

**А. Ф. КИРИЧЕНКО**, д.т.н., **А. В. КОНОНЕНКО**, ас., Харьков, НТУ «ХПИ»

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНТАКТА ЗУБЬЕВ АППРОКСИМИРОВАННЫХ В ТОРЦОВОМ СЕЧЕНИИ ОКРУЖНОСТЬЮ И ЭВОЛЬВЕНТОЙ**

In article comparative characteristics of teeth contact approximated in face section by the circle and involutes are submitted.

### **Постановка проблемы в общем виде и ее связь с научным заданием.**

Уровень математических моделей в теории трения, смазки и изнашивания (трибологии) ниже, чем в механике и физике. Это связано с необходимостью одновременно использовать уравнения динамики, гидродинамики, реологии, механики деформируемого твердого тела и т.д.; учитывать особые, а иногда и неизученные свойства тонких слоев смазочного материала и поверхностных слоев тел; объяснить и предсказывать легко возникающие между поверхностями нелинейные, практически важные эффекты (упруго-гидродинамическое и безизносное трение, несущую способность рельефа). Математические модели не вполне установились в трибологии также из-за ее относительной молодости как науки и явной прикладной направленности при поистине всеобъемлющей сфере приложения.

Тем не менее есть области трибологии, которые достаточно хорошо математизируются. Это теория смазки и контактные задачи, где можно сделать простые и немногочисленные разумные предложения, приводящие к математической постановке задач, к дифференциальным, интегральным, сингулярным, интегро-дифференциальным уравнениям, линейным и нелинейным, со случайными, разрывными, и быстроменяющимися коэффициентами, с граничными условиями на неизвестных и свободных границах.

### **Выделение нерешенных ранее частей проблемы.**

В своем стремлении упростить и не без того громоздкие уравнения математической модели контактно-гидродинамической теории смазки ученые заменяли контакт эвольвентных поверхностей зубьев на контакт круговых цилиндров, и на основании работ [1,2] принимали, что зазор в зубчатой передаче до деформации выражается формулой

$$h(x) = h_m + \frac{x^2}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right), \quad (1)$$

где  $h_m$  – минимальная толщина масляной пленки в зацеплении,  $R_1, R_2$  – радиусы кривизны цилиндров.

Формула (1) в свою очередь является неполным разложением в ряд Тейлора корня квадратного, полученного при определении закона изменения толщины смазочного слоя при внешнем контакте цилиндров (рис. 1).

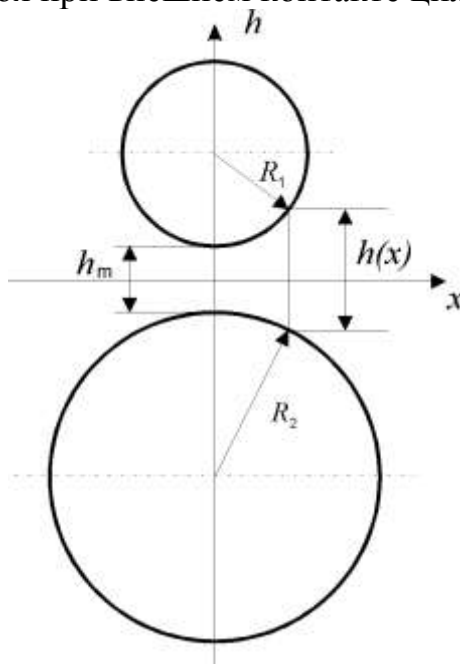


Рис. 1

### **Цель статьи (постановка задачи).**

Беря во внимание те факты, что при зацеплении зубьев зубчатых колес происходят очень сложные процессы, а именно:

1. время возникновения, развития и ликвидации контакта измеряется миллионными долями секунды;
2. за это время температура меняется на сотни градусов Цельсия, а давление от атмосферного до десятков тысяч атмосфер;
3. при этом протяженность смазочной пленки несколько сотен микрон (десятые доли миллиметра), а толщина смазочного слоя измеряется единицами или даже десятками долями микрона.

Также учитывая, что приведенные радиусы кривизны зазоров сильно влияют на гидродинамическую несущую способность, в данной работе сделана попытка представить сравнительные характеристики контакта эвольвентных и цилиндрических цилиндров и определить влияние геометрии на контактно-гидродинамические параметры зацепления.

### **Исследование проблемы и его обоснование.**

В предыдущих работах [3] нами было рассчитано изменение формы зазора между зубьями шестерни и зубчатого колеса, а в последующих [4, 5]

разработана методика расчета масляной пленки (а именно найдено распределение давления и форма зазора в контакте).

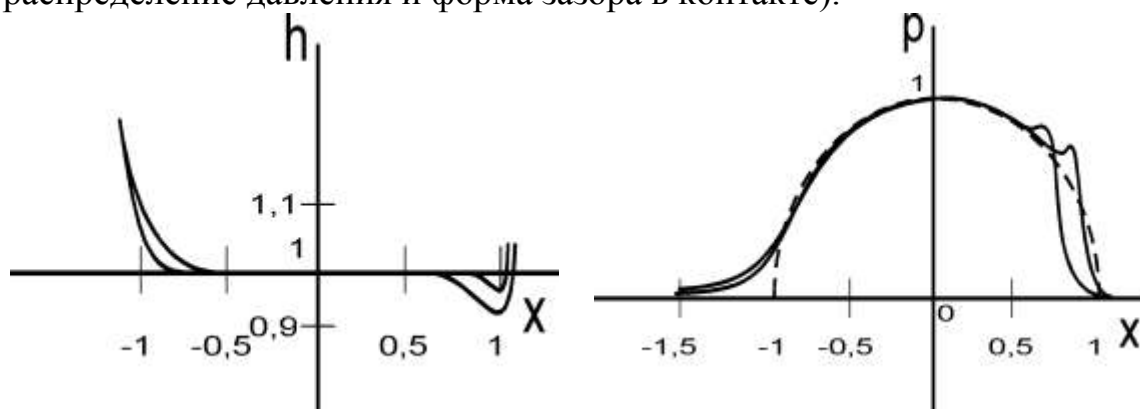


Рис.2

### **Выводы и перспективы дальнейшего развития.**

Как видно из приведенных графиков зависимость от уточнения формы зазора изменяется не существенно. В основном это происходит на входе и на выходе из контакта. Однако, учитывая быстродействие процесса контактирования, высокие контактные напряжения и температуры эти незначительные изменения следует учитывать при расчете зубчатых передач, особенно турбинного типа. Полученные результаты свидетельствуют о своей адекватности действительной передаче и их необходимо принимать во внимание при разработке новой редакции расчета зубчатых передач на прочность (ГОСТ 21354-87).

**Список литературы:** 1. Эртель А. М. Гидродинамическая теория смазки в новых приложениях, Прикладная математика и механика, т. III, вып. 2, стр. 41-49, 1939. 2. Martin H. M. The Lubrication of Gear Teeth, Engineering, 1916, v. 162, p. 119. 3. Кириченко А. Ф., Кононенко А. В. Исследование изменения формы зазора в контакте эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Вестник ХГПУ – 2000. – Выпуск № 109. 4. Кириченко А. Ф., Кононенко А. В. Распределение давления в упруго-гидродинамическом контакте зубьев эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Вестник Национального Технического университета «ХПИ». Тематический сборник научных трудов «Технологии в машиностроении». Харьков: НТУ «ХПИ». – 2001. №12. 5. Кириченко А. Ф., Кононенко А. В. Неизотермическая задача контакта зубьев эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Вестник Национального Технического университета «ХПИ». Тематический сборник научных трудов «Технологии в машиностроении». Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. №10.