

УДК621.891 (031)

В.А. Ермичев, В.П. Тихомиров

Ермичев Владимир Алексеевич родился в 1937 г., окончил в 1959 г. Пермский сельскохозяйственный институт, доктор технических наук, профессор кафедры технического сервиса Брянской государственной инженерно-технологической академии, заслуженный работник высшей школы РФ. Имеет более 180 печатных работ в области проектирования сельскохозяйственных и лесных машин, их экологической оценки и работоспособности.



Тихомиров Петр Викторович родился в 1978 г., окончил в 2000 г. Брянскую государственную инженерно-технологическую академию, кандидат технических наук, ст. преподаватель кафедры механизации лесной промышленности и лесного хозяйства БГИТА. Имеет 10 печатных трудов в области моделирования трибологических процессов в зубчатых колесах.



РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Установлено, что наличие смазочного материала увеличивает жесткость зубьев зубчатых колес. Приведена методика определения фактической площади контакта, что позволяет выявить трибологические характеристики передачи зацеплением.

Ключевые слова: площадь контакта, шероховатость, смазочный материал, зубчатые колеса.

Работоспособное состояние лесохозяйственных машин в основном определяется надежностью колес зубчатых передач. В ходе анализа установлено, что основная причина отказа зубчатых колес – усталостное разрушение, вызванное износом зубьев. Так, оцениваемый 80 %-й ресурс работы зубчатых передач для трактора ТДТ-55А составил по мотосчетчику 2200 ч, для ТБ-1 – 1600 ч [1].

Повышение долговечности передач зубчатыми колесами с учетом особенностей эксплуатации лесохозяйственных машин, установление и теоретическое обоснование ресурса зубчатых колес по экономическим показателям являются актуальными задачами, имеющими важное значение для практики. Решение подобных задач требует новых подходов к оценке работоспособного состояния зубчатых колес. Существующий метод расчета на прочность (ГОСТ 21354–87) не учитывает в явном виде реальное состояние контакта (наличие смазочного материала в зоне касания и шероховатость рабочих поверхностей зубьев).

Цель данного исследования – разработка методики количественной оценки параметров состояния контакта, что будет способствовать уточнению расчетов зубчатых передач на прочность и износостойкость.

Рассмотрим линейный нагруженный контакт выпуклых деталей с шероховатыми поверхностями при наличии масла и без него. Полагаем, что

одна часть номинальной площади контакта ($A_a = 2b_n^* b_2$, где $2b_n^*$ – ширина площадки контакта с учетом шероховатости; b_2 – ширина зуба колеса) занята металлическим контактом (или покрыта слоем адсорбированных молекул масла), другая – порами, заполненными маслом, и каналами, по которым происходит утечка смазочного материала.

Для того, чтобы оценить величину этих площадей, примем следующие предположения, позволяющие рассмотреть несмазанный и смазанный контакты.

Несмазанный контакт. По формуле Г. Герца полуширину площадки касания двух выпуклых тел (цилиндров) определяют выражением

$$b_n = 0,798 \sqrt{2w_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} (\theta_1 + \theta_2)},$$

где w_n – удельная нагрузка, Н/мм;

$R_{1, 2}$ – радиусы сопрягаемых цилиндров, мм;

$\theta_{1,2} = (1 - \nu_{1,2})/E_{1,2}$;

$\nu_{1,2}$ – коэффициенты Пуассона;

$E_{1,2}$ – модули упругости материалов шестерни и колеса.

Приведенная зависимость справедлива для гладких (без шероховатости) несмазанных поверхностей сопряженных деталей. Наличие шероховатого слоя дает основание считать, что его физико-механические характеристики отличаются от свойств основного материала колес. Структура этого слоя характеризуется множеством микрогеометрических высотных и шаговых параметров. Одним из комплексных параметров, отражающих особенности структуры шероховатого слоя, является фрактальная размерность D ($1 < D < 2$). Чем больше величина D , тем сложнее профиль (для прямой линии $D = 1$). Известно, что существует связь между параметрами шероховатости и физико-механическими свойствами шероховатого слоя. Введем понятие эффективного модуля упругости E_{eff} , связанного с фрактальной размерностью следующим соотношением:

$$E_{eff} = E \varepsilon^{-\zeta/(2-D)}.$$

7*

Здесь E – модуль упругости основного материала;

ε – относительное сближение поверхностей, $0 < \varepsilon < 1$;

ζ – коэффициент, входящий в показатель степени, в первом приближении $\zeta = 1$.

Введение эффективного модуля E_{eff} позволяет найти полуширину площадки контакта с учетом шероховатости по формуле

$$b_n^* = 0,798 \sqrt{2w_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left[\frac{2(1 - \nu_1^2)}{E_{eff1}} + \frac{2(1 - \nu_2^2)}{E_{eff2}} \right]}. \quad (1)$$

Для стальных колес, поверхности которых имеют одинаковую шероховатость, выражение (1) запишем в виде

$$b_n^* = 4,644 \cdot 10^{-3} \sqrt{w_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \varepsilon^{1/(2-D)}}.$$

Зависимость отношения полуширины площадки контакта по Герцу к полуширине с учетом шероховатости от удельной нагрузки w приведена на рис. 1. Здесь принято: $E = 2,15 \cdot 10^5$ Н/мм²; $D = 1,5$; $w_n = 100$ Н/мм; $R_1 R_2 / (R_1 + R_2) = 50$ мм. При увеличении удельной нагрузки (сближение цилиндров в основном за счет деформации шероховатого слоя) эффективный модуль растет, приближаясь к модулю упругости основного металла.

Расчетная оценка полуширины $\beta(w)$ площадки контакта с учетом шероховатости зависит от относительного сближения, значение которого в неявном виде входит в уравнение (1). Примем следующее допущение. Шероховатый слой представим в виде упругого покрытия одинаковой толщины (рис. 2), равной $\Delta = R_{\max 1} + R_{\max 2}$. Здесь толщина слоя Δ равна сумме наибольших высот неровностей первого и второго тел. Этот слой обладает переменной жесткостью, зависящей от относительного сближения. Такой подход позволяет найти относительное сближение:

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\max}}{R_{\max 1} + R_{\max 2}}.$$

(2)

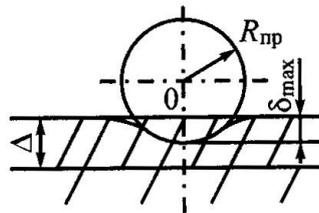
В соответствии с рис. 2 для упругого контакта найдем

$$b_n^* = \sqrt{\delta_{\max} R_{np}}, \quad (3)$$

где $R_{np} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$.

Приравняв выражения (1) и (3), запишем

Рис. 2. Схема контакта цилиндра с полупространством при наличии шероховатого слоя в виде упругого покрытия



$$0,798 \sqrt{2w_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left[\frac{2(1-\nu_1^2)}{E_{eff 1}} + \frac{2(1-\nu_2^2)}{E_{eff 2}} \right]} = \sqrt{R_{np} \delta_{\max}}.$$

Решим полученное уравнение с учетом выражения (2) относительно ε , приняв $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$.

Тогда

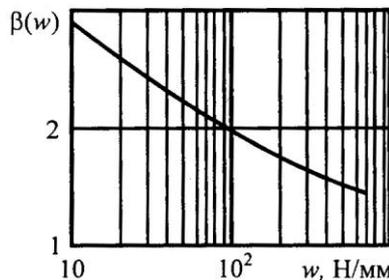


Рис. 1. Зависимость отношения $\beta(w)$ полуширины площадки контакта по Герцу к полуширине с учетом шероховатости от удельной нагрузки w

$$\varepsilon = \left[4,636 \frac{w_n (1 - \nu^2)}{E(R_{\max 1} + R_{\max 2})} \right]^{\frac{2-D}{3-D}}$$

Полученная формула позволяет найти параметры контактирования твердых тел с шероховатыми поверхностями.

Контакт зубьев при наличии смазочного материала. Определим площадь, занятую заполненными маслом порами.

Приведем некоторые выводы, сделанные в работе [1] на основании анализа экспериментальных данных:

1. При постоянном контактом давлении с увеличением номинальной площади контакта наблюдается рост контактной жесткости как в стыке без масла, так и при наличии смазочного материала. Это можно объяснить тем, что темп роста нагрузки превышает увеличение деформации.

2. Для смазанного стыка соотношение между контактной жесткостью и номинальной площадью касания имеет вид $j = cA_a$ (где c – коэффициент пропорциональности, зависящий от вязкости смазочного материала и имеющий размерность Н/(мкм·мм²); A_a – номинальная площадь контакта). Коэффициент c представляет собой удельную контактную жесткость j_n , величина которой с увеличением давления возрастает [2, 3].

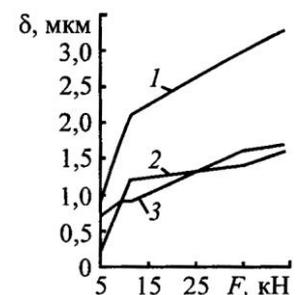
Результаты экспериментов явились основанием для разработки модели контактного взаимодействия твердых тел, имеющих шероховатые поверхности, с учетом смазочного материала в зоне контакта. Рассмотрим структурные особенности зоны касания сопряженных поверхностей. Картина распределения пор, пятен касания и каналов, полученная совмещением шероховатых поверхностей, меняется при увеличении сближения, и площадь, занятая металлическими контактами, растет. При сжатии стыка одна часть масла выжимается из зоны контакта по капиллярам, пронизывающим эту зону, другая остается в стыке, заполняя замкнутые поры. Полагаем масло, заполняющее замкнутые поры, несжимаемой жидкостью. В этом случае заполненную маслом пору в нагруженном стыке можно рассматривать как тело, находящееся в пластическом состоянии, и считать, что давление масла равно пределу текучести σ_T .

Тогда часть нагрузки, приходящаяся на поры, определяется выражением

$$F_M = A_p \sigma_T,$$

где A_p – площадь поперечного сечения поры, мм.

На рис. 3 приведены зависимости сближения δ от нагрузки F для чугуновых деталей без наличия в зоне контакта смазочного материала (кривая 1) и при наличии масла (кривая 2).



Номинальная площадь контакта составляла $A_a = 17600 \text{ мм}^2$. Приведенные кривые описываются степенной зависимостью $\delta = cF^n$ (где c – коэффициент; n – показатель степени, $n < 1$). Обращает на себя внимание тот факт, что зависимость разности сближений в стыке без масла и при наличии масла от нагрузки носит линейный характер. Это определенным образом подтверждает ранее сделанное предположение о пластическом состоянии зон, ограниченных замкнутыми и заполненными маслом порами.

Как показывают экспериментальные данные, размеры и количество пор оказывают существенное влияние на параметры контакта. Определим средний размер пор и их число, от которых зависит контактная жест-

Рис. 3. Зависимость сближения от нагрузки: 1 – без смазочного материала, 2 – при наличии масла, 3 – разность деформаций

кость, герметичность стыка и режим смазки. Введем обозначение: $x = A_p/A_{\text{max}}$, где A_{max} – максимальное значение площади поры в рассматриваемом стыке. Полагаем, что распределение относительной величины площади пор подчиняется следующему степенному закону:

$$F(x) = x^{D/2}, \quad x \in [0,1].$$

Плотность распределения пор определяем из выражения

$$f(x) = \frac{dF(x)}{dx} = \frac{D}{2} x^{D/2-1}.$$

Математическое ожидание величины x :

$$\langle x \rangle = \int_0^1 x f(x) dx = \frac{D}{D+2}.$$

Тогда $\langle A_p \rangle = D/(D+2)A_{\text{max}}$. При $D = 1,5$ среднее значение площади пор $\langle A_p \rangle = 0,428A_{\text{max}}$.

Метод определения числа пор, заполненных маслом, для нагруженного стыка состоит в следующем. При разных уровнях нагрузки определяют контактные деформации в стыке без смазочного материала δ_c и при наличии масла $\delta_{\text{см}}$. Затем находят разность $\delta_n = \delta_c - \delta_{\text{см}}$ и определяют зависимость этой разности от усилия сжатия стыка $F_n(\delta_n)$. Как показывают результаты эксперимента, эта зависимость носит линейный характер:

$$F_n = F_0 + c_1 \delta_n = F_0 + c_2 \delta_n A_a, \quad (4)$$

где c_1 – угловой коэффициент; $c_2 = c_1/A_a$; F_0 – пороговое значение усилия, соответствующее моменту возникновения замкнутых пор.

При этом

$$F_n = A_p \sigma_T.$$

Из выражения (4) найдем площадь, занимаемую замкнутыми порами:

$$A_p = (F_0 + c_2 \delta_n A_a) / \sigma_T.$$

Тогда число пор на рассматриваемой номинальной площади контакта

$$N = A_p / \langle A_p \rangle.$$

Обработка экспериментальных данных при фиксированном значении номинальной площади стыка позволила найти аппроксимирующие функции, адекватно описывающие зависимости сближения (рис. 3) от на-

грузки без смазочного материала (кривая 1), со смазочным материалом в стыке (кривая 2) и разности деформаций (кривая 3):

$$\delta_c = 1,9014 + 2,4599 \lg F ;$$

$$\delta_{cm} = 0,9287 + 1,8136 \lg F.$$

Линейный участок нижней линии (2), соответствующий диапазону усилий от 5 до 15 кН, можно описать уравнением

$$\delta_n = 1,297 + 0,03034F.$$

Нижнее значение рассматриваемого диапазона усилий соответствует началу возникновения закрытых пор.

Дадим количественную оценку площади, занимаемой порами в смазанном контакте. Пусть $F_0 = 5$ кН. При усилиях $F_n = 10$ кН, используя вышеприведенные формулы, найдем коэффициент $c_1 = 3,125$ кН/мм. Тогда определим площадь пор в стыке при $F_n = 10$ кН и $\sigma_T = 100$ Н/мм²:

$$A_n = \frac{5 + 3,125(1,297 + 0,03034 \cdot 10)}{100 \cdot 10^{-3}} = 100 \text{ мм}^2.$$

Относительная площадь пор $A_n/A_a = 100/17600 = 0,0057$.

Таким образом, установлена физическая природа увеличения контактной жесткости для смазанного контакта. Приведенная методика определения фактической площади касания, занятой маслом, позволяет рассчитать коэффициент трения, износостойкость и оценить ресурс работы зубчатых колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Питухин, А.В.* Вероятностно-статистические методы механики разрушения и теория катастроф в инженерном проектировании [Текст] / А.В. Питухин. – Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1998. – 304 с.
2. *Чихладзе, Г.Е.* Влияние масштабного фактора на поведение смазанного контакта [Текст] / Г.Е. Чехладзе // Моделирование трения и износа: материалы Первого межотраслевого науч. семинара. – М., 1970. – С. 219–226.
3. *Чихладзе, Г.Е.* О влиянии масштабного фактора на контактную жесткость чугуновых шлифованных деталей [Текст] / Г.Е. Чехладзе // Машиностроение. – 1966. – № 6. – С. 80–85. – (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 30.10.06

Брянская государственная
инженерно-технологическая академия

V.A. Ermichev, P.V. Tikhomirov

Calculation of Spur Gears Transmissions for Forestry Machines

It is established that oil lubricant presence enhances stiffness and rigidity of gear wheel teeth. The technique for determining the actual contact area is provided allowing to reveal tribological characteristics of transmission by toothings.

