

грунтовой и гравийной дорог. На снежной дороге возможно скольжение колес при торможении.

В табл. 3 приведено значение тормозных путей автопоездов МАЗ+трейлер и МАЗ+ТМЗ—803 для различных дорожных условий.

В табл. 4 приведены значения тормозных путей при различных скоростях движения по дорогам с твердым покрытием.

Рассматривая результаты исследования тормозных свойств лесовозных автопоездов, можно отметить следующее: значение тормозных путей на грунтовых дорогах, где автопоезда движутся со скоростью 15—25 км/ч, близко соответствуют расчетным.

Тормозной путь лесовозного автопоезда без нагрузки больше тормозного пути груженого поезда на 3 м при скорости движения 40 км/ч.

При такой же скорости движения разница тормозных путей автопоездов МАЗ+трейлер с тормозными и без тормозных средств составляет 8,7 м.

Разница между расчетными тормозными путями груженых автопоездов МАЗ+трейлер и МАЗ+2—Р—15 и действительными до скорости 40 км/ч небольшая. Однако при больших скоростях эта разница возрастает до 16,9 м при 50 км/ч.

Тормозной путь груженого автопоезда МАЗ+2Р—15 с нетормозным прицепом при скорости 40 км/ч равен тормозному пути автопоезда с тормозным прицепом при скорости 50 км/ч.

Применение тормозных прицепов (созданных на базе нетормозных) и тормозного трейлера позволило увеличить скорости движения по дорогам общего пользования, а следовательно, и производительность автопоездов, обеспечивая при этом безопасность движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б о б к о в В.Ф. Проходимость колесных машин по грунту. — М.: Автотранспорт, 1959.
2. Г е с л е р В.М. Исследование процесса торможения. — Алма-Ата, 1957.
3. К о р у з е И.Л. Торможение автомобиля. — М.: Автотрансиздат, 1956.
4. Л а п т е в А.С. Дорожные испытания автомобилей. — М.: Машиз, 1962.
5. Б е л е н ь к и й Ю.Б. Новое в расчете и конструировании тормозов автомобиля. — М.: Автотранспорт, 1965.

УДК 629.114.2

М.Ф.СЕМЕНОВ, канд.техн.наук,

В.И.СОЛДАТЕНКОВ, инженер

(Ухтинский индустриальный институт)

НАГРУЖЕННОСТЬ И УСТАЛОСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТРАКТОРА ТБ-1 ПРИ ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИИ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ

Исследования по оценке нагруженности и прочности силовой передачи трактора ТБ-1 проводились в Крутянском ЛПХ объединения "Ухталес" в зимнее время года на лесосеках с ровным рельефом. Глубина снежного по-

кровка в период испытаний достигала 0,8 м, температура воздуха доходила до -42°C . Измерительная аппаратура размещалась непосредственно на тракторе в отапливаемой кабине.

Анализ полученных при испытаниях осциллограмм [1] показал, что наибольшее значение крутящих моментов на карданном и ведомых валах бортовых передач возникает в момент трогания трактора с грузом. Причем величина максимального момента при трогании зависит от продолжительности включения водителем муфты сцепления. Наибольшее значение крутящих моментов на ведомых валах бортовых передач при трогании трактора с пакетом хлыстов объемом $5,5 \text{ м}^3$ на третьей передаче достигают 17 кНм. Минимальное время, в течение которого происходит нарастание крутящего момента в этом режиме, равно 0,8 с. При движении трактора с пачкой хлыстов на третьей передаче в режиме поворота крутящий момент на ведомом валу забегающей бортовой передачи достигал 14 кН, а на ведомом валу отстающей бортовой передачи 8,9 кН.

При установившемся движении трактора динамические процессы в силовой передаче носят случайный характер и включают составляющие различной мощности и частоты. При этом наибольшие размахи крутящих моментов на ведомых валах бортовых передач составляли при движении на третьей передаче 5,6 кНм. С целью углубленного анализа нагруженности и определения усталостной прочности силовой передачи с помощью ЭВМ "Наири-2" были вычислены числовые и функциональные статистические характеристики процессов, которые представлены в табл. 1 и на рис. 1, а, б.

Анализ статистических характеристик рассматриваемых процессов показывает, что наибольшее значение дисперсий и среднеквадратичных отклонений моментов в силовой передаче имеют место при движении трактора с пакетом на наиболее часто используемых третьей и второй передачах.

Анализ корреляционных функций (рис. 1, а) показывает, что время корреляционной связи τ процессов нагружения на ведомых валах бортовых передач и карданном валу примерно одинаково и равно для третьей передачи 0,031 с. При определенных значениях τ наблюдаются отрицательные значения функции, которая в конечном итоге стремится к нулю. Это свидетельствует об эргодичности процессов и позволяет достоверно оценить нагруженность и усталостную прочность силовой передачи.

Анализ процессов нагружения силовой передачи в частотной области показывает, что на графиках (рис. 1, б) изображены две ярко выраженные зоны максимальных значений при частотах 8 и 65 с^{-1} . На остальных частотах спектральные плотности имеют сравнительно небольшие значения. Синхронная запись на осциллограммах [1] отметок углов поворота ведущих колес и моментов позволила установить интенсивный источник возмущения, характеризующийся работой зубчатого зацепления в гусеничном двигателе при частотах $36-65 \text{ с}^{-1}$ в зависимости от номера используемой передачи. При этом на третьей передаче нормированные значения спектральных плотностей процессов достигают 0,08 с. Значительными по величине являются также максимумы спектральных плотностей в диапазоне частот $8-10 \text{ с}^{-1}$, равные 0,014 с. Возмущения в силовой передаче, имеющие низкие частоты, вызывают колебания остова трактора.

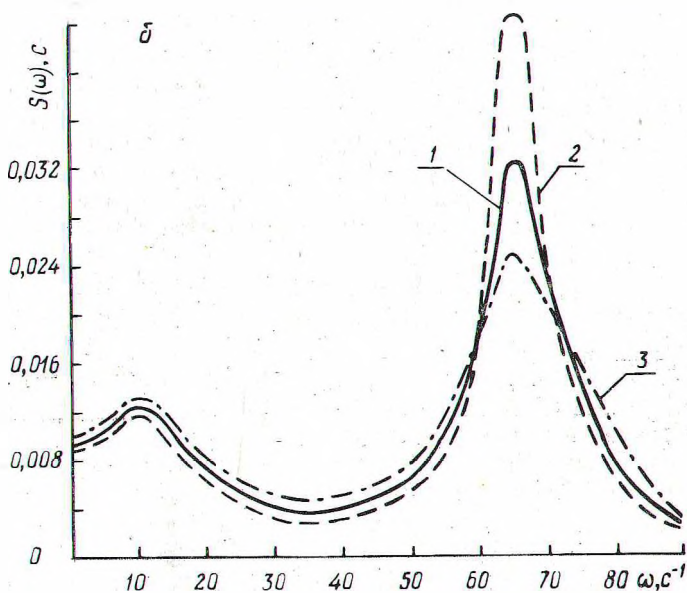
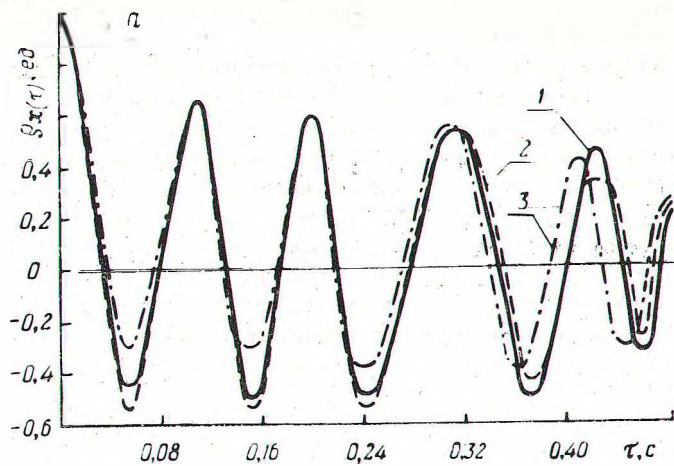


Рис. 1. Нормированные корреляционные функции (а) и спектральные плотности (б) нагруженности силовой передачи ТБ-1 в режиме лесозаготовки на третьей передаче:

1 – карданный; 2 – левый ведомый; 3 – правый ведомый валы.

Проведенный статистический анализ нагруженности трактора позволяет, используя теорию суммирования повреждений в металле, оценить усталостную прочность силовой передачи по методике, используемой в работах [2] при исследовании рессор и [3] при исследовании силовых передач. При этом запас усталостной прочности при случайном воздействии равен

$$n_{-1} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{пр}}} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{1}{\frac{m}{\sqrt{a}}} \frac{m}{\sqrt{\frac{1}{N_0} \sum \tau_i^m n_i}}}, \quad (1)$$

где τ_{-1} — предел выносливости; $\tau_{\text{пр}}$ — приведенное напряжение стационарного режима; N_0 — абсцисса точки перегиба кривой усталости ($N_0 = 10^6 - 10^7$) [4]; m — котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости в логарифмической системе координат ($m = 4 - 6$); a — характеристика сопротивления нагрузке, равная единице; τ_i — текущие значения касательных напряжений, повышающих предел выносливости; n_i — число циклов (соответствующих напряжению).

Число циклов определяется по выражению

$$n_i = N_0(\tau_i) t, \quad (2)$$

где $N_0(\tau_i)$ — вероятное число циклов в единицу времени, когда текущие напряжения превышают предел выносливости; t — моторесурс детали.

Т а б л и ц а 1. Числовые характеристики нагруженности силовой передачи

Наименование валов	Третья передача			Вторая передача			Первая передача		
	M, кНм	кНм	D, кНм ²	M, кНм	кНм	D, кНм ²	M, кНм	кНм	D, кНм ²
Левый и правый ведомые валы бортовых передач	2,33	1,65	2,72	2,52	1,61	2,6	2,89	1,57	2,48
Карданный вал	0,27	1,26	0,0159	0,31	0,123	0,0151	0,352	0,122	0,015

Т а б л и ц а 2. Значения τ_i , $N_0(\tau_i)$ и n_i , принятые для определения запаса прочности

τ_i	25000	50000	75000
$N_0(\tau_i)$	4,20	0,945	0,07
n_i	45,3 x 10 ⁶	10,2 x 10 ⁶	0,75 x 10 ⁶

В свою очередь вероятное число циклов определим по выражению

$$N_0(\tau_i) = \frac{\sigma_\tau}{\pi \sigma} e^{-\tau_i^2 / 2 \frac{\sigma}{\sigma_\tau}} \quad (3)$$

где σ_τ — среднеквадратичное отклонение касательных напряжений; σ — среднеквадратичное отклонение скорости изменения касательных напряжений.

Последний параметр определяется графо-аналитическим методом путем планиметрирования площади под графиком рис. 1, б. Исследования показали, что третья передача используется примерно около 20% от машинного времени. Если общий моторесурс составляет 6000 моточасов, то эта доля примерно равна 1000 моточасам. По спектральной плотности нагруженности, например карданного вала, определены $\sigma_\tau = 126$ ед. и $\sigma_i = 2760$ 1/с. С учетом материала вала $\tau_{-1} = 25000$ Н/см²; $N_0 = 5 \times 10^7$; $m=4$; $a=1$. Используя приведенные выражения, определяется запас прочности с промежуточными данными к расчету (табл. 2).

В рассматриваемом случае запас усталостной прочности при наработке 3000 моточасов равен 0,96. Результаты оценки процессов нагружения и прочности силовой передачи свидетельствуют о ее довольно значительной нагруженности.

Таким образом, проведенные исследования позволили оценить нагруженность и усталостную прочность трансмиссии трелевочного трактора ТБ-1 в зимних условиях и установить наиболее значительный источник воздействий — гусеничный двигатель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солдатенков В.И., Семенов М.Ф., Герчик А.А. Нагрузка трансмиссии трактора ТБ-1 в условиях Коми АССР. — Лесоземлепользование и лесосплав. М., 1978, № 5, с. 9–11.
2. С и л а е в А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1972, с. 192.
3. Семенов М.Ф. Применение методов статистической динамики к расчету усталостной прочности трансмиссии трелевочного трактора. — В сб.: Вопросы механизации и автоматизации работ в лесной промышленности. Петрозаводск, изд. ПГУ им. О.В.Куусинена, 1976. — 43 с.
4. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсирование испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.

УДК 634.03.34

А.В.ГЕРМАЦКИЙ, канд.техн.наук
(БТИ им. С.М.Кирова)

КОМПЛЕКС МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМ "ГИДРОМАНИПУЛЯТОР—ДЕРЕВО"

При проектировании самопогружающихся лесовозных автопоездов необходимо выбирать и обосновывать параметры гидроманипулятора. Особенно это важно в том случае, если манипулятор применяется от других известных машин, предназначенных для несколько иных целей [1].