

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИИ НА ИХ СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

UDC 629.114.2

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova

EVALUATION OF THE DEGREE OF INFLUENCE OF DYNAMIC RESPONSE OF GEAR TRANSMISSIONS ON THEIR FATIGUE RESISTANCE

Аннотация

Проведен анализ методик расчета зубчатых передач трансмиссий машин на прочность и долговечность. Дана оценка влияния циклической кинематической погрешности зубчатых передач, возникающей в эксплуатации, на динамическую нагруженность трансмиссии и на снижение циклической прочности зубьев. Предложен критерий для прекращения эксплуатации с целью недопущения аварии и средства контроля за изменением динамической нагруженности трансмиссии.

Ключевые слова:

трансмиссия, зубчатые колеса, кинематическая погрешность, динамическая нагруженность, коэффициент динамичности, прочность, усталость, относительные угловые перемещения.

Abstract

The analysis of methods for calculating strength and durability of gear transmissions of machines is performed. It is estimated how cyclic kinematic errors of gears, occurring during their operation, affect the dynamic response of the transmission and the reduction of cyclic strength of teeth. The criterion for terminating the operation in order to prevent accidents is proposed, as well as the means for monitoring the change in dynamic overloading of the transmission.

Key words:

transmission, gears, kinematic accuracy, dynamic response, dynamic factor, strength, fatigue, relative angular displacement.

Введение

Нагруженность всех агрегатов трансмиссии определяется взаимодействием автомобиля с внешней средой и внутренними взаимодействиями. В процессе эксплуатации происходят изменения состояния элементов трансмиссий машин, появляются различного рода дефекты: поломки, изнашивание, заедание, деформации, которые влияют

на возрастание динамической нагруженности зубчатых передач. Среди основных факторов, вызывающих появление дефектов элементов трансмиссии, выделяют следующие: кратковременные динамические нагрузки, создающие в деталях повышенные напряжения; длительные, циклически изменяющиеся нагрузки, способствующие накоплению в материале деталей усталостных повреждений; трение кон-



тактирующих поверхностей, обуславливающее их изнашивание.

Так как не всякое повреждение детали сразу приводит к ее отказу, вводится понятие о предельной степени повреждения или предельном состоянии детали. Предельным является такое состояние детали, по достижении которого ее работа или невозможна (например, поломка), или становится совершенно нецелесообразной, а часто и недопустимой, из-за существенного ухудшения показателей работы трансмиссии или безопасности эксплуатации. Характерным предельным состоянием для зубчатых колес выступают поломка зубьев или трещины, выкрашивание или смятие активной поверхности зубьев, проявляющиеся в увеличении шума при работе передачи.

Одним из критериев оценки совершенства трансмиссий является их долговечность. Она в большой степени определяется выносливостью зубчатых колес. Классический подход к расчету зубчатых передач на выносливость предполагает наличие некоего нагрузочного режима, который характеризует величину и частоту нагрузок, имеющих место в реальной эксплуатации трансмиссии. В отечественной литературе вопрос формирования нагрузочного режима главным образом рассматривался по отношению к вальным автомобильным коробкам передач. Дана классификация нагрузок, действующих на зубчатые колеса вальных коробок передач: ударные нагрузки, возникающие при трогании с места, циклические нагрузки, действующие во время движения на передаче, и пиковые нагрузки, нагружающие зубчатые колеса при переключении передач.

Методики расчета зубчатых передач трансмиссий машин

В зависимости от характера воздействия повреждающих факторов на отдельные детали автомобиля произво-

дятся расчеты на прочность, усталость, износостойкость рабочих поверхностей, жесткость, устойчивость.

Расчет на прочность выполняется для предупреждения поломок или повреждения рабочих поверхностей (смятие, растрескивание) при однократном приложении наибольшей из возможных нагрузок. Для расчета необходимо выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации [1].

При расчете на прочность в качестве основных используют три расчетных режима: по максимальному вращающему моменту двигателя; по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой; по максимальным динамическим нагрузкам, возникающим на переходных режимах движения автомобиля, оцениваемым коэффициентом динамичности k_d . Так как нагрузка имеет динамический характер, такой расчет иногда называют расчетом на динамическую прочность. Его осуществляют путем математического моделирования процессов трогания, переключения передач и торможения, учитывая индивидуальные особенности трансмиссии, двигателя и внешних условий эксплуатации.

Для гидромеханических трансмиссий расчетным является вращающий момент турбинного колеса гидротрансформатора на стоповом режиме. При этом возникающие кратковременные напряжения не должны превышать предела прочности материала детали. В зависимости от вида напряженного состояния расчет на прочность выполняется по напряжениям изгиба, кручения или контактными напряжениями.

При эксплуатации зубчатые передачи трансмиссий подвергаются воздействию переменных по значению, направлению и частоте нагрузок. Под действием этих нагрузок в зубьях накапливаются усталостные повреждения. Для расчета на усталость необходимы статистические данные о плотности распределения амплитуд переменных напряже-

ний и числа циклов нагружения в заданных условиях эксплуатации.

Стандарт ассоциации американских производителей зубчатых колес AGMA 6002-B93 включает, помимо основного режима, еще бросок сцепления (0,004 % от общего количества циклов), пробуксовку ведущих колес при максимальной нагрузке (0,025 % от общего количества циклов), работу на предельно допустимой мощности на первых трех передачах (10,2 % от общего количества циклов).

Нагрузочные режимы регламентирует и немецкий стандарт DIN 3990-41. Но применение этих нагрузочных режимов к оценке долговечности зубчатых передач не совсем корректно. Одной из причин является то, что на современном этапе произошло разделение между производителями автомобилей и производителями трансмиссий. Образовались такие известные фирмы по производству трансмиссий, как ZF, AISIN, JATCO, ALLISON и др., продукция которых может оказаться на совершенно разных типах автомобилей [2]. Каждый из этих типов автомобилей выполняет свои задачи в рамках, заложенных его конструкторами. И одной из ключевых характеристик, указывающей на разнообразие условий эксплуатации, является ездовой цикл.

Ездовой цикл предполагает использование экспериментально установленной зависимости между уровнем циклически изменяющегося напряжения в зубьях σ и числом циклов нагружения N до достижения предела усталости σ_r или ресурса.

Условие достаточного сопротивления усталости детали имеет вид [1]:

$$\sigma^m \cdot N \leq \sigma_r^m \cdot N_0, \quad (1)$$

где σ_r – предел усталости при базовом числе циклов N_0 , МПа; σ – предельные напряжения при числе нагружений N , МПа; m – показатель степени кривой усталости материала, который зависит

от напряженного состояния и находится в пределах 3...9. Для анализа изгибных напряжений $m = 6$ при однородной структуре материала зубчатого колеса, при упрочнении поверхности зубчатого колеса $m = 9$.

Данная формула справедлива только для зубчатых передач, работающих с одним уровнем нагружений. Зубчатые колеса трансмиссий автомобилей в течение срока службы обычно испытывают длительно действующие нагрузки, уровень которых постоянно изменяется. В этом случае диапазон изменения уровня длительно действующей нагрузки разбивается на n интервалов и для каждого i -го интервала определяется мера накапливаемого усталостного повреждения, $\sigma_i^m N_i$ за N_i число циклов при среднем напряжении σ_i на i -м интервале нагрузки.

Тогда в соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений условие достаточной сопротивляемости усталости, или ресурса, примет следующий вид:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (2)$$

Использовать непосредственно данное выражение достаточно трудно, поэтому выделяют два метода расчета: метод эквивалентных циклов и метод эквивалентных нагрузок. В первом случае из множества уровней нагрузок выбирается один условный уровень, обычно это максимальный уровень нагрузки, а реальное количество циклов нагружения заменяется эквивалентным, используя коэффициент приведения режима переменных циклических нагрузок к режиму циклического нагружения с условной нагрузкой, так называемый коэффициент пробега.

В методе эквивалентных нагрузок для определения ресурса используется реальное число циклов, но напряжения в детали определяются по эквивалентной нагрузке.



Влияние кинематической погрешности передачи на динамическую нагруженность трансмиссии

На динамическую нагруженность зубчатых передач влияют не только расчетные нагрузки, но и появляющиеся при длительной эксплуатации единичные дефекты зубьев, вызывающие удары при передаче вращающего момента. Дополнительные динамические нагрузки возникают и от гармонических колебаний, вызванных циклической кинематической погрешностью от неравномерного износа зубьев или от прогиба вала в коробке передач. И если единичные дефекты зубьев можно обнаружить при визуальном осмотре частично разо-

бранной коробки передач, то кинематическую погрешность передачи можно определить только инструментальным методом.

Кинематическая погрешность характеризуется допуском на наибольшую кинематическую погрешность колеса F_i , включающим допуск на накопленную погрешность шага колеса F_p и допуск на погрешность профиля колеса f_f , мкм. Нормированные значения этих погрешностей для зубчатых колес 6-й степени точности трехвальной коробки передач, вращающий момент у которой на первой ступени передается двумя одинаковыми парами зубчатых колес с разными модулями зубьев, сведены в табл. 1.

Табл. 1. Нормированные значения кинематической погрешности зубчатых колес первой ступени исследуемой коробки передач

| Номер зубчатого колеса | Количество зубьев | Модуль m , мм | Допуск на накопленную погрешность шага колеса F_p , мкм (рад) | Допуск на погрешность профиля колеса f_f , мкм | Допуск на наибольшую кинематическую погрешность колеса F'_{ir} , мкм (рад) | Экспериментальное значение кинематической погрешности передачи, рад |
|------------------------|-------------------|-----------------|---|--|--|---|
| z_1 | 17 | 3,63 | 45 (0,0014) | 14 | 59 (0,0019) | 0,05 |
| z_2 | 43 | 3,63 | 63 (0,0008) | 13 | 76 (0,0010) | |
| z_3 | 17 | 2,82 | 36 (0,0015) | 11 | 47 (0,0019) | |
| z_4 | 43 | 2,82 | 63 (0,0010) | 11 | 74 (0,0012) | 0,3 |

Предельная величина кинематической погрешности в эксплуатационной документации не регламентируется. Одной из причин является отсутствие методики и средств диагностирования этого параметра в процессе эксплуатации трансмиссии. Но кинематическую погрешность передачи в целом можно определить экспериментально импульсным методом [3].

Экспериментальные исследования проводились на четырехступенчатой коробке передач автомобиля, выработавшего свой ресурс 1 (рис. 1). Для отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода использовались преобразовате-

ли угловых перемещений 2 и 3, генерирующие 2500 и 1024 имп/об соответственно на ведущем и ведомом валах.

В состав экспериментальной установки также входили приводное устройство 4, источник питания 5, плата сбора данных 6 и персональный компьютер 7 для обработки поступающей с платы сбора данных информации.

Анализ экспериментальных данных позволил установить величину циклической кинематической погрешности зубчатых колес на входе и выходе коробки передач. Результаты эксперимента для первой ступени добавлены в табл. 1.



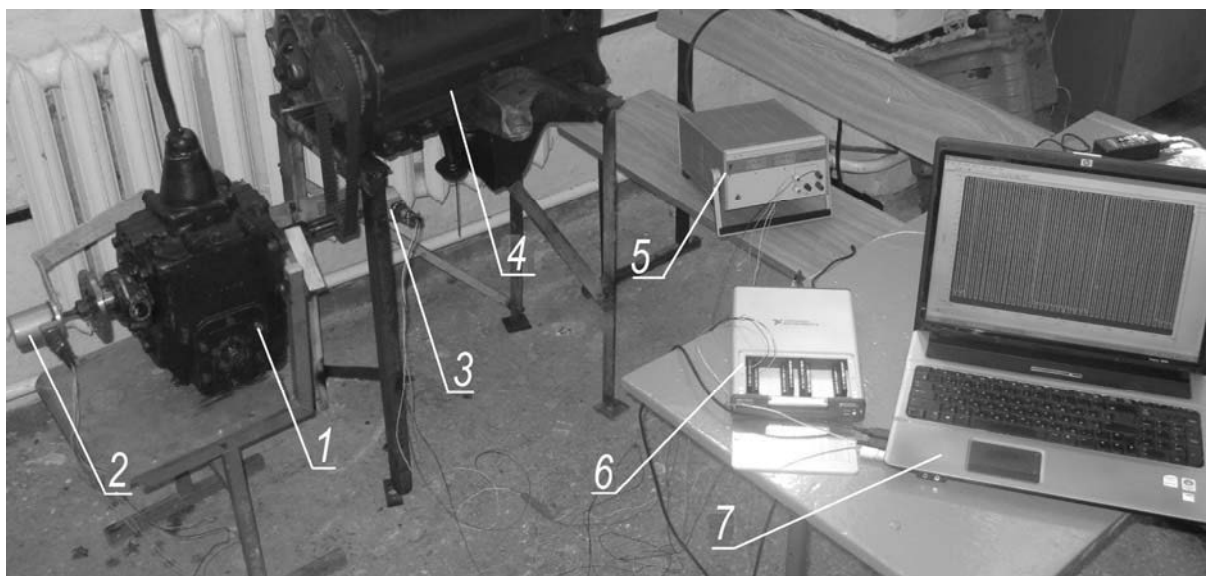


Рис. 1. Экспериментальная установка для определения кинематической погрешности коробки передач

Определив величины циклической кинематической погрешности, на математической модели (4) рассчитаны мгновенные изменения углов поворота зубчатых колес при работе коробки передач. Математическая модель кинематики коробки передач представляет собой зависимости углов поворота зубчатых колес z_1, z_2 первичного и промежуточного валов и z_3, z_4 (или других в зависимости от включенной передачи) промежуточного и выходного валов. Величины кинематической погрешности в этих парах зубчатых колес с передаточными числами u_j задаются в углах поворота ведомого колеса пары в пределах максимальных значений, приведенных в табл. 1. Циклическая кинематическая погрешность шага зубьев каждого колеса описывается зависимостью $F_{pi} \sin \varphi_i$. При отсутствии циклической погрешности F_{pi} принимается равной нулю.

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_1 + d\varphi_1 + F_{p1} \sin \varphi_1; \\ \varphi_2 &= \varphi_1 / u_1 + F_{p2} \sin(\varphi_1 / u_1); \\ \varphi_3 &= \varphi_2 + F_{p3} u_1 \sin(\varphi_1 / u_1); \\ \varphi_4 &= \varphi_3 / u_2 + F_{p4} u_1 u_2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы поворота валов привода; $d\varphi_1$ – шаг угла поворота ведущего вала привода.

Так, при работе коробки передач на первой ступени момент передается двумя парами зацеплений: z_2/z_1 с передаточным числом u_1 и z_4/z_3 с передаточным числом u_2 . Рассмотрим два состояния передачи. Первое состояние, при котором у зубчатой пары колес z_4/z_3 отсутствует циклическая кинематическая погрешность, а у пары колес z_2/z_1 примем ее такой, какая была получена в результате экспериментальных исследований этой коробки передач в конце эксплуатации. Погрешность шага зацепления у зубчатого колеса z_1 , составляющая 0,05 рад, вызывает гармоническое отклонение действительного угла поворота выходного вала от теоретического амплитудой F_{p1} в 0,025 рад (рис. 2).



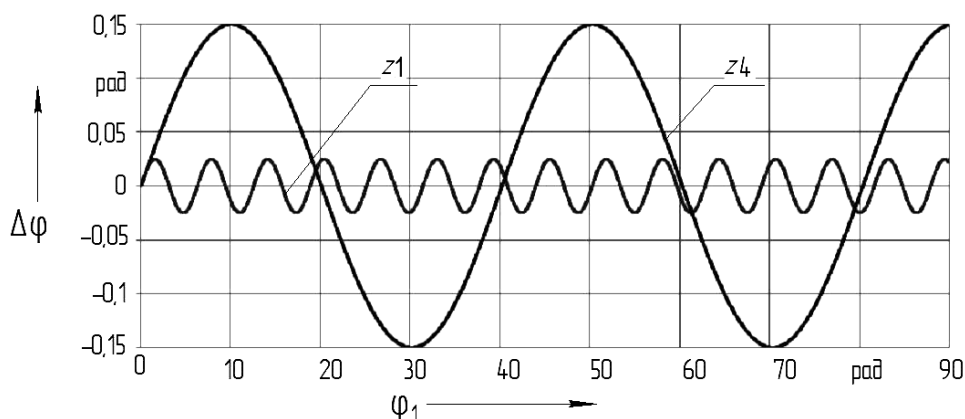


Рис. 2. Характер изменения циклической кинематической погрешности передачи при одинаковой погрешности шага на шестерне z_1 и колесе z_4 коробки передач

Рассмотрим другое состояние, при котором для колес z_2 / z_1 циклическая кинематическая погрешность отсутствует, а для колес z_4 / z_3 примем такую же погрешность шага зубьев колеса z_4 , какая была получена в результате тех же экспериментальных исследований. В этом случае максимальная кинематическая погрешность передачи составила 0,3 рад, а ампли-

туда циклической погрешности $F_{p4} = 0,15$ рад с периодом повторного появления $T = 2\pi u = 2 \cdot 3,14 \cdot 6,4 = 40,19$ рад.

При наличии циклической кинематической погрешности обеих пар зацеплений эти погрешности накладываются друг на друга, в итоге получается кривая (рис. 3) с максимальной амплитудой погрешности до 0,18 рад.

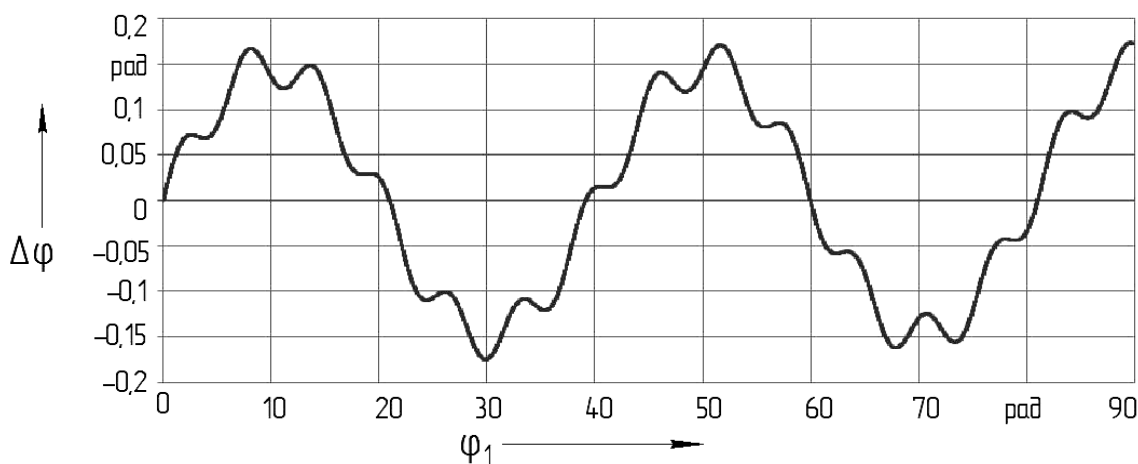


Рис. 3. Характер изменения кинематической погрешности передачи при экспериментальных значениях погрешности шага зубчатых колес z_1 и z_4

Систематическая погрешность, вызванная накопленной погрешностью шага каждого колеса привода F_{pi} , гармонически изменяет значение передаточного числа привода u (u_1 и u_2), кото-

рое и оказывает влияние на изменение динамической составляющей передаваемого вращающего момента.

Для динамической модели, представленной в [4], передаточное число



привода будет изменяться в соответствии с гармоническими изменениями длин окружностей зубчатых колес привода, а следовательно, и их радиусов на различных углах поворота, описываемых выражением

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 + F_{p2} \cdot \sin(\varphi_1 \cdot z_2 / z_1)}{\pi \cdot m \cdot z_1 + F_{p1} \cdot \sin(\varphi_1)} \times \frac{\pi \cdot m \cdot z_4 + F_{p4} \cdot \sin(\varphi_2)}{\pi \cdot m \cdot z_3 + F_{p3} \cdot \sin(\varphi_2 \cdot z_3 / z_4)}, \quad (4)$$

где z_i – число зубьев i -го зубчатого ко-

леса; F_{pi} – накопленная погрешность шага зубьев, мм.

Кинематическая погрешность вызывает изменение динамической нагрузки трансмиссии. Так, колебания передаваемого момента 147 Н·м с угловой скоростью входного вала 135 рад/с при передаточном числе в коробке передач 6,4 в начале эксплуатации при нормированных значениях кинематической погрешности зубчатых колес, представленных в табл. 1, отражены на рис. 4, а.

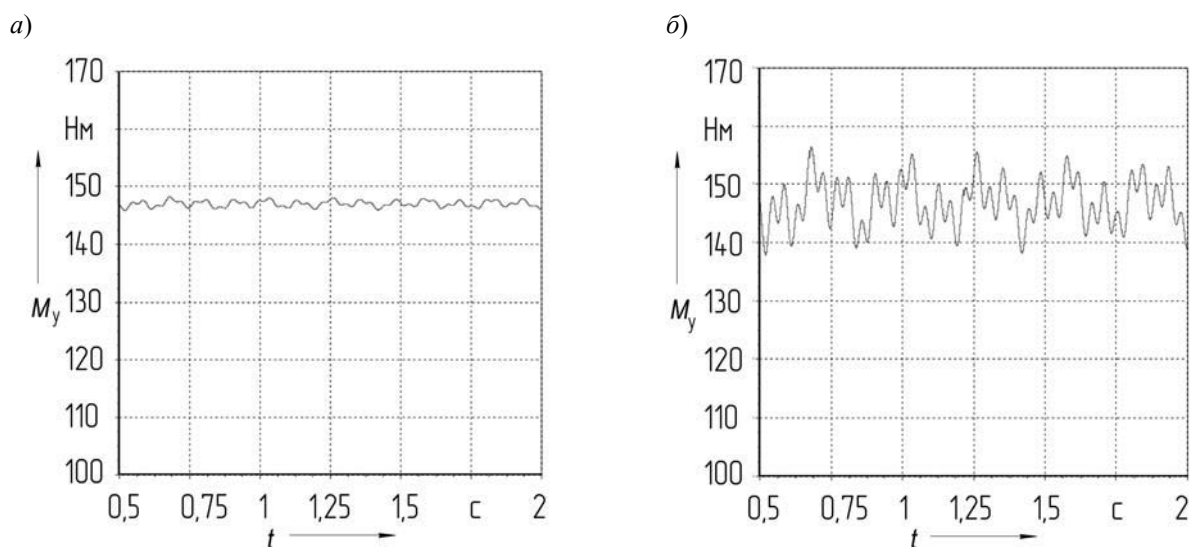


Рис. 4. Колебания передаваемого момента на выходном валу привода: а – при нормированном значении наибольшей кинематической погрешности зубчатых колес в начале эксплуатации и при фактической; б – в конце

В конце эксплуатации, когда кинематическая погрешность зубчатых пар была замерена и сведена в табл. 1, колебания передаваемого момента показаны на рис. 4, б. На этих колебаниях видны две гармонические составляющие, наложенные друг на друга, – низкочастотные от кинематической погрешности зубчатого колеса, связанного с выходным валом, и высокочастотные меньшей амплитуды, количество которых за один период низкочастотного соответствует передаточному числу первой передачи, т. е. примерно 6.

Исследования изменения нагру-

женности трансмиссии автомобиля на рабочих скоростях ($\omega_0 = 65 \dots 170$ рад/с) и нагрузках показали, что при возрастании кинематической погрешности от неравномерного износа зубьев момент в трансмиссии может увеличиться в 1,15 раза. Аналогичное возрастание динамической нагрузки возникает и при обломе одного из зубьев в коробке передач. Но этот дефект является предельным, после которого эксплуатация трансмиссии должна быть прекращена. Увеличение момента, действующего на зубчатое колесо при прохождении дефекта или колебании нагрузки, характеризу-

ется коэффициентом динамичности k_δ . Его величину определяют как

$$k_\delta = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}, \quad (5)$$

где M_{\max} – максимальный момент, действующий на зубчатое колесо при максимальной погрешности шага зацепления; $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент, передаваемый зубчатым колесом.

Тогда момент при частном уровне нагружения можно представить как

$$M_i = M_{\text{ном}} i k_\delta. \quad (6)$$

Принимая во внимание пропорциональную связь между нагрузкой M и напряжениями σ в детали, т. е. $\sigma = kM$ (k – коэффициент пропорциональности), учитывая (2), можно записать следующее:

$$\sum_{i=1}^n M_i^m \cdot k^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (7)$$

Из выражения (7) можно оценить, как изменится суммарное число циклов нагружения на i -х интервалах при появлении дополнительных динамических нагрузок, характеризуемых коэффициентом динамичности k_δ .

$$\sum_{i=1}^n N_i = \frac{\sigma_r^m \cdot N_0}{k_\delta^m \cdot k^m \cdot \sum_{i=1}^n M_{\text{ном}i}^m}. \quad (8)$$

Конечно, коэффициент динамичности, характеризующий нагруженность трансмиссии, меняется в широких пределах в зависимости от передаваемой нагрузки и угловых скоростей. Но даже возрастание динамической нагруженности в 1,15 раза снижает суммарное число циклов нагружения привода более чем в 2,3...3,5 раза (т. е. в k_δ^m раз, выбирая показатель степени кривой усталости $m = 6,61$ для расчета контактной усталости и 8,74 – изгибной [2]).

Следовательно, при появлении дополнительных динамических нагрузок от ухудшения технического состояния зубчатых передач на конечных интервалах жизненного цикла коробки передач фаза линейного изменения диагностического параметра от наработки сменяется фазой катастрофического износа, при которой эксплуатацию машины необходимо прекратить.

Отслеживание изменения динамической нагруженности зубчатых передач из-за возрастания циклической кинематической погрешности или единичных дефектов зубьев позволяют современные средства измерения угловых ускорений, в частности, бесконтактный акселерометр (рис. 5).



Рис. 5. Бесконтактный датчик углового ускорения (акселерометр) HUBNER-BERLIN ACC-70



Его легко установить на выходном валу коробки передач и при тестовом режиме диагностирования (равномерное движение на ровном участке пути) определять изменение динамической нагруженности трансмиссии относительно эталонного значения, полученного на таком же режиме в начале эксплуатации.

Выводы

При длительной эксплуатации возрастает динамическая нагруженность привода от увеличения кинематической погрешности передачи, вызванной либо появлением единичных дефектов зубь-

ев, либо неравномерностью износа зубьев. Это ведет к уменьшению суммарного числа циклов работы зубчатых передач, т. е. к снижению циклической прочности зубьев и, как следствие, ресурса трансмиссии. При достижении динамической нагруженности трансмиссии от неравномерного износа зубьев 15 % от передаваемого момента, аналогичного облому зуба в коробке передач, эксплуатацию трансмиссии целесообразно прекратить. Диагностическим параметром для контроля динамической нагруженности передачи могут служить колебания углового ускорения выходного вала коробки передач, измеряемые бесконтактным акселерометром.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили : конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учебное пособие для специальности «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич [и др.] ; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 240 с. : ил.
2. **Вершинин, Р. В.** Особенности расчета зубчатых зацеплений и повышение ресурса многоступенчатых автоматических коробок передач в процессе эксплуатации / Р. В. Вершинин // Тр. НАМИ. – 2016. – № 4 (267). – С. 54–59.
3. **Антипенко, Г. Л.** Оценка технического состояния зубчатых колес по анализу кинематической погрешности передачи / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 6–18.
4. **Антипенко, Г. Л.** Относительные угловые перемещения валов – критерий оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 10. – С. 23–28.

Статья сдана в редакцию 28 января 2018 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

Вероника Александровна Судакова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: veronia111@yandex.ru.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.

Veronika Aleksandrovna Sudakova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: veronia111@yandex.ru.

