

УДК 621.85

ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВОЙ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ

П.В. Яковлев, к.т.н., доц. / Южно-Уральский государственный университет (ЮУрГУ), г. Челябинск

Уменьшение времени на переключение передач в движущемся автомобиле положительно сказывается на его проходимости. Но на полноприводных машинах в условиях бездорожья для увеличения крутящего момента на ведущих колёсах водитель, полностью реализовав передаточный диапазон коробки передач (КП), вынужден останавливать автомобиль для включения понижающей передачи в раздаточной коробке (РК). Такая остановка предписана заводом-изготовителем ввиду высокой вероятности поломки деталей, участвующих в переключении. Но несмотря на это водители высокой квалификации переключают передачи в РК на ходу за счёт управления частотой вращения двигателя, ориентируясь на дорожные условия и скорость движения автомобиля.

Автором статьи на протяжении ряда лет в расчетном и экспериментальном плане проводились исследования схем ступенчатых механических редукторов для безостановочного переключения передач в них [1, 2, 3]. В ходе этих исследований разработана схема РК автомобиля типа «Урал» с переключением передач за счёт изменения межосевого расстояния сопрягаемых пар шестерён [4]. Предлагаемая схема РК позволяет осуществить несинхронизированное переключение передач в автоматизированном режиме во время движения автомобиля с высоким быстродействием. Однако в этих условиях трансмиссия полноприводного автомобиля подвержена ударным (динамическим) нагрузкам. Поэтому необходимо оценить величину таких нагрузок и произвести их ранжирование с целью выявления степени вклада динамического нагружения трансмиссии в режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных повреждений.

Задачей экспериментальных исследований являлось получение исходной информации о протекании рабочих процессов в трансмиссии автомобиля в режимах переключения в РК, которая в дальнейшем использовалась для обоснования аналитических исследований процессов динамического нагружения трансмиссии и получения экспериментальных статистических характеристик крутящего момента для сравнительной оценки долговечности элементов трансмиссии в различных условиях эксплуатации и испытаний.

Экспериментальные исследования новой РК были разбиты на два этапа:

- экспериментальные стендовые исследования функциональной работоспособности опытного образца (макета) экспериментальной РК;
- экспериментальные дорожные исследования влияния повышения динамики переключения передач в разработанной РК на тягово-динамические характеристики автомобиля.

При проведении экспериментальных исследований минимальное время переключения передач в РК ограничивалось 0,3 с., что объясняется следующим: переключение передач за указанное время гарантированно исключит остановку под действием значительных сил сопротивления движению (до 40 кН) автомобиля массой 13 т при скорости движения 10 км/ч и направлении переключения передач в РК как с повышенной на пониженную передачу, так и наоборот.

Как показали расчетные и экспериментальные данные [1], указанное время переключения не приводит к поломке узлов и деталей трансмиссии, и в частности макета исследуемой РК. При сокращении времени переключения $t_n < 0,3$ с. существенно возрастают контактные напряжения на эвольвентных поверхностях зубьев сопрягаемых шестерён.

В экспериментальных исследованиях сокращение времени переключения $t_n < 0,3$ с. приводит к суще-

ственному (до 20%) увеличению погрешности измерительного комплекса.

Указанное время переключения обеспечивается простой и надёжной конструкцией механизма управления РК.

На первом этапе испытаний основными параметрами нагрузочного режима работы РК при малых и средних условиях нагружения являются частота вращения коленчатого вала двигателя, моменты инерции деталей трансмиссии автомобиля и колёс. При экспериментальных исследованиях под действием нагрузок, возникающих при движении по опорной поверхности серийного автомобиля типа «Урал», основными параметрами нагрузочного режима работы РК будут время переключения передач в РК, величина крутящего момента двигателя и величина сил сопротивления движению.

Основными характеристиками работы РК служат время переключения передач, величины динамических нагрузок в трансмиссии при переключении, КПД, усилие на механизме фиксации передач, величины шума и вибрации.

Для проводимых экспериментальных исследований динамических процессов в РК была изготовлена специальная редукторная установка, состоящая из двигателя, редуктора (исследуемой РК) и рабочих органов, осуществляющих нагружение редуктора (рис. 1). Методика экспериментальных стендовых исследований разрабатывалась с учётом основных требований и рекомендаций [5, 6]. Достижение целей эксперимента осуществлялось измерением и регистрацией крутящего момента на выходном валу РК, частоты вращения выходного вала РК, времени переключения передачи, общего времени проведения эксперимента. При измерении величин крутящего момента, частоты вращения колеса, времени переключения и общего времени проведения обеспечивалась их синхронная регистрация.

Анализ современных методик экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния зубьев шестерён и валов трансмиссии транспортных машин показал, что наиболее приемлемой является методика определения деформации с помощью тензодатчиков. Данная методика основывается на методе электрического измерения неэлектрических величин. Деформация детали приводит к изменению электрического сопротивления приклеенного к ней тензодатчика. При этом прежде всего необходимо обеспечить прочное и надёжное соединение тензорезисторов с исследуемым зубом, что обеспечивается соответствующей подготовкой поверхности зуба и применением клеев, которые обладают адгезией к соединяемым материалам и по своим характеристикам удовлетворяют услови-



Рисунок 1. Стенд для испытания РК

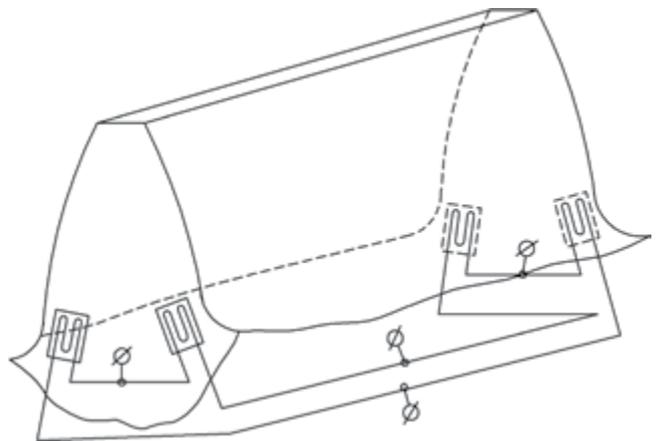


Рисунок 2. Схема расположения датчиков на зубе

ям эксперимента, например, клей ВС-350 обладает достаточными вибропрочностью и пластичностью. Учитывая, что галтели зуба, где предполагается наклеивка тензорезисторов, свойственны высокий градиент напряжений и неоднородное напряжённое состояние, в качестве датчиков необходимо применять фольговые тензорезисторы с малой базой, исключающие осреднение сигнала и не обладающие повышенной поперечной чувствительностью и «ползучестью». Этим требованиям удовлетворяют тензодатчики типа КФ5П1-1-100-В-12 с базой 1 мм [7].

Тензодатчики были наклеены на торцах зуба у галтели (рис. 2) и соединены по мостовой схеме. Такое расположение тензодатчиков повышает чувствительность моста. Балансировку последнего осуществляют по методу включения в одну из диагоналей измерительного моста трёх последовательно соединённых сопротивлений (рис. 3).

Нагрузку на зуб во время тарировки аппаратуры прикладывают посредством рычага, закреплённо-

го на ведомом валу в горизонтальном положении, и грузов. Сигнал с тензорезисторов подают на многоканальный усилитель (например, У7-1), а с него на осциллограф (например, С1-122А). При выполнении экспериментов использовался многоканальный ртутный измерительный токосъемник марки ТРАК-12.

Вибрации и ускорения зубчатых колес при работе на экспериментальной установке измерялись с помощью двух датчиков, установленных на шестерне. Погрешности изготовления зубчатых колес приводят к возникновению как крутильных, так и поперечных колебаний шестерни, происходящих в плоскости, параллельной плоскости зацепления. Датчики были расположены диаметрально противоположно от центра шестерни, а оси датчиков направлены по касательным к шестерне и параллельны друг другу. При крутильных колебаниях каждый датчик показывал амплитуду ускорения, смещения или скорости в том месте, где он установлен, независимо от его положения относительно плоскости зацепления.

Конструкция датчика, применяемого для измерения вибраций, определялась конкретными условиями его работы, в которые входят: измеряемый диапазон частот, величины амплитуд, температурные условия, силы, действующие на датчик, габариты деталей, измерение вибраций которых предполагается производить данным датчиком, и др. Помимо этого, датчик должен был обладать достаточно простой конструкцией и надёжностью в работе. Для определения условий работы датчика при измерении вибраций зубчатых колес было проведено специальное исследование, в результате которого были установлены следующие основные требования к датчикам, предназначенным для измерения характеристик работы зубчатых колес:

- 1) частотная характеристика должна быть линейной в диапазоне частот от 50 Гц до 15 кГц;
- 2) собственная частота должна быть не менее 25–50 кГц;
- 3) чувствительность должна быть не менее 0,5 мВ/г;
- 4) датчики должны надёжно работать при температурах до 100°C;
- 5) механическая прочность датчика должна обеспечивать надёжную работу при ускорениях до 500 г и выдерживать центробежные силы до 20 кг/г;
- 6) должна быть обеспечена возможность тарировки датчика вне измеряемого объекта;
- 7) датчик должен обеспечивать простоту установки на измеряемую деталь, иметь небольшие размеры и вес для исключения влияния на колебательную систему.

Конструкция датчика для измерения характеристик работы зубчатых колес приведена на рис. 4. Этот датчик является пьезоэлектрическим акселерометром (измерителем ускорений) с кварцевой пластинкой 6 (пьезоэлементом) 6 и грузом 3 (массой), изготовленным из тантала. Особенностью датчика является то, что его корпус имеет двойное назначение и служит, с одной стороны, для защиты груза и кварцевой пластинки от повреждений, а с другой – используется в качестве пружины, которая создаёт необходимое статическое усилие на пьезоэлемент. Величина статического усилия создаётся затяжкой крышки 4 датчика. Масса 3 датчика, совершая колебания вместе с деталью, в которую ввёрнут датчик (на резьбе), воздействует с определённым усилием на пьезоэлемент 6 датчика. Это усилие пропорционально ускорению (при постоянной массе для данного датчика). При

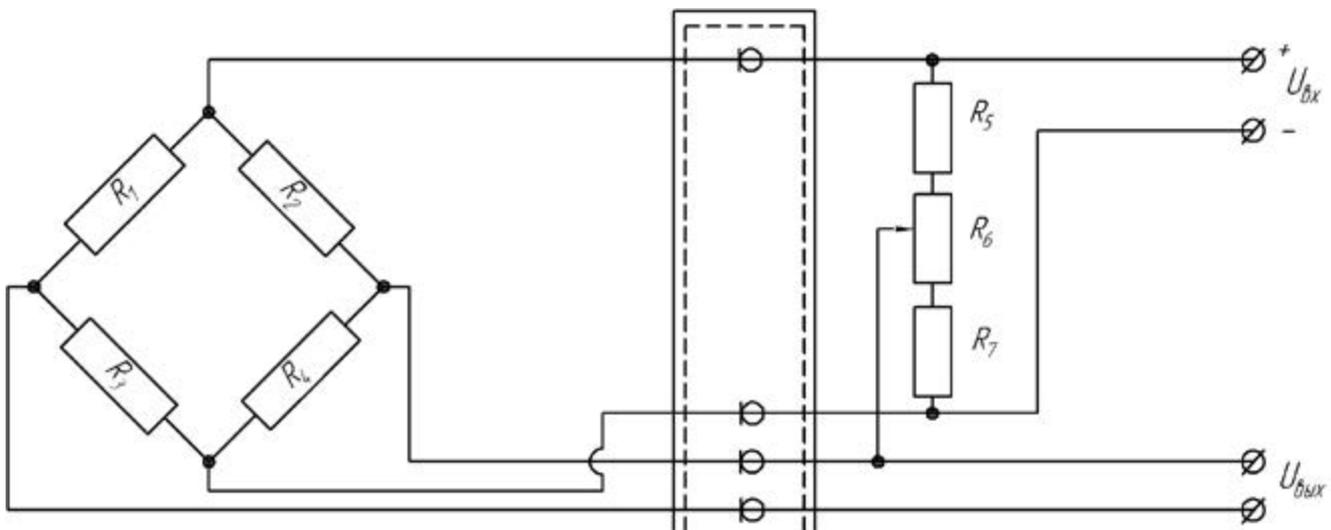


Рисунок 3. Схема балансировки измерительного моста

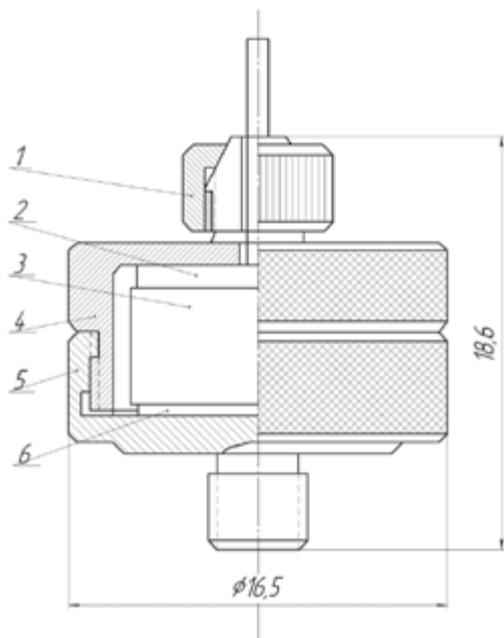


Рисунок 4. Конструктивная схема датчика измерения вибраций: 1 — гайка; 2 — изолятор; 3 — груз; 4 — крышка; 5 — корпус; 6 — пьезоэлемент

воздействии на пьезоэлемент определенного усилия на нём возникает электрический заряд, пропорциональный этому усилию.

Опыт работы датчиков на больших оборотах показал, что значительное внимание необходимо уделять креплению выводных проводов. Провода должны плотно прилегать к поверхности колеблющейся детали. Плохо закреплённые участки проводов при вибрации быстро разрушаются, прерывая и значительно задерживая выполнение опыта в связи с устранением неполадок. Также установлено, что, если одновременно с крутильными колебаниями шестерни она подвергается также и поперечным, показания датчиков будут иметь другой характер. В зависимости от соотношения фаз поперечных и крутильных колебаний шестерни возможны два варианта. При рассмотрении вариантов суммарных поперечных и крутильных колебаний отсчёт необходимо вести от плоскости зацепления. Положение датчиков относительно плоскости зацепления координируется специальной отметкой на осциллограмме в момент, когда оси датчиков параллельны плоскости зацепления.

Программа экспериментальных исследований второго этапа включала:

- осмотр экспериментальной РК (проверка уровня масла, крепления и т. д.) (рис. 5);
- прогрев и тарировку измерительной аппаратуры;
- запуск и прогрев двигателя автомобиля;
- начало регистрации интересующих величин (начинается в момент трогания автомобиля и заканчивается при выезде автомобиля на исходную позицию);

- выход автомобиля на стартовую позицию (рис. 6).

Основной этап экспериментальных исследований:

а) при скорости автомобиля 10 км/ч сделать контрольный заезд на 200 м без переключения РК, с фиксацией параметров измерительным комплексом на повышенной, затем на пониженной передаче РК без переключения передачи в КП;

б) при той же скорости и длине участка произвести заезд с переключением передачи в РК без остановки автомобиля в направлении с повышенной на пониженную, с фиксацией параметров измерительным комплексом без переключения передачи в КП;

в) при той же скорости и длине участка произвести заезд с переключением передачи в РК без остановки автомобиля в направлении с пониженной на повышенную, с фиксацией параметров измерительным комплексом без переключения передачи в КП.

На повышенной передаче в РК произвести регистрацию процессов, происходящих в трансмиссии при переключении передачи в КП (с I передачи на II) в режиме резкого включения муфты сцепления при той же скорости и длине участка.

Методы экспериментальных исследований второго этапа основаны на РТМ 37.001.039-77 «Типовая программа и методы испытаний полноприводных автомобилей на проходимость», ГОСТ В 26442-85 «Автомобили многоцелевого назначения».

При расчётной оценке нагрузочных режимов трансмиссии можно выделить два основных направления. Первое предполагает задание обобщённого нагрузочного режима кривыми распределения уровней крутящего момента в трансмиссии по числу циклов его действия [8]. Характеристики распределения выбираются по специальным номограммам в зависимости от условий эксплуатации автомобиля. При этом динамические нагрузки учитываются специальными коэффициентами. Такой метод в достаточной степени обоснован многолетними экспериментальными



Рисунок 5. Установка новой РК на автомобиль

данными, но не позволяет оценить влияние интенсивности и цикличности динамического нагружения трансмиссии на долговечность её деталей, не учитывает специфики разных условий эксплуатации и особенностей рабочих процессов автомобиля. Более предпочтительным следует считать расчётное определение нагрузочного режима на основе аналитического описания его отдельных составляющих – квазистатической, определяемой внешним сопротивлением движению автомобиля, и динамических, дифференцируемых по источникам возбуждения колебаний [9]. При таком подходе нагрузка в трансмиссии определяется отдельно для каждого характерного режима нагружения, в последующем решается задача суммирования их повреждающего действия. Недостатком этой методики является её громоздкость, необходимость в большом объёме вычислений на ЭВМ: даже небольшие корректировки режима движения автомобиля или условий эксплуатации требуют повторения полного цикла математического моделирования. Поэтому целесообразно объединить преимущества обоих направлений. Для этого необходимо найти обобщённые характеристики динамического нагружения трансмиссии на наиболее характерных режимах работы, аналитически описать их достоверными, но достаточно простыми зависимостями.

Процессы динамического нагружения зубчатых колёс трансмиссии от переключения передач в РК налагаются на средний уровень квазистатических нагрузок, их амплитуда зависит от среднего значения нагрузки. Следовательно, на каждой отдельной передаче нагрузочный режим зубчатых колёс трансмиссии автомобиля может быть представлен в виде двух кривых распределения нагрузок – квазистатических и динамических — при включении данной передачи в РК. Схематично представление нагрузочного режима в виде двух кривых приведено на рис. 7. Обе кривые характеризуются средним значением, среднеквадратическим отклонением и правыми границами. Кривая распределения квазистатических



Рисунок 6. Ходовые испытания автомобиля с новой РК

нагрузок ограничивается справа значением максимального момента двигателя, так как по природе формирования их величина не может превышать это значение. Сумма плотностей распределения квазистатического и динамического нагружений по числу циклов на единицу пробега автомобиля должна быть равна единице:

$$\alpha_n \int_{-\infty}^{\infty} f_N(P_i) dP + \alpha_d \int_{-\infty}^{\infty} f_N(P_i) dP = 1, \quad (1)$$

где α_n и α_d — весовые коэффициенты по числу циклов действия квазистатических и динамических нагрузок соответственно.

Сдельные веса составляющих (α_n , α_d) по числу циклов нагружения на 1 км пробега могут быть определены следующим образом. Пробег автомобиля за время длительности m_i числа переходных процессов в РК на 1 км пути на i -й передаче в РК равен

$$L_{mi} = m_i(\bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai-1})t_n / 7,2, \quad (2)$$

где \bar{V}_{ai} и \bar{V}_{ai-1} — средние скорости движения автомобиля на включаемой и предшествующей передачах в РК, км/ч; t_n — время длительности одного переходного процесса при включении передачи в РК.

Между моментами выключения предыдущей передачи и включения следующей на манипуляции органами управления затрачивается время t_o , когда в трансмиссии действует нулевой момент. Длительность его одинакова для всех переключаемых передач и равна в нормальных эксплуатационных условиях 0,1–1,3 с., то есть соизмерима с длительностью переходного процесса.

В предположении, что пробег на отдельных передачах отсчитывается от середины временных интервалов t_o , имеем пробег автомобиля при нулевом моменте в трансмиссии

$$L_{oi} = 0,5t_o \left(m_i \frac{\bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai-1}}{7,2} + m_{i+1} \frac{\gamma_i \bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai+1}}{\gamma_{i+1} 7,2} \right), \quad (3)$$

где m_{i+1} — число включений повышенной передачи на 1 км пробега на этой передаче; γ_i и γ_{i+1} — удельный вес пробега на пониженной и повышенной передачах в РК в общем пробеге автомобиля.

Удельный вес квазистатических и динамических нагрузок в переходных режимах по числу циклов их действия определяется по зависимостям

$$\alpha_{ci} = \frac{L_{mi}}{1000}; \quad \alpha_{oi} = \frac{L_{oi}}{1000}; \quad \alpha_c = 1 - \alpha_n - \alpha_d. \quad (4)$$

При представлении нагрузок в трансмиссии на каждой передаче в РК двумя распределениями (отдельно квазистатической и динамической в переходных процессах) по числу циклов их действия задача суммирования повреждающего действия может быть решена различными методами.

Долговечность детали L определяется как отношение располагаемой ею циклонпряжённости R к

циклонапряжённости на единицу измерения долговечности R_1 (применительно к автомобилю единицей измерения долговечности принят 1 км пробега):

$$L = R/R_1. \quad (5)$$

Суммарное повреждающее действие нагрузок P_j , описанных двумя кривыми распределения для каждой передачи, на 1 км пробега автомобиля можно записать в виде

$$R_1 = R_{c1} + R_{d1} = N_c \int_{P_{min}}^{P_{cmax}} P_c^m f_N(P_c) dP + N_d \int_{P_{min}}^{P_{dmax}} P_d^m f_N(P_d) dP. \quad (6)$$

где N_c и N_d — число циклов нагружения детали квазистатическими и динамическими нагрузками в переходных режимах соответственно; $f_N(P_c)$ и $f_N(P_d)$ — функции распределения квазистатических (P_c) и динамических (P_d) нагрузок по числу циклов их действия; P_{cmax} и P_{dmax} — правые границы соответствующих кривых распределения.

Общее число циклов нагружения детали на 1 км пробега определяется радиусом ведущих колёс и передаточным отношением от входного вала РК до ведущих колёс и является числом постоянным и равным N_{Σ} . Поэтому в выражении (6) N_c и N_d можно выразить через общее число циклов нагружения N_{Σ} , используя коэффициенты их удельного веса α_c и α_d :

$$N_c = \alpha_c N_{\Sigma}, \quad N_d = \alpha_d N_{\Sigma}. \quad (7)$$

В таком случае выражение (6) может быть записано следующим образом:

$$R_1 = N_{\Sigma} \left[\alpha_c \int_{P_{min}}^{P_{cmax}} P_c^m f_N(P_c) dP + \alpha_d \int_{P_{min}}^{P_{dmax}} P_d^m f_N(P_d) dP \right]. \quad (8)$$

Располагая всеми известными (8) характеристиками, дальнейший расчёт можно выполнить по методике, разработанной под руководством И.С. Цитовича [10]. Эта методика в целях сокращения объёмов вычислительных операций предлагает проведение расчётов по расчётной нагрузке P_p с использованием коэффициентов нагрузки \hat{E}_i или коэффициентов пробега \hat{E}_i , определяемых по зависимостям

$$K_{IR} = \int_{P_{min}}^{P_{cmax}} P_c^m f_N(P_c) dP / P_p^m, \quad K_{IR} = (K_{IR})^{1/m}. \quad (9)$$

$$K_{ID} = \int_{P_{min}}^{P_{dmax}} P_d^m f_N(P_d) dP / P_p^m, \quad K_{ID} = (K_{ID})^{1/m}. \quad (10)$$

В качестве расчётной нагрузки P_p обычно принимается нагрузка, соответствующая правой точке усечения кривой распределения. В нашем случае целесообразно обе кривые приводить к единой расчётной нагрузке, приняв в качестве неё правую точку усечения квазистатической составляющей.

Коэффициенты удельного веса квазистатического и динамического нагружений в режимах переключения передач в РК в трансмиссии полноприводных автомобилей по числу циклов действия, подсчитанные на основе результатов экспериментального

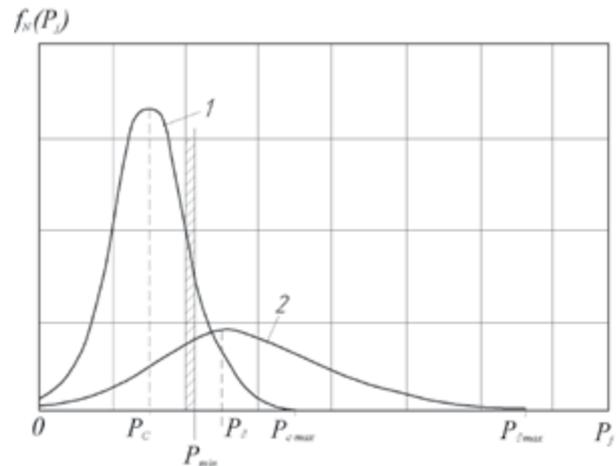


Рисунок 7. Представление нагрузочного режима зубчатых колёс РК: 1 — квазистатические нагрузки; 2 — динамические нагрузки

исследования режимов их движения в различных условиях эксплуатации и испытаний, приведены в табл. 1. Зубчатые колёса предлагаемой конструкции раздаточной коробки автомобиля имеют разный уровень нагруженности — как квазистатической, так и динамической — на различных передачах. Некоторые из них работают только на одной передаче, другие — на нескольких или всех передачах. Так как нагрузочные режимы на отдельных передачах практически независимы [11], суммарное накопление циклонапряжённости детали на 1 км пробега с учётом коэффициентов распределения пробегов на отдельных передачах в РК может быть записано в виде

$$R_1 = N_{\Sigma} \sum_i \gamma_i P_{pi}^m (\alpha_c K_{rci} + \alpha_d K_{ndi}), \quad (11)$$

где γ_i — относительный пробег автомобиля на i -й передаче.

Оценку влияния динамического нагружения на процесс накопления циклонапряжённости детали можно оценить по взвешенному значению ΣK_{ndi} в выражении (11):

$$r_d = \sum_i \gamma_i \alpha_d K_{ndi} / \sum_i \gamma_i (\alpha_c K_{rci} + \alpha_d K_{ndi}). \quad (12)$$

Результаты оценки вклада динамического нагружения трансмиссии в режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных поврежде-

Таблица 1

Условия испытаний	Включаемая передача в РК	\bar{m}_i	α_c	α_d
Асфальтобетонное шоссе	1	14	0,85	0,1
	2	4,5	0,94-0,95	0,02-0,03
Бульварная дорога	1	10	0,89	0,07-0,08
	2	4,2	0,95	0,02-0,03
Грунтово-гравийная дорога	1	16	0,81-0,83	0,11-0,13
	2	6,0	0,91-0,92	0,03-0,04

Таблица 2

Условия движения и режим переходных процессов	$r_{\Delta F}$ %	$r_{\Delta F}$ %
Асфальтобетонное шоссе, эксплуатационный режим	4-10	10-25
Булыжная дорога, эксплуатационный режим	6-13	15-34
Улицы города, эксплуатационный режим	10-25	34-51
Интенсивный разгон с интенсификацией переключения передач	20-45	80-98

ний по контактной (Н) и изгибной (F) выносливости зубчатыми колёсами РК автомобиля «Урал» в некоторых режимах движения приведены в табл. 2.

Таким образом, показано, что динамическое и квазистатическое нагружения в режимах переключения передач в РК независимы друг от друга и могут характеризоваться весовыми коэффициентами по числу циклов их действия, при этом процессы динамического нагружения зубчатых колёс трансмиссии от переключения передач в РК налагаются на средний уровень квазистатических нагрузок, их амплитуда зависит от среднего значения нагрузки. Результаты оценки вклада динамического нагружения трансмиссии в режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных повреждений зубчатых колёс раздаточной коробки автомобиля «Урал» показали существенную долю влияния на суммарное накопление усталостных повреждений по изгибной выносливости (до 90%) при интенсивном росте динамики переключения передач за время переключения менее 0,1 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Яковлев П.В. Повышение динамики переключения передач в раздаточной коробке полноприводного автомобиля применением новой кинематической схемы: дис. ... канд. техн. наук. — Челябинск, 2005. — 143 с.
2. Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей // Транспорт Урала. — 2011. — № 2 (29). — С. 101—106.
3. Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. Математическое моделирование трансмиссии автомобиля «Урал» с новой раздаточной коробкой // Транспорт Урала. — 2012. — № 1 (32). — С. 148—151.
4. Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. Патент РФ № 2011117482. Раздаточная коробка транспортного средства с механизмом переключения передач.
5. Нефёдов А.Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. — Львов: Вища школа, 1976. — 160 с.
6. Московкин В.В. Выбор оптимальных параметров автомобиля, эксперимент или расчёт // Автомобильная промышленность. — 1997. — № 8. — С. 15—17.
7. Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колёсами. — М.: Издательство Академии наук СССР, 1961. — 119 с.
8. Дзюнь В.А., Павловский В.Я. Нагруженность трансмиссий автомобилей. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1982. — 60 с.
9. Дзюнь В.А., Филимончик И.И. Нагрузочный режим и форсирование испытаний автомобильных трансмиссий // Известия АН БССР. Серия физ.-техн. наук. — 1978. — № 4. — С. 92—96.
10. Методика определения максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля / И.С. Цитович, Н.А. Островерхов, В.Б. Альгин и др. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1975. — 71 с.
11. Лукинский В.С., Котиков Ю.Г., Зайцев Я.И. Долговечность деталей шасси автомобиля. — Л.: Машиностроение, 1984. — 231 с.

7-Я КИТАЙСКАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА АВТОЗАПЧАСТЕЙ —

CIAPE 2013

Ассоциация автомобильных инженеров приглашает вас принять участие в специализированном семинаре ААИ, который состоится 13 сентября 2013 года, в период проведения 7-й Китайской международной выставки автомобильных компонентов и запасных частей CIAPE-2013. Место проведения: КНР, г. Пекин, Китайский международный выставочный центр (новый павильон).

Выставка CIAPE-2013 ориентирована на глобальный рынок комплексных аксессуаров и послепродажное обслуживание. На CIAPE-2013 можно будет оценить уровень и определить тенденции развития китайской и зарубежной автомобильной промышленности. На

площади 70 000 кв. м вы сможете увидеть новую продукцию, новую технику и новые материалы, оценить развитие и применение новых технологий, передовые зарубежные методы управления и интеллектуальные ресурсы, здесь представляются все возможности для расширения экспорта и импорта, выходы на новые рынки для инвестиционного сотрудничества с китайскими и зарубежными партнёрами, для развития разработок и производственной кооперации.

В период проведения выставки состоятся международный форум и другие специализированные мероприятия, на которых будут обсуждаться актуальные вопросы глобальной экономики, новейшие тенденции развития отрасли и технологий производства автозапчастей, специально будут рассмотрены

темы международных закупок, технологий и инноваций, торговли и послепродажного обслуживания.

Для всех профессиональных покупателей, утверждённых оргкомитетом выставки, бесплатное проживание в гостинице Пекина! Спешите заполнить бланк регистрации, который можно получить в оргкомитете выставки. Подробности по тел. 0086-10-68991359, факсу 0086-10-68991422 или электронной почте tianyu_natasha@mail.ru, cis@iapechina.com.

Для участия в семинаре необходимо подать заявку по форме в адрес рабочей группы ААИ. Заявку можно скачать на сайте www.aae-press.ru.

Ответственный исполнитель:

Сальникова Екатерина

Моб. +7 (903) 159-15-56

E-mail: hovanskaya_ekaterina@mail.ru