

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРАЛЬНЫХ ПЛОТНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРНЫХ МАШИН

Чураков А.В.¹, Соколова В.А.², Андронов А.В.¹, Иванов А.М.¹, Алексеева Е.А.¹

¹*Санкт-Петербургский Лесотехнический университет им. С.М. Кирова;*

²*Военная академия связи имени Маршала Советского Союза С.М. Буденного, Санкт-Петербург*

Ключевые слова: трансмиссии колесных тракторов, крутильные колебания, спектральная плотность.

Аннотация. Одним из важных факторов влияющих на уровень нагруженности трансмиссии, а также на ее долговечность являются резонансные режимы, которые приводят к ускоренному усталостному разрушению деталей трансмиссии. Сложные условия эксплуатации тракторных машин и цикличность изменения нагрузки приводят к увеличению коэффициента динамичности, что значительно сказывается на долговечности деталей трансмиссии. В исследовании получены выражения для определения спектральных плотностей элементов трансмиссии колесных тракторных машин, используемые при выполнении расчетов по определению долговечности и нагруженности деталей трансмиссии.

ANALYTICAL DETERMINATION OF SPECTRAL DENSITIES OF TRANSMISSION ELEMENTS OF WHEELED TRACTOR MACHINES

Churakov A.V.¹, Sokolova V.A.², Andronov A.V.¹, Ivanov A.M.¹, Alekseeva E.A.¹

¹*Saint-Petersburg State Forest Technical University;*

²*Military Academy of Communications named after Marshal of the Soviet Union S.M. Budenny, Saint-Petersburg*

Keywords: wheel tractor transmissions, torsional oscillations, spectral density.

Abstract. One of the important factors affecting the level of load of the transmission, as well as its durability, are resonance modes, which lead to accelerated fatigue destruction of the transmission parts. The difficult operating conditions of tractor machines and the cycling of load changes lead to an increase in the dynamic coefficient, which significantly affects the durability of the transmission parts. In the study, expressions were obtained for determining spectral densities of transmission elements of wheeled tractor machines, used in performing calculations to determine durability and load of transmission parts.

Одной из основных систем, определяющих надежность тракторной машины, является трансмиссия. В настоящее время самым распространенным видом отказа является усталостное разрушение. По мнению многих ученых усталостному разрушению подвержено до 90% всех деталей как тракторов, так и автомобилей.

Одним из важных факторов влияющих на уровень нагруженности трансмиссии, а также на ее долговечность являются резонансные режимы, которые приводят к ускоренному усталостному разрушению деталей трансмиссии. Общеизвестно, что лесопромышленные тракторы работают в сложных условиях эксплуатации и режимы работы зависят от механического состава почвы, ее влажности, количества пней и их высоты, породного состава

леса, бонитета и многих других факторов. Цикличность изменения нагрузки вкупе с вышеперечисленными факторами приводят к увеличению коэффициента динамичности (по данным [1] среднее значение коэффициента лежит в пределах 2-4), что значительно сказывается на долговечности деталей трансмиссии.

Научная работа была направлена на получение выражений для определения спектральных плотностей элементов трансмиссии колесных лесопромышленных тракторов для выполнения расчетов по определению долговечности и нагруженности деталей трансмиссии.

Согласно теории автоматического управления, трансмиссия транспортного средства является динамической системой со многими входами и выходами.

Если рассматривается линейная или линеанизированная система, то выражения для спектральных $S_{yj}(\omega)$ и взаимных спектральных S_{yjjm} плотностей такой системы запишем в виде:

$$S_{yj}(\omega) = \sum_{i=1}^n |W_{ji}(j\omega)|^2 S_{xl}(\omega) + \sum_{i=1}^n \sum_{h=1}^n W_{jl}^*(j\omega) W_{jk}(j\omega) S_{xl x_k}(\omega); \quad (1)$$

$$S_{yjjm}(\omega) = \sum_{i=1}^m W_{jl}^*(j\omega) W_{ml}(j\omega) S_{xl}(\omega) + \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n W_{jl}^*(j\omega) W_{mk}(j\omega) S_{xl x_k}; \quad (2)$$

где $W_{jl} = (-1)^{i+l} \frac{\Delta_{ij}}{\Delta}$;

Δ – определитель, составленный из коэффициентов левых частей дифференциальных уравнений, описывающих движение системы;

Δ_{lj} – алгебраическое дополнение определителя, соответствующее элементу, стоящему на пересечении i -й строки и j -го столбца;

W_{jl}^* – комплексно-сопряженный определитель;

S_{xj} , $S_{xl x_k}$ – спектральные и взаимно-спектральные плотности входов в систему.

Колебания системы, описываемые изменениями координат, происходят не около положения устойчивого равновесия системы, а около общего вращательного движения системы [3]. Поэтому необходимо перейти к другой системе координат, такой, в которой роль обобщенных координат выполняют углы кручения участков вала между инерционными массами, определяемые относительными угловыми отклонениями масс:

$$\alpha_i = \varphi_i - \varphi_{i+1}. \quad (3)$$

В относительных угловых отклонениях масс исключено общее вращение вала, одинаковое для всех инерционных масс, вместе с тем уменьшено на единицу число степеней свободы системы. Соответственно, уменьшается и число уравнений колебаний вала [2].

После соответствующих преобразований получим

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha}_1 + \frac{C_1(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \alpha_1 - \frac{C_2}{J_2} \alpha_2 &= \frac{Q_1(t)}{J_1} - \frac{Q_2(t)}{J_2} = F_1(t), \\ \ddot{\alpha}_2 - \frac{C_1}{J_2} \alpha_1 + \frac{C_2(J_2 + J_3)}{J_2 J_3} \alpha_2 + \frac{C_3}{J_3} \alpha_3 &= \frac{Q_2(t)}{J_2} - \frac{Q_3(t)}{J_3} = F_2(t), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\dots$$

$$\ddot{\alpha}_{n-1} - \frac{C_{n-2}}{J_{n-1}} \alpha_{n-2} + \frac{C_{n-1}(J_{n-1} + J_n)}{J_{n-1}J_n} \alpha_{n-1} = \frac{Q_{n-1}(t)}{J_{n-1}} - \frac{Q_n(t)}{J_n} = F_{n-1}(t).$$

Применяя к системе (3) преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях, получим следующую систему алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} p^2 \alpha_1(p) + a_{12} \alpha_1(p) - b_{23} \alpha_2(p) &= F_1(p), \\ p^2 \alpha_2(p) + a_{23} \alpha_2(p) - d_{12} \alpha_1(p) - b_{34} \alpha_3(p) &= F_2(p), \\ p^2 \alpha_3(p) + a_{34} \alpha_3(p) - d_{23} \alpha_2(p) - b_{45} \alpha_4(p) &= F_3(p), \\ \dots \\ p^2 \alpha_{n-1}(p) + a_{n-1,n} \alpha_{n-1}(p) - d_{n-2,n-1} \alpha_{n-2}(p) &= F_{n-1}(p), \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} a_{k,k+1} &= \frac{C_{k,k+1}(J_k + J_{k+1})}{J_k J_{k+1}}, \\ b_{k,k+1} &= \frac{C_{k,k+1}}{J_k}, \\ d_{k,k+1} &= \frac{C_{k,k+1}}{J_k}. \end{aligned}$$

Символически преобразования Лапласа в системе уравнений (4) можно записать в виде:

$$\begin{aligned} L[\alpha_k(t)] &= \alpha_k(p); \\ L[\ddot{\alpha}_k(t)] &= p^2 \alpha_k(p); \\ L[F_k(t)] &= F_k(p), \end{aligned} \quad (6)$$

где $\alpha_k(p)$, $p^2 \alpha_k(p)$, $F_k(p)$ – изображения;

$\alpha_k(t)$, $\ddot{\alpha}_k(t)$, $F_k(t)$ – оригиналы.

С помощью преобразования Лапласа система дифференциальных уравнений (4) действительного переменного t заменяется системой алгебраических уравнений (5) комплексного переменного «Р» [5].

Для валов трансмиссии введем в рассмотрение передаточную функцию $W_k(P)$, определяемую отношением преобразованных по Лапласу обобщенной координаты $L[F_k(t)]$ к функции воздействия $L[\alpha_k(t)]$ при нулевых начальных условиях, т.е. обозначим:

$$\begin{aligned} \frac{F_1(p)}{\alpha_1(p)} &= W_1(p), \\ \frac{F_2(p)}{\alpha_2(p)} &= W_2(p), \\ \dots \\ \frac{F_{n-1}(p)}{\alpha_{n-1}(p)} &= W_{n-1}(p). \end{aligned} \quad (7)$$

После соответствующих преобразований, решив полученную систему уравнений, найдем передаточные функции

$$W_1(p), W_2(p), W_{n-1}(p).$$

Зная передаточные функции и спектральные плотности от входного воздействия спектральную плотность для каждого участка вала трансмиссии можно определить по формуле

$$\Phi_y(\omega) = |W(\omega)|^2 \Phi_x(\omega), \quad (8)$$

т.е.

$$\Phi_{y1}(\omega) = |W_1(\omega)|^2 \Phi_x(\omega),$$

$$\Phi_{y2}(\omega) = |W_2(\omega)|^2 \Phi_x(\omega),$$

...

$$\Phi_{yn-1}(\omega) = |W_{n-1}(\omega)|^2 \Phi_x(\omega). \quad (9)$$

На трансмиссию колесного лесопромышленного трактора действуют возмущающий момент со стороны двигателя $M_d(t)$ и со стороны момента сопротивления движению, причем эти моменты коррелированы, и, следовательно, взаимные спектральные плотности равны нулю [4]. Тогда спектральную плотность на выходе определяют по формуле

$$S_{yk}(\omega) = |N_{k1}(j\omega)|^2 S_{x1}(\omega) + |W_{k2}(j\omega)|^2 S_{x2}(\omega), \quad (10)$$

где $S_{x1}(\omega)$ и $S_{x2}(\omega)$ – соответственно спектральные плотности воздействия от первого входа (крутящего момента двигателя) и от второго входа (момента сопротивления движению);

$|W_{k1}(j\omega)|^2$; $|W_{k2}(j\omega)|^2$ – квадраты модулей передаточных функций от первого и второго входа.

Выводы. Полученные выражения для определения спектральных плотностей позволяют аналитически определить долговечность деталей трансмиссии колесных тракторных машин.

Список литературы

1. Анисимов Г.М. Эксплуатационная эффективность трелевочных тракторов. М.: Лесн. пром-сть, 1990. 208 с.
2. Бабаков Н.В. Теория колебаний. М.: Наука, 1968. 560 с.
3. Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин. Минск: Изд-во БГУ, 1973. 240 с.
4. Кучерявый В.И., Чарков В.Д. Моделирование вероятностных характеристик коэффициента запаса прочности деталей лесных машин // Лесной журнал. 1989. №4. С.56-59.
5. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. М.: Машиностроение, 1968. 272 с.

Сведения об авторах:

Чураков Андрей Владимирович – к.т.н., доцент, доцент кафедры математических методов в управлении;

Соколова Виктория Александровна – к.т.н., преподаватель кафедры технического обеспечения связи и автоматизации;

Андронов Александр Вячеславович – к.т.н., доцент, доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта;

Иванов Андрей Михайлович – лаборант кафедры математических методов в управлении;

Алексеева Елена Аркадьевна – старший преподаватель кафедры промышленной энергетики.