

С. С. Макаревич, профессор, М. Н. Пищов, аспирант,
С. Е. Бельский, доцент, БГТУ

МОДЕЛЬ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЬЕВ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИЙ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

The contact stress in the transmission elements is determined on the basis of the skidder operation. Theoretical values of tooth-depth stress distribution are shown according to the operating mode of the skidder. It has been proved that at peak load some residual plastic deformation can be revealed on the teeth surface. This gives enough grounds to substantiate the method of strengthening by complex borating.

Введение. Условия эксплуатации ряда сложнонагруженных деталей лесных машин характеризуются значительным трением, интенсивным износом на их рабочих поверхностях, а также вибрациями широкого амплитудно-частотного диапазона. Работа трелевочного трактора постоянно сопровождается наездами на препятствия разного рода: пни, валежник, неровности, валуны и т. д. Нагрузки на трансмиссию также создаются при трогании с места и при трелевке пачки деревьев. В работе [1] показано, что динамические крутящие моменты в трансмиссии колесного трактора имеют наибольшее значение при интенсивном трогании с места. Установлено, что для колесных трелевочных тракторов производства МТЗ наиболее нагруженными являются шестерни третьей и четвертой передачи, а также редуктор переднего моста. Громов [2] доказал, что максимальный крутящий момент, возникающий на полуосях при действии внешних сил со стороны колес, равен двойному моменту сцепления ведущих колес с грунтом.

1. Анализ контактных напряжений в зубьях трансмиссии трелевочного трактора. Для вычисления контактных напряжений эвольвентные зубья цилиндрических прямозубых колес условно заменяют цилиндрами (рис. 1), радиусы которых равны радиусам кривизны зубьев в полюсе зацепления [3].

Решение такой задачи впервые было выполнено Г. Герцем и получило дальнейшее развитие в работах других авторов. Применение этих решений к расчету зубчатых колес является несколько условным, так как базируется на ряде допущений. Тем не менее применение данных допущений при расчете не искажает общую картину напряженного состояния [3, 4]. Для решения поставленной задачи будем использовать основные положения Герца.

Первоначально цилиндры касаются по линии контакта AB . После приложения нормальной силы F цилиндры деформируются, и касание по линии переходит в соприкосновение по площадке контакта A_1, B_1, B_2, A_2 , имеющей форму прямоугольника (рис. 2).

Давление p_0 между цилиндрами при этом распределено по эллипсу с максимальной ор-

динатой на линии контакта AB . Основными характеристиками нагружения являются: нормальная сила давления на зуб F ; длина полосы контакта l ; половина ширины полосы контакта b ; интенсивность нагрузки на единицу длины контактной полосы $q = \frac{F}{l}$; сумма кривизны соприкасающихся тел

$$\chi = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2},$$

где R_1 и R_2 – радиусы кривизны боковых поверхностей зубьев колеса и шестерни.

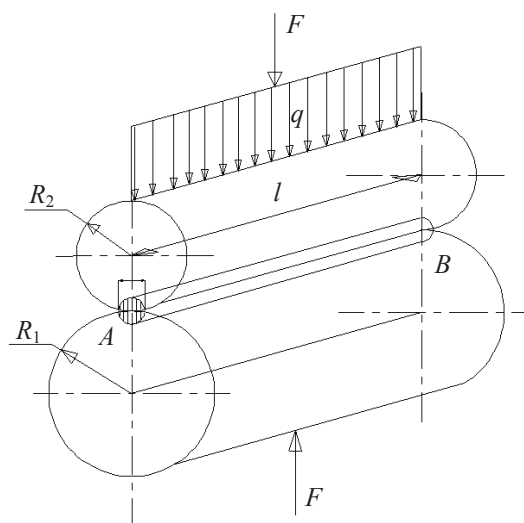


Рис. 1. Условная схема контактного взаимодействия зубьев

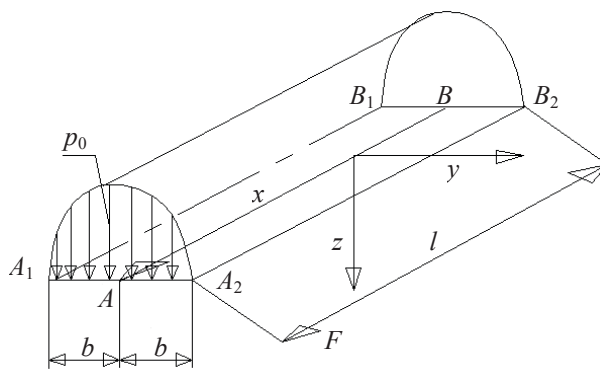


Рис. 2. Нагружение цилиндров по площади контакта

Для конических колес с прямыми зубьями интенсивность нагрузки изменяется линейно вдоль контактной линии [3, 5]. Поэтому в работе [3] предложено производить расчет на контактную прочность по среднему сечению зуба, т. е. на расстоянии $0,5 l$ от торца зубчатого колеса.

Если шестерня является ведущей, то нормальная средняя сила давления между зубьями

$$F_{\text{cp}} = \frac{2M}{d_{2(\text{cp})} \cos \alpha}, \quad (1)$$

где $d_{2(\text{cp})}$ – средний диаметр конической шестерни,

$$d_{2(\text{cp})} = \frac{L_e - 0,5l}{L_e} mn_2, \quad (2)$$

где m – расчетный модуль конической шестерни; n_2 – число зубьев; L_e – внешнее конусное расстояние; α – угол зацепления; M – номинальный крутящий момент.

Средняя интенсивность нагрузки

$$q_{\text{cp}} = \frac{F_{\text{cp}}}{l}. \quad (3)$$

Средняя суммарная кривизна:

$$\chi_{\text{cp}} = \frac{1}{R_{1(\text{cp})}} + \frac{1}{R_{2(\text{cp})}}, \quad (4)$$

где

$$\left. \begin{aligned} R_{1(\text{cp})} &= \frac{d_{1(\text{cp})}}{2 \cos \varphi_1}; R_{2(\text{cp})} = \frac{d_{2(\text{cp})}}{2 \cos \varphi_2} \\ \sin \varphi_1 &= \frac{mn_1}{2L_e}; \sin \varphi_2 = \frac{mn_2}{2L_e} \\ d_{1(\text{cp})} &= \frac{L_e - 0,5l}{L_e} mn_1. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Тогда для конической шестерни наибольшее давление [6]

$$\left. \begin{aligned} p_{0(\text{к})} &= \frac{2 q_{\text{cp}}}{\pi b_{\text{к}}}, \\ b_{\text{к}} &= \sqrt{\frac{4\eta q_{\text{cp}}}{\pi \chi_{\text{cp}}}}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (7)$$

μ_1, μ_2, E_1, E_2 – коэффициенты Пуассона и модули упругости соответственно материала колеса и шестерни.

Решив совместно уравнения (1)–(7), можно записать крутящий момент через наибольшее давление $p_{0(u)}$:

$$M = \frac{\pi \eta p_{0(\text{к})}^2 l \cos \alpha d_{2(\text{cp})}}{\chi_{\text{cp}}}. \quad (8)$$

Используя результаты работы [7] и преобразования, выполненные в случае контакта двух цилиндров [6], запишем без вывода выражения для компонентов напряженного состояния в произвольной точке окрестности контакта соприкасающихся поверхностей зубьев конической передачи:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -p_{0(\text{к})} 2\mu \frac{z}{b_{\text{к}}} \left(\sqrt{\frac{b_{\text{к}}^2 + \lambda}{\lambda}} - 1 \right), \\ \sigma_y &= -p_{0(\text{к})} \frac{z}{b_{\text{к}}} \left(\sqrt{\frac{b_{\text{к}}^2 + \lambda}{\lambda}} \left(2 - \frac{b_{\text{к}}^2 z^2}{\lambda^2 + b_{\text{к}}^2 z^2} \right) - 2 \right), \\ \sigma_z &= -p_{0(\text{к})} \frac{b_{\text{к}} z^3}{\lambda^2 + b_{\text{к}}^2 z^2} \sqrt{\frac{b_{\text{к}}^2 + \lambda}{\lambda}}, \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= -p_{0(\text{к})} \frac{b_{\text{к}} y z^2}{\lambda^2 + b_{\text{к}}^2 z^2} \sqrt{\frac{\lambda}{b_{\text{к}}^2 + \lambda}}, \\ \tau_{zx} = \tau_{xz} &= 0; \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где μ – коэффициент Пуассона материала зуба, в котором определяют напряжение.

Во всех формулах (9) λ – наибольший корень уравнения

$$\frac{y^2}{b_{\text{к}}^2 + \lambda} + \frac{z^2}{\lambda} = 1. \quad (10)$$

Анализ выражений (9) показывает, что наиболее опасным будет напряженное состояние в точках, лежащих на оси Z , т. е. при $y = 0$. Из уравнения (9) при $y = 0$ получим $\lambda = z^2$. Подставив это выражение в (9), определим

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -2\mu p_{0(\text{к})} \left(\sqrt{1 + \beta_{\text{к}}^2} - \beta_{\text{к}} \right), \\ \sigma_y &= -p_{0(\text{к})} \left(\frac{1 + 2\beta_{\text{к}}^2}{\sqrt{1 + \beta_{\text{к}}^2}} - 2\beta_{\text{к}} \right), \\ \sigma_z &= -p_{0(\text{к})} \frac{1}{\sqrt{1 + \beta_{\text{к}}^2}}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где

$$\beta_{\text{к}} = \frac{z}{b_{\text{к}}}; \tau_{xy} = \tau_{yx} = \tau_{yz} = \tau_{zy} = \tau_{zx} = \tau_{xz} = 0.$$

Так как все касательные напряжения равны нулю, то нормальные напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ в точках, лежащих на оси Z , являются главными напряжениями. Расчет зубьев на контактную прочность принято производить по теории наибольших касательных напряжений, согласно

которой эквивалентное нормальное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3$, где σ_1, σ_3 – наибольшие и наименьшие главные напряжения.

Анализ показывает, что на некоторых участках по оси Z $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_x - \sigma_z = \sigma_{\text{ЭКВ}(x)}$, а на других $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_y - \sigma_z = \sigma_{\text{ЭКВ}(y)}$.

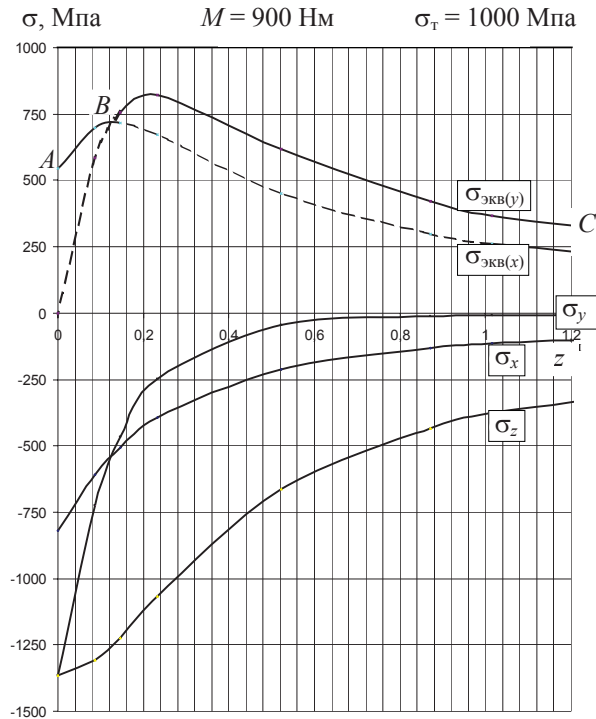


Рис. 3. Изменение эквивалентных напряжений и напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ по глубине цементованного слоя зубчатого колеса при среднем режиме работы трелевочного трактора ТТР-401 ($M_{\text{кр}} = 900 \text{ Нм}$)

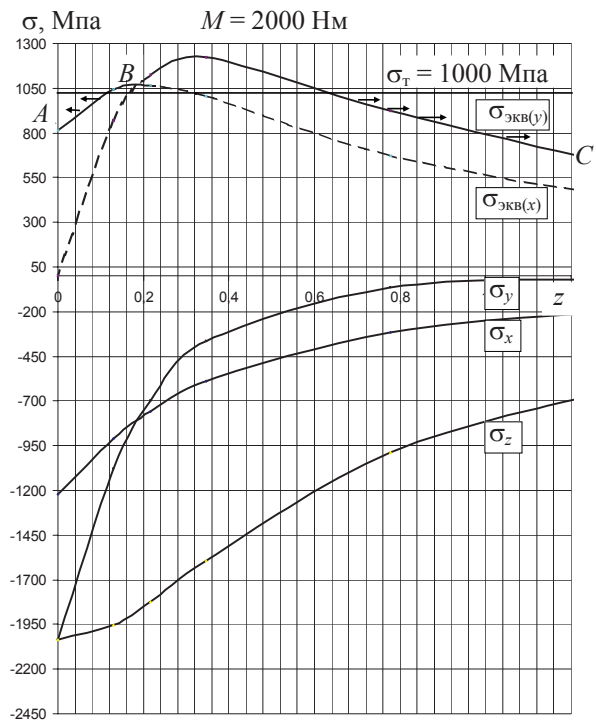


Рис. 4. Изменение эквивалентных напряжений и напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ по глубине цементованного слоя зубчатого колеса при максимальных режимах работы трелевочного трактора ТТР-401 ($M_{\text{кр}} = 2000 \text{ Нм}$)

Подставив значения σ_x , σ_y , σ_z согласно (11), получим

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{эkv}(x)} &= p_{0(k)} \left(\frac{1}{\sqrt{1+\beta_k^2}} - 2\mu \left(\sqrt{1+\beta_k^2} \right) - \beta_k \right), \\ \sigma_{\text{эkv}(y)} &= 2p_{0(k)} \left(\beta_k - \frac{\beta_k^2}{\sqrt{1+\beta_k^2}} \right). \end{aligned} \right\} (12)$$

На основании формулы (12) вычисляем эквивалентные контактные напряжения при средних и максимальных режимах работы трелевочного трактора ТТР-401 (рис. 3, 4). При максимальных режимах работы трелевочного трактора отмечается существенное повышение контактных эквивалентных напряжений в зубьях деталей трансмиссии, которые действуют по линии АВС. Установлено, что данные напряжения превышают предел текучести стали 25 ХГТ ($\sigma_T = 1000\text{--}1100$ МПа), из которой изготовлены детали трансмиссии трелевочного трактора (рис. 4). При расчете напряжений в зубьях деталей при максимальных режимах работы была установлена зона пластичности, которая находится на глубине 0,12–0,64 мм. Так как данная зона больше не может воспринимать нагрузку, то происходит перераспределение напряжений между упругими составляющими как в глубь металла, так и к поверхности зуба. При многократном циклическом нагружении деталей трансмиссии трелевочного трактора максимальным крутящим моментом происходит постепенное накопление остаточных пластических деформаций в глубине металла, которые приводят к продавливанию поверхностного цементованного слоя. В результате этого выкрашивается поверхностный слой, что приводит к повышенному износу деталей трансмиссии трелевочного трактора.

Заключение. На основе анализа условий работы трелевочного трактора ТТР-401 определены контактные напряжения в зубчатых колесах

трансмиссии. Установлено, что при максимальных режимах работы трактора происходит продавливание с последующим выкрашиванием поверхностного цементованного слоя за счет недостаточной его твердости. Поскольку детали трансмиссии работают в условиях динамического нагружения, рекомендовано проведение их упрочнения в смесях, содержащих бор и кремний. Доказано, что обработка в предложенном составе [8] обеспечивает достаточную глубину упрочненного слоя и существенно повышает износостойкость и усталостную прочность зубчатых колес, исключает продавливание и выкрашивание поверхностного слоя.

Литература

1. Колякин, Л. А. Исследование динамических нагрузок трансмиссии колесного трелевочного трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Л. А. Колякин. – Йошкар-Ола, 1972. – 23 с.
2. Громов, Д. И. Исследование динамических нагрузок в силовой передаче колесного трактора: дис. ... канд. техн. наук / Д. И. Громов. – Минск, 1962. – 162 с.
3. Часовников, Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные) / Л. Д. Часовников. – М.: Машиностроение, 1969. – 486 с.
4. Андожский, В. Д. Расчет зубчатых передач / В. Д. Андожский. – М.: Машгиз, 1955. – 267 с.
5. Петрусевиц, А. И. Зубчатые передачи. Червячные передачи: справочник машиностроителя. – М.: Машгиз, 1955. – Т. 4. – С. 138.
6. Пономарев, С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев [и др.]. – М.: Машгиз, 1959. – Т. II. – 974 с.
7. Динник, А. Н. Удар и сжатие упругих тел / А. Н. Динник // Избранные труды. Минск, 1952. – Т. 1.
8. Состав для борирования металлов: пат. 11380. / С. Е. Бельский, М. Н. Пищов, А. И. Сурус, В. А. Симанович, С. Н. Пищов; заявитель Белорус. гос. технол. ун-т. – № а 20061174; заявл. 09.05.2008.