

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

**В. Б. Попов, Т. В. Кадач**

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к курсовому и дипломному проекту  
для студентов специальности 1-36 12 01  
«Проектирование и производство  
сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 621.833:519.863(075.8)  
ББК 34.445я73  
П58

*Рекомендовано научно-методическим советом  
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 10.06.2008 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Детали машин» ГГТУ им. П. О. Сухого д-р техн. наук, проф.  
*Г. П. Тариков*

**Попов, В. Б.**  
П58 Оптимизация параметров закрытых зубчатых передач : метод. указания к курсовому и диплом. проекту для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов, Т. В. Кадач. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 43 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

Методические указания составлены в соответствии с учебной программой по дисциплине «Основы проектирования сельскохозяйственной техники». Содержат основные сведения по формированию математической модели для оптимизации параметров зубчатых передач сельскохозяйственных машин.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.833:519.863(075.8)  
ББК 34.445я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2009

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1. ПОНЯТИЕ ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА
3. АЛГОРИТМ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ
4. ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ РЕДУКТОРА
5. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ
6. ЛИСТИНГ ПОДПРОГРАММЫ FUNC

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

ЛИТЕРАТУРА

## ВВЕДЕНИЕ

Многоступенчатые зубчатые передачи (МЗП) получили широкое распространение во всех отраслях народного хозяйства, поэтому важно их рациональное проектирование. Уменьшение веса многоступенчатых передач хотя бы на 5–10% в результате уточнения метода их расчета позволит сэкономить в целом по республике тысячи тонн металла.

Обычно МЗП служат для понижения (редукторы) или повышения (мультипликаторы) числа оборотов и соответственно увеличения или уменьшения крутящих моментов и состоят из ряда последовательно соединенных зубчатых передач, собранных в отдельном жестком корпусе.

Конструктивно МЗП выполняются или как самостоятельный механизм, устанавливаемый на общей раме с двигателем и другими узлами машин, или в виде встроенной конструкции, в которой МЗП объединяется с другими узлами в одном корпусе.

Для использования на различных машинах создаются МЗП общего назначения, параметры которых ограничены ГОСТами и нормами, и специального назначения, отвечающие специфическим требованиям эксплуатации.

Приводы с прямозубыми и косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами, которые применяются для передачи вращения между параллельными (цилиндрический редуктор) и перпендикулярными валами (коническо-цилиндрический редуктор), наиболее распространены (до 90%), в частности, в сельскохозяйственном машиностроении,

В дальнейшем нами будут рассматриваться указанные типы МЗП. При этом валы зубчатых колес передач общего назначения (рис. 1) лежат в одной плоскости.

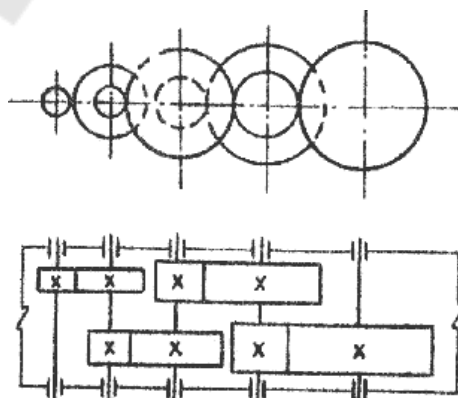


Рис. 1. Схема многоступенчатой зубчатой передачи с валами в одной плоскости

Но в отдельных случаях проектируются специализированные приводы, выполняемые по свернутой схеме (рис. 2).

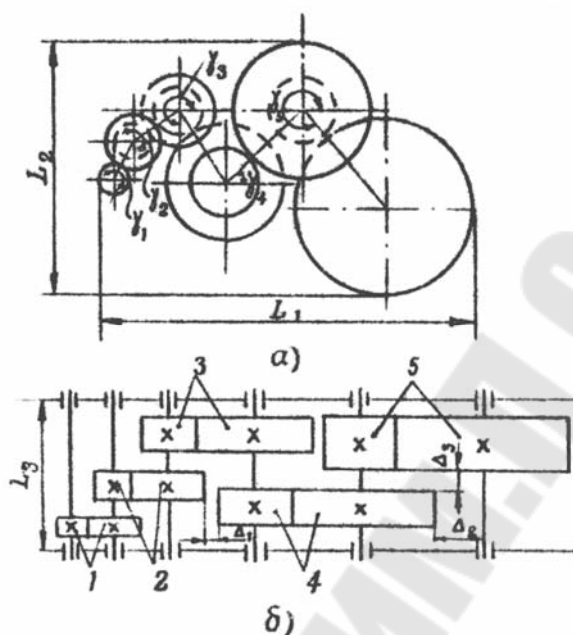


Рис. 2. Схема многоступенчатой зубчатой передачи:  
а) расположение валов;  
б) развертка передачи

Анализ показывает, что по ряду основных показателей одни модели отечественных редукторов отвечают современному международному уровню, а другие еще отстают от него. Например, весовой показатель для наиболее распространенных в республике и странах ближнего зарубежья двухступенчатых цилиндрических редукторов составляет 1,45 - 6,81 Н/(Н·м) против 1,04 - 1,8 Н/(Н·м) для аналогичных зарубежных редукторов. Рост конкуренции подтверждает необходимость изыскания путей повышения нагрузочной способности проектируемых редукторов.

Несмотря на относительную простоту конструктивных схем редукторов для их рационального проектирования требуется учет ряда факторов.

Существует ряд методов и рекомендаций для выбора конструктивных параметров многоступенчатых зубчатых передач. Они неточны, так как основываются на проведении приближенных расчетов. Методы ориентированы на ручное проектирование, в котором интуиция и конструкторский опыт играют решающую роль. А в результате субъективно принятые конструктором параметры оказывают значительное влияние на технико-экономические показатели проектируемой передачи.

Одним из направлений увеличения нагрузочной способности и получения наилучших показателей редукторов является их оптимальный синтез, который не требует улучшения качества материала и других мероприятий, повышающих стоимость привода.

Синтез из-за многочисленных факторов, влияющих друг на друга, представляет собой сложную вариационную задачу, допускающую множество технически возможных решений, из которых надо выбрать оптимальное, что затруднительно при ручном проектировании даже для сравнительно небольшого числа параметров.

Задача синтеза оптимальных многоступенчатых передач с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами должна решаться на базе использования современной науки о зубчатых передачах, методов математического программирования и ПЭВМ.

## **1. ПОНЯТИЕ ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Сущность метода автоматизированного проектирования многоступенчатых передач представлена на рис. 1.1 Буквы Ч и М, стоящие правее блока, указывают, человеком или машиной выполняются операции, описанные в блоке. Этапы автоматизированного проектирования соответствуют основным стадиям разработки конструкторской документации по ГОСТу 2105-68.

Начальным этапом проектирования является разработка технического задания МЗП, которое устанавливает их основное назначение и технико-экономические показатели. Исходными данными при проектировании служат: общее передаточное отношение, передаваемые нагрузки, числа оборотов входного или выходного валов, необходимая долговечность, условия работы, технологические факторы изготовления, требования к компоновке агрегата в целом.

Синтез МЗП основывается на решении двух основных задач. Первая – структурный синтез, т.е. построение схемы МЗП, включающее выбор числа ступеней и схемы взаимного расположения зубчатых колес. Если схема передачи не определена в техническом задании, следующим и основным этапом проектирования является ее определение. В данном пособии представлено решение второй задачи – параметрического синтеза, когда конструктор распределяет общее передаточное отношение по ступеням, выбирает относительную ширину зубчатых колес, подбирает коэффициенты смещения и т.д. с дальнейшим расчетом зубчатых колес на прочность.

В блоках 2-4, соответствующих этапу эскизного проектирования, получаются результаты, дающие представления о структуре и технико-экономических показателях МЗП. После анализа и утверждения полученных результатов производится уточненный расчет зубчатых передач, валов, подшипников и соединений и выдача результатов, необходимых для разработки рабочей документации. В противном случае корректируются исходные данные для блока 2 и процесс повторяется до утверждения эскизного проекта.

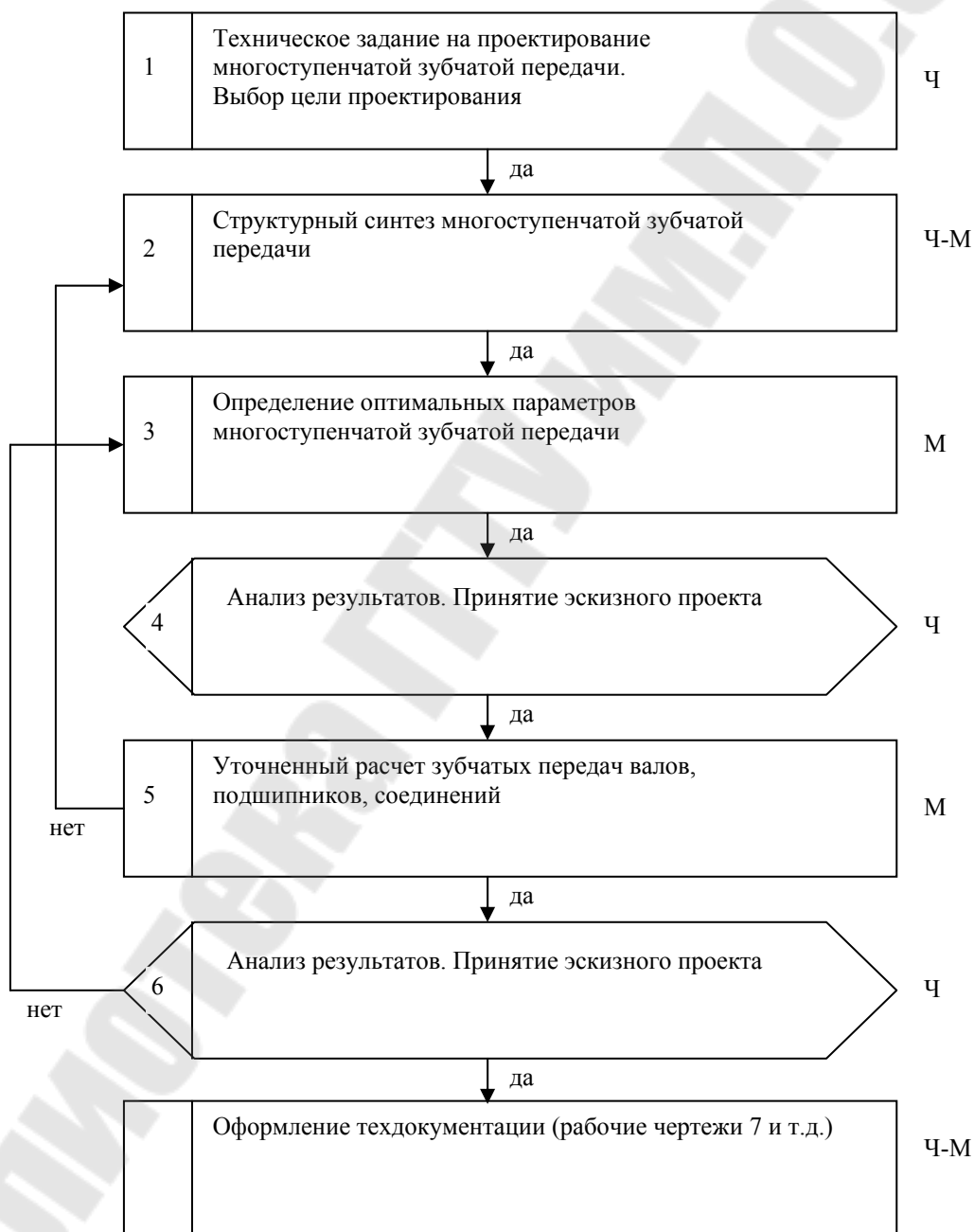


Рис. 1.1 Схема процесса автоматизированного проектирования МЗП с помощью ПЭВМ

Анализ результатов уточненного расчета элементов МЗП может показать, что нарушены технические ограничения, вследствие чего потребуется корректировка исходных данных для блока 3 и повторение расчетов.

После утверждения результатов, полученных в блоке 5, разрабатывается и оформляется техдокументация, часть которой может быть получена с помощью чертежно-графических автоматов или других технических средств получения твердой копии.

Начальным этапом разработки метода структурно-метрического синтеза МЗП с помощью ЭВМ (блоки 2 и 3) является математическое моделирование, т.е. построение формального описания многоступенчатой передачи, позволяющего однозначно воспроизвести ее схему, условия работы и другие признаки. Это наиболее сложная и ответственная задача, так как достоверность представления модели зависит от достоверности математических соотношений. Необходимо правильно выбрать уровень детализации и степени точности описания соотношений параметров МЗП.

МЗП можно представить большим числом математических моделей, построенных с различной степенью точности. При их разработке возникают два противоречивых желания: с одной стороны, как можно точнее отобразить в модели реальные процессы и соотношения, с другой – построить модель достаточно простую, обеспечивающую получение результатов с необходимой точностью, что возможно при использовании итерационного метода, предлагающего получение решения посредством последовательности моделей.

Вначале строится модель первого уровня, отличающаяся простым математическим описанием. На основе опыта ее применения создается модель следующего уровня, являющаяся более сложной и полной по сравнению с предыдущей. Этот процесс продолжается до тех пор, пока не будет получена наиболее адекватная модель.

На первом этапе построения математической модели МЗП определяется информация, необходимая для решения задачи, в состав которой входят качественные и количественные исходные данные, зависимости между ними и промежуточные переменными, определяемые из принятой методики расчета зубчатых передач на прочность.

По любой конкретной кинематической схеме МЗП в зависимости от принятого соотношения размеров образующих ее звеньев можно построить множество различных механизмов.



Существует ряд независимых конструктивных параметров, которые не могут быть вычислены однозначно по другим независимым параметрам. С их помощью можно определить остальные параметры МЗП.

С увеличением количества независимых (управляемых) параметров уточняется математическое описание МЗП и улучшаются возможности оптимального проектирования. Однако сложнее становится реализации модели, и на некотором этапе затраты на отыскание оптимального решения не оправдываются.

Анализ задачи автоматизации проектирования МЗП показывает, что в её математическую модель можно ввести большое число независимых переменных. Наибольший интерес представляют те из них, которые оказывают существенное влияние на величину технико-экономических показателей МЗП. В адекватной модели не должно быть пропущено ни одного существенного параметра.

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ РЕДУКТОРА

Для создания наиболее совершенных и экономичных механизмов и машин важно получить оптимальный вариант входящих в них редукторов (МЗП). Показатель, на основе которого оценивается принятое решение, является критерием оптимальности решаемой задачи, а функция, выражающая значение критерия через управляемые параметры, называется целевой функцией (функцией цели, функцией отклика).

В общем случае цель расчета (определение значения критерия оптимальности) функционально можно представить [1] зависимостью

$$Y = F(X, K), \quad (1)$$

$X$  – компонентный вектор управляемых переменных  $x_i$ ;

$K$  – компонентный вектор неуправляемых (постоянных для данной задачи) переменных - передаваемые нагрузки, например материалы и термообработка зубчатых колес, условия работы МЗП и т.д.

В решаемой здесь задаче управляемыми (искомыми) параметрами редуктора, однозначно определяющими его конструктивный вариант, приняты следующие:

- передаточные отношения  $u_i$  ступеней редуктора;
- диаметры  $d_{\omega i}$  начальных окружностей шестерен;
- отношения  $q_{цз}$  рабочей ширины зубчатого венца шестерни к ее начальному диаметру;

- числа  $z_{ij}$  зубьев шестерен;
- углы  $\beta_j$  наклона линии зуба шестерен;
- коэффициенты  $x_{kj}$  смещения исходного контура.

Все величины (за исключением  $\beta_j$ ,  $x_{kj}$ ), если в дальнейшем это специально не оговорено, предполагаются положительными.

В качестве управляемых переменных можно использовать другие параметры, что автоматически ведет к усложнению сформированной ММ.

Считая неуправляемые переменные постоянными для конкретной задачи, примем в качестве целевой функции функцию  $F(X)$ , которая каждому фиксированному значению набора

$$X = \{u_j, d_{\omega j}, q_{uj}, z_{ij}, \beta_j, x_{1j}, x_{2j}, j = 1, t\}$$

искомых параметров ставит в соответствие некоторое определенное значение набора  $W(X)$  технических показателей МЗП. Для одноступенчатой передачи  $X = (x_1, \dots, x_7) = (u, d_{\omega}, q_u, z, \beta_j, x_1, x_2)$  и показатели МЗП будут являться точками в гиперпараллелепипеде с координатными осями -  $u, d_{\omega}, q_u, z, \beta_j, x_1, x_2$ .

Для двухступенчатой передачи характер целевой функции  $F(X)$  выразится гиперповерхностями, описываемыми уравнениями вида  $F\{u_j, d_{\omega j}, q_{uj}, z_{ij}, \beta_j, x_{kj} \geq C\}$ ,

где  $C$  – величина, постоянная для каждой поверхности.

Множество всех возможных вариантов обозначим  $R$ . Если  $X$  – допустимое решение, т.е. работоспособная передача, то  $X \in R$ . Множество допустимых зубчатых передач  $X$  будет определяться рядом равенств и неравенств.

Используя введенные обозначения, сформулируем задачу параметрического синтеза оптимального редуктора:

При заданной целевой функции  $F(X)$  и ограничениях, определяющих множество допустимых решений  $X$  для заданной схемы редуктора, найти такие значения  $x_i$  вектора  $X$ , для которого целевая функция  $F(X)$  принимает экстремальное (минимальное или максимальное) значение на множестве  $R$ , т.е.

$$f(X) = \text{extr} \left\{ \frac{F(X)}{X \in R} \right\}.$$

Данная задача является задачей параметрической оптимизации, решение которой известными классическими методами затруднено, и поэтому требуется применение методов математического программирования.

### 3. АЛГОРИТМ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

В основе алгоритма лежит численное исследование пространства управляемых параметров редуктора. Укрупненная схема алгоритма приведена на рис. 3.1. Процесс поиска оптимального решения выполняется за четыре этапа.

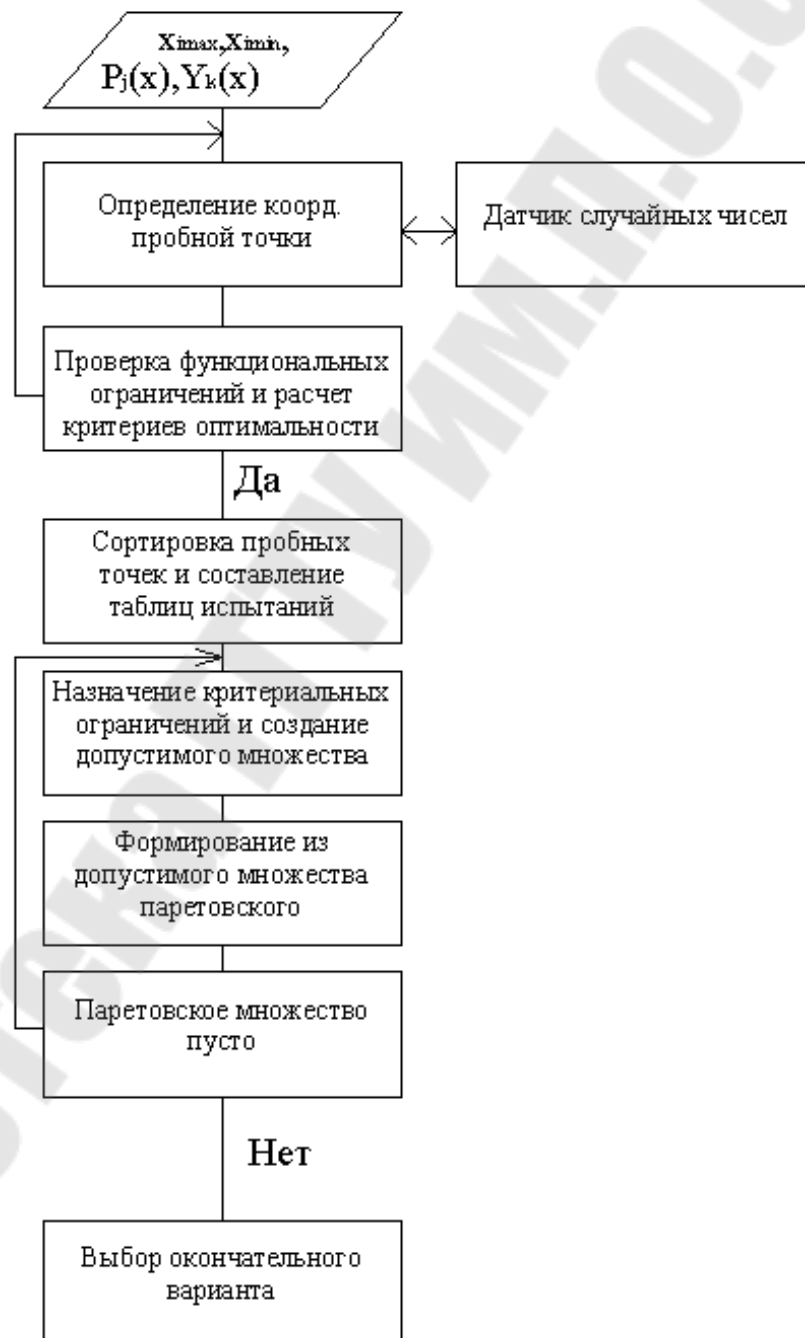


Рис. 3.1 Схема алгоритма оптимизации

1 этап – составление таблиц испытаний. Выполняется последовательно, с помощью датчика случайных чисел с повышенной равномерностью, построенного на основе ЛП<sub>т</sub>-последовательности. Выбираются  $N$  пробных точек  $X_1, X_2, \dots, X_N$ , равномерно расположенных в области поиска, ограниченной параметрическими ограничениями. При этом координаты каждой точки определяются по формуле:

$$x_{ij} = x_{i \min} + \xi_{ij}(x_{i \max} - x_{i \min}), \quad j = 1..N, \quad i = 1..n, \quad (3.1)$$

где  $n$  – число параметров ( $\geq 2$ );

$\xi_{ij}$  – случайное число в диапазоне  $[0,1]$ ;

$N$ -число испытаний;

$x_{i \min}, x_{i \max}$  – минимальные (максимальные) значения варьируемых параметров.

В каждой из точек области поиска проверяются функциональные ограничения  $P_1(x_i), \dots, P_g(x_i)$ , и в случае их выполнения вычисляются значения всех критериев  $Y_1(x_i), \dots, Y_f(x_i)$ . В случае невыполнения хотя бы одного из функциональных ограничений критерию автоматически присваивается заведомо большее число (например, 9999).

Далее по каждому критерию составляется таблица испытаний (допустимых вариантов), в которой значения  $Y_k(x_1), \dots, Y_k(x_N)$  располагаются в порядке возрастания с указанием номеров, соответствующих числу ( $N$ ) пробных точек (своих для каждого  $Y_k$ ).

2 этап – назначение критериальных ограничений. Этап выполняется проектировщиком на основе анализа таблиц испытаний. По каждому из критериев конструктор указывает номер точки, в которой критерий принимает экстремальное значение.

3 этап – формирование паретовского множества. Этап выполняется автоматически. Сначала определяются все точки, удовлетворяющие всем критериальным ограничениям. При этом возможна ситуация, что в силу назначения проектировщиком жестких критериальных ограничений такие точки не обнаружатся. В этом случае необходимо вернуться к этапу 2 и ослабить требования к редуктору, либо изменить исходные данные и решить задачу повторно.

Из общего числа допустимых точек отбрасываются те, для которых возможно одновременное улучшение всех критериев при переходе к какой-либо точке. Оставшиеся неулучшаемые варианты - парето-оптимальные точки, предъявляются проектировщику для анализа и выбора окончательного решения [2].

4 этап – определение окончательного варианта из паретовского множества проектных решений.

## Задание

1. На основе сформированной задачи многокритериальной оптимизации разработать её математическую модель для конкретного типа редуктора.
2. Изучить инструкцию по работе с программой многокритериальной оптимизации.
3. Написать на Turbo Pascal и протранслировать подпрограмму пользователя.
4. Подготовить исходные данные и решить задачу.

### Подпрограмма пользователя

Подпрограмма пользователя представляет собой проблемно-ориентированный модуль следующего вида.

```
Program FUNC;  
uses crt;  
var  
  x: array[1..100] of real;  
  f: array[1..100] of real;  
  fl: text;  
  parameterNumber, criterionNumber, i: integer;  
  kood: char;  
  
function DGR(A,B:real) : real;  
begin  
  if A<=0 then begin  
    textMode(3);  
    textBackGround(0);  
    textColor(15);  
    writeln('Error at program FUNC at Function  
DGR');  
    writeln('Value A=(,a,')');  
    kood:=readKey;  
    halt;  
  end;  
  
  DGR:=exp( B*ln( A));  
end;  
  
BEGIN
```

```

assign(f1, 'NumPK.opt');
reset(f1);
readln(f1, parameterNumber);
readln(f1, criterionNumber);
close(f1);

```

```

assign(f1, 'Par.opt');
reset(f1);
  for f1 to parameterNumber do
    readln(f1,x[i]);
    close(f1);

```

```

assign(f1, 'FUN.OPT');
rewrite(f1);
if (x[1]=0) or (x[2]=0) then begin
  gotoxy(1,20);
  writeln('Division by zero,' x[1]=' , x[1]:10,'x[2]='
,x[2]:10);
  kood:=readkey;
  gotoxy(1,20);
  writeln; writeln;
end;

```

```

{ вычисление критериев оптимальности }
f[1]:=1/(x[1]*sqr(x[2]))+2*x[1]*DGR(x[2],1.75)+ 3/x[2]*x[3];
f[2]:=4*DGR(x[1],0.8)*DGR(x[2],0.8);
f[3]:=6*x[1]+7*x[3];
{ проверка функциональных ограничений }
If DGR(x[2],1.15)<712 then begin
  gotoxy(1,20);
  writeln('Не выполнено функциональное ограничение');
  writeln('В программе FUNC');
  writeln('The functional limitation in the program FUNC');
  writeln('has been violated');
  kood:=readkey;
  gotoxy(1,20);
  writeln(' ');
  writeln(' ');
end;
for i:=1 to criterionNumber do
  writeln(f1,f[i]);

```

close(f1);  
END.

где, *parameterNumber* - количество оптимизируемых параметров;  
*criterionNumber* - количество критериев.

### Порядок выполнения задания на ПЭВМ

1. Отредактировать файл NumPK.opt, уточнив количество оптимизируемых параметров и критериев.
2. Отредактировать файл FUNC.pas.
3. Протранслировать подпрограмму пользователя.
4. Решить задачу, запустив пакет многокритериальной оптимизации с помощью программы OPTIMUM.exe.
5. Проанализировать результаты на экране дисплея и вывести их на печать. При удовлетворительном результате получить твердую копию результатов.

## 4. ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ РЕДУКТОРА

Обучение автоматизированному проектированию деталей машин является важной задачей в процессе подготовки будущих специалистов. Составной частью этого процесса в курсовом и дипломном проектировании является расчет оптимальных параметров редуктора. В данном пособии в качестве задачи автоматизированного проектирования рассматривается оптимизация параметров редуктора по тем или иным критериям. Здесь, в качестве примера, рассматривается формализованное описание коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, кинематическая схема которого приведена на рис. 4.1.

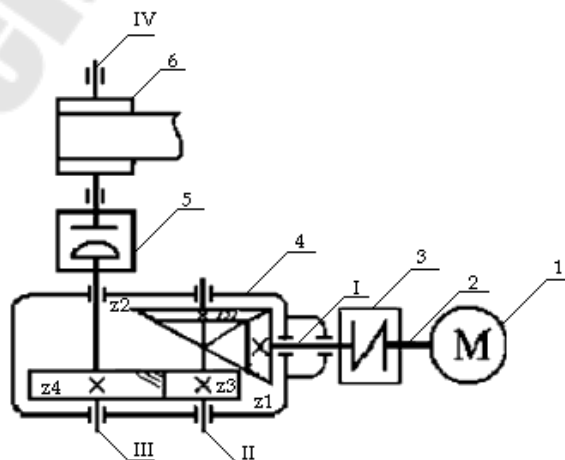


Рис. 4.1 Кинематическая схема оптимизируемого редуктора

Механический привод состоит из следующих частей:

- 1) электродвигатель;
- 2) вал электродвигателя;
- 3) муфта втулочно-пальцевая;
- 4) редуктор коническо-цилиндрический;
- 5) муфта цепная;
- 6) конвейер;

I, II, III – валы редуктора;

IV – вал работающей машины;

$z_1, z_2, z_3, z_4$  – зубчатые колеса редуктора.

### Параметры и ограничения

#### 4.1 Постоянные параметры:

- внешний вид колес первой и второй ступеней;
- передаточное число второй ступени (конической передачи);
- окружная сила, кН;
- скорость ленты, м/с;
- диаметр барабана, мм;
- коэффициент суточной загрузки;
- срок службы редуктора, г.

#### 4.2 Переменные (управляемые) параметры:

- передаточное отношение первой ступени;
- отношение ширины венца к межосевому расстоянию для первой ступени,  $\Psi_{ba}$ ;
- внешний окружной модуль для конической передачи;
- коэффициент ширины зубчатого венца для конической передачи  $k_{be}$ .

#### 4.3 Функциональные ограничения:

- проверка допустимого отклонения при вычислении точного передаточного числа для конической передачи;
- проверка контактных напряжений для конической передачи;
- проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба для конической передачи;
- прочностные возможности по контактной выносливости для цилиндрической передачи;
- прочностные возможности по выносливости на изгиб для цилиндрической передачи.



#### 4.4 Критерии оптимальности:

1. Объем редуктора  $V = H \cdot B \cdot L$ ,  
где  $H$  – высота;  $B$  – ширина;  $L$  – длина.

2. Равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба первой ступени

$$1 - \frac{\sigma_{HR1}}{[\sigma]_{HP1}} \rightarrow \min$$

где  $\sigma_{HR1}$  - реальные контактные напряжения первой ступени;

$[\sigma]_{HP1}$  - предельные контактные напряжения первой ступени.

3. Равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба второй ступени

$$1 - \frac{\sigma_{HR2}}{[\sigma]_{HP2}} \rightarrow \min$$

где  $\sigma_{HR2}$  - реальные контактные напряжения второй ступени;

$[\sigma]_{HP2}$  - предельные контактные напряжения второй ступени.

4. Разность равнопрочностей I и II ступени редуктора.

## 5. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

### 5.1 Назначение и область применения редуктора

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также устройства для смазывания или устройства для охлаждения.

Редуктор двухступенчатый с коническими колесами с круговыми зубьями и цилиндрическими косозубыми колесами. Он может применяться в приводах конвейеров, транспортеров, элеваторов, других рабочих машин. Область применения редуктора оказывает влияние на задаваемые в формализованном описании ограничения.

На рис. 5.1 представлена кинематическая схема проектируемого редуктора.

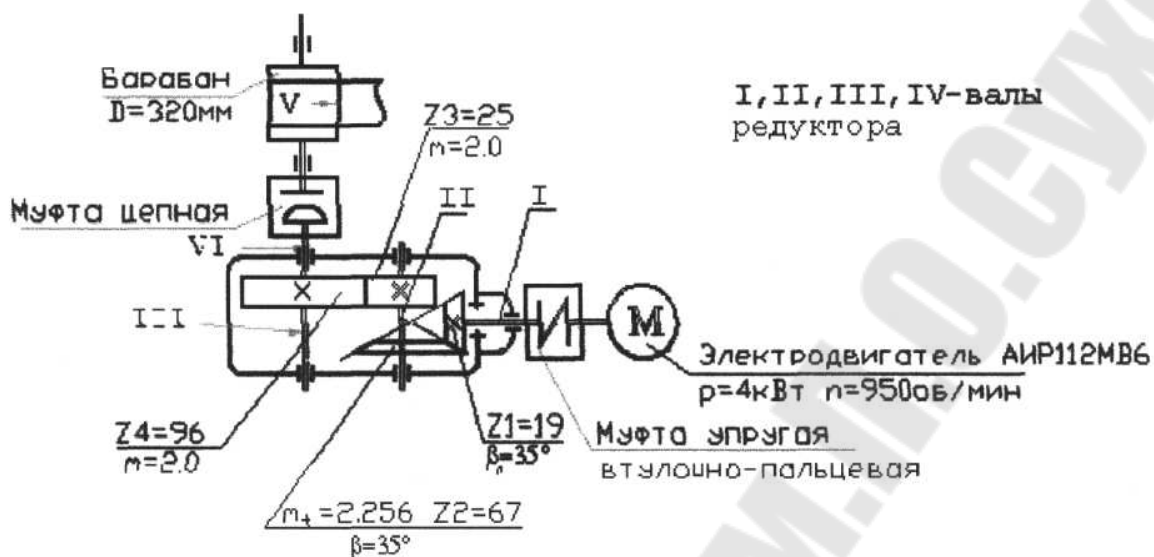


Рис. 5.1 Кинематическая схема коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора

## 5.2 Формализованное описание задачи многокритериальной оптимизации

### 5.2.1 Постоянные параметры

Крутящий момент на входе	$T_1 = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$
Частота вращения на входе	$n_{\text{эл}} = 950 \text{ мин}^{-1}$
Общее передаточное отношение	$u = 12,8$
Продолжительность работы	$t = 3796 \text{ ч}$
Твердость зубчатых шестерен	$\text{HRC} = 45-50$
Твердость зубчатых колес	$\text{HB} = 269-302$

### 5.2.2 Оптимизируемые параметры

1. Передаточное отношение второй (тихоходной) ступени,  $u_2$ ;
2. Коэффициент ширины конической шестерни относительно диаметра,  $\psi_{bd}^k$ ;
3. Коэффициент ширины цилиндрической шестерни относительно диаметра,  $\psi_{bd}^u$ ;
4. Модуль зацепления быстроходной передачи,  $m_1$ ;
5. Модуль зацепления тихоходной передачи,  $m_2$ ;

6. Число зубьев конической шестерни,  $z_1$ ;
7. Число зубьев цилиндрической шестерни,  $z_2$ .

### 5.2.3 Технические ограничения

Технические ограничения - это аналитические или алгоритмические зависимости, формирующие область допустимых значений.

Различают ограничения:

1. Параметрические (имеют вид  $X_{i \min} \leq X_i \leq X_{i \max}$ );  
 Передаточное отношение тихоходной передачи  $2.5 \leq u_2 \leq 4.5$ ;  
 Модуль зацепления быстроходной передачи  $2 \leq m_1 \leq 5$ ;  
 Модуль зацепления тихоходной передачи  $2 \leq m_2 \leq 5$ ;  
 Коэффициент ширины конической шестерни относительно диаметра  $0.2 < \psi_{bd}^k < 0.5$ ;  
 Коэффициент ширины цилиндрической шестерни относительно диаметра  $0.6 < \psi_{bd}^y < 0.9$ ;  
 Число зубьев конической шестерни  $16 < z_{1k} < 60$ ;  
 Число зубьев цилиндрической шестерни  $16 < z_{1y} < 60$ ;

1. Функциональные ограничения - определяют или описывают функционирование объектов. Чаще всего в машиностроении имеют место прочностные, конструктивные и функциональные сборочные ограничения. Они имеют следующий вид:  $F_j(X, P) \geq C_j$ , где  $C_j$  - константа.

Проверка по взаимному расположению колес и валов редуктора:

$$A_{wt} > \frac{d_{ae2} + d_{вых}}{2},$$

где  $d_{ae2}$  - внешний диаметр вершин зубьев конического колеса;  $d_{вых}$  - диаметр выходного вала.

Проверка на прочность:

$$\sigma_{HP \bar{b}} < 1.25 \sigma_{\min \bar{b}}$$

$$\sigma_{HP m} < 1.25 \sigma_{\min m}$$

$\sigma_{HP}$  - допускаемые контактные напряжения

### 5.2.4 Критерии оптимальности

Критерий оптимальности – показатель или характеристика объекта, по которому оценивается качество проектирования. В данном случае критериями оптимальности являются: межосевое расстояние тихоходной ступени, объем редуктора, равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба тихоходной ступени, равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба быстроходной ступени, разность равнопрочностей I и II ступеней.

### 1. Межосевое расстояние тихоходной ступени

$$a_w = 430 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{\Psi_{bd}^u \cdot u_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

$$T_2 = T_3 / \eta_3 u_2 = (T_B / \eta_1) / (\eta_3 \cdot u_2) = \left( \frac{F \cdot D}{2} / \eta_1 \right) / (\eta_3 \cdot u_2) = \frac{F \cdot D \cdot u_2}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3}$$

$$a_w' = 430 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{\Psi_{ba} \cdot u_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}} =$$

$$= 430 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot D \cdot u_2 \cdot K_{HB}}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 \cdot \Psi_{ba} \cdot u_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}} =$$

$$= 430 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot D \cdot K_{HB}}{2 \cdot \eta_1 \eta_3 \Psi_{ba} \cdot u_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

где  $u_2$  – передаточное число цилиндрической передачи;

$T_2$  – вращающий момент на 2м валу;

$T_3$  – вращающий момент на 3м валу;

$K_{HB}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$\Psi_{ba}$  – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение;

$\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – коэффициенты полезного действия;

$D$  – диаметр барабана;

Получим  $a_w = f(u_2)$

## 2. Объём редуктора

$$V \rightarrow \min$$

$$V = H \cdot B \cdot L$$

$L$  – длина редуктора

$H$  – высота

$B$  – ширина.

Здесь:

$$L = \frac{1}{2}d_{ae2} + \frac{1}{2}d_{a1} + d_{a2} + 20 = \frac{1}{2}(m_1 \cdot z_2 + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1) + \frac{1}{2}(m_2 \left( \frac{z_1}{\cos \beta} + 2 \right)) +$$

$$+ m_2 \left( \frac{z_2}{\cos \beta} + 2 \right) = \frac{1}{2} \left( m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa} \cdot u_1}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 \right) + \frac{1}{2} \left( m_2 \left( \frac{z_{\Sigma\mu}}{\cos \beta (u_2 + 1)} + 2 \right) \right) +$$

$$+ m_2 \left( \frac{z_{\Sigma\mu} \cdot u_2}{\cos \beta (u_2 + 1)} + 2 \right);$$

$$B = d_{ae1} + 2L_{cm} + 20 = m_1 \cdot z_1 + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 + 3d_g = m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa}}{u_1 + 1} +$$

$$+ 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 + 7.5 \cdot \sqrt[3]{T_I} + 20 = m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa}}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 +$$

$$+ 7.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot D}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_1 \cdot u_2}} + 20;$$

$$H = d_{ae1} + 7.5 \cdot m_1 + 10 = m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa}}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 + 7.5 \cdot m_1 + 10;$$

$$V = \left( m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa}}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 + 7.5 \cdot m_1 + 10 \right) \left( m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa}}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 +$$

$$+ 7.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot D}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_1 \cdot u_2}} + 20 \right) \cdot$$

$$\cdot \left( \frac{1}{2} \left( m_1 \cdot \frac{z_{\Sigma\kappa} \cdot u_1}{u_1 + 1} + 2 \cdot m_1 \cdot \cos \delta_1 \right) + \frac{1}{2} \left( m_2 \left( \frac{z_{\Sigma\mu}}{\cos \beta (u_2 + 1)} + 2 \right) \right) +$$

$$+ m_2 \left( \frac{z_{\Sigma\mu} \cdot u_2}{\cos \beta (u_2 + 1)} + 2 \right) \right);$$

$$V = f(u_1, u_2, z_{\Sigma 1}, z_{\Sigma 2}),$$

где  $d_{ae1}$  – внешний диаметр вершин зубьев конической шестерни;

$d_{ae2}$  – внешний диаметр вершин зубьев конического колеса;

$d_{a1}$  – диаметр вершин зубьев цилиндрической шестерни;

$d_{a2}$  – диаметр вершин зубьев цилиндрического колеса;

$m_1$  – модуль конической передачи;

$m_2$  – модуль цилиндрической передачи;

$d_g$  – диаметр вала;

$z_{\Sigma k}$  – суммарное число зубьев конической передачи;

$z_{\Sigma y}$  – суммарное число зубьев цилиндрической передачи;

$L_{cm}$  – высота ступицы конического колеса.

### 3. Равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба быстроходной ступени

$$Y_I = \left| \frac{\sigma_{HI}}{[\sigma]_{HI}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F2I}}{[\sigma]_{F2I}}, \frac{\sigma_{F1I}}{[\sigma]_{F1I}} \right\} \right| \rightarrow \min$$

$$\sigma_{F2I} = \frac{K_{FI} \cdot F_{tI}}{b_{2I} \cdot m_I} \cdot Y_{FS2I} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}$$

$$\sigma_{F1I} = \frac{\sigma_{F2I} \cdot Y_{FS1I}}{Y_{FS2I}}$$

### 4. Равнопрочность контактных напряжений и напряжений изгиба тихоходной ступени

$$Y_{II} = \left| \frac{\sigma_{HII}}{[\sigma]_{HII}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F2II}}{[\sigma]_{F2II}}, \frac{\sigma_{F1II}}{[\sigma]_{F1II}} \right\} \right| \rightarrow \min$$

$$\sigma_{F2II} = \frac{K_{FII} \cdot F_{tII}}{b_{2II} \cdot m_{II}} \cdot Y_{FS2II} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}$$

$$\sigma_{F1II} = \frac{\sigma_{F2II} \cdot Y_{FS1II}}{Y_{FS2II}}$$

5. Разность равнопрочностей I и II ступеней

$$|Y_{II} - Y_I| \rightarrow \min$$

### 5.3 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 5.3.1 Проектировочный расчет

Исходные данные:

$$T_{III}=359.184, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$u_2=4;$$

$$L_r=4 \text{ года};$$

$$K_{год}=0.65;$$

$$K_{сут}=0.25$$

*3.1.1. Выбор материала колес, термической обработки и твердости зубьев*

Принимаем для изготовления шестерни и колеса сталь 40Х ГОСТ 4543-71, термическая обработка шестерни – закалка ТВЧ, твердость поверхностей зубьев 45...50HRC<sub>3</sub>. Термическая обработка колеса – улучшение, твердость поверхностей и сердцевины зубьев 269...302HB.

*3.1.2. Средняя твердость на поверхности и сердцеvine зубьев*

$$H_1=45\text{HRC}_3=425\text{HB}$$

$$H_2=302\text{HB}$$

*3.1.3. Предел контактной выносливости зубьев*

$$\sigma_{H \lim b_1} = 17 \cdot H_1 + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \cdot H_2 + 70 = 674 \text{ МПа}$$

*3.1.4. Коэффициент запаса прочности*

$$S_{H \min 1} = 1.1$$

$$S_{H \min 2} = 1.2$$

*3.1.5. Ресурс привода*

$$L_h = L_r \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot t_c \cdot K_{сут} \cdot L_c = 4 \cdot 365 \cdot 0.65 \cdot 8 \cdot 0.25 \cdot 2 = 3796 \text{ ч}$$

$L_c$  - число смен

$t_c$  - продолжительность смены

3.1.6. Базовое число циклов перемены контактных напряжений

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2.4} = 30 \cdot 425^{2.4} = 6.099 \cdot 10^7 < 1.2 \cdot 10^7$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2.4} = 30 \cdot 297^{2.4} = 2.581 \cdot 10^7 < 1.2 \cdot 10^7$$

3.1.7. Эквивалентное число циклов напряжений в зубьях шестерни и колеса

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_{эл} \cdot L_h \cdot K_{HE} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.578 = 1.068 \cdot 10^8$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_{эл} \cdot L_h \cdot K_{HE} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.578 = 1.068 \cdot 10^8$$

где  $K_{HE}=0.578$  – коэффициент приведения

3.1.8. Коэффициент долговечности

Так как  $N_{HE1} > N_{H \lim 2}$ , то  $Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{6.099 \cdot 10^7}{1.068 \cdot 10^8}} = 0.911$

Так как  $N_{HE2} > N_{H \lim 2}$ , то  $Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{2.581 \cdot 10^7}{1.068 \cdot 10^8}} = 0.789$

3.1.9. Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости

$$Z_r = 1$$

3.1.10. Коэффициент, учитывающий влияние окружной силы

$$Z_{V1} = 0.85 \cdot V^{0.1} = 0.85 \cdot 10^{0.1} = 1.07$$

$$Z_{V2} = 0.85 \cdot V^{0.05} = 0.85 \cdot 10^{0.05} = 1.038$$

3.1.11. Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot Z_{N1} \cdot Z_r \cdot Z_{V1}}{S_{H \min 1}} = \frac{965 \cdot 0.911 \cdot 1.07}{1.2} = 829.337$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot Z_{N2} \cdot Z_r \cdot Z_{V2}}{S_{H \min 2}} = \frac{664 \cdot 0.789 \cdot 1.038}{1.1} = 467.312$$

$$[\sigma_H] = 0.45 \cdot (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) = 0.45 \cdot (829.337 + 467.312) = 583.492 \leq 1.25 \cdot [\sigma_{H2}] = 584.141 \text{ МПа}$$

3.1.12. Предел выносливости зубьев при изгибе



Согласно ГОСТ 2135-87, соответственно базовому числу циклов напряжений шестерни:

$$\sigma_{F \lim 1} = 600 \text{ МПа}$$

колеса:

$$\sigma_{F \lim 2} = 1.75 \cdot 297 = 519.75 \text{ МПа}$$

3.1.13. Базовое число циклов напряжений при изгибе

$$N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$$

3.1.14. Эквивалентное число циклов напряжений при изгибе зубьев

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_{эл} \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.503 = 9.518 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_{эл} \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.515 = 9.301 \cdot 10^7$$

где  $K_{FE}$  - коэффициент эквивалентности для легкого режима нагрузки.

Принимаем  $N_{FEi} = N_{F \lim i} = 4 \cdot 10^6$ .

3.1.15. Коэффициент долговечности зубьев

$$Y_{N1} = 1, \quad Y_{N2} = 1$$

3.1.16. Допускаемые напряжения при изгибе зубьев

$$\sigma_{FP1} = 0.4 \cdot \sigma_{F \lim 1} \cdot Y_N = 0.4 \cdot 600 \cdot 1 = 240 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FP2} = 0.4 \cdot \sigma_{F \lim 2} \cdot Y_N = 0.4 \cdot 519.75 \cdot 1 = 207.9 \text{ МПа}$$

3.1.17. Принимаем коэффициенты

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = 0.315$$

$$\psi_{bd} = 0.5 \cdot \psi_{ba} (u_2 + 1) = 0.5 \cdot 0.315 \cdot (4 + 1) = 0.785$$

3.1.18. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных напряжений

$$K_{HB} = 1.07$$

3.1.19. Предварительное значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a'_w &= 430 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{\psi_{ba} \cdot u_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}} = \\ &= 430 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{116 \cdot 1.07}{0.315 \cdot (4)^2 \cdot (706.539)^2}} = 142 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем  $a_w = 160$ .

### 3.1.20. Предварительные основные размеры колеса

Делительный диаметр

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_2}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 4}{4 + 1} = 256 \text{ мм};$$

Ширина колеса

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0.315 \cdot 160 = 50 \text{ мм};$$

Ширина шестерни

$$b_1 = 54 \text{ мм}.$$

### 3.1.21. Модуль передачи

$$m_{\max} = \frac{2 \cdot a_w}{17 \cdot (u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 160}{17 \cdot (4 + 1)} = 3.76 \text{ мм},$$

Принимаем  $m = 4 \text{ мм}$ .

### 3.1.22. Суммарное число зубьев и угол наклона

Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 15^\circ}{m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0.9659}{4} = 78;$$

Действительное значение угла наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot a_w} = \arccos \frac{78 \cdot 4}{2 \cdot 160} = 12.83^\circ,$$

$$\cos \beta = 0.975.$$

### 3.1.23. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_2 + 1} = \frac{78}{4 + 1} = 16,$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 78 - 16 = 62.$$

### 3.1.24. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{62}{16} = 3.875;$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_2 - u_\phi|}{u_2} \cdot 100\% = \frac{|4 - 3.841|}{4} \cdot 100\% = 3.1\% < 4\%$$

### 5.3.2 Расчет геометрии

- Исходные данные:

$$z_1 = 16;$$

- $a_w = 160 \text{ мм};$

$$m = 4 \text{ мм}$$

- $\cos \beta = 0.975$

#### 3.2.1. Диаметры

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{16 \cdot 4}{0.975} = 65.64 \text{ мм},$$

колеса

$$d_2 = 2 \cdot a_w - d_1 = 2 \cdot 160 - 65.64 = 254.36 \text{ мм};$$

Начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_\Sigma} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 16}{77} = 66 \text{ мм},$$

колеса

$$d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_\Sigma} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 62}{77} = 254.359 \text{ мм};$$

Диаметры окружностей вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  зубьев шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 66 + 2 \cdot 4 = 73.64 \approx 74 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 66 - 2.5 \cdot 4 = 56 \text{ мм},$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 254 + 2 \cdot 4 = 262 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 254 - 2.5 \cdot 4 = 244 \text{ мм}.$$

#### 3.2.2. Угол профиля в торцевом сечении

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{0.364}{0.975} = 0.37333,$$

где

$$\operatorname{tg} \alpha = 0.364,$$

$$\alpha_t = 20.472279^\circ.$$

### 3.2.3. Основные диаметры

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 65.64 \cdot 0.93684 = 61.49 \text{ мм},$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 254.36 \cdot 0.93684 = 238 \text{ мм}.$$

3.2.4. Коэффициенты торцевого перекрытия (при  $x_1 = x_2 = 0$ )

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right)}{\cos \beta} = \frac{1.628}{0.968} = 1.67.$$

### 3.2.5. Основной угол наклона

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha = 0.251439 \cdot 0.93684 = 0.2008,$$

$$\beta_b = 11.587^\circ.$$

### 3.2.6. Угол зацепления

$$\text{При } x_1 = x_2 = 0 \quad \alpha_{tw} = \alpha_t = 20.472279^\circ.$$

## 5.3.3 Расчет сил в зацеплении

Исходные данные:

$$T_2 = 359 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_{w2} = 254.359 \text{ мм};$$

$$\alpha_{tw} = 20.4227^\circ;$$

$$\beta_b = 11.587^\circ.$$

### 3.3.1. Окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 359}{0.254359} = 2822.78 \text{ Н}.$$

### 3.3.2. Радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha_{tw} = 2822 \cdot 0.3723 = 11051 \text{ Н}.$$

### 3.3.3. Осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg} \beta_b}{\cos \alpha_{tw}} = 2822.78 \cdot \frac{0.205}{0.93728} = 617 \text{ Н}.$$

### 5.3.4 Расчет на контактную выносливость активных поверхностей

Исходные данные:

$$F_t = 2823 \text{ Н};$$

$$d_2 = 254 \text{ мм};$$

$$b_2 = 50 \text{ мм}$$

3.4.1. Принимаем коэффициенты распределения нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} = 1.1;$$

Коэффициент динамической нагрузки

$$K_{H\beta} = 1.1;$$

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot \frac{u_\phi \cdot F_t}{d_2 \cdot b_2}} = 376 \sqrt{1.1 \cdot 1.1 \cdot 1 \cdot \frac{3.875 \cdot 2823}{254 \cdot 50}} = 384 \text{ МПа}$$

## 5.4 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 5.4.1 Проектировочный расчёт

Исходные данные:

$$T_1 = 30 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$u_1 = 3.15;$$

$$L_r = 4 \text{ года};$$

$$K_{\text{зод}} = 0.65;$$

$$K_{\text{сут}} = 0.25;$$

Режим нагружения – легкий.

4.1.1. Выбор материала колес, термической обработки и твердости зубьев

Принимаем для изготовления шестерни и колеса сталь 40Х; термическая обработка шестерни — закалка ТВЧ, твердость поверхностей зубьев 45..50HRC.

Термическая обработка колеса — улучшение; твердость поверхностей и сердцевины зубьев 269..302 НВ.

4.1.2. Средняя твердость на поверхности и в сердцевине зубьев

$$H_1 = 425 \text{ НВ},$$

$$H_2 = 302 \text{ НВ}.$$

#### 4.1.3. Предел контактной выносливости зубьев

$$\sigma_{H \lim b_1} = 17 \cdot H_1 + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \cdot H_2 + 70 = 674 \text{ МПа}.$$

#### 4.1.4. Коэффициенты запаса прочности

$$S_{H \min 1} = 1.2,$$

$$S_{H \min 2} = 1.1.$$

#### 4.1.5. Ресурс привода

$$L_h = L_e \cdot 365 \cdot K_{\text{зод}} \cdot t_c \cdot K_{\text{сут}} \cdot L_c = 4 \cdot 365 \cdot 0.65 \cdot 8 \cdot 0.25 \cdot 2 = 3796 \text{ ч}.$$

#### 4.1.6. Базовое число циклов перемены контактных напряжений

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2.4} = 30 \cdot 425^{2.4} = 6.099 \cdot 10^7 < 120 \cdot 10^6,$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2.4} = 30 \cdot (302)^{2.4} = 2.686 \cdot 10^7 < 120 \cdot 10^6.$$

#### 4.1.7. Эквивалентное число циклов напряжений в зубьях шестерни и колеса

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_{\text{эл}} \cdot L_h \cdot K_{HE} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.578 = 1.068 \cdot 10^8,$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_{\text{эл}} \cdot L_h \cdot K_{HE} = 60 \cdot 955 \cdot 3227 \cdot 0.578 = 1.068 \cdot 10^8,$$

где  $K_{HE} = 0.125$  – коэффициент приведения.

#### 4.1.8. Коэффициент долговечности

Так как  $N_{HE1} > N_{H \lim 1}$ ,

$$\text{то } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{6.0996 \cdot 10^7}{1.068 \cdot 10^8}} = 0.911;$$

$$\text{Так как } N_{HE2} > N_{H \lim 2}, \text{ то } Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{2.686 \cdot 10^7}{1.068 \cdot 10^8}} = 0.795.$$

#### 4.1.9. Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot Z_{N1}}{S_{H \min 1}} = \frac{965 \cdot 0.911}{1.2} = 746.788 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot Z_{N2}}{S_{H \min 2}} = \frac{674 \cdot 0.795}{1.1} = 502.687 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H] = 0.45 \cdot ([\sigma_{H1} + \sigma_{H2}]) = 0.45 \cdot (746.788 + 502.687) = 562.264 \leq 1.15 \cdot [\sigma_{H2}] \leq 578.09 \text{ МПа}.$$

#### 4.1.10. Предел выносливости зубьев при изгибе

Согласно ГОСТ 2135-87, соответственно базовому числу циклов напряжений шестерни:

$$\sigma_{F \text{ lim}1} = 600 \text{ МПа},$$

колеса:

$$\sigma_{F \text{ lim}2} = 1.75 \cdot 302 = 528.5 \text{ МПа}.$$

#### 4.1.11. Базовое число циклов напряжений при изгибе

$$N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6.$$

#### 4.1.12. Эквивалентное число циклов напряжений при изгибе зубьев

$$N_{FE1} = N_{H1} \cdot K_{FE} = 454.86 \cdot 10^6 \cdot 0.038 = 7.278 \cdot 10^6,$$

$$N_{FE2} = N_{H2} \cdot K_{FE} = 128.13 \cdot 10^6 \cdot 0.038 = 4.869 \cdot 10^6,$$

где  $K_{FE}$  – коэффициент эквивалентности для легкого режима нагружения.

#### 4.1.13. Коэффициент долговечности зубьев

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{7.278 \cdot 10^6}} = 0.936 < 1,$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4.869 \cdot 10^6}} = 0.968 < 1.$$

Принимаем  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ .

#### 4.1.14. Допускаемые напряжения при изгибе зубьев

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}1} \cdot Y_{N1}}{S_F} = \frac{600 \cdot 1}{1.7} = 353 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}2} \cdot Y_{N2}}{S_F} = \frac{528 \cdot 1}{1.7} = 310.58 \text{ МПа},$$

где  $S_F = 1.7$  – коэффициент запаса прочности при изгибе.

#### 4.1.15. Расчётный диаметр шестерни

$$d'_{m1} = 68 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB} \cdot \sqrt{u_1^2 + 1}}{0.85 \cdot \psi_{bd} \sigma_{HP}^2}} = 68 \cdot \sqrt[3]{0.85 \frac{30 \cdot 1.08 \cdot \sqrt{3.15^2 + 1}}{3.55 \cdot 0.6 \cdot 562.264^2}} = 59.32 \text{ мм},$$

где  $K_{H\beta} = \sqrt{K^o_{H\beta}} = \sqrt{1.18} = 1.0863$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K^o_{H\beta}$  определяется по таблице в зависимости от  $\Psi_{bd} = 0.166\sqrt{u^2 + 1} = 0.166\sqrt{3.55^2 + 1} = 0.612$ .

#### 4.1.16. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{U_1}\right) = \arctg\frac{1}{3.15} = \arctg(0.3174) = 17.61^\circ;$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{59.32}{2 \cdot 0.3025792} = 132 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого венца

$$b = \Psi_{bd} \cdot d_{m1} = 0.6 \cdot 59.32 = 36 \text{ мм}.$$

#### 4.1.17. Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_e = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_e - 0.5 \cdot b} = 72.664 \text{ мм};$$

#### 4.1.18. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль передачи

$$m_{te} = \frac{d_e}{17} = 4 \text{ мм},$$

#### 4.1.19. Число зубьев

$$z_1 = \frac{d_e}{m_{te}} = \frac{72.664}{4} = 18,$$

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 18 \cdot 3.15 = 57.$$

#### 4.1.20. Внешний окружной модуль передачи

$$m_{te} = \frac{d_e}{z_1} = \frac{73}{18} = 4.$$



#### 4.1.21. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{18} = 3.16,$$

$$\Delta u = \frac{u_1 - u_{\phi}}{u_1} \cdot 100\% = \frac{3.15 - 3.16}{3.15} \cdot 100\% = 0.317\%.$$

#### 5.4.2 Расчет геометрии

Исходные данные:

$$u_1 = 3,15;$$

$$z_1 = 18;$$

$$z_2 = 57;$$

$$m_{te} = 4;$$

#### 4.2.1. Углы делительных конусов колес

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{57} = 0.31578,$$

$$\delta_1 = 17.52^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 72.48^\circ.$$

#### 4.2.2. Внешнее конусное расстояние для передачи

$$R_e = 0.5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0.5 \cdot 4 \sqrt{18^2 + 57^2} = 119.55 \text{ мм}.$$

#### 4.2.3. Высота ножки зуба

$$h_{f1} = (1.25 - x_{n1})m_n = (1.25 - 0.29) \cdot 4 = 3.84 \text{ мм},$$

$$h_{f2} = (1.25 + x_{n1})m_n = (1.25 + 0.29) \cdot 4 = 6.16 \text{ мм}.$$

#### 4.2.4. Угол ножки зуба

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R} = \frac{3.84}{119.55} = 0.03212,$$

$$\theta_{f1} = 1.8397^\circ;$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R} = \frac{6.16}{119.55} = 0.0515,$$

$$\theta_{f2} = 2.949^\circ.$$

#### 4.2.5. Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2.949^{\circ},$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1.8397^{\circ}.$$

#### 4.2.6. Высота головки зуба

$$h_{a1} = (1 + x_{n1})m_n = (1 + 0.29)4 = 5.16 \text{ мм},$$

$$h_{a2} = (1 - x_{n1})m_n = (1 - 0.29)4 = 2.84 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{ae1} = l_e \operatorname{tg} \theta_{a1} = 11.192 \cdot 0.015 = 0.16788 \text{ мм},$$

$$\Delta h_{a21} = l_e \operatorname{tg} \theta_{a2} = 11.192 \cdot 0.03212 = 0.35949 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{fe1} = l_e \operatorname{tg} \theta_{f1} = 11.192 \cdot 0.03212 = 0.35949 \text{ мм},$$

$$\Delta h_{f21} = l_e \operatorname{tg} \theta_{f2} = 11.192 \cdot 0.0515 = 0.57639 \text{ мм}.$$

Высота головки зуба внешняя

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 2.044 + 0.4055 = 2.449256 \text{ мм},$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1.125 + 0.253 = 1.377635 \text{ мм}.$$

#### 4.2.7. Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 2.449 + 1.774 = 4.223 \text{ мм},$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1.378 + 2.845 = 4.223 \text{ мм}.$$

#### 4.2.8. Внешний делительный диаметр колес

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм}.$$

#### 4.2.9. Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 42.855 + 2 \cdot 2.449 \cdot 0.962064 = 79.76 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 151.121 + 2 \cdot 1.378 \cdot 0.272824 = 229.936 \text{ мм}.$$

#### 4.2.10. Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 17.52^{\circ} + 2.07480^{\circ} = 19.5948^{\circ},$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 72.48^{\circ} + 1.29373^{\circ} = 73.77373^{\circ}.$$

#### 4.2.11. Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 17.52^\circ + 1.29373^\circ = 18.81^\circ,$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 72.48^\circ + 2.07480^\circ = 74.5548^\circ$$

### 4.3. Расчет сил в зацеплении

Исходные данные:

$$T_1 = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

#### 4.3.1. Окружная сила на среднем диаметре шестерни

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 30}{61.159} = 981 \text{ Н}.$$

#### 4.3.2. Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = \gamma_a F_t = 0.7935 \cdot 981 = 778.4 \text{ Н}.$$

#### 4.3.3. Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = \gamma_r F_t = 0.2323 \cdot 981 = 227.886 \text{ Н}.$$

#### 4.3.4. Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1} = 227.886 \text{ Н}.$$

#### 4.3.5. Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1} = 778.4 \text{ Н}.$$

### 5.4.4 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 6.7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{HB} T_1}{u_\phi d'_{e1} \vartheta_H}} = 6.7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{1.04 \cdot 1.08 \cdot 30}{3.16 \cdot 72 \cdot 1.5915}} = 563 \text{ МПа}.$$

Из конструкторского (проверочного) расчета должно следовать:

1. улучшение критериев оптимальности для модернизированного редуктора по сравнению с базовой конструкцией;
2. из сформированных таблиц должен просматриваться путь улучшения выходных параметров редуктора и механической передачи в целом.

## 6. ЛИСТИНГ ПОДПРОГРАММЫ FUNC

```
var
t, Imax, bmax, hmax: integer;
nl, nll, nlll, u, hrc, hb, kpd, Tl: real;
u1,u2, psi1, psi2, m1, m2, B, x1, x2, TII, TIII:real;
SigmaHLim1, SigmaHLim2, NHE1, NHE2, omegal, omegall,
omegalll, NHlim1, NHlim2:real;
ZN1, ZN2:real;
sigmaH1, sigmaH2, sigmamin, sigmaHP, sigmaH, NFE1, NFE2,
sigmaHk:real;
YN1,YN2, sigmaflim1, sigmaflim2, sigmaFP1, sigmaFP2:real;
psiBA, aw, awz, m11, mz, zsum, dw2, Ft, d2, b2, Z1C, Z1K, z1,
zsum1, z2, Cz1, Cz2, Czsum1:real;
i: integer;
aw1: array [1 ..20] of real;
mo: array [1..18] of real;
CSigmaHLim1, CSigmaHLim2, CNHE1, CNHE2, Comegal,
Comegall, Comegalll,
CNHlim1, CNHlim2: real;
CZN1, CZN2: real;
CsigmaH1, CsigmaH2, Csigmamin, CsigmaHP, CsigmaH, CNFE1,
CNFE2: real;
CYN1, CYN2, Csigmaflim1, Csigmaflim2, CsigmaFP1, CsigmaFP2,
V, Y1,Y2: real;
CpsiBD, Caw, Cawz,Cm11, Cmz, Czsum, Cdw2, CFt, Cd2, Cb2,
dm1, cb, re, ssinB, de1, de2,dae1, dae2, dfe1, dfe2: real;
awfl, flagaw, flagaw1: integer;
x: array[1..100] of real;
f: array[1..100] of real;
Fl: text;
ParameterNumber, criterionnumber, optl: integer;
kood: char;
sigf, sigf1, sigf2:real;
filename: string;
lim:boolean;

Begin
```

```

lim:=true;
Tl:=30.6;
u:=12.8;
nl:=955;
t:=3796;
hrc:=47.5;
hb:=285.5;
kpd:=0.913;
awfl:=0;
flagaw:=0;
assign(fl, 'e:\optim\opt1\par.opt');
reset(fl);
for i:=1 to 7 do readln(fl,x[i]);
close(fl);
u2:=x[1];
psi1:=x[2];
psi2:=x[3];
m1:=x[4];
m2:=x[5];
z1c:=x[6];
z1k:=x[7];
flagaw:=1;
flagaw1:=0;
u1:=(u/u2);
if ((z1c<16) or (z1c>100)) then writeln('недопустимое количество зубьев цилиндрической шестерни');
if ((z1k<16) or (z1k>100)) then writeln('недопустимое количество зубьев конической шестерни');
TII:=TI*0.97*u1;
TIII:=TII*0.98*u2;
nll:=nl/u1;
nlll:=nll/u2;
omegal:=nl*3.14/30;
omegall:=nll*3.14/30;
omegalll:=nlll*3.14/30;
SigmaHLim1:=965;
SigmaHLim2:=674;
NHE1:=60*nl*t*0.578;
NHE2:=60*nl*t*0.578;

```

```

NHlim1:=60990000;
NHlim2:=25810000;
ZN1:=exp((1/6)*ln(NHlim1/nhe1));
ZN2:=exp((1/6)*ln(NHlim2/nhe2));
sigmaH1:=0.9*sigmaHlim1*ZN1*1.07/1.2;
sigmaH2:=0.9*sigmaHlim2*ZN2*1.038/1.1;
sigmaHP:=0.5*(sigmaH1+sigmaH2);
if sigmaH1<sigmaH2 then sigmamin:=sigmaH1 else sigma-
min:=sigmaH2;
NFE1:=60*nl*t*0.503;
NFE2:=60*nl*t*0.515;
YN1:=exp((1/6)*ln(4000000/NFE1));
YN2:=exp((1/6)*ln(4000000/NFE2));
if YN1<1 then YN1:=1;
if YN2<1 then YN2:=1;
sigmaFlim1:=600;
sigmaFlim2:=519.75;
sigmaFP1:=0.4*sigmaflim1;
sigmaFP2:=0.4*sigmaflim2;
psiBA:=2*psi2/(u2+1);
Aw:=10*(U2+1)*exp(1/3*Ln(TII/U2));
writeln('aw');
awz:=430*2*(u2+1)*exp((1/3)*ln(TII*1.07/(psiba*706.5389*706.53
9*u2*u2)));
zsum:=2*aw*0.9659/m2;
zsum1:=round(zsum)+1;
z1:=z1c;
z2:=zsum1-z1;
if (z1+z2)<60 then writeln('не выполняется параметрическое ог-
раничение для суммарного числа зубьев цилиндрической передачи');
dw2:=2*aw*z2/zsum;
Ft:=2*TII/(dw2*0.001);
d2:=2*aw -(z1*m1/0.975);
b2:=psiBA*aw;
sigmaH:=376*sqrt(1.1*1.1*1.07*(z2/z1)*Ft/(b2*d2));
if sigmaH>sigmaHP then writeln ('Значение sigmaH>sigmaHP');
CSigmaHLim1:=965;
CSigmaHLim2:=674;
CNHE1:=60*nl*t*0.578;

```

```

CNHE2:=60*nI*t*0.578;
CNHlim1:=6.099*10000000;
CNHlim2:=2.686*10000000;
CZN1:=exp((1/6)*ln(CNHlim1/Cnhe1));
CZN2:=exp((1/6)*ln(CNHlim2/Cnhe2));
CsigmaH1:=CsigmaHlim1*CZN1/1.2;
CsigmaH2:=CsigmaHlim2*CZN2/1.09;
CsigmaHP:=0.5*(CsigmaH1+CsigmaH2);
if CsigmaH1<CsigmaH2 then Csigmamin:=CsigmaH1 else
Csigmamin:=CsigmaH2;
CNFE1:=60*nI*t*0.503;
CNFE2:=60*nI*t*0.515;
CYN1 :=exp((1/6)*ln(4000000/CNFE1));
CYN2:=exp((1/6)*ln(4000000/CNFE2));
if CYN1<1 then CYN1:=1;
if CYN2<1 then CYN2:=1;
CsigmaFlim1:=600;
CsigmaFlim2:=528.5;
CsigmaFP1 :=Csigmaflim1/1.7;
CsigmaFP2:=Csigmaflim2/1.7;
Dm1:=68*exp((1/3)*ln(Ti*1.0863*(sqrt(u1*u1+1))*1000/(0.85*psi1
*csigmahp*csignahp)));
cb:=psi1*dml;
re:=0.5*(dml/sin(17.61));
de1:=dml*re/(re-0.5*cb);
cz1:=z1k;
cz2:=round(u1*cz1);
dae2:=m1*cz2+2*m1*cos(17.52);
dae1:=m1*cz1+2*m1*cos(72.48);
V:=(2*aw+0.5*dae2)*(dae1+30)*(dae1+30)/1000000;
sigmahk:=1500*sqrt((1.04*1.08*TI)/(cz2*m2*1.5915));
if (sigmaf1/sigmaflim1)>(sigmaf2/sigmaflim2) then
sigf1:=(sigmaf1/sigmaflim1) else
sigf1:=(sigmaf2/sigmaflim2);
if (csigmaf1/csigmaflim1)>(csigmaf2/csigmaflim2) then
sigf2:=(csigmaf1/csigmaflim1) else sigf2:=(csigmaf2/csigmaflim2);
if (sigmaf1>sigmaflim1) then writeln('1');
if (sigmaf2>sigmaflim2) then writeln('2');
if (csigmaf1>csigmaflim1) then writeln('3');

```

```

if (csigmafp2>csigmaflim2) then writeln('4');
if (cSIGmahp<SlGmahk) then writeln('5');
if (SIGmahp<SIGmah) then writeln('6');
Y1:=abs((SIGmahp/SIGmah)-sigf1);
Y2:=abs((cSIGmahp/SlGmahk)-sigf2);
if (sigmafp1>sigmaflim1) or (sigmafp2>sigmaflim2) or (csig-
mafp1>csigmaflim1) or (csigmafp2>csigmaflim2) then begin
  writeln('The functional limitation in the program FUNC has been
violated');
  lim:=false;
  end;
  if (cSIGmahp<SIGmahk) or (SlGmahp<SlGmah) or
((dae2*0.5+25)>aw) then begin
  writeln('The functional limitation in the program FUNC has been
violated');
  lim:=false;
  end;
  if lim=true then begin
  f[1]:=aw;
  f[2]:=V;
  f[3]:=abs((SIGmahp/SIGmah)-sigf1); {цилиндрическая}
  f[4]:=abs((cSIGmahp/SIGmahk)-sigf2); {коническая}
  f[5]:=abs(Y1-Y2);
  end
  else begin
  f[1]:=9999;
  f[2]:=9999;
  f[3]:=9999;
  f[4]:=9999;
  f[5]:=9999;
  end;
  writeln('value Aw =(,f[1],)');
  writeln('value V =(,f[2],)');
  writeln('value 3 =(,f[3],)');
  writeln('value 4= (,f[4],)');
  writeln('value 5=(,f[5],)');
  assign(fl, 'e:\optim\opt1\FUN.OPT');
  rewrite(fl);
  writeln(fl,f[1]);

```



```
writeln(fl,f[2]);  
writeln(fl,f[3]);  
writeln(fl,f[4]);  
writeln(fl,f[5]);  
close(fl);  
end.
```

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам выполненной работы делаются выводы о проведенной модернизации заданного двухступенчатого коническо-цилиндрического или двухступенчатого цилиндрического редуктора. Следует сравнивать параметры исходного (серийного) варианта с оптимизированными (модернизированными). В частности, сравнение выполняется по части выходных параметров редуктора – сформированным выше критериям оптимальности.

Анализируя процесс оптимизации опираются на таблицу с паретооптимальными вариантами. При этом следует отметить изменение каждого из критериев по сравнению с базовым. Сравнение можно выполнять и по другим таблицам.

В том случае, если выполнялась эскизная компоновка вариантов редуктора в автоматизированном режиме (“КОМПАС”), к отчету прилагаются твердые копии эскизов, из которых наглядно представляются изменения в деталях редуктора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кадач Т.В., Попов В.Б. Принятие решений при автоматизированном проектировании типовых зубчатых редукторов / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2007. - №1. – С. 22-28.
2. Попов В.Б., Кадач Т.В. Подсистема принятия решений при проектировании технических систем / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2007. - №4. – С. 20-29.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1984, - 336с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2001, - 448с.
5. Иванов М.И. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991, - 384с.
6. Чернавский С.А., Боков К.Н. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988, - 416с.

**Попов Виктор Борисович**  
**Кадач Татьяна Владимировна**

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

**Методические указания  
к курсовому и дипломному проекту  
для студентов специальности 1-36 12 01  
«Проектирование и производство  
сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано в печать 29.09.09.  
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,01.  
Изд. № 142.  
E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)  
<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.  
Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.