

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВАЛОВ — КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ

Кандидаты техн. наук Г.Л. АНТИПЕНКО и В.А. СУДАКОВА,
М.Г. ШАМБАЛОВА

Белорусско-Российский университет (8.029. 745-34-95)

Рассмотрен метод оценки технического состояния зубчатых колес трансмиссий, основанный на отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов.

Ключевые слова: трансмиссия, зубчатые колеса, локальный дефект, кинематическая погрешность, динамическая нагруженность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.

Antipenko G.L., Sudakova V.A., Shambalova M.G.
RELATIVE ANGULAR MOVING OF BILLOWS —
CRITERION OF ESTIMATION OF THE TECHNICAL STATE
OF GEARING OF TRANSMISSIONS

The method of estimation of the technical state of gear-wheels of transmissions, based on watching of the relative angular moving of leading and slave billoows is considered.

Keywords: transmission, gear-wheels, local defect, kinematics error, dynamic loading, relative angular moving, impulsive method.

Надёжность в эксплуатации — одно из важнейших требований, предъявляемых к АТС. Её уровень закладывается при их конструировании, а поддерживается системой технической эксплуатации. Это можно сказать не только об АТС в целом, но и в отношении их систем, агрегатов, узлов и деталей. И зубчатые передачи с этой точки зрения — не исключение.

Надёжность новой машины, как правило, довольно высокая. Однако по мере наработки их техническое состояние ухудшается: изнашиваются рабочие поверхности зубьев, возникают локальные дефекты — отдельные зубья полностью или частично обламываются, на их рабочей поверхности появляются сколы, трещины и т.д. Все это отрицательно сказывается на равномерности вращения связанных с шестернями валов, что вызывает дополнительные динамические нагрузки, величина которых может превышать передаваемые расчётные в 2...3 раза [1]. Результат — поломка или повышенные износы деталей передачи.

Общее техническое состояние зубчатых передач трансмиссии определяют по суммарному угловому зазору (люфту), характеризующему износ рабочих поверхностей зубьев, и по кинематической погрешности передачи, характеризующей неравномерность износа зубьев и наличие локальных дефектов. В связи с этим зазор регламентируется эксплуатационной документацией, причём как для трансмиссии в целом, так и для коробки передач, карданного вала и карданной передачи. Правда, при его измерении необходимо иметь в виду, что в коробке передач он однозначно характеризует боковой износ зубьев и шлицев, в карданном валу износ зубьев вообще не характеризует, а в случае главной передачи, как и в случае трансмиссии в целом, на его величину влияет и регулировка этой передачи.

Предвестником разрушения зубчатой передачи считается появление локальных дефектов зубьев, провоцирующих образование множественных дефектов и, как следствие, — выход из строя всего или части при-

вода. Поэтому проблема выявления локальных дефектов на возможно более ранней стадии — одна из важнейших: своевременно устранив такой дефект, можно избежать неожиданных поломок трансмиссии, ведущих к большим затратам времени и средств на их устранение.

Однако и переоценивать локальные дефекты тоже нельзя. Их опасность определяется их величиной и местоположением в кинематической цепи трансмиссии, а значит, дополнительной нагруженностью трансмиссии при передаче крутящего момента. В связи с этим возникает вопрос, какие же дефекты зубчатых передач следует считать опасными для конкретной трансмиссии?

И здесь, если судить по научным публикациям, существуют две теории динамики зубчатых передач — вибрационная и ударная. В соответствии с первой из них, динамические нагрузки в таких передачах возникают из-за кинематических погрешностей и изменения жесткости зубьев, а в соответствии со второй — следствие удара зубьев в моменты их пересопряжения [2]. Однако обе они позволяют решать задачи применительно к вибродиагностике, где в качестве диагностического сигнала используют величину ударного импульса, параметры которого — форма и время удара.

Правда, здесь есть одна тонкость: ударный импульс, вызванный изменением кинетической энергии в зубчатом зацеплении при прохождении локального дефекта, характеризует динамическую нагруженность зубьев, а не самого привода. Другими словами, упругим элементом представляется сам зуб, хотя жесткость валов привода может быть гораздо меньше. Что делает результаты расчётов надёжности привода, мягко говоря, сомнительными. Поэтому динамику работы привода лучше оценивать с учётом неравномерности вращения его выходного вала.

Дело в том, что во время прохождения дефекта ведущим зубчатым колесом его скорость вращения на какую-то долю секунду резко возрастает, так как крутящий момент от двигателя остаётся тем же, а момент сопротивления вращению становится равным нулю. На ведомом же колесе в этот период картина обратная: к нему подводится момент сопротивления, а ведущий момент равен нулю. Понятно, что восстановление кинематической связи колес сопровождается ударом, сила которого (величина дополнительного динамического момента) зависит от разницы ускорений ведомого и ведущего колес при их соприкосновении и от моментов инерции вращающихся масс, связанных с ведущей и ведомой частями привода, т.е. от изменения кинетической энергии, накопленной в приводе. Из сказанного выше следует: для анализа нагруженности привода, зубчатые передачи которого имеют локальные дефекты, необходимо рассматривать динамическую модель всего привода, позволяющую определять их влияние на различных режимах работы и оценивать степень опасности в случае дальнейшей его эксплуатации.

Чтобы построить такую модель, проанализируем типовой привод автомобиля. Он, как известно, представляет собой динамическую систему с сосредото-

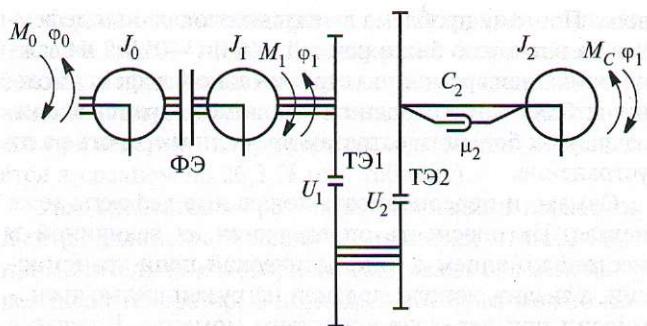


Рис. 1. Динамическая модель трансмиссии автомобиля

ченными параметрами, крутильные колебания которой имеют ярко выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 300 Гц. Для систем, приведенных к дискретному виду, массы сосредоточены и обладают только инерционностью. Кроме того, связывающие массы — это упругие элементы, которые характеризуются определенной жесткостью, а затухание колебаний обусловлено демпфированием или расщеплением их энергии. Наконец, при изучении кратковременных переходных процессов и процессов рассеивания энергии в таких системах гистерезисные потери в материале деталей, зубчатых и шлицевых соединениях, опорах валов, сказывающиеся на затухании колебаний, можно не принимать во внимание [3].

Учитывая все эти соображения, динамическую модель трансмиссии можно представить так, как показано на рис. 1. В её состав входит двигатель, который подводит крутящий момент M_0 к трансмиссии, фрикционный элемент (ФЭ), разъединяющий и соединяющий привод, трансформаторные элементы ТЭ1 и ТЭ2 с передаточными числами U_1 и U_2 , в которых при исследовании задается определенная величина дефекта или погрешность шага зацепления. С этими элементами, отображающими безинерционные преобразования параметров потока энергии, связаны ведущие и ведомые элементы привода, характеризуемые определенной величиной моментов J_i инерции, способные накапливать кинетическую энергию. Так, нулевая сосредоточенная масса с моментом J_0 инерции отображает инерционные свойства вращающихся масс ДВС и кинематически связанных с ним деталей привода. Первая сосредоточенная масса с моментом J_1 инерции учитывает моменты инерции вращающихся масс валов и зубчатых колес, приведенных к первичному валу привода после фрикционного элемента (при включенном фрикционном элементе момент инерции J_0 объединяется с моментом инерции J_1); вторая сосредоточенная масса с моментом J_2 инерции представляет собой сумму моментов инерции элементов привода, связанных с его выходным валом. Внешнее воздействие на систему представлено крутящим моментом M_c , отображающим сопротивление движению автомобиля.

Математическое представление динамической модели переменной структуры с сосредоточенными параметрами имеет вид системы обыкновенных дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода (формула № 1 в

таблице). В систему уравнений входят, как видим, дискретные функции L_i состояния. Они позволяют использовать одну и ту же математическую модель при изменяющихся условиях, исключая из структуры те или иные слагаемые системы дифференциальных уравнений, а не создавать свои модели для замкнутой и разомкнутой кинематической цепи при прохождении локального дефекта зуба или при буксовании фрикционного элемента сцепления при неполном его замыкании. Что, естественно, упрощает процесс исследования влияния величины дефекта зуба, его принадлежности к тому или другому колесу в кинематической цепи привода автомобиля. В чём авторы и убедились, проводя расчётные эксперименты с моделью ГАЗ-3307. При этом в качестве исходных условий было принято: автомобиль движется равномерно по горизонтальному участку грунтовой дороги. В одном случае — он порожний, а во втором — с полной нагрузкой.

Исследования коробки передач этого автомобиля на динамическую её нагруженность показали, что любые локальные дефекты зубьев её шестерен, как и следовало ожидать, увеличивают динамическую составляющую передаваемого крутящего момента на всех рабочих режимах. Но по-разному: если дефект имеет зуб шестерни выходного вала, то это увеличение может быть двойным (кривая 1 на рис. 2), а если на шестерне входного вала, то оно (кривая 2) чуть меньше (до 86 %). При увеличении же скоростного режима зубчатой передачи при одном и том же передаваемом крутящем моменте динамическая составляющая, казалось бы, должна возрастать. Однако она уменьшается, что хорошо видно из рис. 3, на котором показана зависимость крутящего момента M от величины g дефекта зуба и угловой скорости ω вращения входного вала коробки передач. При $\omega = 20$ рад./с она в среднем в 1,5 раза выше, чем при $\omega = 180$ рад./с. Причина тому — вращающиеся массы привода с увеличением угловой скорости накапливают большую кинетическую энергию, пропорциональную квадрату этой скорости. Значит, чем больше ω , тем больше энергия, поэтому элементы привода в меньшей степени реагируют на возмущения при прохождении дефекта, продолжая свое движение за счет сил инерции. Правда, ДВС на угловой скорости 20 рад./с не работает, но на входе ко-

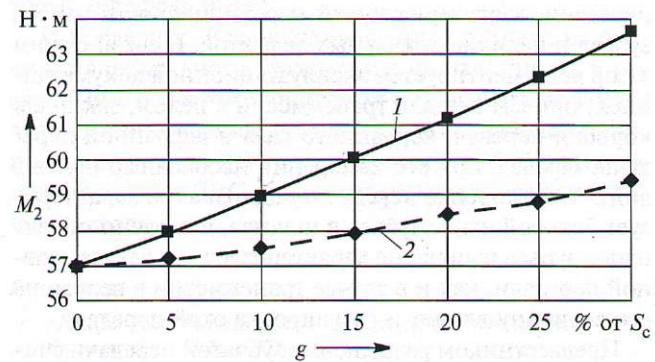


Рис. 2. Зависимость крутящего момента на выходном валу коробки передач от величины дефекта зуба шестерни и его местоположения:
1 — выходной вал; 2 — входной вал

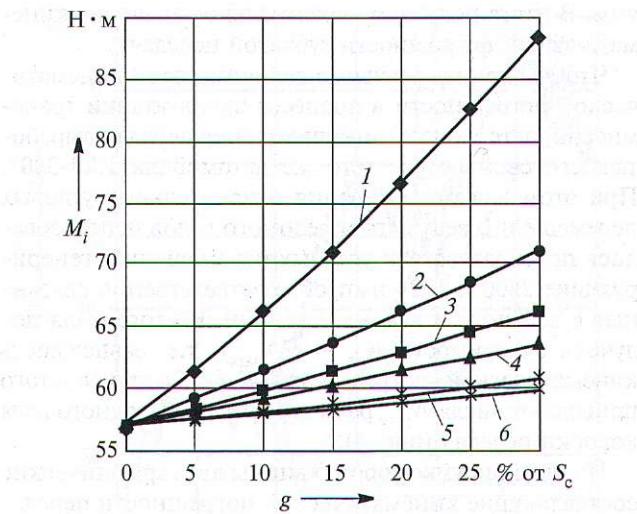


Рис. 3. Зависимость крутящего момента на выходном валу коробки передач от величины дефекта шестерни и угловой скорости её вращения:

1 — $\dot{\phi} = 20 \text{ рад./с}$; 2 — $\dot{\phi} = 40 \text{ рад./с}$; 3 — $\dot{\phi} = 60 \text{ рад./с}$; 4 — $\dot{\phi} = 100 \text{ рад./с}$; 5 — $\dot{\phi} = 140 \text{ рад./с}$; 6 — $\dot{\phi} = 180 \text{ рад./с}$;

робки передач она может быть при неполнотью выжатом сцеплении.

При этих исследованиях за максимальную величину g дефекта авторы приняли выкрашивание рабочей поверхности зуба по всей его ширине и глубиной 0,3 его толщины s_c , расположенное на делительной окружности зубчатого колеса. Такой выбор связан с тем, что из-за коэффициента перекрытия даже выломанный зуб вызывает такую же кинематическую погрешность, как дефект размером $0,3s_c$.

Но локальный дефект — это импульсное, кратковременное воздействие. При работе привода кроме этого воздействия должны проявляться и систематическая (циклическая) погрешность шага зацепления, обусловленная как неравномерным износом зубьев по окружности, так и погрешностью изготовления и монтажа шестерен в коробке передач. И если для новых зубчатых колес эта погрешность нормируется, то ее предельная величина в эксплуатации не определена. Но он — тоже дефект, который нужно уметь определять.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\ddot{\phi}_0 = \frac{\left(M_d - (1 - L_0)M_\phi - L_1 \left(\frac{c_2}{u_1 u_2} \left(\frac{\phi_0}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \frac{\mu_2}{u_1 u_2} \left(\frac{\dot{\phi}}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) \right)}{J_0 + L_0 J_1};$ $\ddot{\phi}_1 = \ddot{\phi}_0 L_0 + \frac{(1 - L_0) \left(M_\phi - L_1 \left(\frac{c_2}{u_1 u_2} \left(\frac{\phi_1}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \frac{\mu_2}{u_1 u_2} \left(\frac{\dot{\phi}_1}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) \right)}{J_1};$ $\ddot{\phi}_2 = \frac{\left(L_1 \left(c_2 \left(\frac{\phi_1}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \mu_2 \left(\frac{\dot{\phi}_1}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) - M_c \right)}{J_2}$	$\ddot{\phi}_0, \ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$ — ускорения инерционных масс ДВС, ведущего зубчатого колеса и ведомой части привода; ϕ_0, ϕ_1, ϕ_2 — угловые скорости тех же элементов привода; ϕ_0, ϕ_1, ϕ_2 — углы их поворота; M_d — крутящий момент ДВС; M_c — момент сопротивления движению АТС; M_ϕ — момент, создаваемый трением; c_2 — коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу привода; μ_2 — коэффициент демпфирования ведомой части привода; L_0 — дискретная функция, характеризующая состояние трения фрикционного элемента ($L_0 = 0$ — фрикцион буксует, $L_0 = 1$ — фрикцион замкнут); L_1 — дискретная функция, характеризующая состояние кинематической связи между ведущим и ведомым зубчатыми колесами ($L_1 = 1$ — связь устойчивая, $L_1 = 0$ — связь нарушенна)
2	$U = U_1 U_2 = \frac{\pi m z_2 + F_{p_2} \sin(\phi_1 z_2 / z_1)}{\pi m z_1 + F_{p_1} \sin(\phi_1)} \frac{\pi m z_4 + F_{p_4} \sin(\phi_2)}{\pi m z_3 + F_{p_3} \sin(\phi_2 z_3 / z_4)}$	m — модуль зубьев; z_1, z_2, z_3, z_4 — число зубьев зубчатых колес соответственно; $F_{p_1}, F_{p_2}, F_{p_3}, F_{p_4}$ — кинематическая погрешность каждого зубчатого колеса соответственно
3	$\sum \sigma_i^m N_i \leq \sigma_r^m N_0$	σ_i — напряжения при числе нагружений (рабочих циклов), равном N_i ; m — показатель степени, зависящий от вида напряжений (для изгибных $m = 6$) и обработки поверхности (для упрочнённой поверхности $m = 9$); σ_r — предел усталости при базовом числе N_0 нагружений
4	$\sum M_i^m k^m N_i \leq \sigma_r^m N_0$	M_i — крутящий момент в приводе; K — коэффициент пропорциональности
5	$k_d = \frac{M_{\max}}{M}$	M_{\max} — максимальный крутящий момент, обусловленный локальным дефектом или погрешностью шага зацепления; M — передаваемый момент в приводе
6	$N_i = \frac{\sigma_r N_0}{M_i^m k_d^m}$	—

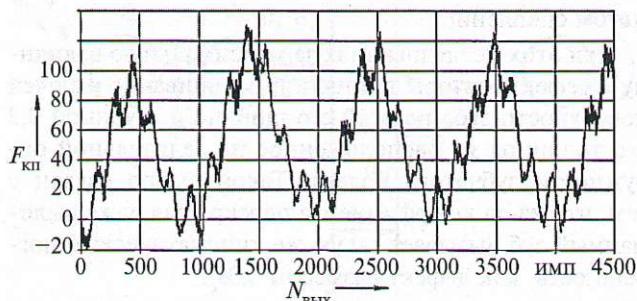


Рис. 4. График изменения кинематической погрешности двухступенчатого привода при $U = 6,4$

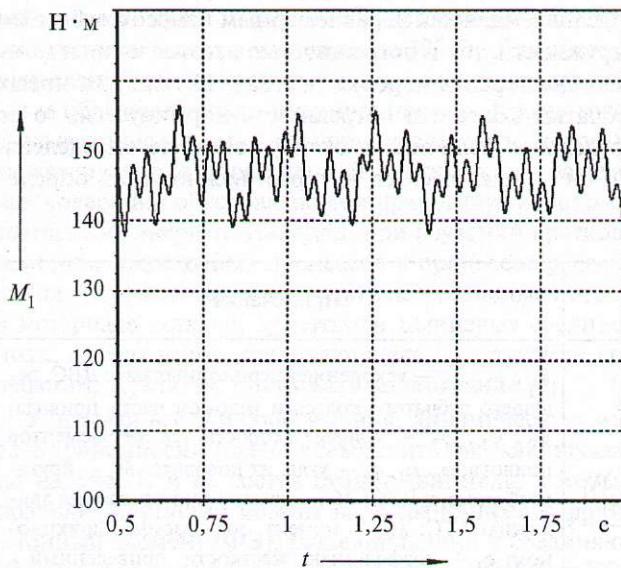


Рис. 5. Результаты расчета динамической нагрузкенности коробки передач автомобиля, выработавшего свой ресурс

лять. При этом, по мнению авторов, необходимо руководствоваться следующими соображениями.

Неравномерность вращения выходного вала коробки передач, вызванная кинематической погрешностью, оценивается по результатам измерения колебаний частоты вращения за один оборот диагностируемой передачи. Для этой цели лучше всего подходят кинематомеры. Однако их приходится приспособливать к трансмиссии, что достаточно сложно. Поэтому целесообразно воспользоваться импульсным методом измерения относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов с помощью компьютерных средств, который, как свидетельствует опыт последних лет, очень неплохо себя зарекомендовал при диагностировании фрикционных муфт по буксование и при определении суммарного углового зазора в трансмиссии. Его суть: с ведущим зубчатым колесом связывают преобразователь угла поворота с мелким шагом, а с ведомым — преобразователь угла поворота с более крупным шагом. Эти преобразователи на каждом шаге генерируют импульсы напряжения. Определив число таких импульсов от ведущего вала за каждый импульс вала выходного, его сравнивают с числом теоретичес-

ким. В итоге получают максимальное значение кинематической погрешности зубчатой передачи.

Чтобы оценить реальные величины этой кинематической погрешности в процессе эксплуатации трансмиссии, авторы исследовали коробку передач выработавшего свой ресурс того же автомобиля ГАЗ-3307. При этом для отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов использовались преобразователи угловых перемещений, генерирующие 2500 и 1024 имп./об, соответственно связанные с ведущим и ведомым валами. В итоге была получена зависимость $F_{\text{кп}} = f(N_{\text{вых}})$, т.е. зависимость кинематической погрешности $F_{\text{кп}}$ двухступенчатого привода от числа $N_{\text{вых}}$ рабочих циклов выходного вала коробки передач (рис. 4).

На этом рисунке хорошо видны две гармонические составляющие кинематической погрешности передачи, наложенные друг на друга, — от шестерни первичного вала (размах ~30 импульсов) и выходного зубчатого колеса (размах ~140 импульсов). При этом за один период поворота выходного зубчатого колеса (низкочастотные колебания) появляется 6,4 колебаний более высокой частоты, соответствующие периоду поворота ведущей шестерни в приводе с передаточным числом 6,4.

Полученные значения циклической кинематической погрешности затем были переведены в линейные или угловые единицы, и их оценка показала, что эти значения почти в 10 раз превышают допустимые ГОСТ значения для новой передачи.

При наличии циклической кинематической погрешности, вызванной накопленной погрешностью F_{pi} шага каждого колеса привода, изменяется мгновенное значение передаточного числа U привода в соответствии с формулой № 2.

Вводя полученные с её помощью значения циклической кинематической погрешности в математическую модель как гармонические изменения мгновенных передаточных чисел U_1 и U_2 , можно оценить её влияние на изменения динамической составляющей передаваемого крутящего момента. Что и было сделано.

Так, на рис. 5 показаны изменения крутящего момента M_1 на выходном валу коробки передач в конце срока эксплуатации автомобиля при $\omega_0 = 140$ рад./с и $M_0 = 147$ Н·м. Из него видно, что колебания крутящего момента происходят с наложением двух частот — низкой, обусловленной циклической кинематической погрешностью зубчатого колеса, которое связано с выходным валом, и высокой, обусловленной циклической кинематической погрешностью шестерни ведущего вала.

При более подробном анализе высокочастотных колебаний графика кинематической погрешности (см. рис. 4) обнаружены выбросы колебаний, которые идентифицированы как локальные дефекты (рис. 6). Их величина составляет ~20 импульсов, что соответствует глубине дефекта 1,5 мм при толщине зуба 4,9 мм по длине делительной окружности, т.е. $0,3s_c$. Принимая во внимание величину перекрытия передачи, можно предположить, что этот дефект соответствует выломанному зубу. По периоду повторного проявле-

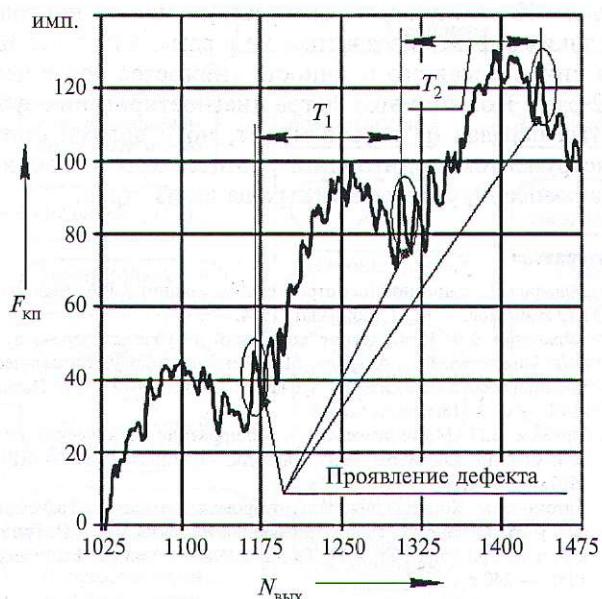


Рис. 6. Фрагмент графика кинематической погрешности передачи

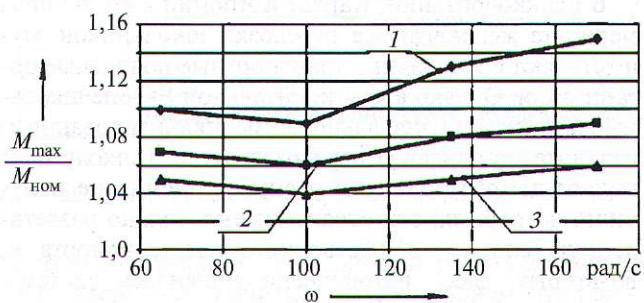


Рис. 7. Зависимость динамической нагруженности коробки передач, выработавшей свой ресурс:

1 — $M = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 2 — $M = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 3 — $M = 170 \text{ Н} \cdot \text{м}$

ния T_1 и T_2 определена принадлежность дефекта зубчатому колесу ведущего вала привода.

Моделируя совместное воздействие локального дефекта и циклической кинематической погрешности передачи (рис. 7) и обобщая результаты расчётов, нельзя не сделать такой вывод: суммарные динамические нагрузки при малых угловых скоростях привода в основном определяются локальными дефектами, а при увеличении скорости привода до 100 рад/с их влияние уменьшается. Влияние погрешности шага зацепления тоже оказывается незначительно, что и проявляется в некотором снижении динамической нагруженности. На высоких же скоростях привода доминирующим фактором возрастания динамической нагруженности привода является погрешность шага зацепления.

С возрастанием передаваемого крутящего момента динамическая составляющая как от единичных дефектов, так и от погрешности шага зацепления уменьшается, хотя и в разной степени. Из этого следует, что при углубленной диагностике привода необходимо не только анализировать кинематическую погрешность передачи, выявляя величину и местоположение ло-

кальных дефектов и определяя величину кинематической погрешности, вызванной нарушением шага зацепления зубчатых колёс, но и учитывать величины передаваемого крутящего момента и скорости привода, чтобы более объективно оценить техническое состояние и возможность дальнейшей его эксплуатации.

Таковы результаты расчётного исследования. Чтобы проверить их объективность, авторы провели экспериментальные исследования той же коробки передач, имеющей локальный дефект на шестерне входного вала и циклическую кинематическую погрешность, соответствующую рис. 4. При этом была установлена хорошая сходимость расчётных и экспериментальных данных. Это подтверждает рис. 8, на котором приведено изменение крутящего момента при угловой скорости на входе привода, равной 170 рад./с, и передаваемом моменте 75 Н · м. Из него видно, что характер нагружения изношенного привода носит циклический характер, а величина колебаний момента, т.е. динамическая нагруженность, возрастает почти на 12 %.

Экспериментальные исследования подтвердили также, что увеличение передаваемого крутящего момента даёт незначительный прирост динамической составляющей, а увеличение угловой скорости привода ведет к повышению динамической нагруженности привода от гармонической составляющей, вызванной погрешностью шага зацепления. В связи с этим возникает вопрос: в какой степени рост динамической нагруженности снижает работоспособность привода?

В соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений условие достаточной сопротивляемости усталости имеет, как известно, вид формулы № 3 [4].

Учитывая пропорциональную связь между нагрузкой M и напряжениями σ в детали, т. е. то, что $\sigma = kM$ (k — коэффициент пропорциональности), можно записать формулу № 4.

Увеличение напряжения, действующего на зубчатое колесо при прохождении дефекта или колебаниях нагрузки, влечет за собой изменение коэффициента k пропорциональности. Поэтому нужен ещё один коэффициент, k_d , характеризующий динамическую нагруженность привода (формула № 5).

Поскольку при возрастании крутящего момента пропорционально возрастают и напряжения, то для

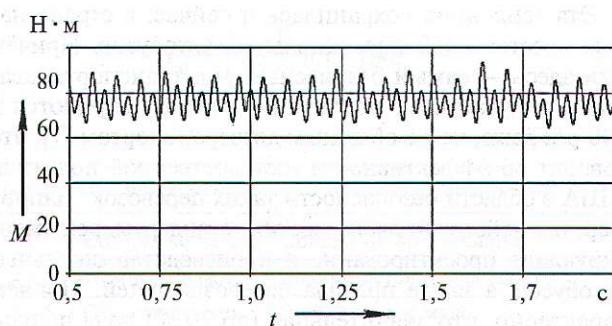


Рис. 8. Изменение крутящего момента в изношенном приводе с $U = 6,4$, обусловленного кинематической погрешностью и единичным дефектом ($\omega = 170 \text{ рад/с}$)

частного уровня нагружения правомочно записать формулу № 6. Следовательно, возрастание динамической нагруженности привода ведёт к уменьшению суммарного числа циклов работы детали, т.е. к снижению циклической прочности зубчатой передачи привода. Причём это снижение будет значительным (в k_d^m раз). В частности, при возрастании динамической нагруженности в 1,15 раза суммарное число циклов работы привода с таким уровнем нагружения уменьшается более чем в 2,3 раза.

Таким образом, рассмотренный выше алгоритм определения локальных дефектов, их величины и местоположения в кинематической цепи привода, а также кинематической погрешности по анализу неравномерности вращения выходного вала привода путём отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода импульсным методом, действительно, позволяет оценивать техническое состояние не только зубчатой пары, но и привода в

целом. И хотя динамическая нагруженность привода от таких дефектов возрастает не в разы, а на 5...15 %, но циклическая его прочность снижается более чем в 2 раза. Поэтому этот метод диагностирования зубчатых передач не только может, но и должен стать инструментом мониторинга технического состояния трансмиссий, упреждения выхода их из строя.

Литература

1. Макаров Р.А. Диагностика строительных машин / Р.А. Макаров, А.В. Соколов. — М.: Стройиздат, 1984. — 335 с.
2. Айрапетов Э.Л. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкина и др. // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами — М.: Наука, 1978. — С. 3..18.
3. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — Минск.: Дизайн ПРО, 1997. — 640 с.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. "Автомобили и тракторы" / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.