

В. В. Супин, начальник конструкторского бюро
инженерной графики и расчетов НТЦ РУП «МТЗ»

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ С МНОГОПАРНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Gearing with high contact ratio (HCR) has another properties then gearing formed with the standard shape profile. These gears are characterized by increased strength capacity. In the present paper the problem of stress concentration at the root of gear based on the boundary element method (BEM). High contact ratio gears minimized dynamic load better than low contact ratio gears. This article can be for extending knowledge of designers of tractor drives.

Введение. Зубчатые передачи являются неотъемлемым элементом механических трансмиссий. Для тяговых и транспортных машин срок службы, габаритные размеры, металлоемкость трансмиссии в значительной мере определяются параметрами зубчатых колес.

Создание зубчатых передач, соответствующих высокому научно-техническому и производственному уровню, является сложной задачей, требующей комплексной сравнительной оценки всех качественных показателей проектируемой передачи.

Среди направлений совершенствования зубчатых передач на стадии проектирования ведущее место занимает выбор рациональных конструктивных параметров зубчатых зацеплений.

В настоящей работе представлено решение по созданию высокоресурсных и малозумных силовых передач тракторов на основе применения зубчатых передач с многопарным зацеплением без изменения габаритов корпусных деталей. Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с исходным контуром, отличным от стандартного. Полный комплект зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением установлен в серийно выпускаемый корпус коробки передач трактора «Беларус-1523».

Коробка передач обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Серийная коробка передач представляет собой шесть пар прямозубых колес, одну косозубую с модулем $m = 4,5$ мм и четыре пары прямозубых колес с модулем $m = 5$ мм. Прямозубые передачи имеют коэффициент торцового перекрытия в пределах $\varepsilon_a = 1,3-1,6$; косозубая пара – коэффициент перекрытия $\varepsilon = 1,9$. Это значит, что при $\varepsilon_a = 1,5$ одна пара зубьев на протяжении шага 50% времени работает самостоятельно и 50% времени передает нагрузку совместно с другой парой зубьев.

В прямозубых цилиндрических передачах с дробными значениями коэффициента перекрытия при переходе от однопарного зацепления к двухпарному и обратно наблюдается скачкообразное периодическое изменение жесткости зацепления, что является причиной непрерывных

угловых колебаний колес, увеличения динамических нагрузок, повышенного уровня шума. Чтобы жесткость зацепления была практически постоянной, необходимо, чтобы длина контактных линий в процессе зацепления все время оставалась величиной постоянной, например, с целочисленным коэффициентом перекрытия $\varepsilon_a = 2$.

Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач, применяемых в машиностроении, долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур по ГОСТ 13755–81. Как известно, исходный контур определяет конфигурацию зубьев и тем самым устанавливает номинальный уровень несущей способности зубчатой передачи. Применяемые в настоящее время зубчатые зацепления со стандартным исходным контуром не позволяют без увеличения габаритов передачи повысить прочностные и качественные показатели, снизить уровень шума и заставляют конструкторов обращаться к поиску новых соотношений параметров зубчатых профилей [1].

На основе анализа способов повышения несущей способности зубчатых передач, применяемых в автомобильной, авиационной, станкостроительной отраслях промышленности, специалисты МТЗ пришли к выводу о целесообразности применения в силовых передачах тракторов «Беларус» передач с многопарным зацеплением. В случае многопарного зацепления при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_a = 2,1$ в зацеплении находятся 90% времени две пары зубьев и 10% времени три пары зубьев.

Для получения зубчатых передач с коэффициентом перекрытия больше 2 требуется зацепление с меньшими углами и модулями и/или большей высотой зубьев, а также изготовление зубчатых колес с более высокой точностью [1]. Реализация двухпарного зацепления в передаче возможна в том случае, если погрешность изготовления колес будет меньше упругой деформации зубьев. Поскольку передаваемая нагрузка разделяется на два зуба, повышается нагрузочная способность, плавность работы зацепления, снижается уровень шума. Кроме того, применение небольшого угла в зубчатых зацеплениях

снижает нагрузки на опорные подшипники, и поэтому повышается их долговечность.

Методы исследования. Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при условиях по подрезанию, интерференции и заострению зубьев) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Параметры закругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений.

Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. Расчет напряжений в зубьях при изгибе для цилиндрических зубчатых передач выполнен в рамках плоской теории упругости посредством метода граничных элементов (МГЭ), называемого также методом граничных интегральных уравнений.

Суть метода состоит в сведении краевой задачи для дифференциальных уравнений теории упругости с учетом граничных условий к интегральному уравнению по границе области. Вместо функций, заданных в двумерной области, вводят функции, заданные на контуре, что позволяет на единицу понизить размерность задачи, выиграв в подготовке исходной информации, объеме используемой памяти и времени вычислений.

Решение задачи плоской теории упругости в напряжениях сведено к регулярному интегральному уравнению в комплексных переменных [2–4].

В расчетной схеме (рис. 1) использована двумерная модель в виде зуба, выступающего на полуплоскости под действием сосредоточенной силы.

Контур зуба описывается точно, не требуется аппроксимации прямолинейными или криволинейными элементами, как в методе конечных элементов, или построения отображающих функций, как в методе конформного отображения.

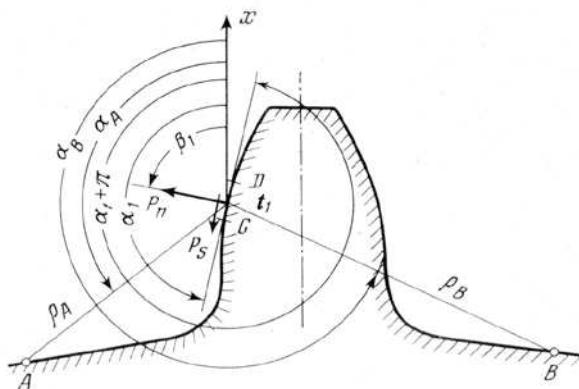


Рис. 1. Расчетная схема контура зуба

Интегральное уравнение имеет вид

$$\Phi(t_0) \mp [d/(\pi i)] \int_{\Gamma} t (dt_0) \operatorname{Re} \Phi(\bar{t}) / (\bar{t} - t_0) = \\ = 1/2 p(t_0) + [1/(2\pi i)] (d\bar{t}_0/dt_0) \int_{\Gamma} p(t) dt / (\bar{t} - \bar{t}_0), \\ A(t, t_0) = 1 - (d\bar{t}_0/dt_0) [(t - t_0)/(\bar{t} - \bar{t}_0)],$$

где $t = x + iy$ – комплексная координата точки контура области; $\bar{t} = x - iy$ – комплексно-сопряженная координата; $dt = ie^{i\beta} ds$ – дифференциал комплексной переменной при обходе по контуру области; β – угол наклона нормали в точке t по отношению к оси x ; $e^{i\beta} = \cos\beta + i\sin\beta$; ds – дифференциал длины кривой; $d\bar{t}_0 = -ie^{i\beta}$; t_0 – выделенная (нулевая) точка интегрального уравнения. В целом интегральное уравнение представляет собой бесконечную систему равенств с каждой точкой контура области в качестве нулевой. Искомая функция $\Phi(t)$ в действительной части $\operatorname{Re} \Phi(t) = 1/4\sigma$ представляет собой сумму напряжения растяжения-сжатия σ_s у поверхности и нормальной составляющей p_n внешней нагрузки (которая относится к исходным данным). Неизвестные функции в интегральном уравнении непосредственно выражают напряжения у поверхности.

Интеграл берется по границе области. Замена интеграла конечной суммой сводит интегральное уравнение к системе линейных алгебраических уравнений. В правой части уравнения представлена внешняя нагрузка на границе области $p(t) = p_n + ip_s$, где p_n и p_s – нормальные и касательные внешние напряжения.

Развитие МГЭ [1–3] и создание комплекса программ задач плоской теории упругости позволило получить достаточно точное решение в определении напряжений при изгибе зубьев зубчатых колес практически любого исходного контура (нестандартного симметричного, асимметричного и пр.).

Программа МГЭ предусматривает учет влияния ряда геометрических и силовых факторов: построение контура зуба, учет положения точки контакта, сил трения, вычисление коэффициентов формы зуба, коэффициента асимметрии цикла, относительного градиента первого главного напряжения.

С целью проверки расчетов выполнены экспериментальные исследования методом фотоупругости (рис. 2).

Из экспериментальных методов исследования полей напряжений на моделях наибольшее распространение получил поляризационно-оптический метод, основанный на интерференции поляризованного света, прошедшего через модель из прозрачного оптически чувствительного материала. Луч поляризованного света, т. е. света, у которого колебания совмещены в одну

плоскость, при прохождении через модель распадается на два луча с колебаниями в плоскостях главных напряжений, причем скорости прохождения этих лучей линейно зависят от соответствующего напряжения. С помощью анализатора колебания лучи совмещаются в одну плоскость, но имеют разность хода, пропорциональную разности главных напряжений и поэтому интерферируют. Определяемая разность главных напряжений пропорциональна номеру соответствующей темной полосы интерференции.



Рис. 2. Интерференционная картина распределения напряжений на модели

Зуб нагружался через оптический динамометр в виде диска. Тем самым был обеспечен строгий контроль величины усилия на зубе, которое определялось порядком полосы в центре диска. Поскольку испытания носили сравнительный характер, напряжения на переходной кривой зуба определялись как отношение числа полос в модели к числу полос в динамометре.

То есть за единицу усилия взята цена одной полосы в диске – динамометре, и напряжения определялись от единичной нагрузки.

Результаты анализа напряженности зубчатых передач с двухпарным и однопарным зацеплением, выполненные МГЭ, сопоставлены с результатами испытаний.

Изготовление и испытания. Для нарезания зубчатых колес с увеличенной высотой зуба были спроектированы специальные фрезы с углом исходного контура $\alpha_0 = 15^\circ$.

Зубчатые колеса изготовлены из стали 15ХГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59...65 HRC, сердцевины 29...45 HRC, точность обработки соответствовала степени 7-6-6 Сс (шлифование) по ГОСТ 1643-81. Точность серийных пар – 8 Сс (шевингование).

Для определения и подтверждения работоспособности изготовленных передач были проведены ускоренные стендовые испытания опытных трансмиссий и полевые испытания в условиях рядовой эксплуатации трактора «Беларус-1523» тягового класса 3.



Рис. 3. Фрагмент коробки передач с двухпарным зацеплением шестерен

Стендовые испытания трансмиссий проводились на режимах нагружения, эквивалентных 10 000 часам работы в условиях рядовой эксплуатации трактора мощностью 110 кВт. В процессе испытаний периодически проводился визуальный контроль за состоянием зубчатых зацеплений. После завершения стендовых испытаний визуальный осмотр не выявил сколов, питтинга, износа рабочих поверхностей зубьев.

В табл. 1 и 2 представлены по три серийные и опытные пары. Обозначения следующие: z_1, z_2 – число зубьев шестерни и колеса; m – модуль, x_1, x_2 – коэффициенты смещения шестерни и колеса; aw – межосевое расстояние; bw – рабочая ширина венца; Sna_1, Sna_2 – толщина зубьев на поверхности вершин шестерни и колеса; α_{tw} – угол зацепления; ν_{p1}, ν_{p2} – удельное скольжение в нижней точке активного профиля зубьев шестерни и колеса; Yfs_1, Yfs_2 – коэффициент формы зуба и концентрации напряжений, соответственно шестерни и колеса.

Таблица 1

Серийные пары с исходным контуром:

$$\alpha = 20^\circ; h^*a = 1,1; h^*1 = 2,2;$$

$$c^* = 0,25; \rho^*f = 0,38$$

Показатели	Серийные пары ($\epsilon\alpha < 2$)		
	1	2	3
z_1	17	21	28
z_2	38	28	29
m , мм	4,5	5,0	5,0
x_1	0,559	0,476	0,413
x_2	0,1	0,413	0,405
aw , мм	126,5	126,5	146,25
bw , мм	30	34,5	33
Sna_1 , мм	1,374	2,424	2,798
Sna_2 , мм	3,072	2,920	2,850
$\epsilon\alpha$	1,39	1,48	1,42
α_{tw} , град	23,181	24,498	23,709
ν_{p1}	-1,43	-1,48	-1,28
ν_{p2}	-1,85	-1,46	-1,28
Yfs_1	3,60	3,59	3,65
Yfs_2	3,83	3,62	3,65

Таблица 2

Опытные пары с исходным контуром:

$\alpha = 20^\circ; h^*a = 1,25; h^*1 = 2,5;$

$c^* = 0,23; \rho^*f = 0,352$

Показатели	Опытные пары ($\epsilon\alpha > 2$)		
	30	35	50
z_1	30	35	50
z_2	63	50	48
m , мм	2,75	3,0	3,0
x_1	0,170	0,027	-0,350
x_2	-0,649	-0,350	0,105
aw , мм	126,5	126,5	146,25
bw , мм	30	34,5	33
Sna_1 , мм	1,193	1,488	1,820
Sna_2 , мм	1,817	1,834	1,545
$\epsilon\alpha$	2,16	2,17	2,18
αtw , град	18,212	18,716	19,176
νp_1	-1,93	-1,88	-1,72
νp_2	-1,94	-1,88	-1,04
Yfs_1	4,22	4,29	4,39
Yfs_2	4,42	4,38	4,14

Заключение. Результаты испытаний опытных трансмиссий подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов «Беларус».

Отмечена более плавная по сравнению с серийными зубчатыми передачами работа опытных зацеплений. Уровень шума на максимальных режимах нагружения был меньше на 1...5 дБА, чем в серийной трансмиссии. Замеры производились в одноименных точках корпусов серийной

и опытной трансмиссий. Для получения более полной информации предполагается провести испытания на стенде инерционного типа с воспроизведением нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления; выполнить более детальные исследования в области оптимизации виброакустической активности силовой передачи трактора.

Литература

1. Методические руководства по расчету напряжений в зубьях с модифицированными и нестандартными профилями при изгибе / О. В. Берестнев [и др.] // Оперативно-информационные материалы. – Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1981. – 51 с.

2. Устиненко, В. Л. Расчет напряжений в зубьях шестерен методом интегральных уравнений / В. Л. Устиненко, В. Я. Рубенчик, В. В. Супин // Повышение надежности и ресурса зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении: тезисы докл. науч.-техн. совещания. – Харьков, 1979. – С. 197–199.

3. Рудницкий, В. И. К расчету напряжений в зубьях шестерен при изгибе методом интегральных уравнений. / В. И. Рудницкий, В. В. Супин; Харьк. политехн. ин-т. – Харьков, 1982. – 49 с. – Деп. УкрНИИНТИ 24.05.1982 г. № 3163-Д82

4. Линьков, А. М. Комплексный метод граничных интегральных уравнений теории упругости / А. М. Линьков. – СПб.: Наука, 1999. – 382 с.