

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБА ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Тимофеев Н.А.

ПАО «Уралмашзавод», Екатеринбург

Ключевые слова: коническое зубчатое колесо, бочкообразность, продольная модификация, напряжение ножки зуба.

Аннотация. В данной статье рассматривается методика определения продольной модификации зубьев, выбора оптимальных параметров бочки. Определяется влияние величины модификации на технические характеристики конической зубчатой пары, а именно: температуру в зоне контакта, напряжения ножки зуба, напряжения контактные и накопленные кинематические погрешности. Расчет производится в программном пакете KISsSoft ver.13.

THE CHOICE OF OPTIMAL PARAMETERS FOR THE CROWNING OF THE TOOTH OF SPUR GEARS

Timofeev N.A.

PJSC «Uralmashzavod», Ekaterinburg

Keywords: bevel gear, barrel shape, crowning modification, tooth root stress.

Abstract. This article discusses a method for determining the longitudinal modification of the teeth, choosing the optimal parameters of the barrel. The influence of the modification value on the technical characteristics of the bevel gear pair is determined, namely: the temperature in the contact zone, the stresses of the tooth root, the contact stresses and the accumulated kinematic errors. The calculation is made in the software package KISsSoft ver.13.

Получение бочкообразного зуба при нарезании прямозубых конических колес преследует улучшение продольного контакта в зацеплении конической пары за счет компенсации ошибок направления зубьев. Последние при этом не должны превышать величины, регламентированной в ГОСТ 1758-81. Пятно контакта в зацеплении конических колес с бочкообразными зубьями всегда находится в средней части длины зуба.

Получение плавной переходной кривой у ножки конических колес позволяет создать благоприятные условия для снижения концентрации напряжений в переходной зоне у ножки зуба конического колеса.

Нарезание бочкообразных зубьев и получение плавной переходной кривой у ножки зубьев обеспечивается, как правило, профилированием специального, модифицированного, производящего контура и дополнительным движением инструмента, описывающим дугу окружности или иную производящую кривую.

Проблема выбора модификации зубьев как продольной, так и высотой существует довольно долгое время. Проектировщики зубчатых колес совместно с технологами подходят к выбору величины модификаций с разных сторон, и в ряде случаев должны найти компромисс для исключения таких факторов как увеличение стоимости производства конического колеса, уменьшение срока службы, снижения контактной выносливости зубьев и др. Но все в итоге стоят на одном – модификация должна быть.

Обобщенной и стандартизированной методики определения модификаций зубьев для конических колес нет. Поэтому попытаемся определить влияние параметров бочкообразности зубьев конических колес на их эксплуатационные свойства на примере прямозубой конической пары в программном пакете Kiss Soft.

В [1] указывается, что величина бочкообразности механически обработанных зубьев шестерни $\Delta_{ш}$ и зубьев колеса $\Delta_{к}$ должна удовлетворять условиям (рис. 1)

$$\Delta_{ш} + \Delta_{к} = C_{п} \quad (1)$$

где $C_{п}$ – величина отвода (продольной модификации) боковых поверхностей контактирующих зубьев без нагрузки в сечении внешнего торца колеса.

Величина отвода в сечении внутреннего торца $C'_{п}$ определяется формулой:

$$C'_{п} = \frac{L-B}{L} \cdot C_{п} \quad (2)$$

Рекомендуемые величины модификаций приведены в таблице 1.

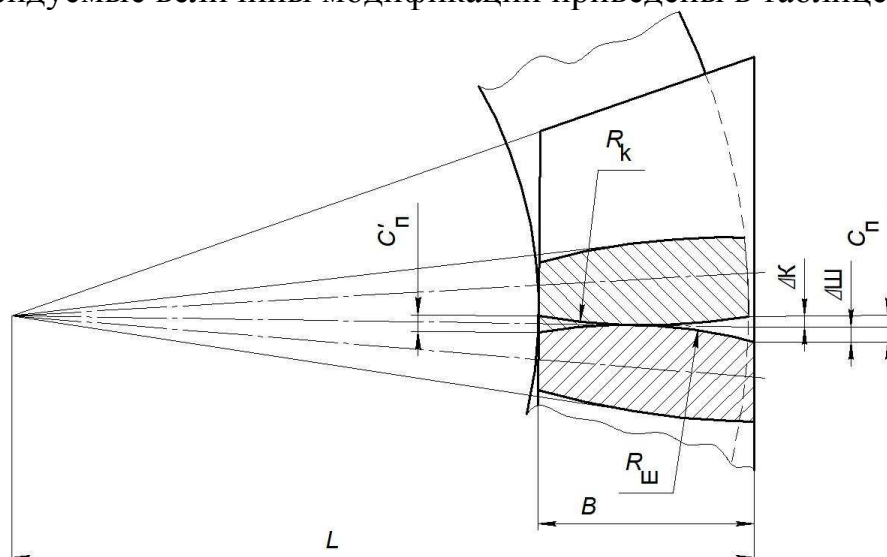


Рис. 1. Схема определения величины продольной модификации.

Табл. 1. Величина продольной модификации

Длина зуба, мм	До 50	50-90	90-130	130-180	180-230	230-310
Величина продольной модификации $C_{п}$, мм	0,05	0,08	0,11	0,15	0,20	0,25

Для примера возьмем коническую пару шестерни и колеса со следующими параметрами зубьев: внешний окружной модуль $m_e = 30$ мм, число зубьев $z_1 = 22$, $z_2 = 65$, ширина колес $B = 270$ мм, зацепление ортогональное, прямой зуб, исходный контур – нормальный. Материал: Сталь 34ХН3М общая термообработка с твердостью 380 НВ. Частота вращения ведущего вала: $n_1 = 750$ об/мин. Крутящий момент: $T_1 = 25000$ Нм. Требуемый срок службы – 22300 ч.

Исходя из вышеперечисленных параметров рассмотрим влияние бочкообразной модификации зуба на пятно контакта, температуру в зоне

контакта и контактные напряжения зоны смятия, для ширины колес 240 мм $\Delta K = 0,13$ мм, $\Delta Ш = 0,13$ мм .

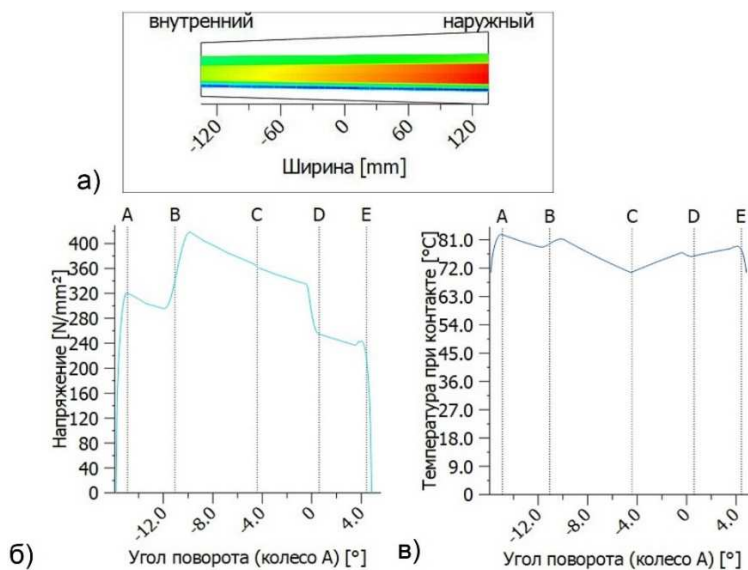


Рис. 2. Зуб без продольной модификации: а – зона контакта; б – контактные напряжения; в – температура зоны контакта

Из рисунка 2 видно, что пятно контакта в передаче локализовано на наружном конусе, что в последствии может привести в повышенному кромочному контактному разрушению. Температура в зоне контакта лишь при небольшом угле поворота достигает $81^{\circ}C$. Контактные напряжения не превышают $420 N/mm^2$ при допустимом значении $785 N/mm^2$.

При расчете модифицированного зуба Контактное пятно локализуется в центре зуба, что благоприятно влияет на масляный клин кромочный контакт. В свою очередь локализация пятна в центре зуба повышает контактные напряжения и значительно увеличивает температуру работы передачи (рис. 3).

Температура может достигать $95...98^{\circ}C$. Если в эксплуатации не предусмотреть систему охлаждения масла, то срок службы данной передачи весьма снижается.

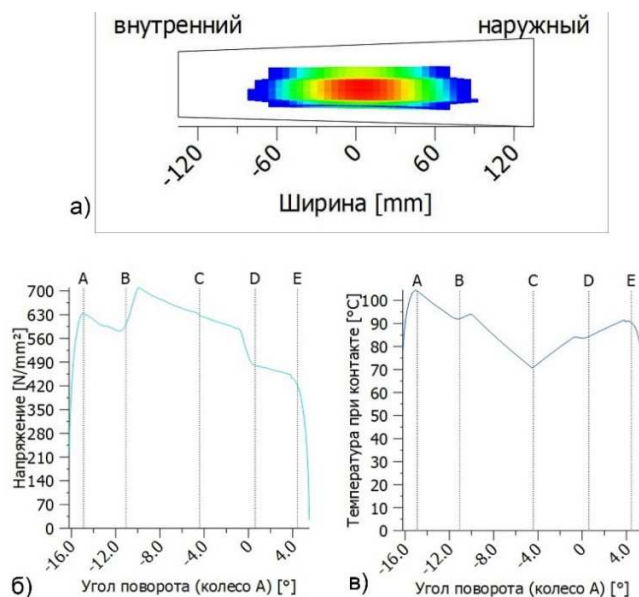


Рис. 3. Зуб с продольной модификацией 0,13 мм: а – зона контакта; б – контактные напряжения; в – температура зоны контакта

Из графиков видно, что, применив указанную в справочнике модификацию в 130 мкм, без правильного подхода к выбору материала зубчатых колес и их химико-термической обработки передача будет интенсивно разрушаться.

Для выбора оптимальных параметров бочкообразности воспользуемся инструментом KISSsoft «выбор модификации». Для этого обозначим диапазон вариаций от 50 мкм до 200 мкм с шагом в 50 мкм.

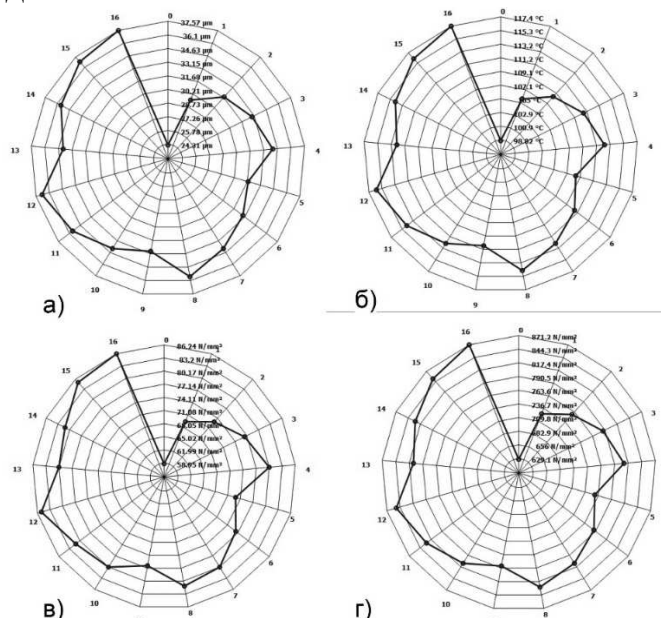


Рис. 4. Диаграмма выбора оптимальной модификации: а – максимальная кинематическая погрешность; б – температура; в – напряжения ножки зуба; г – контактное смятие

Из диаграммы видим, что наиболее благоприятные значения модификации в 50 мкм для колеса и вал шестерни, а суммарная величина отвода $C_{\Pi} = 0,1$ мм. При увеличении значений отвода критично для зубчатой пары увеличиваются такие параметры как кинематическая погрешность, контактные и изгибные напряжения.

Современные автоматизированные средства расчета, а также применение в данных средствах новых методик расчета зубчатых передач позволяет значительно сократить время для выбора параметров модификации зубьев и существенно минимизировать риски связанные с изготовлением передачи и ее эксплуатацией.

Список литературы

1. Родионов В.Ф. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 243 с.
2. Dinner H., Kaliakatos I., Mahr B. Contact Analysis for Planets in KISSsoft // Gear Solution. 2014.
3. KISSsoft [Электронный ресурс]. – Режим джоступа: www.kisssoft.ag.

Сведения об авторе:

Тимофеев Николай Андреевич – руководитель группы высокоточных измерений.