

П. НЕНОВ

Высшее техническое училище, Русе, Болгария

Е. АНГЕЛОВА

Б. КАЛОЯНОВ

Центральный машиностроительный институт,

филиал Русе, Болгария

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМИЗИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Резюме. В работе описан воспринятый авторами подход к оптимизации на ЭВМ геометрии эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с заданным межосевым расстоянием по критерию наибольшей несущей способности и наименьшей скорости скольжения по рабочему профилю. Оптимизация выполняется в трех направлениях: перераспределением суммарного коэффициента смещения, изменением соотношения между числом зубьев и изменением модуля передачи. Обосновка метода иллюстрирована силовым блокирующим контуром. Рассмотрена и принципиальная схема алгоритма проектирования зубчатых передач с оптимальной геометрией. В этом случае после нахождения нужного межосевого расстояния оптимизационный процесс дополняется варированием ширины зубчатых колес.

Большой опыт, накопленный в области проектирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач привел в последнее время к созданию нескольких точных методик определения их несущей способности. Одновременно с этим, усовершенствование методик привело к увеличению работы, связанной с расчетом на прочность. При проектировании редукторов к этой работе добавляются и геометрические вычисления передачи, вычисления валов, узлов подшипников, зубчатых передач других степеней и пр. На практике это вынуждает конструктора искать выхода из создавшегося положения. Обычно, пропускаются основные проверки регламентирующие качество зацепления - на подрезание, незаострение и интерференцию зубьев. Остаются без внимания и скрытые в многих из использованных аналитических зависимостях возможности для оптимизации параметров. В конечном счете вычисления прекращаются сразу же после обнаруживания первого "удовлетворяющего" варианта несмотря на то, что это показатели не всегда достигают достаточно высокого уровня и часто находятся далеко от оптимальных.

Учитывая потребности производителей редукторов, практику в конструкторских отделах машиностроительных заводов и приобретенный опыт в вычислении зубчатых передач на ЭВМ, авторы создали программы КОМПЛЕКС 1, предназначенную для проведения проверочных, оптимизационных и проектных геометрических вычислений и расчет на прочность эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с внешним и внутренним зацеплением, с прямыми и косыми зубьями.

Силовая часть программы разработана на основе ГОСТ 21354-75 [1] и вышедшей позже нормы для вычисления цилиндрических зубчатых передач с внутренним зацеплением [2]. Геометрическая часть программы базируется на ГОСТ 16532-70 [3] и ГОСТ 19274-73 [4].

Использовано самостоятельно и в комбинации два основных критерия для оптимизации:

- максимальная несущая способность передачи;
- минимальная окорость скольжения по рабочему профилю зуба.

Реализуя программу, авторы ставили себе целью не только автоматизировать вычисления базовых методик. Нужно было модифицировать стандарты таким образом, чтобы определение отдельных коэффициентов, стало более точным и позволило бы организацию проектной и оптимизационной задачи.

Главным моментом в решении всех задач является определение мощности передачи по двум основным прочностным критериям.

После преобразования исходных формул для расчета на прочность [1], [2] для определения допускаемой мощности P_H зубчатой передачи при данной величине χ_1 по критерию "контактная выносливость" получается:

$$P_H = \min(P_{H1}, P_{H2}), \quad (1)$$

где

$$P_{H1,2} = \frac{n_1}{9550} \frac{B_w U}{(U \pm 1)^3} \frac{1}{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \frac{\sigma_{HlimB1,2}}{S_{H1,2}} K_{H1,2} Z_{R1,2} K_{H\chi1,2} \quad (2)$$

Здесь

- n_1 - частота вращения шестерни, min^{-1} ;
- B_w - ширина зубчатой передачи, мм;
- U - передаточное число;
- $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;
- $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца;
- $K_{H\nu}$ - коэффициент динамической нагрузки;
- $\sigma_{HlimB1,2}$ - предел контактной выносливости, соответствующие базовому числу циклов, МПа;
- $S_{H1,2}$ - коэффициенты безопасности;
- $K_{H1,2}$ - коэффициенты долговечности;
- $Z_{R1,2}$ - коэффициенты, учитывающие шероховатость рабочих поверхностей;
- $Z_{V1,2}$ - коэффициенты, учитывающие окружную скорость;
- $K_{H\chi1,2}$ - коэффициенты, учитывающие размер зубчатых колес.

При аналогичном преобразовании исходных формул стандарта получаются следующие выражения для определения допускаемой мощности P_F передачи при данной стоимости χ_1 по критерию "прочность при изгибе":

$$P_F = \min(P_{F1}; P_{F2}) \quad (3)$$

где

$$P_{F1,2} = \frac{n_1}{9550} \frac{B_w d_1^m}{2000} \frac{1}{K_{F\alpha 1,2} K_{F\beta} K_{FV1,2}} \frac{G_{FlimB1,2}}{S_{F1,2}} \frac{Y_S Y_{R1,2}}{Y_{F1,2}} \frac{K_{FX1,2}}{Y_{\epsilon 1,2}} \quad (4)$$

Здесь дополнительно

- d_1 — делительный диаметр шестерни, мм;
- m — модуль передачи, мм;
- $K_{F\alpha 1,2}$ — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями;
- $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца;
- $K_{FV1,2}$ — коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку;
- $G_{FlimB1,2}$ — пределы выносливости зубьев при изгибе, соответствующие базовому числу циклов, МПа;
- $S_{F1,2}$ — коэффициенты безопасности;
- Y_S — коэффициент, учитывающий градиент напряжений в чувствительность материала к концентрации напряжений;
- $Y_{R1,2}$ — коэффициенты, учитывающие шероховатость переходных поверхностей;
- $K_{FX1,2}$ — коэффициенты, учитывающие размер зубчатых колес;
- $Y_{F1,2}$ — коэффициенты, учитывающие форму зубьев;
- $Y_{\epsilon 1,2}$ — коэффициенты перекрытия;
- Y_{β} — коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Существенным моментом при вычислении несущей способности зубчатой передачи является удачная организация соответствующих сходных итеративных циклов в целях возможно наиболее правильного определения значения параметров и коэффициентов, участвующих в выражениях допускаемых мощностей P_H и P_F .

В связи с вторым критерием оптимизации в алгоритме программы включено определение максимальной скорости скольжения в вершине зуба ведущего (v_{S1max}) и в вершине зуба ведомого колеса (v_{S2max}), которое производится по следующему выражению:

$$v_{S1,2max} = \frac{\pi}{60} n_1 \left(1 \pm \frac{z_1}{z_2}\right) \left(\sqrt{d_{a1,2}^2 - d_{B1,2}^2} - \sqrt{d_{a1,2}^2 - d_{w1,2}^2}\right). \quad (5)$$

Здесь знак "+" для внешнего, а знак "-" - для внутреннего зацепления.
 Основные параметры:

$Z_{1,2}$ - число зубьев шестерни, соответственно колеса;
 $d_{a1,2}, d_{b1,2}, d_{w1,2}$ - диаметры вершин зубьев, диаметры основных, соотв. начальных окружностей зубчатых колес.

Проблема проектирования зубчатых передач с оптимальной геометрией зацепления при принятых межосевых расстояниях, угле наклона, модуле и числе зубьев зубчатых колес сводится к наиболее подходящему распределению суммарного коэффициента смещения исходного контура χ_{Σ} между обоими зубчатыми колесами.

Накопленный у нас опыт в проектировании зубчатых передач с ЭВМ показал, что стремление к часто рекомендуемой одинаковой прочности зубьев обоих колес не всегда является удачным, так как в многих случаях оно является непостижимым, а в других не обеспечивает максимальной несущей способности передачи.

Еще труднее найти рекомендаций на распределение χ_{Σ} с целью минимизировать скорость скольжения V_S .

Имея ввиду эти обстоятельства в рассматриваемой программе оптимальные величины коэффициентов $\chi_1(\chi_2)$ находятся путем обследования достаточно маленьким шагом всего допустимого интервала ограниченного величинами $\chi_{1нач}$ и $\chi_{1кр}$. Оптимальным принимается тот коэффициент смещения χ_1 , который при данной величине χ_{Σ} и в зависимости от целей оптимизации обеспечивает наибольшую мощность передачи

$$P = \max(\min(P_{HX1}, P_{FX1})), \quad (6)$$

$$(\chi_i = \chi_{1нач} - \chi_{1кр})$$

или же минимальную величину наибольшей скорости скольжения

$$V_S = \min(\max(V_{S1max}, V_{S2max})), \quad (7)$$

$$(\chi_i = \chi_{1нач} - \chi_{1кр})$$

Надо иметь в виду, что в некоторых случаях, критерием оптимизирования передачи может быть комбинация требований [6] и [7].

Важной особенностью организованных оптимизационных процедур является способ уточнения предельных величин $\chi_{1нач}$ и $\chi_{1кр}$ интервала для измерения коэффициента χ_1 [5]. В данном случае это производится путем полной проверки геометрических параметров обоих зубчатых колес и передачи с целью недопустить подрезание, заострение и интерференцию зубьев, обеспечить достаточно высокую величину коэффициента перекрытия и пр.

Учитываются также возникающие возможные дополнительные ограничения, проистекающие из затруднений при шевинговании и шлифовании зубьев.

На рис. 1 показаны изменения мощности и скорости скольжения, полученные в процессе оптимизации зубчатой передачи с внешним зацеплением. Передачи являются частью второй степени двухступенчатого планетарного редуктора и ее несущая способность является лимитирующей для изделия в целом. Вычисления проведены при исходных параметрах, описанных в тексте под рисунком.

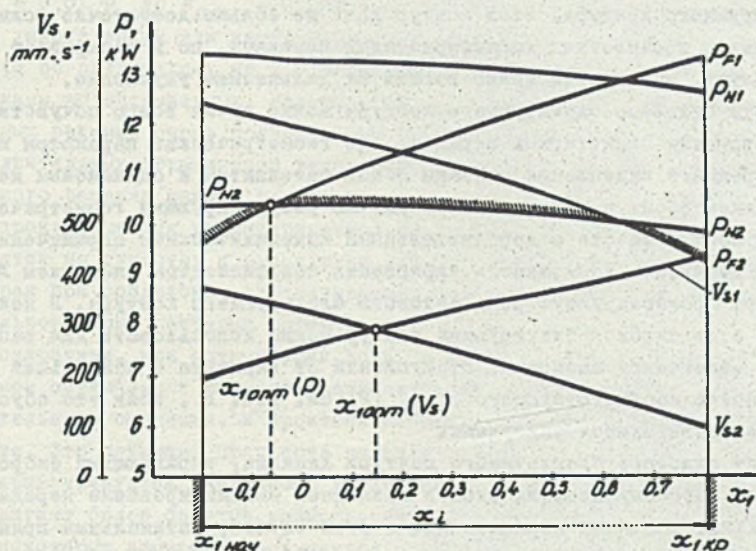


Рис. 1. Влияние распределения χ_1 между двумя зубчатыми колесами на параметры зубчатой передачи

межосевое расстояние $Q_w = 125$ мм; ширина передачи $B_w = 60$ мм; модуль $m = 4,5$ мм; число зубьев $Z_1 = 22$ и $Z_2 = 33$; частота вращения ведущего колеса $n_1 = 160 \text{ мин}^{-1}$; необходимый ресурс передачи $L_n = 10000$ h нагрузка — постоянная; материалы колес — сталь 30ХГТ, цементованная и закаленная до твердости HRC55, респ. HRC50; степени точности 7-7-7-B

Как видно из полученных результатов, взаимное положение кривых, выражающих мощность передачи с точки зрения каждой из обоих зубчатых колес (1 и 2) по двум основным критериям ("р" — прочность на изгиб и "в" — контактная прочность) весьма сложно и различных сечениях по χ_1 определяющий параметр меняется.

Например при $\chi_1 = -0,2$ наименьшая мощность P_{F1} при $\chi_1 = 0,3$ — мощность P_{N2} , а при $\chi_1 = 0,8$ — P_{F2} . Анализ этих и других подобных диаграмм показывает, что в многих случаях самые маленькие изменения исходных параметров — суммарного коэффициента смещения, модуля, твердости зубьев, ресурса передачи, частоты вращения и пр. приводят к значительным перемещениям кривых одна по отношению другой.

При этих обстоятельствах можно ожидать, что всякие рекомендации по распределению χ_1 между обоими колесами, хотя и старатель но подготовленные

всегда будут иметь весьма условный характер и ограниченную сферу применения. Организованная нами и использованная в программе КОМПЛЕКС 1 и других наших программах оптимизационная процедура обеспечивает обнаруживание наилучшего варианта при произвольном сочетании исходных условий. Как показано на рис. 1 она может быть "выведенной" из машины в виде овоеобразного "силового" блокирующего контура. Этот контур дает не только достаточно полное представление о прочностных характеристиках передачи, но и раскрывает (прогнозирует) пути, по которым можно искать их дальнейшее улучшение.

Полезность силового блокирующего контура можно лучше всего почувствовать при проектировании планетарных передач, где геометрические параметры внешнего и внутреннего зацепления связаны общим сателлитом и одинаковым межосевым расстоянием обеих передач. В этом случае результирующий геометрический блокирующий контур вместе с дополнительными кинематическими ограничениями значительно уменьшает возможность варьировать коэффициентом смещением χ_1 и увеличивает прогнозирующую роль силового блокирующего контура. В некоторых случаях этот силовой блокирующий контур можно использовать для рационализации и облегчения возможных отступлений от варианта с наибольшей неуспешной способностью соответствующего $\chi_{10пт}(P)$ (см. рис. 1), если это обуславливается новопоявившимися условиями.

Дополнение силового блокирующего контура линиями, выражающими скорость скольжения по рабочему профилю зубьев позволяет оптимизирование передач, подвергнутых интенсивному изнашиванию. В этом случае, оптимальным принимается тот коэффициент смещения исходного контура $\chi_{10пт}(v_s)$, который обеспечивает минимальную величину большей из двух скоростей скольжения в вершинах зубьев - v_{S1max} и v_{S2max} .

Как видно из рис. 1 и как следует ожидать, взаимное положение оптимальных значений по двум критериям - $\chi_{10пт}(P)$ и $\chi_{10пт}(v_s)$ имеет случайный характер.

С точки зрения потребителя программа КОМПЛЕКС 1 разработана для решения четырех типов задач.

Первая из них имеет чисто проверочный характер. Ее главная цель - оценить возможности полностью известной передачи т.е. определить наибольшую мощность P , которую она может передавать при данных геометрических параметрах, материалах и термообработке зубчатых колес, предназначение и условия работы, на протяжении заданной долговечности L_H . По желанию конструктора исходные табулограммы могут включать и результаты выполнения ограничивающих условий, обеспечивающих качество зацепления.

У второй задачи оптимизационный характер. Основной целью задачи является при известных геометрических параметрах передачи, материалах и термообработки зубчатых колес, условиях работы и стойкости передачи, найти то распределение суммарного коэффициента смещения χ_Σ между обоими колесами, которое обеспечивает максимальную несущую способность передачи или минимальную скорость скольжения по рабочим поверхностям зубьев.

Третья задача имеет многоплановый оптимизационный характер. В ней оптимизация по χ_Σ дополняется оптимизацией передачи путем варьирования еще в

двух направлениях – по числу и соотношению зубьев Z_2/Z_1 и по модулю m . Дополнительное варирование по числу зубьев производится путем полного исчерпывания всех возможных вариантов в границах заданных допустимых отклонений от передаточного числа и при соблюдении всех требований геометрического контура. Варирование по модулю обычно совершается в границах от $m_{\min} = 0,01 a_w$ до $m_{\max} = 0,025 a_w$. Критерий оптимизации может быть силовым, кинетическим или комбинированным. Печать на выходе включает данные не только об оптимальных но и о нескольких других вариантах с показателями, близкими до оптимальных. Накопленный опыт показывает, что наличие эквивалентных решений очень полезно. Они служат резервом в случае возникновения дополнительных ограничений технологического или другого характера в ходе целостного решения данной проблемы.

Характерные для рассматриваемой программы три направления оптимизации сводятся по существу к нахождению той эвольвенты или участка эвольвенты, которая при соблюдении ограничивающих условий наиболее полно удовлетворяет использованному критерию оптимизации.

Конкретнее, при оптимизации по χ_z в целях повышения несущей способности искомое оптимальное решение достигается путем постепенного увеличения положительного смещения, в процессе которого зуб шестерни утолщается в своей основе. Это повышает прочность на изгиб за счет зуба колеса. Оптимизация по Z характеризуется различными величинами χ_z при отдельных вариантах, что предлагает более богатые возможности для оптимизации по χ_z . Кроме того, при некоторых вариантах получается и увеличение числа зубьев шестерни что тоже приводит к повышению прочности.

Оптимизация в третьем направлении – по m является расширением оптимизации по χ_z и Z , которое в данном случае проводится не для одной, а для каждой стандартной величины модуля в интервале $m_{\min} - m_{\max}$. Увеличение m при сохранении делительного диаметра приводит к увеличению размера зубьев и к повышению их прочности на изгиб несмотря на то, что из-за сопровождающего уменьшения Z , зубья становятся относительно толстыми в основании. Интересно отметить, что при высоких значениях U , из-за ограничения числа допустимых комбинаций Z_2/Z_1 при дальнейшем увеличении m несущая способность передачи не всегда увеличивается. Именно это особенность оправдывает на практике варирование модулем m передачи.

При решении проекторочной (четвертой) задачи, в начале по упрощенной формуле, полученной на основании зависимости [1] и [2] определяется межосевое расстояние a_w

$$a_w \approx \sqrt[3]{C_c C_v P_{\text{заб}}} \quad (8)$$

где

C_c – обобщенный коэффициент, учитывающий постоянные характеристики передачи, независимые от ее геометрии;

C_V - обобщенный коэффициент, учитывающий зависящие от геометрии параметры;

$P_{заб}$ - заданная мощность передачи.

Величина C_V определяется приблизительно; при этом отдельные составляющие получают гранично-допускаемые значения, обеспечивающие во всех случаях определенный запас мощности.

Определенное согласно зависимости (8) $a_{вст1}$ округляется до ближайшего стандартного значения, после чего при помощи коэффициента относительной ширины Ψ уточняется рабочая ширина передачи $B_{впач1}$:

$$B_{впач1} = f(a_{вст1}, 1,2 \Psi) \quad (9)$$

Таким образом заканчивается формирование всех первоначальных данных, необходимых для решения третьей оптимизационной задачи. Если мощность передачи, определенная согласно зависимостям (1), (2), (3) и (4) для принятого стандартного межосевого расстояния превышает заданную, следует повторение вычислений с уменьшением рабочей ширины (см. рис. 2). Этот процесс продолжается до достижения заданной мощности при принятой минимально допустимой относительной ширине передачи $\Psi_{мин} = 0,8$. Когда определяющей окажется минимально допустимая ширина, вычисления продолжают аналогичным способом при следующем меньшем стандартном межосевом расстоянии.

Программа разработана для ЭВМ типа ЕС.

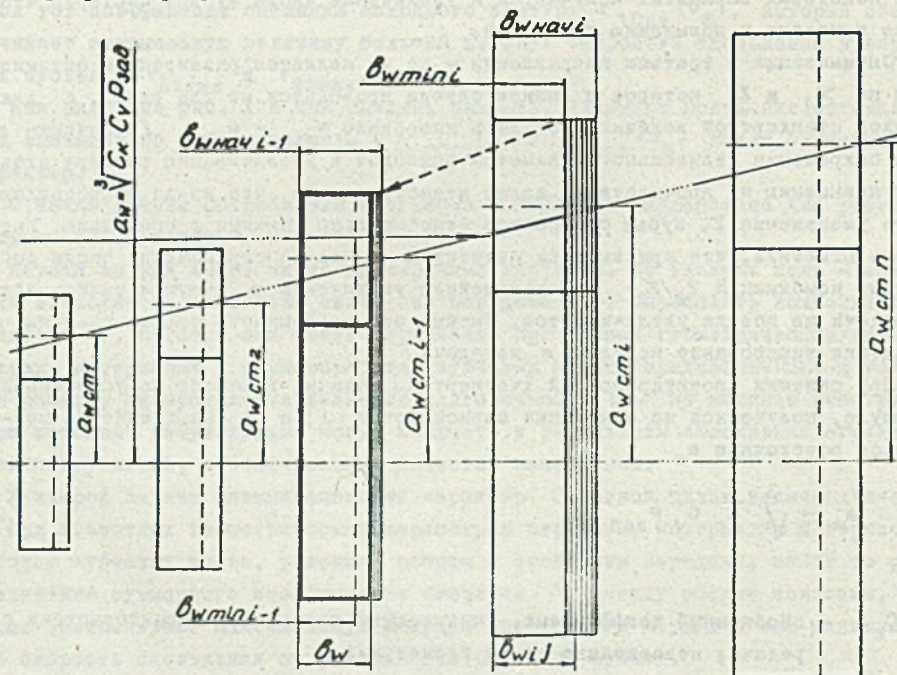


Рис. 2. Принципиальная схема проектной задачи

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.
- [2] Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет на прочность. Рекомендация, М., ВНИИТМАШ, 1980.
- [3] ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
- [4] ГОСТ 19274-73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии.
- [5] Ненов П., В. Илчев, Д. Андреев - Използуване на ЕИМ при автоматично проектиране на редуктори. Нац. конф. по компл. автом. на дискретного производство, Сб. доклады, Варна, 1972.

DESIGN OF OPTIMUM GEAR DRIVES

Summary

An approach for computer-aided optimisation of involute cylindrical gear drives with a given centre distance, aiming a maximum load capacity and a minimum slip velocity on the working surface of the tooth has been described in this paper.

The optimisation is being carried out in three directions: by means of redistribution of the total addendum modification coefficient between both gears, a small variation of the teeth number ratio and a change of the module. The validity of this method is illustrated by a "power" block contour. The algorithm for the design of optimum geometry gear drives has been discussed as well. In that case, after determining the appropriate centre distance, the optimisation process is completed by a face width variation.

PROJEKTOWANIE OPTYMALNYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Streszczenie

W pracy przedstawiono autorskie ujęcie problemu optymalizacji geometrii przekładni zębatych walcowych o zarysie ewolwentowym z wykorzystaniem komputera. Jest to optymalizacja w świetle kryterium największej nośności i najmniejszej prędkości poślizgu na powierzchni roboczej, przy zadanej odległości międzyosiowej. Optymalizacja jest prowadzona w trzech kierunkach: rozdziału sumy wskaźników przesunięcia, zmiany stosunku liczby zębów i zmiany modułu. Metoda ilustrowana jest schematem blokowym "no-cy". Przedstawiono algorytm projektowania geometrii kół zębatych. Po określeniu odpowiedniej odległości międzyosiowej proces optymalizacji jest uzupełniony modyfikacją szerokości kół zębatych.