тестики D^2 эквивалентности энергетических спектров [1]. Сравнивая тее спектральные плотности при условни, что каждая из них (рис.2) волучена с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе частот, по тесту эквивалентности энергетических спектров следан вывод об удовлетворительной сходимости результатов расчетных и экспериментальных данных.

Величина статистики D² находится в пределах 10,3-26,4 при вначении области принятия гипотезы, равном 27,59.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бендат Дж. Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. - М.: Мир, 1989.-540 с.

УЛК 630*377.

С.П.Мохов, к.т.н.; Д.В.Клоков, асп.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ И РАБОТЫ БУКСОВАНИЯ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

The estimation of loading condition of the forwarder transmission has been determined. For the various loading conditions the account of the dynamic moments enables us to assess the durability of the transmission.

В настоящее время в Республике Беларусь важнейшее значение приобретает вопрос компенсации дефицита деловой древесины, увеличения ее объема за счет заготовки тонкомерных деревьев и освоения заболоченных лесосек. Эффективная реализация этих задач возможна только при применении новых машин повышенной проходимости, оснащенных специальным технологическим оборудованием.

Применение колесных лесозаготовительных машин, как потазывает отечественный и зарубежный опыт, является эффективным, позволяет лучше решать вопросы экологии, дает возможность использовать принципиально новые прогрессивные технологии [1].

Наиболе эффективным путем оснащения лесозаготовительной отрасли колесными машинами является создание специального лесного шасси на базе серийно выпускаемых колесных акторов. В Республике Беларусь налажен крупномасштабный выпуск тракторов МТЗ, которые по своим параметрам достаточно полно соответствуют

требованиям, предъявляемым к базовому энергетическому модулю для создания лесных колесных машин.

Оценка нагрузочного режима является необходимой частью проектирования трансмиссий лесной колесной машины. От точности этой оценки зависит правильность выбора размеров деталей, что скажется в конечном счете на их долговечности. Выполнение транспортных операций форвардерами производится в сложных дорожных условиях и сопровождается значительной динамической нагруженностью узлов ходовой части.

При трогании и переключении передач в трансмиссии возникают динамические процессы, относящиеся к процессам переходного типа. Они характеризуются быстрым переходом трансмиссии из одного состояния в другое, что сопровождается возникновением крутящих моментов, значительно превосходящих статические моменты. Нагруженность механической трансмиссии при трогании зависит от многих факторов, среди которых одним из важнейших является время включения муфты сцепления $t_{\rm B}$. В зависимости от времени $t_{\rm B}$ трогание можно классифицировать следующим образом: трогание "броском" педали сцепления - $t_{\rm B}$ < 0,1 с; резкое трогание - $t_{\rm B}$ = 0,2-0,4 с; плавное трогание - $t_{\rm B}$ > 0,4 с.

В основе выбора моделей для расчета динамических процессов в муфте сцепления лежат два противоречивых требования: максимальная достоверность описания исследуемых явлений и минимальная сложность модели. Первое требование обеспечивается в результате анализа известных расчетных и экспериментальных исследований, а также дополнительным целенаправленным изучением рассматриваемого объекта. Для обеспечения второго требования расчетные модели упрощаются на основании анализа парциальных частот в последующей идентификацией на основе экспериментальных данных.

Для расчета динамических нагрузок при трогании применяют однозвенные [2], двухзвенные [3], трехзвенные [4] и более сложные динамические модели трансмиссий колесных мащин. Расчет по однозвенной и двухзвенной схемам позволяет определить динамические крутящие моменты на карданном валу и полуосях. Для получения момента на первичном валу коробки передач приходится пользоваться приближенными формулами, исходя из соотношения моментов инерции ведомого диска и вращающихся деталей коробки передач [2,3]. Поэтому наиболее целесообразно для определения динамических на-

грузок, возникающих в трансмиссиях колесных машин при трогании, использовать динамическую схему, изображенную на рис.1.

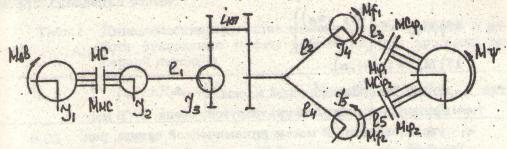


Рис. 1. Динамическая схема трансмиссии сортиментовы а 4К4, используемая для анализа процесса т огания

Поведение динамической системы при трогании описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

1)
$$I_1 \bar{\varphi}_1 = M_{AB} - M_{MC}$$
;

2)
$$I_2 \bar{\varphi}_2 = M_{MC} - (\varphi_2 - \varphi_3) / e_1;$$

3)
$$L_{MC} = \int_{0}^{t} M_{MC} (\dot{\varphi}_{1} - \dot{\varphi}_{2}) dt;$$

4)
$$I_3\bar{\varphi}_3 = (\varphi_2 - \varphi_3)/e_1 - (\varphi_3/i_{kn} - \varphi_4)/e_2i_{kn} - (\varphi_3/i_{kn} - \varphi_5)/e_4i_{kn}$$
;

5)
$$I_4 \ddot{\phi}_4 = \frac{(\phi_3 / i_{km} - \phi_4)}{e_2} - M_{f_1} - M_{\phi_1}$$
, если MC_{ϕ_1} буксует;
6) $I_6 \ddot{\phi}_6 = M_{\phi_1} - M_{\psi}$

$$6) I_6 \bar{\varphi}_6 = M_{\varphi_1} - M_{\psi}$$

7)
$$I_4\ddot{\phi}_4 = \phi_3 / i_{kn} - \phi_4 - M_{f_1} - \frac{\phi_4 - \phi_6}{e_3}$$
, если MC_{ϕ_1} не буксует;

9)
$$I_5\ddot{\phi}_5 = \frac{\phi_8 / i_{kH} - \phi_5}{e_4} - M_{f_2} - M_{\phi_8}$$
, если MC_{ϕ_2} буксует; 10) $I_6\ddot{\phi}_6 = M_{\phi_8} - M_{\psi}$

11)
$$I_5\ddot{\phi}_5 = \phi_3 / i_{kn} - \phi_5 - M_{\ell_2} - \frac{\phi_5 - \phi_6}{e_5}$$
, если MC_{ϕ_2} не буксует;

13)
$$M_{f_1} = f_1(G_{a_1}, f)$$
;

14)
$$M_{f_2} = f_2(G_{a_2}, f)$$

15)
$$M_{\phi_1} = f_8 \left[\frac{\left(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_6 \right)}{\dot{\phi}_4} \right],$$
16) $M_{\phi_2} = f_4 \left[\frac{\left(\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6 \right)}{\dot{\phi}_5} \right].$
17) $M_{\psi} = f_5 \left(\dot{\phi}_7, \alpha \right),$

где I - момент инерции маховой массы, кг·м²;

е - крутильная податливость упругого звена, 1/(Н м);

фі - угол поворота і-й массы динамической схемы, рад.

Момент сопротивления качению колес машины M_f определяется как функция полного веса машины Ca и коэффициента сопротивления качению f, который при расчете берется постоянным в соэтветстьии c качеством дорожного покрытия. Момент сцепления ведущих колес c дорогой M_{ϕ} при моделировании трогания трактора определяется в зависимости от сцепного веса и коэффициента сцепления колес ϕ .

При моделировании трогания колесного трактора M_{ϕ} зависит от буксования колес $(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_6)/\dot{\phi}_4$. Сопротивление движению машины M_{ψ} определяется скоростью машины и углом подтема (спуска) дороги α .

Нагрузки в механической трансмиссии машины при трогании определяются темпом включения муфты сцепления МС, начальными оборотами коленчатого вала двигателя, моментом пробуксовки ведущих колес. Наибольшее влияние оказывает на нагруженность темп включения муфты сцепления, который определяется временем ее замыкания t_в. На основании решения системы дифференциальных уравнений по специально разработанной программе получены значения динамических моментов на полуосях мостов и работа буксования муфты сцепления, которые приведены в табл.1.

Анализ данных таблицы показывает, что наибольшего значения Мд достигает в диапазоне $t_{\rm B}=0.05\text{-}0.1$ с, т.е. при самом неблагоприятном включении муфты сцепления. При $t_{\rm B}>0.3$ с заметного снижения динамических моментов не происходит и их уровень приближается к моменту пробуксовки колес. Это является свидетельством плавного включения муфты сцепления, вследствие чего инерционная добавка динамического момента становится минимальной.

Работа буксования муфты сцепления $L_{\rm mc}$ резко возрастает с увеличением $t_{\rm g}$. Трогаться с $t_{\rm h}>0.4$ с нецелесообразно, так как динами-

ческая нагруженность трансмиссии не снижается, а нагруженность муфты сцепления растет.

Табл.1. Динамические крутящие моменты в трапсмиссии и работа буксования гуфты сцепления при трогании на первой передаче

t _в , с	Мд,кН * м	
	передний мост	задний мост
24.8	23.2	27.5
26.5	22.7	25.1
29.1	21.3	24.2
	20.7	21.3
	18.9	20.1
45	17.2	19.4
51	16.5	18.1
	24.8 26.5 29.1 33.2 35 45	передний мост 24.8 23.2 26.5 22.7 29.1 21.3 33.2 20.7 35 18.9 45 17.2

Как показывают данные расчетных исследований, уровень динамических крутящих моментов, возникающих при трогании значительно выше, чем уровень моментов при установившемся движении нашины. Максимальные значения этих нагрузок используются при расчете на прочность. Учет динамических моментов при различных нагрузочных режимах позволяет в конечном итоге оценить долговечность трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

- 1. Заготовка сортиментов на лесосеке. Технология и машины/ А.В.Жуков, И.К.Иевинь, А.С.Федоренчик, Ю.И.Провоторов и др. -М.: Экология, 1993.- С.311.
- 2. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. -Мн.: Наука и техника, 1979.- 254 с.
- **1.** Методика определения максимальных динамических нагрузок автомобиля/И.С.Цитович, И.Л.Островерхов, В.Б.Альгин и тр. Мн., 1975. 75 с.
- 4. Цитович И.С., Ксендзов В.Н. Максимальные динамические нагрузки в трансмиссиях автомобилей с механическими и гидромеханическими коробками. Изв. АН БССР, 1981, N3, C.68-75.