производится расчет передаточного отношения всего механизма) и на вхождение размеров второй ступени b-f в заданные габаритные ограничения. Если не пройдена проверка на погрешность, то происходит переход к новой итерации вышестоящего цикла по числу зубьев первого сателлита  $z_g$ . Когда не пройдена проверка погрешности передаточного отношения, происходит переход к следующей итерации данного цикла по  $z_f$ .

Если, получившаяся конфигурация параметров прошла проверку погрешности и вхождения в габариты, то происходит вывод получившихся значений и выход из основного цикла по  $n_w$ .



Соответствующая рассмотренному алгоритму программа ZTMM46 для ЭВМ приведена в § 2.4.

Перейдем к рассмотрению вспомогательных функций, используемых в алгоритме.

Рассмотрим алгоритм функции CheckLTR (листинг 1), которая выполняет проверку наличия общих множителей у чисел зубьев колес и числа зубьев колеса с числом сателлитов. Тип возвращаемого значения – булева переменная.

Аргументы: два целых числа. Если общие множители есть, возвращается 1, если нет или числа равны – 0.

Листинг 1 - Функция проверки наличия общих множителей

```
private bool CheckLTR (int K, int P)//проверка наличия общих множителей у целых чисел при
требовании износостойкости. Общие есть - 1. нет - 0.
{
    if (LTR)
    {
        if (K % P == 0 || P % K == 0) return true;
        else return false;
    }
    else return false;
}
```

Булева функция Sosedstvo (листинг 2) принимает в качестве аргументов числа зубьев солнечного колеса и всех сателлитов, число сателлитов и модули ступеней. Возможность соседства проверяется по соотношению (2.14). Если соседство невозможно, то функция возвращает 1, в обратном случае – 0.

Листинг 2 - Функция проверки условия соседства

```
private bool Sosedstvo (int Zs1, int Zs2, int Zk, double m1, double m2, int
Nw)//проверка соседства. Соседство невозможно - 1, возможно - 0.
{
    if ((Zs1 + Zs2) * Math.Sin(3.14 / Nw) - (Zk + 2) * m2 / m1 < 5 && Nw >= 3) return
true;
    else return false;
}
```

Функция Sborka (листинг 3) проверяет условие сборки. Функция так же возвращает логический уровень. В качестве аргументов принимаются числа зубьев всех колес редуктора и число сателлитов. Если условие сборки (2.16) не выполняется, то возврат 1, в обратном случае 0.

Листинг 3 - Функция проверки условия сборки

```
private bool Sborka (int Zs1, int Zs2, int Zk, int Nw)//проверка условия сборки.
собрать нельзя - 1, можно - 0.
{
    if ((Zk * Zs1 + Zs2 * Zs1) / (Zs1 * Nw) - Math.Round((double)(Zk * Zs1 + Zs2 *
Zs1) / (Zs1 * Nw), 0) != 0 && Nw >= 2) return true;
    else return false;
}
```

Функция Interfer (листинг 4) определяет наличие интерференции колес в планетарном редукторе по соотношению (2.7) и соответствующим значениям чисел зубьев. Возвращаемое значение – булева переменная. Аргументы – числа зубьев второго сателлита и короны, вещественная переменная коэффициента ножки зуба. Если случилась интерференция зубьев колес, то функция возвращает 1, в противном случае – 0.

Листинг 4 - Функция проверки интерференции зубьев сателлитов и короны

```
private bool Interfer(int Zs2, int Zk, double haz)//проверка возможности наличия
интерференции. Интерференция есть - 1, нет -0.
{
    if (((Zs2 * Zs2 - 34) / (2 * Zs2 - 34) > Zk && Zs2 <= 27 && haz == 1) || (Zk - Zs2 <
7 && Zs2 > 27)) return true;
    else return false;
}
```

Для расчетов геометрических параметров обеих ступеней введены методы функции GeomParamSolnSAT и GeomParamSolnKOR соответственно. Тексты программ функций приведены на листингах 5, 6. Данные функции так же являются методами класса Planetarka и применяются для заполнения соответствующих полей.

Листинг 5 - Функция расчета параметров ступени солнце-сателлит a-g

```
private void GeomParamSolnSAT()//вычисление геометрических параметров ступени солнце-
сателлит1
{
    Da = Math.Round(M1 * Za,2);
    Dg = Math.Round(M1 * Zg,2);
    Aw1 = Math.Round((Da + Dg) / 2,2);
    DR1 = Math.Round(Aw1 + Dg/2,2);//!!!!!!!!!!
}
```

Листинг 6 - Функция расчета параметров ступени сателлит-корона f-b

```
private void GeomParamSolnKOR()//вычисление геометрических параметров ступени сателлит2-
корона
{
    Df = Math.Round(M2 * Zf,2);
    Db = Math.Round(M2 * Zb,2);
    Aw2 = Math.Round((Db - Df) / 2,2);
    DR2 = Math.Round(M2 * (Zb + 2 * (HAZ + CZ)),2);
}
```

## § 2.4. Программы для ЭВМ проектировочного расчета

## планетарных механизмов

Для решения задачи построения информационной системы был использован объектно-ориентированный подход программирования на языке C#. Был создан класс «Planetrika» планетарных механизмов.

Все описанные выше функции являются методами этого класса.

Поля класса приведены в табл.2.1. Текст С# программы основного алгоритма ZTMM46 приведен на листинге 7. Тексты вспомогательных функций приведены выше.

Листинг 7 - Основная функция расчета планетарного редуктора

```

public void ZTMM46()
{
    for (NW = NMin; NW <= NMax; NW++)
    {
        Za = ZaMin;
        while (Za != ZaMax)
        {
            Zg = ZgMin;
            while (Zg != ZgMax)
            {
                if (CheckLTR(Za, Zg)) goto M80; //проверка наличия общих множителей колес
                ступени при требовании износостойкости
                if (CheckLTR(Za, NW)) goto M100; //проверка общих множителей числа зубьев
                солнца и числа спутников при требовании износостойкости

                if (Zg / Za < 1) goto M80; // проверка допустимости передаточного
                отношения ступени a-g
                if (Zg / Za > 6) goto M100; // проверка допустимости передаточного
                отношения ступени a-g

                GeomParamSolInSAT(); //вычисление геометрических параметров ступени солнце-
                спутник1

                if (DR1 > ag) goto M80; // проверка влезания механизма в габарит

                Zf = ZfMin;

                while (Zf != ZfMax)
                {
                    Zb = (int)(Zf + ((Za + Zg) * M1 / M2));

                    if (Zb / Zf < 1.4) goto M50; // проверка допустимости передаточного
                    отношения ступени f-b
                    if (Zb / Zf > 8) goto M200vix; // проверка допустимости передаточного
                    отношения ступени f-b

                    if (Interfer(Zf, Zb, HAZ) || Sosedstvo(Za, Zg, Zf, Zb, M1, M2, NW) ||
                    Sboroka(Za, Zg, Zf, Zb, NW)) goto M50;
                }
            }
        }
    }
}

```

```

//проверка невыполнения какого-либо из условий: отсутствия
интерференции, соседства, сборки

GeomParamSolnKOR();//вычисление геометрических параметров ступени
сателлит2-корона

Y = Math.Round((Aw2 - Aw1) / M1,2);
if (YD<Y&&Y!=0) goto M50;//проверка вычисленного коэффициента
суммарного смещения на вхождение в предел

U = Math.Round((double)(1 + Zg * Zb / (Za * Zf)),2);
DU = (UT - U) * 100 / UT;
if (Math.Abs(DU) > du) goto M80;
if (DR2 > ag) goto M50; //проверка влезания механизма в габарит

if (DR1 > DR2) A = DR1; else A = DR2; //принятие габарита механизма
как наибольшего из габаритов ступеней
goto M200;//окончание расчета

M50: Zf++;
}

M80: Zg++;
}

M100: Za++;
}
M200vix;;
}
M200: N = NW;
SetResult();

}

```

Таблица 2.1 Поля класса планетарных редукторов  
“Planetarka”

Идентификатор	Формат	Спецификатор доступа	Обозначение величины	Единица	Название величины
Для исходных данных					
UT	double	public	$i_{пл}^T$	—	Требуемое передаточное отношение
du	double	»	$[\Delta i]$	%	Допускаемая погрешность реализации $i_{пл}^T$
M1	double	»	$m_1(m)$	мм	Модуль зацепления $a—g$ (и зацепления $g—b$ в механизме $A_{ah}^b$
M2	double	»	$m_2$	»	Модуль зацепления $f—b$ (для программы ZTMM46)



ag	double	»	$A_r$	»	Предельный габаритный размер механизма
LTR	bool	»	$LTR1$ $LTR2$	—	Условный параметр износостойкости и выносливости
YD	double	»	[y]	—	Допускаемое значение коэффициента воспринимаемого смещения
Zamin Zamax	int int	»	$z_{amin}$ $z_{amax}$	— —	Минимальное и максимальное числа зубьев колеса a
Zgmin Zgmax	int int	»	$z_{gmin}$ $z_{gmax}$	— —	То же, сателлита g
Zfmin Zfmax	int int	»	$z_{fmin}$ $z_{fmax}$	— —	То же, сателлита f (для программы ZTMM46)
NMin NMax	int int	»	$n_{wo}$ $n_{wk}$	— —	Минимальное и максимальное число сателлитов
HAZ	double	»			Коэффициент ножки зуба
CZ	double	»			Осевой зазор
Для результатов расчета					
N	int	public	$n_w$	—	Число сателлитов
U	double	private	$i_{пл}$	—	Реализуемое передаточное отношение
DU	double	»	$\Delta i_{пл}$	%	Погрешность реализации $i_{пл}^T$
Y	double	»	y	—	Коэффициент воспринимаемого смещения для передачи a—g (для программы ZTMM46)
Za	int	public	$z_a$	—	Число зубьев колеса a
Zg	int	»	$z_g$		То же, сателлита g
Zf	int	»	$z_f$	—	То же, сателлита f (для программы ZTMM46)

Zb	int	»	$z_b$	—	То же, колеса $b$
Da	double	private	$d_a$	мм	Диаметр окружности вершин колеса
Dg	double	»	$D_g$	»	То же, сателлита $g$
Df	double	»	$z_f$	»	То же, сателлита / (для про граммы ZTMM46)
Db	double	»	$z_b$	»	Диаметр окружности впадин колеса b
A	double	»	$D_p$	»	Габаритный размер по зубчатым венцам колес
Aw1	double	»		»	Межосевое расстояние ступени a-g
Aw2	double	»		»	Межосевое расстояние ступени f-b

## § 2.5. Расчеты планетарных механизмов на ЭВМ

Выбор рационального диапазона изменения чисел зубьев колеса  $a$  и сателлитов  $g$  и  $f$  т. е. назначение  $z_{a,g,fmin}$  и  $z_{a,g,fmax}$ , обусловлен соображениями экономии машинного времени (см. также § 1.5). Однако не следует и чрезмерно сужать этот диапазон, так как будут потеряны возможные варианты решения задачи. Назначение верхней границы числа зубьев сателлита  $g$  может быть выполнено, исходя из габаритного условия (2.19). Подстановка в формулу (2.19) выражений (1.18), (1.19) дает

$$z_{gmax} \geq A_r / 2m - 0,5(z_{amin} + 2), \quad (2.22)$$

где  $m$ —модуль передачи  $a—g—b$ ;  $z_{amin}$ — принятое минимальное число зубьев колеса  $a$ .

Учет требований  $LTR$  ставит довольно жесткие ограничения, при которых не всегда существует решение задачи, даже при достаточно большом значении (5 ... 10%) допускаемой погрешности  $[\Delta i]$ . Для того чтобы получить решение, целесообразно расширить диапазон изменения чисел зубьев или снять требование .

Рассмотрим примеры выполнения проектировочных расчетов планетарных механизмов.

*Пример 2.3.* Подобрать числа зубьев и вписать планетарный механизм  $B_{ah}^b$  привода вращения радиолокационной антенны с входным колесом  $a$  (см. рис. 2.1, б) в заданный габарит  $A_r = 60$  мм. Исходные данные:  $i_{nl}^m = 9$ ; модули зацеплений  $a—g$ ,  $f—b—m_1 = m_2 = 0,5$  мм;  $[\Delta i] = 0$ ; передачи без смещения, требуется повышенная износостойкость. Расчет выполнить при количестве сателлитов  $n_w = 2$  и 3.

Для расчета используем метод ZTMM46. Согласно заданию принимаем  $LTR = 1$ . В соответствии с неравенствами (2.6) назначаем:  $z_{amin} = 20$ ,  $z_{amax} = 30$ ,  $z_{gmin} = 20$ . Согласно (2.22):  $z_{gmax} = 60 / (2 * 0,5) - 0,5(20 + 2) = 49$ , с небольшим запасом —  $z_{gmax} = 50$ . Числа сателлитов принимаем от  $n_{wo} = 2$  до

$n_{wk} = 5$ ; для сателлита  $f$  принимаем согласно (2.6):  $z_{fmin} = 22$ ,  $z_{fmax} = 40$ .

Результаты расчета приведены на рис. 2.10, а.

*Пример 2.4.* Найти варианты реализации планетарного редуктора  $B_{ah}^b$  (см. рис. 2.1, б) для  $i_{nl}^m = 15,0$  при  $n_w = 2$ ; 3. Остальные исходные данные:

$[\Delta i] = 5\%$ ,  $m_1 = 0,4$  мм;  $m_2 = 0,5$  мм;  $n_w = 60$  мм; зацепление  $a—g$  может быть выполнено со смещением,  $[y] === 1,0$ ; при этом оба зацепления должны быть повышенной выносливости.

При подготовке исходных данных к программе ZTMM46 назначаем изменение чисел зубьев аналогично примеру 2.3, принимаем согласно табл. 2.1

$LTR1 = 1$ . Результаты расчета приведены на рис. 2.10, б: возможны два варианта решения задачи с габаритными размерами, близкими к предельным.

а) \*\*\*\*\*

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$UT = 9.000$	$DU = 0.0$	$SM1 = 0.50$	$SM2 = 0.50$
$AG = 60.0$	$LTR1 = 1$	$LTR2 = 0$	$YD = 0.0$
$KAMIN = 20$	$KAMAX = 30$	$KGMIN = 25$	$KGMAX = 50$
$KFMIN = 22$	$KFMAX = 40$	$NWO = 2$	$NWK = 3$

#### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$$NW = 2$$

$$NW = 3$$

$$\begin{array}{llllll} U = 9.000 & DUR = 0.0 & Y = 0.0 & KA = 22 & KG = 44 & KF = 22 \quad KB = 88 \\ DA = 12.00 & DG = 23.00 & DF = 12.00 & DB = 45.50 & A = 56.00 & \end{array}$$

$$\begin{array}{llllll} U = 9.000 & DUR = 0.0 & Y = 0.0 & KA = 23 & KG = 46 & KF = 23 \quad KB = 92 \\ DA = 12.50 & DC = 24.00 & DF = 12.50 & DB = 47.50 & A = 58.50 & \end{array}$$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F - СБОРНЫЙ

\*\*\*\*\*

б)

\*\*\*\*\*

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$UT = 15.000$	$DU = 3.00$	$SM1 = 0.40$	$SM2 = 0.50$
$AG = 60.0$	$LTR1 = 1$	$LTR2 = 1$	$YD = 0.50$
$KAMIN = 18$	$KAMAX = 30$	$KGMIN = 25$	$KGHA = 65$
$KFMIN = 22$	$KFMAX = 40$	$NWO = 2$	$NWK = 3$

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$NW = 2$

$U = 14.627$   $DUR = 2.4880$   $Y = 0.38$   $KA = 19$   $KG = 64$   $KF = 22$   $KB = 89$   
 $DA = 8.40$   $DG = 26.40$   $DF = 12.00$   $DB = 46.00$   $A = 59.90$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F – СБОРНЫЙ

$NW = 3$

$U = 14.627$   $DUR = 2.4880$   $Y = 0.38$   $KA = 19$   $KG = 64$   $KF = 22$   $KB = 8$   
 $DA = 8.40$   $DG = 26.40$   $DF = 3.2.00$   $DB = 46.00$   $A = 59.90$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F - СБОРНЫЙ

\*\*\*\*\*

Рис. 2.10

## § 2.6. Соотношения и алгоритмы кинематико-габаритного расчета волновых зубчатых механизмов

Расчет волнового механизма имеет существенную особенность по сравнению с другими типами зубчатых передач: если в рассмотренных ранее ступенчатых и планетарных механизмах ставилась задача вписаться в требуемые габариты, то для волнового механизма часто необходимо получить конструкцию с размерами *не менее требуемых*, так как внутренняя полость гибкого колеса занята другими узлами (см. § 2.1 и рис. 2.2, а, б). Поэтому передаточное отношение механизма не задается, а является одним из искомых параметров; в ходе расчета определяются также число зубьев и размеры гибкого и жесткого зубчатых колес, а при использовании кулачкового двухволнового генератора подбирается стандартный гибкий подшипник.

Передаточное отношение волнового механизма (рис.2.2), представляющего собой аналог планетарного типа  $2k - h$ , может быть получено с использованием соотношения (2.1). Входное звено волнового механизма — генератор  $h$  (аналог водила планетарного механизма), вместо центральных колес  $a$  и  $b$  — либо  $C$  и  $F$  (для схемы рис. 2.2,а), либо  $F$  и  $C$  (для схемы рис. 2.2, б). Тогда для этих схем выражение 2.1) примет вид

$$i_B = i_{hC}^F = 1/i_{Ch}^F = 1/(1 - i_{CF}^h); \quad i_B = i_{hF}^C = 1/i_{Fh}^C = 1/(1 - i_{FC}^h). \quad (2.23)$$

Замена в (2.23)  $i_{FC}^h$  и  $i_{hF}^C$  соответствующими передаточными числами

$u_{CF} = z_C/z_F$  и  $u_{FC} = z_F/z_C$  ( $z_C$  и  $z_F$  — числа зубьев жесткого и гибкого колес) дает

$$i_B = i_{hC}^F = z_C/(z_C - z_F); \quad i_B = i_{hF}^C = -z_F/(z_C - z_F). \quad (2.24)$$

Знак минус для  $i_{hF}^C$  показывает, что направления вращения генератора и колеса  $F$  противоположны.

Разность числа зубьев  $z_C - z_F$  должна быть кратной числу волн деформации; при  $z_C - z_F = 2$  передаточное отношение волнового механизма максимально. С учетом этого

$$i_B = i_{hC}^F = z_C/2; \quad i_B = i_{hF}^C = -z_F/2. \quad (2.25)$$

Диапазон изменения передаточного отношения для схем рис. 2.2

$$70 \leq i_B \leq 300. \quad (2.26)$$

Минимальный диаметр  $d_{Fmin}$  начальной окружности гибкого зубчатого колеса (мм) определяется из двух условий:

прочности гибкого колеса

$$d_{Fmin}^{\Pi} \cong 15,5 \sqrt[3]{T_{\text{вых}}}, \quad (2.27)$$

и габаритных ограничений

$$d_{Fmin}^{\Gamma} = D_{\Gamma} + 2\Delta_{\text{зап}} \cong 1,1D_{\Gamma}, \quad (2.28)$$

где  $T_{\text{вых}}$  — вращающий момент нагрузки (Н·м) на выходном валу механизма;

$D_{\Gamma}$  — габаритный размер, определяемый компоновкой внутренней полости гибкого колеса различными устройствами (рис. 2.2, а);  $\Delta_{\text{зап}}$  — необходимый запас, учитывающий зазоры (см.  $\Delta_3$  на рис. 2.2, а) между гибким колесом и внутренними устройствами, толщину стенки гибкого колеса. Величину  $2\Delta_{\text{зап}}$  можно принять равной  $0,1D_{\Gamma}$ . Проектный диаметр гибкого колеса  $d_F^*$  принимается как наибольший из  $d_{Fmin}^{\Pi}$  и  $d_{Fmin}^{\Gamma}$ .

Проектный диаметр гибкого подшипника

$$D_{\Gamma\Pi}^* = d_F^* + 0,99m[6 - 2(h_a^* + c^*)], \quad (2.29)$$

где  $m$  — модуль передачи  $F$  — С;  $h_a^*$  и  $c^*$  — коэффициент высоты головки зуба и коэффициент радиального зазора, принимаемые в соответствии с ГОСТ 13755-81. Выбор гибкого шарикоподшипника по ГОСТ 23179—78 проводится по условию

$$D_{\Gamma\Pi} \geq D_{\Gamma\Pi}^*, \quad (2.30)$$

где  $D_{\Gamma\Pi}$  — наружный диаметр гибкого шарикоподшипника.

В табл. 2.2 приведены, основные размеры ряда гибких подшипников, применяемых в точной механике (см. также рис. 2.2, в).

Таблица 2.2. Параметры гибких радиальных шарикоподшипников по ГОСТ 23179-

Условное обозначение подшипника NP	Наружний диаметр $D_{ГП}$ , мм	Внутренний диаметр $d_{ГП}$ , мм	Ширина $B_{ГП}$ , мм	Предельная частота вращения $[n_{ГП}]$ , об/мин
806	42	30	7	4000
808	52	40	8	4000
809	62	45	9	3500
811	72	55	11	3500
812	80	60	13	3500
815	100	75	15	3000
818	120	90	18	3000
822	150	110	24	2500
824	160	120	24	2000
830	200	150	30	1600
836	240	180	35	1600

Правильность выбора гибкого подшипника по частоте его вращения  $n_{ГП}$  проверяют по условию

$$n_{ГП} = n_{\text{вых}} i_B; n_{ГП} \leq [n_{ГП}], \quad (2.31)$$

где  $[n_{ГП}]$  – предельная частота вращения гибкого подшипника (см. табл. 2.2).

Число зубьев гибкого колеса  $z_F$  находится путем округления до меньшего целого четного значения расчетного числа зубьев, вычисляемого по формуле

$$z_F^p = \left( D_{ГП} / m \right) - 5,88 + 1,96(h_a^* + c^*). \quad (2.32)$$

Число зубьев жесткого колеса при двухволновом генераторе

$$z_C = z_F + 2. \quad (2.33)$$

Для того чтобы в волновых механизмах избежать интерференции головок зубьев при разности  $z_C - z_F = 2$ , гибкое и жесткое колеса изготавливаются со значительным смещением исходного контура. Коэффициенты смещения находятся по формулам:

гибкого колеса

$$x_F = 3 + 0,01z_F, \quad (2.34)$$

для жесткого колеса



$$x_C = x_F - 1 + K_w (1 + 5 \cdot 10^{-5} K_F z_F), \quad (2.35)$$

где  $K_w$  — коэффициент радиальной деформации гибкого колеса, принимаемый в среднем равным 1,1;  $K_w \cong 0,4$  — коэффициент, характеризующий глубину захода зубьев колёс.

Диаметры гибкого и жесткого колес:

делительных окружностей

$$d_{F,C} = m z_{F,C}, \quad (2.36)$$

окружностей вершин

$$d_{aF} = d_F + 2(x_F + K_F)m, \quad (2.37)$$

$$d_{aC} = d_C + 2(x_C + h_a^*)m; \quad (2.38)$$

окружностей впадин

$$d_{fF} = d_F + 2(x_F - h_a^* - c^*)m, \quad (2.39)$$

$$d_{fC} = d_{aC} + 2h_C, \quad (2.40)$$

где  $h_C$  — высота зуба жесткого колеса, зависящая от параметров инструмента (долбяка), используемого для изготовления колеса. При проектировочном расчете

$$h_C \cong (h_a^* + c^* + K_F)m. \quad (2.41)$$

Наиболее важные для проектировочного расчета конструктивные элементы гибкого и жесткого колес (см. рис. 2.2, г, д): толщина стенки гибкого колеса под зубьями

$$\delta_{C3} = m[0,5z_F + x_F - (h_a^* + c^*)] - 0,5D_{ГП}, \quad (2.42)$$

толщина стенки стакана гибкого колеса  $\delta_C \cong 0,2d_F$ ; ширина зубчатого венца гибкого колеса  $b_{wF} \cong 0,2 d_F$  ширина венца жесткого колеса  $b_{wC} = b_{wF} + 3$  мм; длина стакана гибкого колеса  $l_{CT} \cong d_F$  ширина пояса, вводимого для снижения перекоса зубьев и концентрации напряжений на наружном торце зубчатого венца гибкого колеса,  $b_k > 0,06d_F$ ; толщина обода жесткого колеса под зубьями, обес-печивающая его радиальную деформацию в допускаемых пределах,  $h_{об} \cong 0,18d_C$ .

Алгоритм отыскания возможных решений при кинематико-габаритном расчете волнового механизма построен по принципу вариации сочетаниями модуля передачи  $F — C$  и размеров гибкого подшипника. В приводимом ниже

алгоритме выбран следующий ряд наиболее употребительных модулей (мм): 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0, сведенных в числовой массив АМ (6). На рис. 2.11 приведена структурная схема алгоритма. Блоком 1 вводятся исходные данные: шифр типа волнового механизма — PR (если проектируется механизм по схеме рис. 2.2, а, то PR=1, а по схеме рис. 2.2, б — PR=2); максимальный момент нагрузки на выходном валу механизма —  $T_{\text{вых}}$ ; частота вращения выходного вала —  $n_{\text{вых}}$  минимальный габаритный размер внутренней полости гибкого колеса —  $D_{\text{Г}}$  начальное и конечное значения варьируемых при расчете модулей, соответствующих массиву АМ (6) — NO, NK.

Сперва определяется проектный диаметр  $d_F^*$  гибкого колеса. Затем производится определение индексов элементов массива модулей АМ, соответствующих введенным значениям модуля. Открывается цикл вариации значениями модулей от номера NO до номера NK массива модулей АМ (6).

Вычисляется проектный диаметр  $D_{\text{ГП}}^*$  гибкого подшипника. Так как в данном алгоритме принято ограничение типоразмеров гибких подшипников наружным диаметром  $D_{\text{ГПmax}} = 240$  мм (см. табл. 2.2), то проводится соответствующая проверка, а при невозможности выбора подшипника формируется признак невозможности синтеза механизма. Выбор гибкого подшипника и определение его параметров (см. табл. 2.2) проводятся с помощью функции SVOL2.

С помощью функции SVOL3 определяется число зубьев гибкого колеса, после чего устанавливается число зубьев жесткого колеса (блок 13). Передаточное отношение  $i_b$  механизма определяется с помощью функции SVOL4 в зависимости от требуемого типа PR механизма. Этой же функцией проверяются неравенства (2.26), вычисляется признак  $IP$  возможности реализации механизма. Если  $IP = 1$  (при  $i_b < 300$ ), необходимо выбрать подшипник с большим наружным диаметром  $D_{\text{ГП}}$  что осуществляется функцией SVOL2. Если  $IP = 3$  ( $i_b > 300$ ), то выдается сообщение о невозможности реализации механизма. Если  $i_b$  находится в требуемых пределах ( $IP = 2$ ), то в блоках проводится проверка выбранного гибкого подшипника на допускаемую частоту вращения (2.31); при нарушении этого условия опять следует сообщение

о невозможности реализации механизма с последующим переходом к новому значению модуля. По выполнении всех принятых условий функцией SVOL5 рассчитываются геометрические параметры гибкого и жесткого колес в виде массива AZ (8). В функции SVOL6 определяются по формуле (2.42) и принятым выше соотношениям основные конструктивные элементы гибкого и жесткого колес. После выполнения данного шага расчетов следует переход к новому значению модуля и выполнение очередного шага расчетов. По окончании цикла вариации модулями — прекращение расчета.

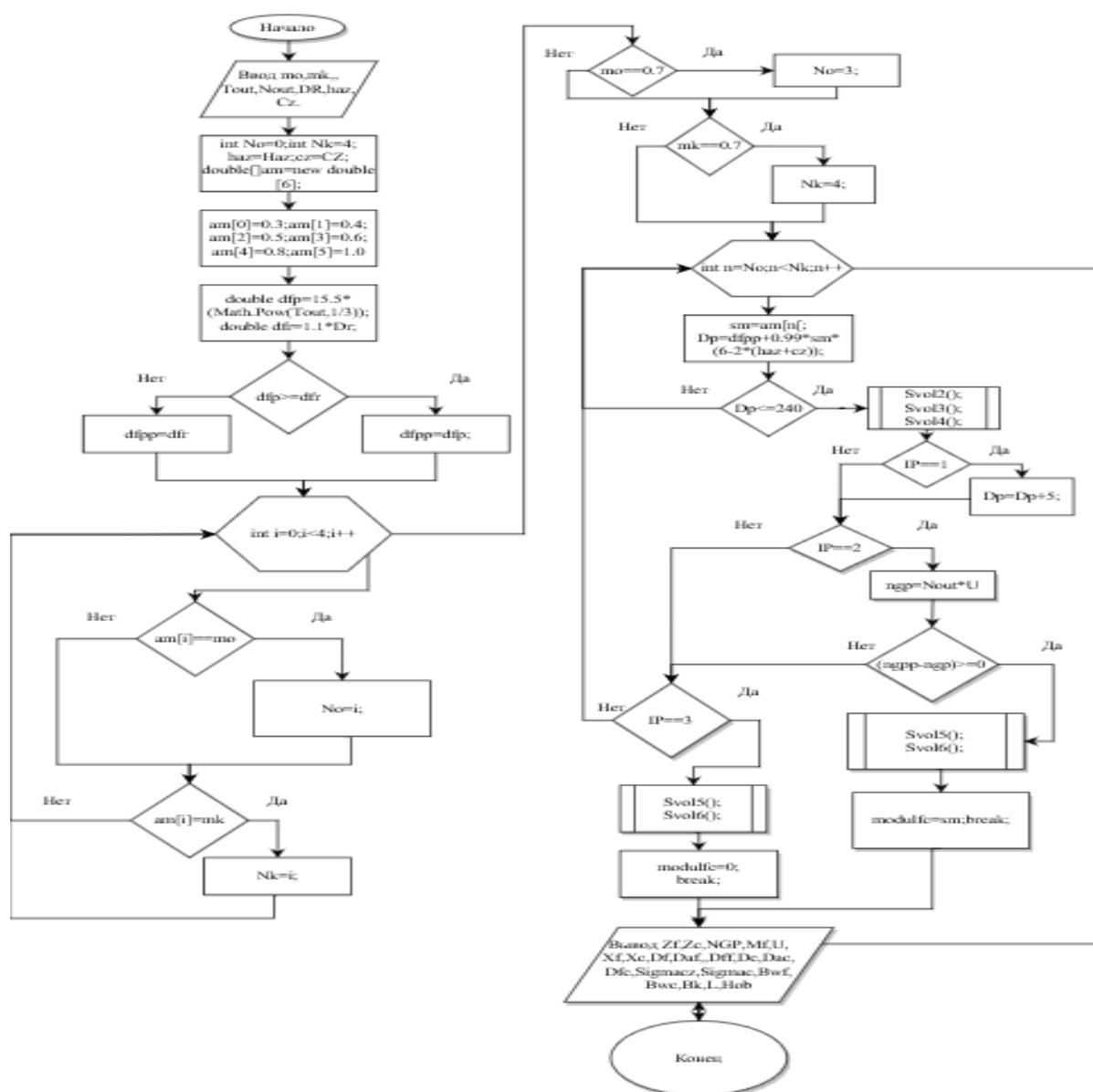


Рисунок 2.4.1 - Алгоритм расчета волнового редуктора

## § 2.7. Программа и расчет на ЭВМ волновых зубчатых механизмов

Для проектирования волновых редукторов был создан класс волновых механизмов - “Wave”. Все функции алгоритма, описанного выше, являются методами данного класса. На листингах 8 - 13 приведены тексты главного метода алгоритма “Construction” и вспомогательных функций-методов для кинематико-габаритного расчета волновых зубчатых механизмов в соответствии с алгоритмом, рассмотренным в § 2.6. В табл. 2.3 приведены поля класса “Wave”, используемые для исходных данных и результатов расчета.

Таблица 2.3 - Поля класса волновых редукторов "Wave"

Идентификатор	Формат	Спецификатор доступа	Обозначение величины	Единица	Название величины
Для исходных данных:					
mo	double	public	-	мм	Минимальное значение диапазона модулей
mk	double	»	-	мм	Максимальное значение диапазона модулей
Tout	double	»	$T_{\text{вых}}$	Нм	Момент на выходном валу
Nout	double	»	$n_{\text{вых}}$	об/мин	Частота вращения выходного вала
Dr	double	»	$D_r$	мм	Минимальный диаметр внутренней полости
Haz	double	»	$h_a^*$	-	Коэффициент ножки зуба
Cz	double	»	$c^*$	-	Осевой зазор
PR	int	»	-	-	Номер схемы
Для результатов расчета:					
modulfc	double	public	$m$	мм	Модуль ступени f-c
Zf	int	public	$Z_F$	-	Число зубьев гибкого колеса
Zc	int	public	$Z_C$	-	Число зубьев жесткого колеса

Ngp	int	public	-	-	Наименование гибкого подшипника (табл. 2.2)
U	double	public	$i_{FC}^h$	-	Передаточное число редуктора
az[0]	double	private	$x_F$	-	Коэффициент смещения колеса F
az[1]	»	»	$x_C$	-	Коэффициент смещения колеса C
az[2]	»	»	$d_F$	мм	Диаметр делительной окружности колеса F
az[3]	»	»	$d_{aF}$	мм	Диаметр окружности вершин колеса F
az[4]	»	»	$d_{fF}$	мм	Диаметр окружности впадин колеса F
az[5]	»	»	$d_C$	мм	Диаметр делительной окружности колеса C
az[6]	»	»	$d_{aC}$	мм	Диаметр окружности вершин колеса C
az[7]	»	»	$d_{fC}$	мм	Диаметр окружности впадин колеса F
ak[0]	double	private	$\delta_{C3}$	мм	Толщина стенки стакана под зубьями
ak[1]	»	»	$\delta_C$	мм	Толщина стенки стакана
ak[2]	»	»	$b_{wF}$	мм	Ширина венца гибкого колеса
ak[3]	»	»	$b_{wC}$	мм	Ширина венца жесткого колеса
ak[4]	»	»	$b_k$	мм	Ширина пояска для снижения перекоса зубьев
ak[5]	»	»	$l_{ст}$	мм	Длина стакана гибкого колеса
ak[6]	»	»	$h_{об}$	мм	Толщина обода жесткого колеса под зубьями
Для промежуточных вычислений:					
IP	int	private			Индикатор для

					проведения расчетов
Dgp	double	private		мм	Диаметр гибкого подшипника
dfpp	double	private	$d_{Fmin}^{\Pi}$	мм	Проектный диаметр гибкого подшипника из соображений прочности
Dp	double	private	$d_{Fmin}^{\Gamma}$	мм	Проектный диаметр гибкого подшипника из соображений габаритов
ngp	double	private	$n_{\Gamma\Pi}$	об/мин	Частота вращения подшипника
ngpp	double	private		об/мин	Предельная частота вращения подшипника
sm	double	private		мм	Промежуточное значение модуля

Листинг 8 - Функция подбора гибкого подшипника

```
private void Svol2()
{
    int[,] a = new int[11, 5];

    a[0, 0] = 806;
    a[1, 0] = 808;
    a[2, 0] = 809;
    a[3, 0] = 811;
    a[4, 0] = 812;
    a[5, 0] = 815;
    a[6, 0] = 818;
    a[7, 0] = 822;
    a[8, 0] = 824;
    a[9, 0] = 830;
    a[10, 0] = 836;

    a[0, 1] = 42;
    a[1, 1] = 52;
    a[2, 1] = 62;
    a[3, 1] = 72;
    a[4, 1] = 80;
    a[5, 1] = 100;
    a[6, 1] = 120;
    a[7, 1] = 150;
    a[8, 1] = 160;
    a[9, 1] = 200;
    a[10, 1] = 240;

    a[0, 2] = 30;
    a[1, 2] = 40;
    a[2, 2] = 45;
    a[3, 2] = 55;
    a[4, 2] = 60;
    a[5, 2] = 75;
```

```

a[6, 2] = 90;
a[7, 2] = 110;
a[8, 2] = 120;
a[9, 2] = 150;
a[10, 2] = 180;

a[0, 3] = 7;
a[1, 3] = 8;
a[2, 3] = 9;
a[3, 3] = 11;
a[4, 3] = 13;
a[5, 3] = 15;
a[6, 3] = 18;
a[7, 3] = 24;
a[8, 3] = 24;
a[9, 3] = 30;
a[10, 3] = 35;

a[0, 4] = 4000;
a[1, 2] = 4000;
a[2, 4] = 3500;
a[3, 4] = 3500;
a[4, 4] = 3500;
a[5, 4] = 3000;
a[6, 4] = 3000;
a[7, 4] = 2500;
a[8, 4] = 2000;
a[9, 4] = 1600;
a[10, 4] = 1600;

for (int i = 0; i <= 10; i++)
{

    if ((Dp <= a[i, 1]) && (Nout <= a[i, 4]))
    {
        Dgp = a[i, 1];
        Ngp = a[i, 0];
        ngpp = a[i, 4];
        break;
    }
}
return;
}

```

Листинг 9 - Функция расчета числа зубьев колес

```

private void Svo13()
{
    Zf = (int)Math.Round((Dgp / sm - 5.88 + (1.96 * (haz + cz))), 0);
    Zc = Zf + 2;
    return;
}

```

Листинг 10 - Функция расчета передаточного числа и формирования управляющего признака

```

private void Svo14()
{
    if (PR <= 1)
    {
        U = 0.5 * Zf; //вместо kf поставлено Zf 19.02.20
    }
}

```

```

    }
    else U = 0.5 * Zf;
    if (U <= 70)
    {
        IP = 1;
    }
    else
    {
        if ((300 - U) < 0)
        {
            IP = 3;
        }
        else IP = 2;
    }
    return;
}

```

Листинг 11 - Функция расчета геометро-кинематических параметров редуктора

```

private void Svo15()
{
    double qw = 1.1; double qf = 0.4;

    az[0] = Math.Round((3 + 0.01 * Zf),2); // Xf
    az[1] = Math.Round(az[1] - 1 + qw * (1 + 0.00005 * qf * Zf),2); // Xc
    az[2] = Math.Round(sm * Zf,2); // df
    az[3] = Math.Round(az[2] + 2 * (az[1] + qf) * sm,2); //daf
    az[4] = Math.Round(az[2] + 2 * (az[1] - haz - cz) * sm,2); //dff
    az[5] = Math.Round(sm * Zc,2); //dc
    az[6] = Math.Round(az[5] + 2 * (az[1] - haz) * sm,2); //dac
    az[7] = Math.Round(az[6] + 2 * (haz + cz + qf) * sm,2); //dfc
    return;
}

```

Листинг 12 - Функция расчета остальных параметров редуктора

```

private void Svo16()
{
    ak[0] = Math.Round(sm * (0.5 * Zf + az[0] - (haz + cz)) - 0.5 * Dgp,2); //sigmacz
    ak[1] = Math.Round(0.7 * ak[0],2); //sigmac
    ak[2] = Math.Round(0.2 * az[2],2); //
    ak[3] = Math.Round(ak[2] + 3,2); //
    ak[4] = Math.Round(0.06 * az[3],2); //
    ak[5] = Math.Round(1.0 * az[2],2); //
    ak[6] = Math.Round(0.18 * az[5],2); //
    return;
}

```

Листинг 13 - Основная функция расчета волнового редуктора

```

public void Construction()
{
    int No, Nk;
    No = 0; Nk = 5;
    haz = Haz;
    cz = Cz;
}

```



```

double[] am = new double[6]; //объявление массива модулей для последующих прогонов

am[0] = 0.3;
am[1] = 0.4;
am[2] = 0.5;
am[3] = 0.6;
am[4] = 0.8;
am[5] = 1.0; //инициализация массива модулей

double dfp = 15.5 * (Math.Pow(Tout, 1 / 3)); //локальная переменная диаметра
подшипника из прочностных соображений
double dfr = 1.1 * Dr; //локальная переменная диаметра подшипника из соображений
габаритов
if (dfp >= dfr) dfpp = dfp; else dfpp = dfr; //определение проектного значения
диаметра гибкого подшипника

//double sm;
// ngpp = 0;

//-----поиск индексов массива, в соответствии с введенным модулем, для
последующего поиска по массиву модулей
for (int i = 0; i <= 5; i++)
{
    if (am[i] == mo) { No = i; }
    if (am[i] == mk) { Nk = i; }
}
if (mo == 0.7) { No = 3; }
if (mk == 0.7) { Nk = 4; }
//-----
//-----поиск по массиву модулей оптимального варианта
построения редуктора-----
for (int n = No; n <= Nk; n++)
{
    //double sm;
    sm = am[n];
    Dp = dfpp + 0.99 * sm * (6 - 2 * (haz + cz));
    if (Dp <= 240)
    {
        Svol2();
        Svol3();
        Svol4();
        if (IP == 1)
        {
            Dp = Dp + 5;
        }
        if (IP == 2)
        {

            ngp = Nout * U;

            if ((ngpp - ngp) >= 0)
            {
                Svol5();
                Svol6();
                modulfc = sm;
                break;
            }

        }
        if (IP == 3)
        {
            Svol5();
            Svol6();
        }
    }
}

```

```

modulfc = 0; //зануление модуля - индикатор того, что надо выводить
сообщение о невозможности синтеза механизма

break;

    }
}

```

\*\*\*\*\*

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$PR = 1$                        $T = 225.00$                        $W = 35.00$

$G = 70.0$                        $N0 = 1$                        $NK = 3$

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$SM = 0.30$

МЕХАНИЗМ НЕ МОЖЕТ БЫТЬ РЕАЛИЗОВАН

$SM = 0.40$

$U = 99.0$

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

$NP = 812$     РАЗМЕРЫ (ММ)– $DP = 80.0$      $D = 60.0$      $B = 13.0$

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

$KF = 196$                        $KC = 198$                        $XF = 4.960$                        $XC = 5.072$

РАЗМЕРЫ (ММ) –  $DF = 78.40$                        $DAF = 82.69$                        $DFF = 81.17$

$DC = 79.20$   $DAC = 82.46$   $DFC = 83.98$

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (ММ):  $HZF = 0.58$

$HF = 0.41$                        $BFW = 15.68$                        $BWC = 18.68$

$BF = 4.70$                        $BK = 78.40$                        $HC = 14.26$

$SM = 0.50$

$U = 79.0$

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

$NP = 812$     РАЗМЕРЫ (ММ)– $DP = 80.0$      $D = 60.0$      $B = 13.0$

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

$KF = 156$                        $KC = 158$                        $XF = 4.560$                        $XC = 4.669$

РАЗМЕРЫ (ММ) –  $DF = 78.00$                        $DAF = 82.96$                        $DFF = 81.06$

DC=79.00                      DAC= 82.67                      DFC = 84.57

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (ММ): HZF = 0.53

HF = 0.37                      BWF = 15.60                      BWC = 18.60

BF = 4.68                      BK = 78.00                      HC = 14.22

\*\*\*\*\*

Рис. 2.13

*Пример 2.5.* Выполнить расчет кинематических и габаритных параметров волнового зубчатого механизма привода манипулятора по схеме рис. 2.2, а;

исходные данные:  $T_{\text{вых}} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $n_{\text{вых}} = 35 \text{ об/мин}$ ;  $D_{\Gamma} = 55 \text{ мм}$ . Расчет провести для модулей 0,3 ... 0,5 мм.

При подготовке исходных данных для метода Construction принимаем для заданного типа механизма  $PR = 1$ ; для требуемого диапазона изменения модулей  $mo = 0.3$ ,  $mk = 0.5$ . Результаты расчета приведены на рис. 2.13: возможны два варианта с одним и тем же гибким подшипником при модулях  $m = 0,4$  и  $0,5 \text{ мм}$ .