

образца. Следовательно, обработанная торцевая поверхность является сдерживающим фактором, препятствующим распространению трещины при разрушении. Для случая комбинированной П-образной формы покрытий на начальной стадии разрушение носит характер, схожий с разрушением образцов с упрочненной торцевой поверхностью, а в дальнейшем ручки теряют свою направленность, и рельеф поверхности излома имеет ямочную структуру.

Деформированный объем, прилегающий к вершине трещины, в котором подготавливается и развивается разрушение, в основном определяет величину и характер шероховатости. Характер шероховатости излома заметным образом меняется при переходе из одной макроскопической зоны в другую, иногда такой переход достаточно резкий. Необходимо также отметить возрастание шероховатости в пределах зоны нестабильного роста трещины. Кроме того, наблюдается тенденция в увеличении высоты микронеровностей поверхностей изломов образцов с порошковыми покрытиями торца в сравнении с образцами, имеющими упрочненные боковые поверхности.

Таким образом, нанесение порошковых покрытий из самофлюсующихся сплавов на основе никеля с последующим обжатием приводит к повышению трещиностойкости пружинных сталей. Форма покрытия имеет определяющее значение: охватывающие профили и упрочненные поверхности, перпендикулярные фронту распространения усталостной трещины, обеспечивают рост критического коэффициента интенсивности напряжений до 1,4 раза. Полученный результат использован при конструировании рессорных узлов большегрузных автомобилей.

### Summary

The results are presented on brittle failure resistance of 55C2, 60C2 steels with powdery coating on the basis of nickel.

### Литература

1. Дорожкин Н. Н., Жорник В. И., Абрамович Т. А. Получение покрытий методом припекания. Минск, 1980.
2. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. М., 1985.
3. Ракицкий А. А. // Проблемы прочности. 1983. № 1. С. 85—88.

Институт проблем надежности и долговечности машин  
АН БССР

Поступила в редакцию  
27.09.90

УДК 621.833.6(088.8)

М. Ф. ПАШКЕВИЧ, В. В. ГЕРАЩЕНКО

## О МЕТОДИЧЕСКОМ ПОДХОДЕ К РАСЧЕТУ ШАРИКОВЫХ И РОЛИКОВЫХ РЕДУКТОРОВ

При расчете планетарных шариковых и роликовых редукторов моменты на ведущем ( $M_1$ ), заторможенном ( $M_2$ ) и ведомом ( $M_3$ ) звеньях определяются по известным зависимостям, основанным на использовании среднего КПД  $\eta$  и передаточного отношения  $u$ :

$$M_1 = P/\omega_1, M_2 = M_1(\eta u - 1), M_3 = M_1 \eta u, \quad (1)$$

где  $P$  — передаваемая мощность;  $\omega_1$  — угловая частота ведущего вала;  $\omega_3$  — угловая частота ведомого вала;  $u = \omega_1/\omega_3$ .

Найденные таким образом расчетные моменты соответствуют чисте статическим условиям работы редукторов. Однако в таких условиях

планетарные шариковые и роликовые редукторы не работают даже в установившемся режиме и в случае постоянства внешних сил.

Характерной особенностью их работы является периодичность нагружения сателлитов, при которой они за время своего рабочего хода вдоль прорези сепаратора передают нагрузку, изменяющуюся от нуля в начале прорези сепаратора до наибольшего значения в ее середине и снова до нуля в конце этой прорези. Периодически изменяются и силы инерции.

Зубчатые редукторы также часто работают в условиях, сильно отличающихся от статических, когда на выходном валу момент не является постоянной величиной, а изменяется или по известному закону, или случайным образом (приводы смесителей веществ с неравномерной плотностью, мельниц, вибрационных механизмов, станков, колесные редукторы автомобилей и др.).

Реакцией редуктора, как и любой другой системы, на изменения сил является возникновение колебаний. Этим колебаниям способствует также наличие кинематических погрешностей в редукторе, приводящих к непостоянству передаточного отношения в пределах одного оборота ведомого вала. Следовательно, даже при постоянных значениях момента на выходном валу редуктора вести его расчет статическим методом по указанным выше значениям расчетных моментов нельзя. Такой расчет может привести или к неоправданному завышению коэффициентов запаса прочности и, как следствие, к увеличению габаритов, или к созданию недостаточно надежного редуктора.

Учет динамических свойств колеблющейся системы в известных методах динамического расчета [1] производится на основе коэффициента динамичности

$$\mu = 1 / \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_c^2}{\omega^2}\right)^2 + 4 \frac{\alpha^2 \omega_c^2}{\omega^4}}, \quad (2)$$

где  $\omega_c$  — частота собственных колебаний системы;  $\omega$  — частота вынужденных колебаний;  $\alpha$  — параметр затухания.

При видимой простоте математического соотношения (2) найти с удовлетворительной точностью значение  $\mu$  для достаточно сложной динамической системы, каковой является редуктор, не удастся. Это обусловлено тем, что определение  $\omega_c$  и  $\alpha$  связано с составлением сложных дифференциальных уравнений, решение которых дает бесчисленное количество частот и форм собственных колебаний. Упрощение этих уравнений и их приближенное решение приводят к низкой точности определения  $\omega_c$  и  $\alpha$  и, как следствие, недостаточной точности динамического расчета.

В общем случае расчетный момент, определяющий силовое воздействие на звенья редуктора, можно описать следующей зависимостью [2]:

$$M_{ip} = M_i + \tilde{M}_i, \quad (3)$$

где  $M_i$  — постоянная составляющая расчетного момента на рассматриваемом звене редуктора, определяемая по одному из соотношений (1);  $\tilde{M}_i$  — переменная составляющая расчетного момента на том же звене редуктора, зависящая от его внутренних динамических свойств и частоты силового воздействия. Она может быть найдена при помощи амплитудно-частотной характеристики редуктора.

Если динамические свойства шарикового или роликового редуктора описываются, например, апериодическим звеном первого порядка, то, согласно [3], его амплитудно-частотная характеристика имеет вид

$$|W(j\omega)| = K / \sqrt{1 + T^2 \omega^2}, \quad (4)$$

где  $K = 1/u$  — коэффициент усиления редуктора;  $T$  — постоянная времени.

По результатам расчета в соответствии с (4) на рис. 1, а представле-



ны амплитудно-частотные характеристики редукторов с различными передаточными отношениями при  $T=0,1$  с изменением частот силовых воздействий от 0 до 3 Гц. Графики свидетельствуют о том, что постоянная составляющая момента, соответствующая данному передаточному отношению, проходит через редуктор без изменения. Переменная составляющая этого момента уменьшается при увеличении частоты, принимая определенное значение для каждой из частот.

Если же динамические свойства редуктора соответствуют колеба-

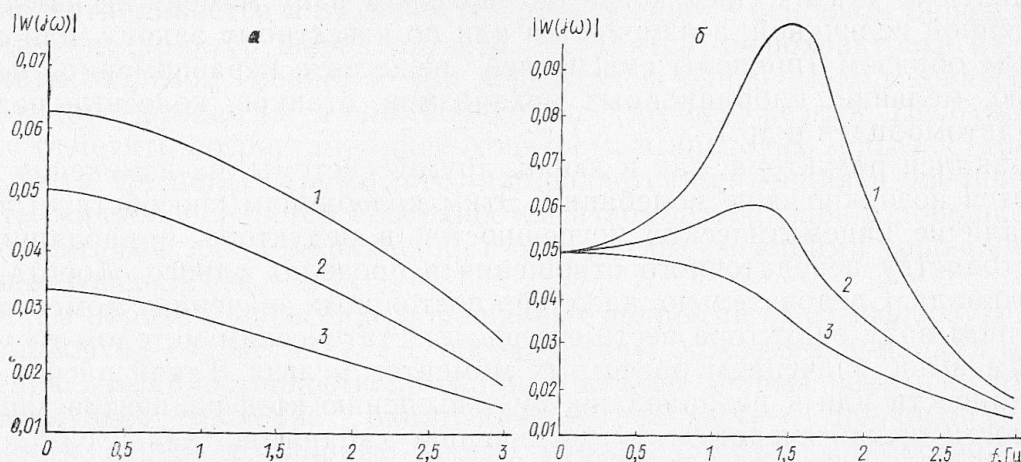


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики редукторов как апериодических звеньев первого порядка (а) и как колебательного звена (передаточное отношение  $u=20$ ) (б): а — 1, 2, 3 — редуктор с передаточным отношением  $u=16$ ; 20 и 30 соответственно; б — 1, 2, 3 —  $T_1=0,1$  с и  $T_2=0,05$ ; 0,1 и 0,15 с соответственно

тельному звену, то его амплитудно-частотная характеристика будет иметь вид [3]

$$|W(j\omega)| = K / \sqrt{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2}, \quad (5)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  — постоянные времени колебательного звена, связанные соотношением  $T_2/2T_1 < 1$ .

На рис. 1, б представлено графическое изображение амплитудно-частотных характеристик для таких редукторов с  $K=0,05$  и различными сочетаниями постоянных времени  $T_1$  и  $T_2$ .

Как и в случае описания динамических свойств редуктора апериодическим звеном первого порядка, в данном случае переменная составляющая передаваемого редуктором момента также меняет свою амплитуду при изменении частоты силового воздействия.

Вид и параметры амплитудно-частотной характеристики для конкретной конструкции редуктора можно найти экспериментальным путем по переходной характеристике, полученной при скачкообразном возмущении. Зная значение возмущения  $X_1$  и установившееся значение выходной величины  $X_2$ , легко определяется коэффициент усиления

$$K = X_1 / X_2. \quad (6)$$

Измерив расстояние между двумя любыми экстремумами переходной характеристики как величину периода  $\tau$ , определим угловую частоту колебаний  $\omega = 2\pi/\tau$ , а затем и постоянную времени  $T$ . Для колебательного звена постоянные времени  $T_1$  и  $T_2$  определяются по соотношениям:

$$T_1^2 = 1/(\alpha^2 + \omega^2), \quad (7)$$

$$T_2 = -2\alpha/(\alpha^2 + \omega^2), \quad (8)$$

где  $\alpha = \frac{1}{\tau} \ln \frac{a_1}{a_2}$  — декремент затухания;  $a_1$  и  $a_2$  — значения двух соседних амплитуд переходной характеристики.

В зависимости от вида амплитудно-частотной характеристики рас-

четный момент, вычисленный по зависимости (3), может или увеличиваться, или уменьшаться по сравнению с его статическим значением. Так, если амплитудно-частотная характеристика редуктора соответствует кривой 1 (рис. 1, б), полученной по соотношению (5), то при частоте 1,5 Гц расчетное значение момента против статического следует увеличить в 2,2 раза, при частоте 2 Гц — на 25%, при частоте 3 Гц, это значение следует уменьшить в 2,8 раза. Таким образом, на основе амплитудно-частотной характеристики расчетное значение момента может быть определено с более высокой точностью, чем на основе коэффициента динамичности.

Внутренние динамические свойства редуктора определяют также уровень его КПД, который при различных частотах принимает различные значения. Проанализируем это на примере роликового редуктора, для которого КПД определяется известным соотношением [4]

$$\eta = \frac{1}{1 + \psi} 100\%, \quad (9)$$

где

$$\psi = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\sin \varepsilon \cos \alpha_2} \left( \frac{\cos^2 \alpha_2 (u + 1)}{\cos \alpha_1} + \cos \alpha_1 + \sin \varepsilon \sin \alpha_2 \right)$$

— относительные потери мощности;  $\rho$  — угол трения;  $\alpha_1 = 14e^{-0,03z}$  — наибольшее значение угла подъема ведущей беговой дорожки;  $z$  — число периодов многопериодной дорожки;  $\alpha_2$  — наибольшее значение угла подъема многопериодной дорожки;  $\alpha_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\operatorname{tg} \alpha_1 z)$ ;  $\varepsilon = \alpha_1 + \alpha_2$ .

По зависимости (9) произведен расчет КПД редуктора со статическим передаточным отношением  $u=20$  при  $\operatorname{tg} \rho=0,015$  и различных частотах силового возмущения путем определения по изменяющемуся коэффициенту усиления соответствующих значений передаточного отношения при помощи приведенных на рис. 1 амплитудно-частотных характеристик. Результаты расчета представлены графиками (рис. 2), которые свидетельствуют о том, что при увеличении частоты силового возмущения КПД редуктора уменьшается. Это уменьшение происходит более интенсивно, если динамические свойства редуктора соответствуют колебательному звену, и менее интенсивно, если эти свойства редуктора соответствуют апериодическому звену первого порядка.

Для того чтобы получить исчерпывающее описание динамических свойств редуктора, необходимо располагать также его фазочастотной характеристикой, которая определяет сдвиг фаз выходных и входных установившихся колебаний моментов в зависимости от частоты [3]. Совместно с амплитудно-частотной характеристикой она дает возможность определить реакцию звена на любое силовое возмущение произвольного вида, а также составить дифференциальное уравнение для этого звена или найти его передаточную функцию, устанавливающую связь между переменными в дифференциальном уравнении. Методика экспериментального определения частотных характеристик несложная и подробно

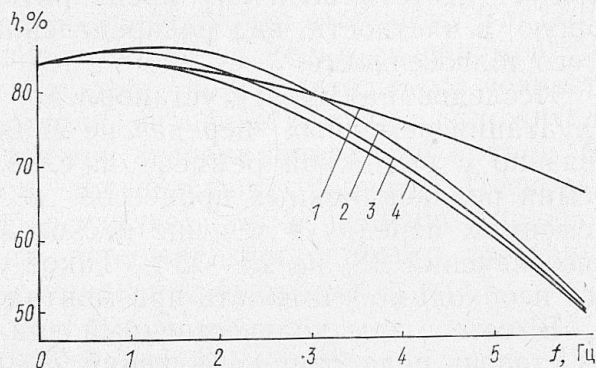


Рис. 2. Изменение КПД редуктора с передаточным отношением  $u=20$  в зависимости от частоты силовых возмущений и вида амплитудно-частотных характеристик: 1 соответствует кривой 2 на рис. 1; 2, 3, 4 — кривым 1, 2, 3 на рис. 1, б



описана в литературе [5]. На основе анализа этих характеристик можно установить режим работы и область применения, оптимальные с позиции динамических свойств редуктора.

Таким образом, чтобы правильно рассчитывать, а также правильно выбрать любой редуктор, как шариковый, так и зубчатый, для конкретных заданных условий эксплуатации необходимо располагать его частотными характеристиками или передаточной функцией. К сожалению, выпускаемые отечественной промышленностью редукторы не оцениваются с позиции их динамических свойств. Да и испытания, регламентируемые ГОСТ 16504—81, не предусматривают получение передаточной функции редуктора или его частотных характеристик. В этой связи выбранные для заданных условий работы редукторы часто обладают или излишне большой металлоемкостью в связи с неоправданно высоким коэффициентом запаса, или недостаточной надежностью.

### Summary

The sizes of the structural parameters of planetary reduction gears with ball and roll pinions, determined according to the transmitted moment, depend on the inner dynamic reduction gear properties. One can consider these reduction gear properties by means of its frequency characteristics. It leads to the improvement of the computation accuracy.

### Литература

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М., 1979.
2. Асташев В. К., Бабицкий В. И., Вульфсон И. И. и др. Динамика машин и управление машинами: Справочник / Под ред. Крейнина. М., 1988.
3. Юревич Е. И. Теория автоматического управления. Л., 1975.
4. Пашкевич М. Ф. // Изв. вузов. Машиностроение. 1989. № 2. С. 42—46.
5. Балакирев В. С., Дудников Е. Г., Цирлин А. М. Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов управления. М., 1967.

Могилевский машиностроительный институт

Поступила в редакцию  
23.11.89

УДК 621.85.052.44

А. Н. НИКОНЧУК, А. Т. СКОЙБЕДА, В. И. ШПИЛЕВСКИЙ,  
А. Г. БОНДАРЕНКО

### ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ СТАБИЛЬНОСТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

Наиболее перспективным типом приводов с гибкими связями являются зубчато-ременные. Однако реализация их максимальной долговечности возможна путем поддержания оптимальных параметров в течение всего срока службы. К числу важнейших эксплуатационных параметров следует отнести величину предварительного натяжения  $2S_0$ , определяющую, в частности, вид распределения нагрузки между зубьями ремня и его долговечность.

Исследованиями [1] установлено, что величина  $2S_0$  в процессе эксплуатации ременных передач не является постоянной. Ее уменьшение связано с вытяжкой ремней, обусловленной протеканием в материале ремня релаксационных процессов. В частности, для конкретных типов ременных передач в течение нескольких часов зарегистрировано падение значений  $2S_0$  на 25—35%. Такое уменьшение весьма существенно и его необходимо учитывать при монтаже ременной передачи.

Вместе с тем количественный анализ влияния различных факторов на степень релаксации значений  $2S_0$  в эксплуатационных условиях до