

$$c_1=0,15; \quad c_2=0,030. \quad (44)$$

При обобщенных параметрах  $c_1$  и  $c_2$  (47) коэффициент динамичности и амплитуда динамического момента  $M_{23}$  уменьшается на 22%.

#### **Выводы.**

1. На базе существующих методов оптимизации разработана и реализована инженерная методика оптимизации динамических процессов электромеханических систем машин.

2. Разработанная методика позволяет на стадии проектирования установить связь между конструктивными и динамическими характеристиками электромеханических систем и построить машину с наименьшим коэффициентом динамичности.

3. Практическая направленность данной работы открывает определенные возможности для внедрения ее результатов конструкторскими, научно-исследовательскими организациями, занимающимися вопросами исследования динамики и оптимального проектирования машин, аппаратов.

**Список литературы:** 1. Адамия Р.Ш., Михайленко Ф.Ф. Ограничения динамических нагрузок в машинах. – Тбилиси: Издательство «Мецниереба», 1989. – 180с. 2. Беллман Р. Динамическое программирование. – М.: Издательство иностр. лит, 1960. – 400с. 3. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев: Издательство «Техника», 1967. – 350с. 4. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: «Высшая школа», 1978. – 269с. 5. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. – Москва: Издательство «Наука», 1976. – 392с. 6. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Издательство «Нурлан», 2003. – 622с. 7. Соболев И.М., Статников Р.Б. Постановка некоторых задач оптимального проектирования при помощи ЭВМ. – Препринт Института прикладной математики АН СССР, – №24. – 1977. – 20с. 8. Самидов Х.С., Алиев Б.Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків, 2007. – №21. – С.132–144. 9. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків, 2007. – №21. – С.230–248. 10. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – Москва: Издательство «Мир», 1975. – 534с.

*Поступила в редколлегию 20.04.08*

УДК 621. 833

**В.А.БЕРЕЖНОЙ**, ст.преп., НТУ "ХПИ",  
**Д.В.ВОРОНЦОВА**, асп., НТУ "ХПИ"

### **ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАЦИИ В ВИДЕ ПРОТОЧКИ ВДОЛЬ ВЕРШИНЫ ЗУБА НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА $K_{\beta}$**

Розглядаються шляхи підвищення працездатності прямозубих коліс. Виконуються дослідження впливу модифікації у виді проточки уздовж вершини зуба на величину коефіцієнта  $K_{\beta}$ . Отримані результати розрахунків залежності коефіцієнтів  $K_{\beta}^0$  і  $K_{\beta}$  від параметрів модифікації прямозубих коліс з проточкою уздовж вершини зуба.

The increasing ways of spur gears capacity to work are studied. Executed study of influence of modification in the manner of sharpening along the top of teeth on the value of factor  $K_{\beta}$ . Results calculations of dependency of factor  $K_{\beta}^0$  and  $K_{\beta}$  from parameters of modifications of spur gear with by sharpening along the top of teeth are received.

#### **Введение.**

Необходимыми механизмами большинства современных машин являются зубчатые передачи. Обладая рядом достоинств по сравнению с другими видами передач, прямозубые передачи в то же время требуют высокой точности изготовления, во многих случаях лимитируют показатели надёжности и долговечности машин, возбуждают повышенные вибрации и шумы. Погрешности изготовления и монтажные перекосы в реальных передачах увеличивают неравномерность нагружения отдельных звеньев и элементов передачи, снижают их нагрузочную способность, вызывают повышение износа, вибрации и шум. Изысканию путей улучшения равномерности распределения нагрузки между зубьями постоянно уделяется большое внимание. Известно [1], что увеличенная податливость пары зубьев приводит к повышению равномерности распределения нагрузки по длине контактных линий. Одним из направлений достижения увеличенной податливости является применение колёс с модифицированными зубьями. К настоящему времени известен ряд эффективных модификаций зубчатого колёса, приводящих к улучшению распределения нагрузки по ширине зубчатого венца [1, 2]. Примером подобной модификации является модификация в виде проточки вдоль вершины зуба зубчатого колеса [3].

#### **Постановка задачи.**

Цель работы – определение влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба прямозубого эвольвентного колеса на величину коэффициента  $K_{\beta}$  [1, 2].

#### **Метод решения задачи.**

Неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий в зубчатом зацеплении обусловлена влиянием большого числа факторов: из-

гибными и крутильными деформациями валов, дисков зубчатых колёс и опор; погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колёс и корпусных деталей передачи; компенсирующими изгибными деформациями зубьев [4]. Определение коэффициента  $K_\beta$  в общем случае является весьма сложным, в эту зависимость входят коэффициенты, учитывающие диаметр и ширину шестерни и колеса, способ соединения шестерни с валом, длину и диаметр вала, места расположения шестерни и колеса по валу относительно подшипников, сторону подвода крутящего момента, тип и размеры подшипников, передаточное число и тип звеньев, материал рассчитываемой пары. Поэтому чаще при расчёте коэффициента  $K_\beta^0$ , характеризующего концентрацию нагрузки на расстоянии  $0.2b$  от края сопряжённых зубьев, и коэффициента концентрации нагрузки  $K_\beta$ , учитываемого при определении расчётной нагрузки для эвольвентных прямозубых передач, применяют формулу, полученную в [5] и используемую в [1, 2]:

$$K_\beta^0 = 1 + 0.3 \cdot \frac{b_w \cdot \text{tg} \gamma_\Sigma}{\delta} + 0.1 \left( \frac{b_w}{d_1} \right)^2, \quad (1)$$

$$K_\beta = 0.5 \cdot \sqrt{K_\beta^0 + 0.5}, \quad (2)$$

где  $\text{tg} \gamma_\Sigma \approx \gamma_\Sigma = \gamma_1 + \gamma_2$  – суммарный угол между проекциями осей зубчатых колёс на плоскость зацепления,  $\gamma_1 \approx \text{tg} \gamma_1 = F_{\beta k1} + F_{\beta k2} + f_y / b_w$  – угол, обусловленный влиянием погрешностей изготовления и монтажа,  $F_{\beta k1}$ ,  $F_{\beta k2}$  – допуски на погрешности направления зубьев ведущего и ведомого колёс для соответствующей степени точности (ГОСТ 1643-81),  $f_y$  – допуск на перекос осей зубчатых колёс в передаче,  $b_w$  – ширина зубчатого венца шестерни,  $\gamma_2$  – угол, возникающий из-за изгибных и крутильных деформаций валов, зубчатых колёс и опор;  $\delta = F_n / c$  – суммарная деформация в направлении линии зацепления сопряжённых зубьев,  $F_n$  – удельная нагрузка,  $c$  – удельная жёсткость;  $d_1$  – делительный диаметр шестерни. С небольшими изменениями формулы (1) и (2) вошли в ГОСТ 21354–87.

Основу расчёта коэффициента  $K_\beta^0$  составляет определение удельной жёсткости зубьев для передач, колёса которых нарезаны инструментом со стандартным исходным контуром. Однако для колёс с модифицированными зубьями очевидно, что в формулах (1) и (2) необходимо учитывать другую жёсткость зацепления, соответствующую модифицированной геометрии зубьев. Определить жёсткость модифицированной прямозубой передачи стало возможным благодаря методике [6], основанной на методе конечных элементов, позволяющей с достаточно высокой точностью определять жёсткость и объемное напряженно-деформированное состояние прямозубых модифицированных зубьев практически реальной геометрии ещё на стадии проектирования.

### Исследование влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на величины коэффициентов $K_\beta^0$ и $K_\beta$ .

Для проведения сравнительных исследований были взяты исходные данные для конечной передачи трактора «Беларусь» Минского тракторного завода [2]:  $m=6.5$  мм,  $z_1/z_2=13/69$ ,  $b_w=42$  мм; степень точности по ГОСТ 1643-81: 8–7–7В; материал: Сталь 20ХНР, твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 56–63; удельная нагрузка  $P_n=900$  Н/мм,  $\gamma_1 \approx 0.001$  рад,  $\gamma_2 \approx 0.002$  рад. На основе разработанной методики [6] и её рекомендаций для модификации в виде проточки вдоль вершины зуба, были выбраны следующие параметры модификации зубьев: ширина проточки соответствует  $S_{np}=[0.1m, 0.2m, 0.3m]$ , а глубина проточки равняется  $Gl_{np}=[m/4, m/2]$ , а также проведены соответствующие исследования жёсткости зубьев. Результаты исследования жёсткости передачи с учётом модификации приведены на рис. 1.

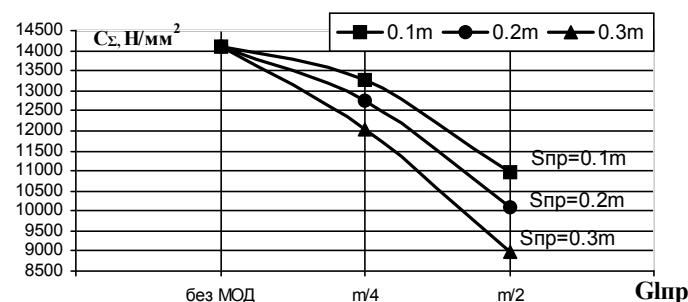


Рис. 1. Изменение суммарной удельной жёсткости пары зубьев ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

На основе уравнений (1) и (2) получены графики зависимости коэффициента  $K_\beta^0$  и коэффициента  $K_\beta$  прямозубой передачи от параметров модификации в виде проточки вдоль вершины зубьев (рис. 2 – рис. 3).

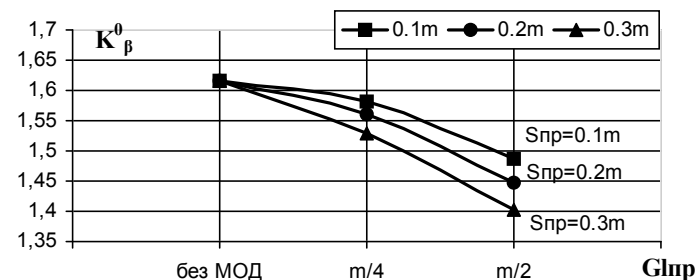


Рис. 2. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы передачи ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

## Выводы.

Таким образом, приведённые выше данные, полученные для конечной передачи трактора «Беларусь», достаточно убедительно свидетельствуют об эффективности применения модификации в виде проточки вдоль вершины зуба и расчёта её параметров по методике [6]. Так, благодаря модификации зубьев жёсткость передачи удалось снизить до 36%, коэффициент  $K_{\beta}^0$  уменьшить до 13.3%, а коэффициент  $K_{\beta}$  – до 3.87%.

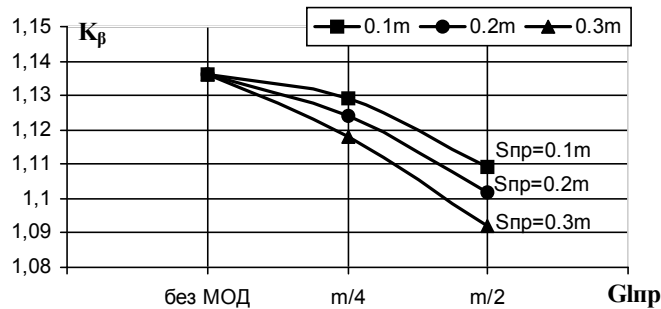


Рис. 3. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца прямозубой передачи ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

**Список литературы:** 1. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. – Минск: Наука и техника, 1993. – 184с. 2. Берестнев О.В., Соболев А.С. Зубчатые колёса пониженной виброактивности. – Минск.: Наука и техника, 1978. – 120с. 3. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс. – Киев: Техника, 1992 – 200с. 4. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. Техника, 1977. – 208с. 5. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи // Детали машин: в 3 т. – М.-Л., 1953. – Т. 3. 6. Кириченко А.Ф., Бережной В.А., Воронцова Д.В. Метод определения вида и параметров модификации прямозубых цилиндрических зубчатых колёс на стадии проектирования. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – Вип. 22. – С.28–36.

Поступила в редколлегию 21.04.08

А.Д. ЧЕПУРНОЙ, докт. техн.наук, Т.В. ПОЛИЩУК, ОАО «ГСКТИ», г. Мариуполь,  
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн.наук, Н.Н. ТКАЧУК, НТУ «ХПИ», Харьков

## ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ CAD/CAM/CAE-ТЕХНОЛОГИЙ

У статті описані деякі проблемні питання моделювання фізико-механічних процесів у складних механічних системах. Для розв'язання низки задач, що при цьому виникають, пропонується створювати спеціалізовані інтегровані системи автоматизованого аналізу і синтезу, які поєднують переваги спеціальних модулів та універсальних CAD/CAM/CAE-систем.

In the paper some problem questions of modeling of physical and mechanical processes in complicated mechanical systems are described. For solution of tasks' series which arise up here, it is suggested to create the specialized integrated systems of the automated analysis and synthesis, which combine advantages of the special modules and universal CAD/CAM/CAE-systems.

**Введение.** Современное машиностроительное производство характеризуется резким ростом требований к техническим характеристикам изделий, сокращением сроков их разработки и технологической подготовки производства, широкой номенклатурой и необходимостью ориентации на запросы широкого спектра потребителей. В этих условиях для обеспечения конкурентоспособности, экономичности и оперативности при проектировании, исследовании и технологической подготовке производства новых изделий повсеместно применяются средства автоматизации – CAD/CAM/CAE/PDM-системы (СССР) [1-4]. Однако их использование не решает важной и принципиальной задачи, вытекающей из совокупности требований к современным изделиям, обоснованию конструктивных, технологических параметров и эксплуатационных режимов на основе моделирования сложных физико-механических процессов, протекающих при эксплуатации и изготовлении. Поскольку сами изделия, а также условия изготовления и эксплуатации достаточно разнообразны, то их специфику трудно учесть при помощи универсальных CAD/CAM/CAE-систем, а поскольку они достаточно сложны, то требуется при моделировании применять самые современные теории, не имеющие инструментов интеграции в CAD/CAM/CAE-системы.

В результате возникает противоречие между потребностями моделирования и ограниченностью возможностей инструмента этого моделирования. В связи с этим возникает актуальная и важная научно-практическая задача разработки высокоэффективных средств автоматизированного моделирования физико-механических процессов в сложных механических системах, обладающих широкими потенциальными возможностями и учитывающих специфику определенного (того или иного) класса исследуемых объектов. Один из-