

тали типа полый цилиндр от материала обрабатываемого изделия. На основании анализа данного графика можно сделать вывод, что самая наименьшая величина шероховатости достигается при обработке деталей из стали 9ХС.

Далее авторы статьи планируют провести экспериментальные исследования по выявлению влияния режимов обкатывания поверхности деформирующей частью устройства для комбинированной обработки на шероховатость поверхности готового изделия.

### Выводы

Было выявлено оптимальное значение величины заднего угла деформирующего ролика, при котором может быть достигнута минимальная шероховатость поверхности; установлено, что диаметр ролика не влияет на величину шероховатости, а при повышении давления в контакте с деталью может быть получена одинаковая величина шероховатости роликами разного диаметра. На основании проведенных исследований было установлено, что при ужесточении режимов резания возрастает величина шероховатости обработанной поверхности детали.

### Литература

1. Анкин А.В. Повышение производительности и качества комбинированной обработки нежестких валов. Дисс. ... к.т.н., - М., МАМИ, 1993.
2. Максимов Ю.В. Обеспечение качества и производительности обработки нежестких валов применением технологических систем с дополнительными контурами связи. Дисс. ... д.т.н., - М., МГТУ «МАМИ», 1999.
3. Руководящие материалы по размерно-чистовой и упрочняющей обработке поверхностным пластическим деформированием инструментами и устройствами ротационного действия. Москва – ОНТИ – 1966. - 119 с.
4. Ветрова Е.А., Лебедев П.А., Адеев А.С. Влияние режимов резания и конструкционных параметров устройства для комбинированной обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием на шероховатость обработанной поверхности нежестких деталей типа полый цилиндр. Известия МГТУ «МАМИ» № 2(16), 2013, т. 2.

### **Повышение износостойкости прямозубых цилиндрических зубчатых передач**

д.т.н. проф. Горленко О.А., Макаров Г.Н.

*Брянский государственный технический университет*

8(4832) 56-62-11, [goa-bgtu@mail.ru](mailto:goa-bgtu@mail.ru), 89532724622, [makarov\\_g.n.89@mail.ru](mailto:makarov_g.n.89@mail.ru)

*Аннотация.* Рассмотрен способ повышения износостойкости прямозубых цилиндрических зубчатых передачах путем уменьшения динамических нагрузок разделением поверхностей зубьев на несколько равных частей.

*Ключевые слова:* зубчатая передача, коэффициент передачи усилий, жесткость зубьев, износостойкость.

Зубчатые передачи применяются в различных изделиях машиностроения и оказывают существенное влияние на их эксплуатационные характеристики. По результатам анализа технического состояния машин на зубчатые передачи приходится 10-13% от общего количества отказов механического оборудования, а неплановые ремонты, вызванные выходом из строя зубчатых передач, составляют свыше 9% от общего количества неплановых ремонтов машин. Потеря работоспособности зубчатых колес происходит при их износе менее 0,4 модуля, поэтому использование дефицитных и дорогих конструкционных материалов во всем объеме изделия нецелесообразно. Экономически оправдывает себя применение различных методов уменьшения динамических нагрузок на передачу. Ранее были рассмотрены такие способы уменьшения динамических нагрузок, как использование перепада твердостей поверхностей зубьев и осуществление контакта их на участке активной линии зацепления,

смещенной в конец теоретической, где величина этих нагрузок меньше, чем в начале [3]. В качестве ещё одного из способов уменьшения коэффициента передачи усилия может быть предложен способ, в основу которого положено снижение коэффициента жесткости зацепления на отдельных участках по ширине зубьев при практически неизменной их жесткости в целом.

Представление о процессе зацепления в зубчатой передаче как об автоколебательном с образованием амортизационного слоя на поверхностях зубьев приводит к необходимости рассмотрения вопроса об уменьшении коэффициента передачи усилия  $K_C$ , который в прямозубых эвольвентных передачах, как правило, больше четырех, тогда как для эффективной работы амортизатора он не должен превышать единицу. С точки зрения колебательного процесса зубчатая передача, как известно, может быть представлена в виде одномассовой динамической модели. Поскольку нас интересует сравнительная оценка коэффициентов передачи усилий, то ширина зубчатого колеса может быть рассмотрена как некоторая единица ширины [2].

Представим коэффициент жесткости  $c$  как коэффициент жесткости пружины, эквивалентной  $i$  параллельно установленным на равных расстояниях по ширине зуба пружинам. Жесткость каждой  $i$ -й пружины  $c_i = \frac{c}{i}$ . Для того чтобы представить такую схему, нужно разрезать зубья колес плоскостями, параллельными плоскостям движения (рисунок 1).

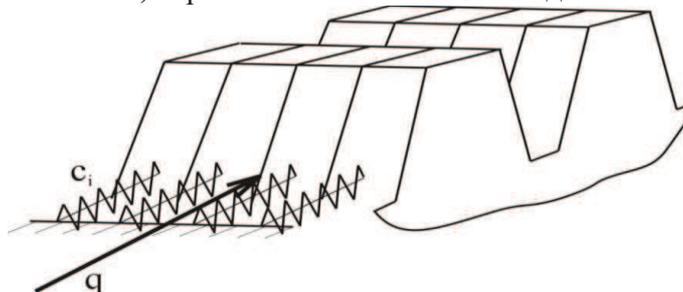


Рисунок 1. Схема действия  $i$  параллельных пружин

При работе зубчатых зацеплений создаются переменные условия взаимодействия в пределах профиля зуба. Это связано, прежде всего, с тем, что скорость относительного скольжения изменяется от нуля (в полюсе зацепления) до максимального значения при контакте головки и ножки сопряженных зубьев. Поэтому в полюсной зоне имеем чистое качение, а на остальных участках профиля еще и скольжение. Начальное касание этих сопряжений происходит по линии, и площадь контакта определяется условием деформации. Величина контактного напряжения так же изменяется в пределах профиля, так как радиус кривизны профиля эвольвентных зацеплений перемене. Это говорит о большой сложности процессов, протекающих в зоне контакта зубчатых зацеплений, когда условия, определяющие процесс разрушения поверхностей, не сохраняются постоянными для всех точек сопряженных тел. Основной причиной отказов зубчатых передач является, как правило, усталость поверхностных слоев, приводящая к локальным повреждениям поверхности в виде выкрашивания или отслаивания отдельных частиц материала.

Рассмотрим методический подход к определению износа профилей зубьев на примере эвольвентных прямозубых зубчатых колес. В основу взят закон изнашивания [5], позволяющий определить величину линейного износа профиля зуба  $U_0$  за один цикл зацепления, то есть за один оборот зубчатого колеса:

$$U_0 = kps', \quad (1)$$

где:  $k$  – постоянный коэффициент, на значение которого влияют в первую очередь характеристики материалов, а так же условия изнашивания;  $s'$  – путь трения, проходимый точками контакта зубьев за один оборот зубчатого колеса;  $p$  – давление в зоне кон-

такта.

Путь трения точек профиля зубьев рассчитывается как произведение скорости относительного скольжения точек профилей на время за один цикл зацепления  $s' = v_{ск} \cdot t_y$ . Время трения  $t_y$  точек профиля зубьев, находящихся в контакте, определяем как отношение ширины контакта  $2c$  к тангенциальной составляющей  $v_t$  скорости перемещения точек:

$$t_y = 2c / v_t.$$

Ширину контакта определяем по зависимости:

$$2c = 2 \cdot 1.52 \sqrt{\frac{p \rho_{np}}{b E_{np}}},$$

где:  $\rho_{np}$  – приведенный радиус кривизны,  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости материалов сопряженных зубьев.

Подставляя в формулу износа соответствующие значения, получим, что величина износа пропорциональна нормальной погонной нагрузке и коэффициенту относительного скольжения  $\eta = v_{ск} / v_t$ :

$$U = k \frac{p}{b} \eta.$$

Величина износа колеса за  $N$  циклов работы будет:

$$U = k \frac{p}{b} \eta N.$$

В свою очередь величина давления в зоне контакта определяется по формуле [1]:

$$p = Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\frac{K_H q(u+1)}{d_1 u}}, \quad (2)$$

где:  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий материалы зубчатых колес;  $Z_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей;  $K_H$  – коэффициент нагрузки.

Пренебрегая коэффициентами  $Z_\epsilon$  и  $Z_H$  по причине того, что расчет на прочность производится по данным  $K_g$  и  $F_g$  для однопарного зацепления, где условия передачи движения тяжелее, чем при двухпарном, т.е.  $\epsilon_\alpha = 1$ ;  $Z_\epsilon = 1$ ; а так же рассматривая эвольвентную геометрию соприкасающихся поверхностей, т.е. реальную, а не цилиндры бесконечной длины, как у Герца, получим:

$$p = Z_E \sqrt{\frac{K_H q(u+1)}{d_1 u}}. \quad (3)$$

Выражая путь трения в виде функции радиусов кривизны, получим величину износа зубьев:

$$U = kp \left(1 - \frac{\rho_{II}}{\rho}\right) \frac{u+1}{u} N, \quad (4)$$

где:  $k$  – коэффициент в законе изнашивания для материала зубчатого колеса;  $\rho_{II}$  – радиус кривизны в полюсе;  $\rho$  – радиус кривизны в точке;  $N$  – число циклов нагружения;  $U$  – передаточное число.

Из формулы видно, что до достижения предельного износа произойдет  $N$  циклов

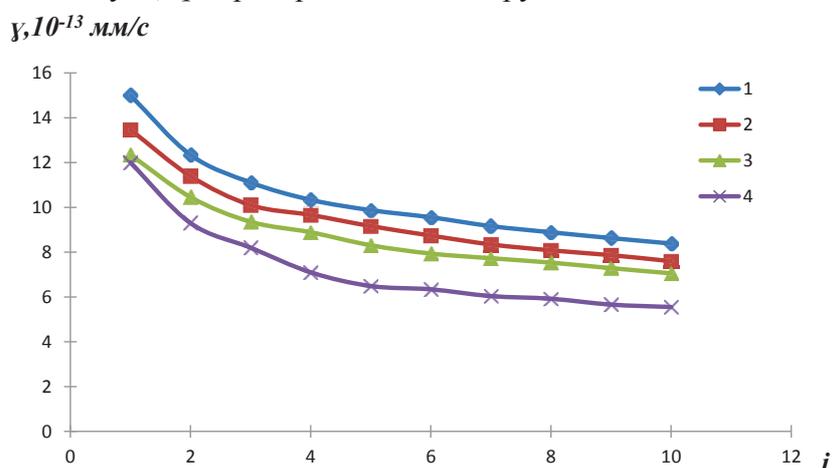
нагружения. Если передача совершает  $n$  оборотов в минуту, то ее ресурс составляет  $T = N/n$ , а интенсивность изнашивания  $\gamma = [U]/T = [U]n/N$ . Подставим (3) в (4) и выразим значение:

$$N = \frac{[U]}{kZ_E \sqrt{\frac{K_H q(u+1)}{d_1 u} (1 - \frac{\rho_{II}}{\rho})} \frac{u+1}{u}} \quad (5)$$

Поскольку важна взаимосвязь ресурса зубчатого зацепления и числа площадок контакта, то приравняв коэффициент передачи усилия к коэффициенту динамичности, воспользуемся зависимостью данного коэффициента от числа прорезей зуба, представленной в работе [2, 3]:

$$K_H = K_C = \frac{bc \sqrt{\frac{1}{i}}}{2\pi q}, \quad (6)$$

где:  $b$  – ширина площадки контакта, рассчитанная по Герцу;  $i$  – число площадок контакта;  $c$  – жесткость зуба;  $q$  – распределенная нагрузка.



**Рисунок 2. Зависимость скорости изнашивания от числа площадок контакта:**  
 1 -  $q=100$  Н/мм; 2 -  $q=200$  Н/мм; 3 -  $q=300$  Н/мм; 4 -  $q=400$  Н/мм;  $\gamma$  - скорость изнашивания;  $i$  – число площадок контакта

Составляем программу вычисления значения функции  $\gamma = f(i)$ . Протабулировав функцию, можно определить оптимальное значение числа площадок контакта при котором скорость изнашивания будет минимальна. Теоретические исследования будем производить для зубчатого колеса, имеющего следующие параметры:  $z = 10$  – число зубьев;  $m = 8$  мм – модуль;  $d_1 = 80,175$  мм – делительный диаметр зубчатого колеса. Для наглядности произведем ряд расчетов при различных распределенных нагрузках. Тогда исходными данными для машинного расчета будут:  $k = 3,1 \cdot 10^{-13}$  – коэффициент в законе изнашивания для материала зубчатого колеса (сталь 45 ГОСТ 1080-88) [5];  $\rho_{II} = 16,168$  мм – радиус кривизны в полюсе (определяется геометрически);  $\rho = 21,7$  мм – радиус кривизны в точке (определяется геометрически);  $u = 1$  – передаточное число;  $c = 18500$  Н/мм<sup>2</sup> – жесткость зуба;  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости для материала колеса [4];  $b_k = 60$  мм – ширина колеса;  $[U] = 0,4 \cdot m = 3,2$  мм – предельный износ сопряжения [5];  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения колеса. Расчет производился для следующих значений распределенной нагрузки:  $q=100$ ;  $200$ ;  $300$ ;  $400$  Н/мм. Графики зависимости скорости изнашивания от числа площадок контак-

та представлены на рисунке 2.

Таким образом, при делении зубьев плоскостями параллельными плоскостям движения, происходит существенное снижение скорости изнашивания. Если учесть, что именно она определяет ресурс передачи, то можно сделать вывод, что использование данной методики позволит добиться повышения износостойкости цилиндрических прямозубых зубчатых передач.

### Литература

1. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Малинкович, М.Д. Исследование процесса зацепления цилиндрических зубчатых передач/ М.Д. Малинкович. - Вестн. БГТУ. – 2008. - №3. – С. 32-37.
3. Малинкович, М.Д. Динамика прямозубой цилиндрической передачи/ М.Д. Малинкович. - Вестн. БГТУ. – 2005. - №4. – С. 43-46.
4. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.
5. Проников, А.С. Надежность машин/ А.С. Проников, А.А. Смирнов. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.

### **Проектирование сложнопрофильных инструментов на основе булевой алгебры**

Емельянов П.И., д.т.н. проф. Максимов Ю.В.  
Университет машиностроения  
495 223-05-23, доб. 1327

*Аннотация.* Указан способ проектирования режущей части сложнопрофильных инструментов, опирающийся на положения булевой алгебры с возможностью создания виртуального аналога шлифовально-заточного оборудования, что позволяет на начальном этапе получить информацию о получаемом в дальнейшем изделии с возможностью изменения его параметров.

*Ключевые слова:* шлифовально-заточной станок с ЧПУ, инструмент, шлифовальный круг, профилирование, процессы формообразования

Использование в инструментальном производстве шлифовально-заточного оборудования с ЧПУ для изготовления и переточки режущих инструментов вызывает ряд трудностей из-за нехватки информации по вопросам его эксплуатации, тонкостях настройки, параметрах используемых шлифовальных кругов, и особенно программировании перемещений рабочих органов при профилировании различных режущих инструментов.

Для достижения целей необходимо разработать математический аппарат для поиска рациональных параметров взаимного расположения заготовки и шлифовального круга (так называемых параметров установки) при обработке всей режущей части инструмента. Не менее важно разработать и эффективный способ контроля полученных результатов еще до того, как будет выполнена обработка на реальном оборудовании.

Также необходимо решить так называемую кинематическую задачу – при заданной форме профиля шлифовального круга определить траекторию его перемещения относительно заготовки, рассчитать профиль зубьев инструмента, например в торцовых сечениях, и составить управляющую программу (УП) для станка с ЧПУ. Исходная информация, необходимая для определения траектории центра инструмента (шлифовального круга), зависит от выбора варианта для решения задач формообразования.

Профили винтовых поверхностей, применяемые в инструментальном производстве, весьма разнообразны (рисунок 1). Это связано как с типом инструмента, так и условиями его