

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТИПА ПОДВЕСКИ ПРИЦЕПА-РОСПУСКА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

В работе [1] рассматривались вопросы взаимодействия лесовозного автопоезда и дороги и дана оценка влияния типа подвески прицепа-ропуски на его вертикальную динамическую нагруженность. Однако значительный интерес представляют исследования этого влияния не только на нагруженность, но и на долговечность элементов прицепа-ропуски.

Как видно из полученных при эксперименте осциллограмм, характер нагружения деталей транспортных систем представляет собой стационарный случайный процесс. Такой характер нагружения имеет место на основных деталях прицепа-ропуски при установившемся движении с некоторой постоянной скоростью по дороге с однородным покрытием. При этом предполагается, что действительные усилия $\sigma(t)$ не достигают значения, соответствующего полному разрушению детали, а превышение напряжения предела текучести маловероятно. Выход детали из строя происходит вследствие постепенного развития усталостной трещины в случае превышения напряжения $\sigma(t)$ уровня σ_r , при котором происходит накопление усталостных повреждений.

Определение долговечности основывается на линейной гипотезе суммирования повреждений, которая может быть представлена в виде [2,3]

$$a = \sum_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{n_i}{N_i} = N_{\text{сум}} \sum_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{t_i}{N_i}, \quad (1)$$

где a — параметр прочности; $n_i = N_{\text{сум}}$; t_r — среднее значение суммарного числа циклов, которые деталь проработала на напряжении σ_i ; $t_i = \frac{N_i \sigma_i}{N_{\sigma}}$ — относительное число амплитуд циклов при напряжении σ_i ; $N_{\text{сум}}$ — суммарное число циклов до разрушения детали; $N_{i\sigma}$, N_{σ} — средние значения циклов при напряжении σ_i ; N_i — число циклов с амплитудой σ_i на кривой усталости.

При непрерывном характере спектра переменных напряжений формула (1) запишется

$$a = \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{N_{\text{сум}} f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma, \quad (2)$$

где $f(\sigma)$ — функция распределения амплитуд эксплуатационных нагрузок; $N(\sigma)$ — уравнение кривой усталости.

Усталостная долговечность детали в км пробега определится из выражения

$$T = \frac{N_{\text{сум}}}{\omega_{\text{ц}}} = \frac{a}{\sigma_{\text{max}} \int_{\sigma_{\text{min}}}^{\sigma_{\text{max}}} \frac{f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma} \quad (3)$$

где $\omega_{\text{ц}}$ — число циклов перемен напряжений на 1 км пути.

Определяя среднеквадратичные величины отклонения центрируемой случайной функции $S(\sigma_0)$ и ее производную $\dot{S}(\sigma_0)$, вычислим ожидаемый срок службы (долговечность) по формуле

$$T = \frac{T_e \delta^2(\sigma_0) N_0 \sigma_r^m}{\int_{\sigma_0}^{\infty} \sigma_0^{m+1} e^{-\frac{\sigma_0^2}{2s^2(\sigma_0)}} d\sigma_0} \quad (4)$$

где T_e — эффективный период изменения нагрузки.

Выражая подинтегральную функцию формулы (4) через табулированные и учитывая, что спектральная плотность процесса нагружения известна, окончательное значение расчетной формулы ожидаемой долговечности запишется в виде:

$$T_n = \frac{2\pi N_0 \sigma_r^m}{\omega_0 \Psi(m+2) P(x_0^2, m+2) S^m(\sigma_0)} \quad (5)$$

Т а б л и ц а 1. Численные значения параметров для расчета долговечности осей прицепа-

Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения
Материал оси		
Показатели диаграммы предельных напряжений:		
число циклов, соответствующее кривой усталости	N_0	
показатель степени наклонной ветки кривой усталости	m	
напряжение предела выносливости	σ_r	МПа
Динамическое значение напряжения в оси прицепа-ропуска	$S(\sigma_0)$	"
Частота изменения нагрузки	ω_0	1/с
Расчетная долговечность	T_n	ч
	$L_{\text{пр}}$	км

Сталь 40

где $T_e = \frac{2\pi}{\omega_0}$ – эффективный период изменения нагрузки с частотой

ω_0 ; $N_0 \cdot \sigma_r^m$ – постоянная величина кривой усталости для центрированно-го напряжения σ_0 ; $\Psi(m+2)$ – нормировочная постоянная распределения

Пирсона третьего типа; $P(\chi_{0, m+2}^2)$ – функция распределения Пирсона третьего типа.

По приведенной методике определялась расчетная долговечность для наиболее нагруженных элементов ходовой части прицепа-ропуска – его осей.

При экспериментальных исследованиях были получены данные, необходимые для расчета, которые приведены в табл. 1. Как видно из таблицы, расчетная долговечность с увеличением скорости движения автопоезда уменьшается ввиду значительного возрастания нагрузок в элементах ходовой системы прицепа-ропуска. Этот рост обуславливается увеличением вертикальной динамической нагруженности прицепа-ропуска.

Расчетная долговечность оси прицепа-ропуска с жестко-балансирной подвеской при $V = 20$ и 30 км/ч составляет соответственно $L_{п2} = 15,4 \cdot 10^4$, $9,19 \cdot 10^4$ км пробега, а у автопоезда с рессорно-балансирной подвеской – $L_{п4} = 26,4 \cdot 10^4$ и $15,4 \cdot 10^4$ км.

Согласно положению о техническом обслуживании основных видов лесозаготовительного оборудования пробег между капитальными ремонтами прицепа-ропуска $L_{кр} = 120$ тыс-км; коэффициент запаса долговечности n_g при $V = 30$ км/ч составит:

а) для прицепа-ропуска с рессорно-балансирной подвеской

$$n_g = \frac{L_{п1}}{L_{кр}} = \frac{15,4 \cdot 10^4}{12,0 \cdot 10^4} = 1,28;$$

ропуска

Тип подвески прицепа-ропуска, скорость движения, км/ч					
жестко-балансирная			рессорно-балансирная		
15	20	30	15	20	30

$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$
6	6	6	6	6	6
250	250	250	250	250	250
536,1	625,3	714,2	450,0	537,4	641,2
40	46	54	46	52	60
$22 \cdot 10^3$	$7,73 \cdot 10^3$	$3,06 \cdot 10^3$	$55,3 \cdot 10^3$	$13,2 \cdot 10^3$	$15 \cdot 10^3$
$3,34 \cdot 10^5$	$15,4 \cdot 10^4$	$9,19 \cdot 10^4$	$8,3 \cdot 10^5$	$26,4 \cdot 10^4$	$15,4 \cdot 10^4$

б) для прицепа-ропуска с жестко-балансирной подвеской

$$n_g = \frac{L_{п2}}{L_{кр}} = \frac{9,19 \cdot 10^4}{12,0 \cdot 10^4} = 0,76.$$

Как показали расчетные исследования, долговечность и коэффициент запаса долговечности осей прицепа-ропуска с рессорно-балансирной подвеской в 1,5–1,7 раза выше, чем у автопоезда с жестко-балансирной подвеской прицепа-ропуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. С м е я н А.И., Ж у к о в А.В., Т и х о н о в А.Ф. Экспериментальная оценка влияния качества поддрессирования двухосных прицепов-ропусков на вертикальную динамику лесовозного автопоезда. — В сб.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Вышэйшая школа, 1978, вып. 8, с. 68–73. 2. Б у х а р и н Н.А., П р о з о р о в В.С., Щ у к и н М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, прочность агрегатов. — М.: Машиностроение, 1975. — 504 с. 3. Г о л ь д Б.В. Конструкция и расчет автомобиля. — М.: Машгиз, 1972. — 463 с.

УДК 620.178.3:539.434

Н.А. ДОЛБИН, канд. техн. наук,
И.Г. ДОВГЯЛЛО, канд. техн. наук (БТИ)

К РАСЧЕТУ ТРУБОК, ИСПЫТЫВАЮЩИХ МНОГООСНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И ВЫСОКОЧАСТОТНЫЕ ВИБРАЦИИ

Колебания наряду со статическими нагрузками являются неизбежным явлением при эксплуатации лесных машин, приводящим к сложноподвижному состоянию отдельных деталей и элементов конструкций (например, трубопроводы гидро- и пневмосистем испытывают двух- или трехосное гидростатическое растяжение и вибрации различных частот и напряжений), что и предопределяет отыскание критериев, позволяющих производить прочностные расчеты при таких схемах нагружения.

Расчеты на прочность при низкочастотных нагрузках в условиях сложного нагружения обычно производятся с использованием теорий, полученных путем обобщений гипотез предельных напряженных состояний для постоянных напряжений [1] (считается, что нет принципиального различия в процессах, подготавливающих разрушение как при статических, так и при динамических нагрузках). Рассмотрим применение некоторых из них, дающих удовлетворительные результаты при невысоких частотах нагружения [2], для случая одновременного действия на трубку продольных высокочастотных колебаний двух- или трехосного гидростатического растяжения. Расчетная схема представлена на рис. 1.

Условие Д. Мэрина для трехосного напряженного состояния записывается в виде