

монтаже подшипника с радиальным зазором (для остальных типов подшипников и для роликоподшипников с нулевым зазором $k_z = 1$).

Коэффициент k_z определяется по формулам:

- 1) $k_z = 3,44 g^{0,188}$ при $g \geq 0,005$;
- 2) $k_z = 2,21 g^{0,108}$ при $0,005 > g \geq 0,0005$;
- 3) при $g < 0,0005$ $k_z = 1$.

Коэффициент зазора имеет ограничение: $k_{z, пр} \approx 0,22 z^{0,7}$.

Параметр g вычисляется по формуле

$$g = \frac{z \Delta_r^{1,11} l_p^{0,89}}{F_r},$$

где Δ_r - половина радиального зазора в подшипнике, мм; l_p - контактная длина ролика, мм; F_r - радиальная нагрузка на подшипник.

Разработанная программа позволяет в короткое время рассчитывать подшипники агрегатов трансмиссии при различных вариантах нагрузочного режима и разных вариантах устройства подшипниковых узлов.

УДК 621.833.1.002.3:620.178.3:519.2

И.К. Христюк

УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КП ЯМЗ В ВЕРОЯТНОСТНОМ ПРЕДСТАВЛЕНИИ

Расчет на усталость получил широкое распространение в автомобилестроении как в условиях стационарного, так и нестационарного нагружения.

Для обоснования величины запаса прочности при расчете на усталость возможные отклонения величин напряжений и пределов выносливости при расчете на неограниченную долговечность предлагается охарактеризовать в средних квадратичных отклонениях логарифмически нормального распределения. Статистическую трактовку числом циклов до разрушения по основной кривой усталости предлагается дать при расчете на ограниченную долговечность при меняющейся величине переменных напряжений. Однако эти предложения не охватывают основной за-

дачи оценки запаса прочности в связи с вероятностным характером сопротивления усталостному разрушению и вероятностной природой отклонений в величине действующих напряжений.

В дальнейшем условия усталостного разрушения рассматриваются на основе статистической трактовки пределов выносливости и чисел циклов, необходимых для разрушения, а также вероятностных представлений о действующих напряжениях.

Для статистической обработки результатов испытаний, проведенных нами в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института, применен приближенный метод. Он позволяет определить числовые характеристики выносливости зубчатых колес при крайне ограниченном количестве экспериментальных точек. Сущность его заключается в том, что в качестве закона рассеяния долговечности на различных уровнях напряжения принимается нормальный закон распределения и, что экспериментальное поле рассеяния включает 4 среднеквадратических отклонения долговечности ($4S_N$). Эти предположения позволяют установить числовые значения средней долговечности \bar{N} и среднеквадратического отклонения S_N для каждого уровня напряжения

$$\bar{N} = \frac{N_1 + N_2 + \dots + N_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} N_i ; \quad (1)$$

$$S_N = \frac{N_{нб} - N_{нм}}{4} , \quad (2)$$

где $N_1, N_2 \dots N_n$ - экспериментальные долговечности различных образцов (числа циклов до поломки); n - число экспериментальных точек; $N_{нб}$ - наибольшее из полученных экспериментальных значений долговечности; $N_{нм}$ - наименьшее из полученных экспериментальных значений долговечности.

Для определения характеристик и построения диаграммы выносливости зубчатых колес данной серии необходимо иметь законы рассеяния долговечности не менее чем для двух уровней напряжения. Один из этих уровней должен быть вблизи длительного предела выносливости, а второй - на 40 - 70% выше. Уровень вблизи длительного предела выносливости устанавливается методом "попыток". На каждом уровне желательно иметь не менее шести экспериментальных точек.

Определив указанным выше способом числовые значения \bar{N} и S_N для двух уровней напряжения (например, значения \bar{N}_I ,

S_{N_I} и \bar{N}_{II} , $S_{N_{II}}$) и используя график (рис.1), можно установить частные значения долговечности при любой вероятности (например, N_{P_I} и $N_{P_{II}}$ при вероятности 90% неразрушения).

В результате мы получаем координаты двух точек искомой диаграммы выносливости. Координатами 1-й точки являются напряжение I уровня $\sigma_{\partial I}$ и число циклов N_{P_I} , координатами 2-й точки - напряжение II уровня $\sigma_{\partial II}$ и число циклов $N_{P_{II}}$.

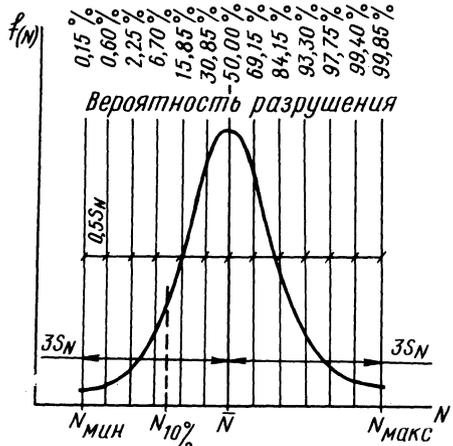


Рис. 1. Кривая распределения выходов зубчатого колеса из строя по числу циклов напряжения определенного уровня.

Показатель степени m в уравнении наклонного участка полученной диаграммы выносливости определяется из следующих зависимостей:

$$\sigma_{\partial II}^m N_{P_{II}} = \sigma_{\partial I}^m N_{P_I}; \quad \left(\frac{\sigma_{\partial I}}{\sigma_{\partial II}}\right)^m = \frac{N_{P_{II}}}{N_{P_I}}; \quad (3)$$

$$m (\lg \sigma_{\partial I} - \lg \sigma_{\partial II}) = \lg N_{P_{II}} - \lg N_{P_I}; \quad (4)$$

$$m = \frac{\lg N_{P_{II}} - \lg N_{P_I}}{\lg \sigma_{\partial I} - \lg \sigma_{\partial II}}. \quad (5)$$

Таким образом, применяя приведенный способ построения диаграммы, мы исходим из признанной в расчетах на выносливость зависимости $\sigma_{\partial}^m N_{\text{разруш.}} = \text{const}$. Если бы нам захотелось в результате экспериментов подтвердить эту зависимость, то понадобилось бы значительно большее число уровней напряжения и экспериментальных точек.

Следует заметить, что описанный приближенный метод обработки иногда может дать результат несколько несообразный с имеющимися данными по аналогичным материалам. В этом случае могут быть проведены дополнительные эксперименты или строже проанализированы результаты первичных экспериментов (например, должны быть исключены поломки с характером, вызывающим сомнение – усталостные они или нет).

В нашем случае устройство стенда и способ нагружения исключают перекадку зубьев под нагрузкой во время испытания. Поэтому зубья установленных на стенде шестерен испытывают циклические напряжения изгиба пульсирующего характера. Указанному характеру цикла соответствует и полученная диаграмма выносливости. Для приведения такой диаграммы к диаграмме, соответствующей знакопеременному симметричному циклу, можно воспользоваться признанной зависимостью между пределами выносливости при пульсирующем одностороннем цикле и знакопеременном симметричном

$$\sigma_0 / \sigma_{-1} \approx 1,3 . \quad (6)$$

Пример. Объектами испытания являлись косозубые шестерни 5-й передачи КП ЯМЗ-236 ($Z_1 = 22, Z_2 = 48$), изготовленные Ярославским моторным заводом из стали 15ХГНТА. Геометрические параметры объектов испытаний и их статистическая обработка приведены в табл. 1, 2 и на рис. 2.

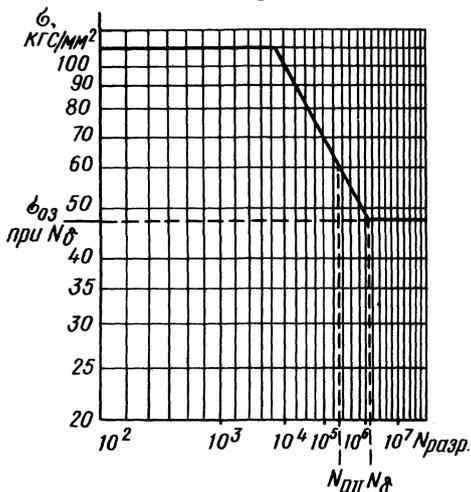


Рис. 2. Диаграмма выносливости по напряжениям изгиба для зубчатых колес V передачи КП ЯМЗ-236 (сталь 15ХГНТА).

Стендовые испытания зубчатых колес из стали 15ХГНТА позволили установить усталостные характеристики и построить соответствующие экспериментальные диаграммы выносливости

Т а б л и ц а 1. Основные геометрические параметры шестерен

$\frac{Z_1}{Z_2}$	m_H	m_t	$a_{\text{вв}}$	b_s	b_s'	$\frac{x_1}{x_2}$	$\alpha_{\text{оп}}$	h^*	c^*	Направление спирали	β	d_s	$d_{a'}$	$d_{b'}$	h_s	$h_{a'}$	$S_{H'}$	Степень точности
	мм	мм	мм	мм	мм						мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	
22	4,25	4,65	165,75	¹⁵	15	0,736	$17^{\circ}30'$	1,0	0,25	левое	24°	102,348	116,694	96,5	9,700	7,113	8,650	7
48				15		0				правое		223,306	231,392	210,3	9,555	4,043	6,676	

Т а б л и ц а 2. Числовые характеристики закона рассеяния долговечности зубчатых колес на различных уровнях напряжения

Уровень напряжения изгиба	Величина напряжения изгиба $\sigma_{d'}$ кгс/мм ²	Значения полученных долговечностей в циклах напряжений						\bar{N} циклов	S_N циклов
		N_1 наимень- шее	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6 наиболь- шее		
I (вблизи длительного предела выносливости)	$\sigma_{dI}=48,2$	$0,7 \cdot 10^6$	$1,43 \cdot 10^6$	$3,2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	-	$4,5 \cdot 10^6$	\bar{N}_I $2,77 \cdot 10^6$	S_{NI} $0,95 \cdot 10^6$
II (в области ограни- ченных пределов выносливости)	$\sigma_{dII}=61,3$	$1,2 \cdot 10^5$	$4,7 \cdot 10^5$	$7,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	10^6	$1,04 \cdot 10^6$	\bar{N}_{II} $6,63 \cdot 10^5$	S_{NII} $2,3 \cdot 10^5$

для зубчатых колес из указанной стали. Наряду со статистическими уровнями напряжений знание усталостных характеристик материала зубчатых колес обеспечивает надежную ориентировку конструктора при проектировании новых конструкций, когда в них предусматривается применение стали 15ХГНТА.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, В.В. Яцкевич,
Нгуен Минь Дыонг, канд-ты техн. наук,
Е.А. Романчик, П.В. Зеленый

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦЕПНОГО ВЕСА И ОПТИМАЛЬНОМ БУКСОВАНИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Повышение энергонасыщенности современных тракторов сопровождается незначительным увеличением их массы, что приводит к снижению коэффициента загрузки двигателя в случаях, когда повышение скорости ограничено. Реализовать же мощность через тягу невозможно из-за интенсивного буксования. В связи с этим на большинстве современных колесных тракторов при работе в тяжелых условиях применяют балластирование. Применение балластных грузов, с одной стороны, повышает тягу трактора и снижает его буксование, но, с другой – увеличивает сопротивление движению. Поэтому определение оптимального значения коэффициента использования сцепного веса и буксования трактора при работе в различных эксплуатационных условиях – актуальная задача.

В настоящее время при определении оптимальных значений коэффициента использования веса и допустимого буксования оценку ведут, как правило, по двум критериям: максимальному тяговому коэффициенту полезного действия (КПД) [1] и максимальной производительности [2]. Однако как в первом, так и во втором случае не в полной мере учитываются затраты, связанные с буксованием, к которым, помимо снижения КПД и производительности, относятся также износ шин, повышенный расход топлива, снижение урожайности из-за повреждения корневой системы культур при междурядной обработке и др.

Таким образом, представляется целесообразным определить оптимальное буксование по каким-либо технико-экономическим критериям, учитывающим как можно более полно вышеуказанные затраты. В качестве таких всеобъемлющих критериев пред-