

Элементы взаимодействия зубчатых передач механических трансмиссий автотракторной техники

С.Н. Шуханов, д.т.н., ФГБОУ ВО Иркутский ГАУ; *А.Ю. Кузькин*, к.т.н., ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет; *В.В. Скутельник*, к.т.н., *О.Л. Маломыжев*, к.т.н., ФГБОУ ВО Иркутский НИТУ

Современные транспортные машины и комплексы включают в себя широкий спектр видов трансмиссий. В настоящее время в автотракторной технике агропромышленного комплекса наибольшее распространение нашли трансмиссии с механическим приводом. Их отличает простота конструкции, надёжность в работе, высокая ремонтпригодность, а также доступный ценовой диапазон. Основными элементами механических трансмиссий машин являются валы и зубчатые колёса (зубчатые зацепления), которые представляют собой вращательные узлы. Они передают и трансформируют крутящий момент, который нагружает вращательные детали передачи. Вследствие этого значительная часть отказов механических передач происходит по причине выхода из строя вращательных элементов. Конструкция зубчатых передач в них не исключают контакт в зацеплении неполной шириной зубчатого венца, а распределение нагрузки по ширине зубчатого венца носит непостоянный характер, что ведёт к снижению ресурса передачи из-за возникновения на отдельных участках линии контакта напряжений, превышающих допускаемые [1–6]. Указанные причины вызывают необходимость учёта фактической ширины контакта в зацеплении при определении долговечности зубчатых передач в трансмиссиях машин.

Тщательный анализ существующей методики расчёта зубчатых передач показал, что она не учитывает неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в том объёме, в котором это необходимо делать для трансмиссий автотракторной техники, поскольку коэффициенты распределения нагрузки по ширине зубчатого венца не имеют достаточного веса и не учитывают перегрузки, физико-механических свойств материалов валов, корпусов и подшипниковых узлов. Принятая методика расчёта в соответствии с ГОСТом 21354-87 пригодна для редукторов общего и специального машиностроения, где нагрузку можно условно представлять распределённой равномерно по ширине зубчатого венца [7].

Материал и методы исследования. Проектировочный расчёт трансмиссий автотракторной техники должен предполагать учёт режимов их работы, а также возникающих в процессе функционирования под нагрузкой дополнительных погрешностей расположения зубчатых колёс друг относительно друга с выявлением допустимых углов перекоса осей валов зубчатых передач в процессе эксплуатации

с целью ликвидации случаев контакта неполной шириной зубчатого венца [7].

С целью выявления недостатков механических трансмиссий был проведён обзор литературных источников как в плане их конструктивных особенностей, так и в плане исследовательских работ в этой области знаний. Для анализа поставленной задачи использовался метод математического моделирования.

Цель исследования – разработать уточнённый способ расчёта зубчатых передач механических трансмиссий автотракторной техники агропромышленного комплекса.

Объектом исследования служили зубчатые передачи механической трансмиссии автотракторной техники сельскохозяйственного назначения.

Результаты исследования. В существующей практике расчёта зубчатых передач для транспортно-технологических машин и комплексов при определении расчётной нагрузки принято пользоваться коэффициентом концентрации нагрузки Θ , который представляет собой отношение интенсивности нагрузки в месте её наибольшей концентрации к интенсивности нагрузки, условно распределённой равномерно по ширине зубчатых колёс. Поэтому коэффициент концентрации нагрузки в зависимости от угла перекоса осей колёс определяется по выражению [8]:

$$\Theta = 1 + \frac{0,3b_w C \gamma}{q_{cp}} + 0,1 \left(\frac{b_w}{d} \right)^2, \quad (1)$$

где b_w – ширина зубчатого венца, мм;

C – удельная жёсткость зубьев Н/мм²;

γ – угол перекоса осей, рад;

d – диаметр делительной окружности шестерни, мм;

$q_{cp} = F_n / b_w$ – средняя удельная нагрузка, условно распределяющаяся равномерно по ширине зубчатого венца.

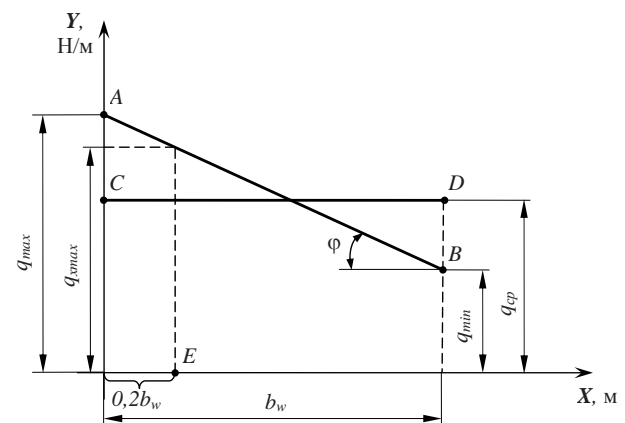


Рис. 1 – Распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

Прямая CD (рис.) представляет собой графическое изображение q_{cp} , а прямая AB есть нагрузка, распределяющаяся неравномерно вследствие перекосов осей колёс. Точку E принято считать местом наибольшей концентрации нагрузки, обозначенной как $q_{x\max}$. Обычно значение Θ можно также определить по выражению:

$$\Theta = \frac{q_{x\max}}{q_{cp}} \quad (2)$$

При этом перекосе осей колёс момент, передаваемый зубчатым зацеплением, будет величиной постоянной, тогда площади под прямыми AB и CD должны быть равными, поскольку это есть нормальная сила, возникающая в зацеплении. Опираясь на формулу для площади трапеции, запишем:

$$F_n = \frac{1}{2}(q_{\max} + q_{\min})b_w = \int_0^{b_w} y(x)dx \quad (3)$$

Вычислим предельное значение коэффициента концентрации нагрузки из условия контактирования зубчатых колёс всей шириной зубчатого венца ($l_K = b_w$). С учётом выражения (3) выражение для нагрузки будет иметь вид:

$$q_{cp} = \frac{F_n}{b_w} = \frac{(q_{\max} + q_{\min})b_w}{2b_w} = \frac{1}{2}(q_{\max} + q_{\min}) \quad (4)$$

Памятуя о равенстве площадей под прямыми AB и CD , выразим нагрузку в месте её наибольшей концентрации (точка E):

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(q_{\max} + q_{x\max})0,2b_w + \frac{1}{2}(q_{x\max} + q_{\min})0,8b_w \\ = \frac{1}{2}(q_{\max} + q_{\min})b_w, \end{aligned}$$

после преобразований получим: $q_{x\max} = 0,8q_{\max} + 0,2q_{\min}$.

Применив полученное выражение для $q_{x\max}$, а также формул (2) и (4), после преобразований можно записать:

$$\Theta = \frac{q_{x\max}}{q_{cp}} = \frac{1,6q_{\max} + 0,4q_{\min}}{q_{\max} + q_{\min}} \quad (5)$$

Так как предельным является случай, когда напряжения распределены в виде треугольника (т.е. нагрузка по линии контакта изменяется от нуля до максимального значения) и контакт осуществляется по всей ширине зубчатого венца, то предельным будет такой случай, когда $q_{\min} = 0$. Подставив в выражение (5) $q_{\min} = 0$, получим $\Theta_{пред} = 1,6$. Очевидно, что при увеличении q_{\min} коэффициент Θ будет уменьшаться, а условия контакта улучшаться.

У.А. Икрамов усовершенствовал выражение А.И. Петрусевича и получил формулу для определения предельного угла перекоса осей зубчатых передач исходя из условия контакта всей шириной зубчатого венца [9]:

$$\gamma_{пред} = \frac{2T}{0,3Cb_w^2d \cos\beta \cos\alpha} \left(\Theta_{пред} - 1 - \frac{b_w^2}{10d^2} \right) \text{ (рад.)}, \quad (6)$$

где T – момент, передаваемый зацеплением, Н·мм; β – угол наклона линии зуба (для косозубых зубчатых передач);

α – угол производящего реального контура.

Понятно, что данное выражение обеспечивает нахождение предельного угла перекоса осей колёс лишь из условия контакта всей шириной зубчатого венца и не учитывает характеристик материалов колёс и максимальных контактных напряжений, которые они могут выдерживать. Фактически определение предельного угла перекоса осей зубчатых колёс должно включать в себя ограничения по максимальным контактным напряжениям, т.е. необходимо ограничивать величину $q_{x\max}$.

В современной практике расчёта зубчатых передач по контактным напряжениям принято пользоваться выражением Герца для сжатия двух цилиндрических тел [1, 2, 4, 6], представляя контакт зубьев как контакт цилиндрических тел с радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 , причём ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент зубьев колёс в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{k_d F_n E_{np}}{l_K \rho_{np}}}, \quad (7)$$

где $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведённый модуль упругости материалов зубчатых колёс; МПа; $\rho_{np} = a_w u \sin \alpha_w / ((u \pm 1)^2 \cos \beta)$ – приведённый радиус кривизны эвольвент в полюсе зацепления; k_d – коэффициент динамичности нагрузки.

Представим, что нагрузка $q_{x\max}$ возникла от нормальной силы F_{nX} и условно распределена равномерно на некотором малом участке линии контакта l_{KX} . В таком предположении запишем контактные напряжения, возникающие на участке l_{KX} , используя для этого выкладки Герца (7):

$$\sigma_{HX} = 0,418 \sqrt{\frac{k_d q_{x\max} E_{np}}{\rho_{np}}}, \text{ значит } q_{x\max} = \frac{\sigma_{HX}^2 \rho_{np}}{0,418^2 k_d E_{np}}.$$

Подставив вместо l_{KX} – допускаемое контактное напряжение и сделав преобразования, получим допускаемую нагрузку в месте её наибольшей концентрации:

$$[q_{x\max}] = \frac{[\sigma_H]^2 a_w u \sin \alpha_w (E_1 + E_2)}{0,349 k_d E_1 E_2 \cos \beta (u + 1)^2}. \quad (8)$$

Реализуя выражения (2) и (8), получим формулу для определения допускаемого коэффициента концентрации нагрузки из условия допускаемых контактных напряжений на зубьях колёс:

$$[\Theta] = \frac{[\sigma_H]^2 a_w u \sin \alpha_w (E_1 + E_2) b_w}{0,349 F_{nb} k_d E_1 E_2 \cos \beta (u + 1)^2},$$

значит, с учётом (6) допускаемый угол перекоса осей будет равен:

$$[\gamma] = \frac{2T}{0,3Cb_w^2d \cos\beta \cos\alpha} \left(\frac{[\sigma_H]^2 a_w u \sin \alpha_w (E_1 + E_2) b_w}{0,349 F_{nb} k_d E_1 E_2 \cos \beta (u + 1)^2} - 1 - \frac{b_w^2}{10d^2} \right) \text{ (рад.)}, \quad (9)$$

Для определения влияния угла перекоса осей зубчатых колёс на долговечность зубчатой передачи разобьём ширину зубчатого венца на n участков шириной $b = b_w/n$. Тогда на участок линии зацепления

шириной b будет иметь место нормальная сила, равная площади под участком прямой AB (рис.). Сумма площадей участков будет равна нормальной силе в зацеплении.

В случае если через m обозначить номер участка, то выражение для нормальной силы в зацеплении действующей на каждом из участков контактной линии принимает вид:

$$F_{nm} = \frac{1}{2} \left(2q_{\max} - \frac{b_w \operatorname{tg} \phi}{n} (2m-1) \right) \frac{b_w}{n}. \quad (10)$$

При достаточно большом числе участков n можно допустить, что нагрузка на участке будет распределяться условно равномерно, тогда с учётом формулы (7) контактные напряжения на участке следует представить в виде:

$$\sigma_{Hm} = 0,418 \sqrt{\frac{k_o F_{nm} E_{np} n}{\rho_{np} b_w}}. \quad (11)$$

Основываясь на значениях контактных напряжений, получаемых по выражению (11), можно по разработанной методике, полученной по ГОСТу 21354-87 и описанной ранее, рассчитать ресурс зацепления на исследуемом участке и определить участки контактной линии, лимитирующие долговечность зубчатой передачи. В случае применения энергетического подхода в оценке ресурса зубчатых передач приведённую методику целесообразно использовать при установлении коэффициента интенсификации расходования энергоресурса

при возникновении перекосов в передаче и соответствующем изменении нагруженности зубчатого венца по ширине.

Выводы. Полученные результаты теоретических исследований механических трансмиссий позволили уточнить условия взаимодействия зубчатых передач. Разработана методика, позволяющая проектировать зубчатые зацепления на качественно новом уровне.

Литература

1. Авдонькин Ф.Н. Определение интенсивности изнашивания деталей сопряжений машин // Известия вузов. Машиностроение. 1989. № 11. С. 85–88.
2. Асеев Н.В. Износостойкость сопрягающихся деталей механического оборудования наземных транспортных систем / Н.В. Асеев, Е.Н. Асеева, Э.Ф. Крейчин, М.М. Маталин / Под общ. ред. д.т.н. М.М. Маталина. Волгоград, 2000. 99 с.
3. Гоман А.М. Расчёт предельного угла перекоса цилиндрических зубчатых колёс / А.М. Гоман, Н.И. Ишин, А.С. Скороходов, В.Е. Старжинский // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 5–2. С. 176–190.
4. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчёт на прочность. М.: Издательство стандартов, 1978. 62 с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчёт допусков размеров. М.: Машиностроение, 1981. 189 с.
6. Иванов И.П. Зубчатые передачи с комбинированным смещением: основы теории и расчётов. Л.: Издательство Ленинградского университета, 1989. 128 с.
7. Кремчев Э.А. Оценка интенсивности расходования энергоресурса вращателя бурильной головки самоходного бурового агрегата: дисс. ... канд. техн. наук. СПб., 2003.
8. Иванов С.Л., Кремчев Э.А. Прогнозирование узлов трансмиссий бурильных машин // Горные машины и автоматика. 2001. № 2. С. 34–36.
9. Икрамов У.А., Деражне А.М., Торговицкий А.Ф. Повышение долговечности цилиндрических деталей с непараллельными осями. Ташкент: «ФАН», 1975. 47 с.