

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИИ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

The design procedure loading details of transmission wheel skidded tractors is stated.

При решении многих задач прикладного характера в качестве расчетной динамической модели используется твердое тело или система твердых тел, подверженных действию определенной системы внутренних и внешних сил. Теория линейных колебаний широко используется в специальной технике для описания природы возникновения сложных динамических явлений. Исследования, посвященные колебаниям транспортных средств, в большинстве своем изучаются на основе анализа линейных уравнений движения, полученных путем упрощений из точных нелинейных уравнений движения тела.

Колесные трелевочные тракторы и агрегатные машины на их базе являются сложными взаимосвязанными колебательными системами, для которых характерны переходные и установившиеся динамические процессы, крутильные колебания в агрегатах, низкочастотные и высокочастотные колебания отдельных деталей, периодические и случайные процессы, возникающие вследствие взаимодействия базовой машины и предмета труда с дорогой. Исследования таких динамических систем в целостности и отдельно даже при условии высокой разрешающей способности вычислительных комплексов невозможно провести с высокой степенью точности расчетов. Отдельные вопросы исследовательского характера решались самостоятельно или целыми научными подразделениями исходя из возможностей, технической направленности и возникновения той или иной проблемы при создании и эксплуатации машин или оборудования.

В тракторостроении, особенно лесном, анализ нагруженности узлов и агрегатов базировался на трудоемком эксперименте при доводочных испытаниях вновь создаваемых образцов лесозаготовительной техники. Процесс доводочных испытаний длился многие годы, техника устаревала морально и физически, и некоторые образцы, так и не пройдя доводочных испытаний, оставались в единичном экземпляре. В то же время разработанные методы имитационного моделирования и статистической динамики, основанные на использовании электронно-вычислительных средств, позволяют при достаточно полном математическом описании динамических процессов в узлах и агрегатах колесного трелевочного трактора прогнозировать вероятностную нагруженность, а с ней и долговечность основных узлов и деталей базовой машины и технологического оборудования.

Исходя из вышеизложенного, предлагаются основные положения и принципы расчета нагруженности и общая методика расчета ресурса деталей колесного трелевочного трактора, которая с учетом конкретных условий эксплуатации транспортного средства может быть применена в отдельности для валов трансмиссии, элементов ходовой системы, технологического оборудования и других элементов колесных трелевочных тракторов различных классов и компоновочных схем.

Для решения поставленной задачи на начальном этапе на основе [1, 2] и усовершенствованных в отдельных работах автора исследований были разработаны расчетные модели колесных трелевочных машин с учетом конструктивных изменений по базовой машине, технологическому оборудованию и принятым допущениях в процессе исследований.

В данном случае исследуется трелевочный трактор с колесной формулой 4 к 4. Трелевочная машина рассматривается как сложная взаимосвязанная система, описываемая дифференциальными уравнениями второго порядка. На основании принципов теории

статистической динамики первоначально проведено упрощение математической модели [1] колесной трелевочно-транспортной системы 4 к 4 к виду, удобному для определения реальных параметров конкретной машины и составления дифференциальных уравнений отражающих процесс движения.

Обычно на этапе расчетных исследований пользуются упрощенной эквивалентной схемой. Упрощенная эквивалентная схема приведена на рис. 1, а уравнения движения ее масс в окончательном варианте будут иметь следующий вид.

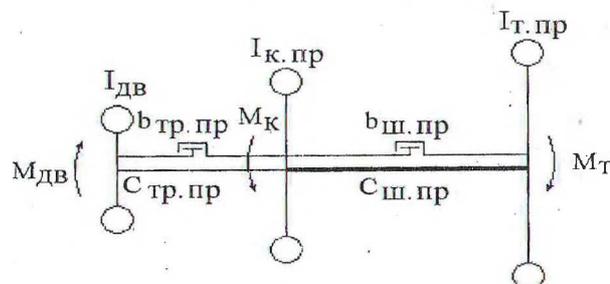


Рис. 1. Эквивалентная расчетная схема колесного трелевочного трактора 4 к 4

$$I_{дв} \cdot \ddot{\varphi}_{дв} + b_{тр.пр} \cdot (\dot{\varphi}_{дв} - \dot{\varphi}_{к.пр}) + C_{тр.пр} \cdot (\varphi_{дв} - \varphi_{к.пр}) = M_{дв},$$

$$I_{к.пр} \cdot \ddot{\varphi}_{к.пр} - b_{тр.пр} \cdot (\dot{\varphi}_{дв} - \dot{\varphi}_{к.пр}) - C_{тр.пр} \cdot (\varphi_{дв} - \varphi_{к.пр}) + b_{ш.пр} \cdot (\dot{\varphi}_{к.пр} - \dot{\varphi}_{т.пр}) + C_{ш.пр} \cdot (\varphi_{к.пр} - \varphi_{т.пр}) = -M_{к},$$

$$I_{т.пр} \cdot \ddot{\varphi}_{т.пр} - b_{ш.пр} \cdot (\dot{\varphi}_{к.пр} - \dot{\varphi}_{т.пр}) - C_{ш.пр} \cdot (\varphi_{к.пр} - \varphi_{т.пр}) = M_{т},$$

где $I_{дв}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя и муфты сцепления; $I_{т.пр}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей трансмиссии, приведенный к двигателю; $I_{к.пр}$ – суммарный момент инерции колес транспортного средства, приведенный к двигателю; φ – угловые смещения масс, соответствующих участков динамической схемы (рис. 1).

Нагруженность трансмиссии от воздействия микропрофиля трелевочного волока определялась такими статистическими показателями, как спектральная плотность крутящего момента, приложенного к полуосям. Спектральная плотность возмущающего момента колес

$$S_{мк}(\omega) = \gamma^2 \cdot (C_{ш}^y)^2 \cdot |W_f(i\omega)|^2 \cdot S_q(\omega).$$

Передаточная функция выхода для одномассовой системы [1] с учетом деформации шин определяется по формуле

$$W_f(i\omega) = \frac{M \cdot \omega}{M \cdot \omega^2 + b_{ш} \cdot \omega + c_{ш}}.$$

Спектральная плотность возмущения в трансмиссии с учетом приведения ее параметров передаточных чисел к двигателю находится следующим образом:

$$S_{тр}(\omega) = |M_{мт}(i\omega)|^2 \cdot S_{мк}(\omega) \cdot \frac{1}{i^2}.$$

Величина спектральной плотности нагружающего момента на полуоси

$$S_{п}(\omega) = |W_{мт}(i\omega)|^2 \cdot S_{мк}(\omega) \cdot \frac{1}{i_{кр}^2}.$$

Спектральная плотность воздействия со стороны микропрофиля трелевочного во­лока и квадрат модуля передаточной функции принимались согласно исследованиям в ра­боте [1].

Характеристика нагрузочного режима трансмиссии характеризуется среднеквадра­тическим отклонением момента $\sigma_{\text{МК}}$, числом циклов ω_0 , числом максимумов ω_{max} на кило­метре пути и коэффициентом ширины спектра λ .

На рис. 2 и 3 приведены кривые спектральной плотности крутящих моментов на пе­редних и задних полуосях. Анализ кривых показывает, что частота собственных колебаний трансмиссии зависит от номера включенной передачи.

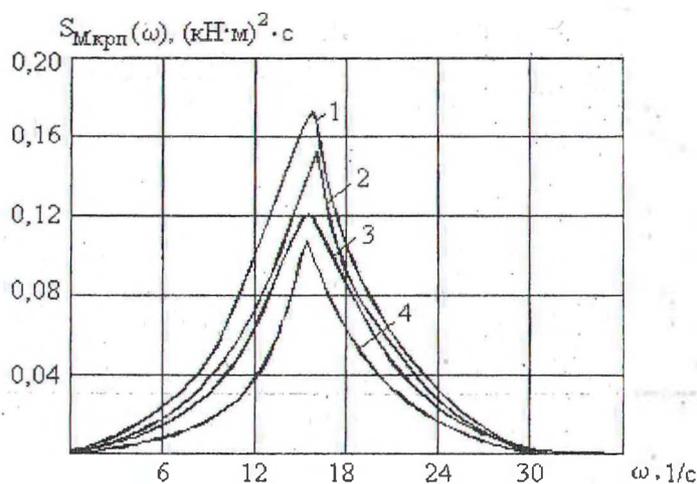


Рис. 2. Зависимость спектральных плотностей крутящего момента на передних полуосях для передач рабочего ряда (1, 2, 3, 4 – номера включенных передач)

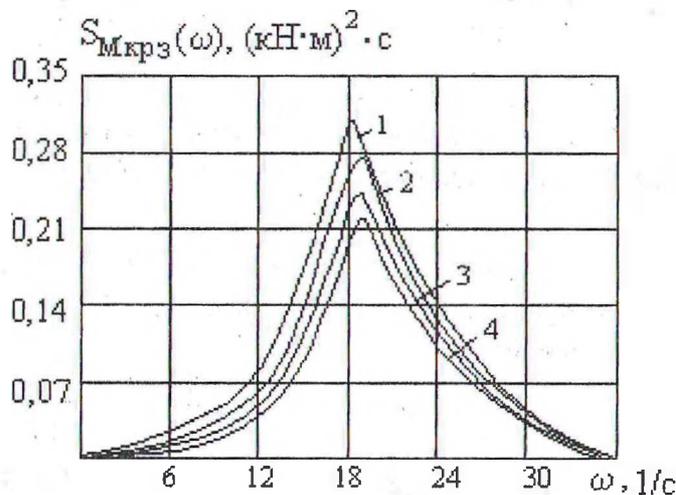


Рис. 3. Зависимость спектральных плотностей крутящего момента на задних полуосях для передач рабочего ряда (1, 2, 3, 4 – номера включенных передач)

Из приведенных зависимостей можно сделать вывод, что максимумы спектральных плотностей крутящего момента для передних полуосей находятся в диапазоне частот 12 – 18 с^{-1} . Для задних полуосей абсолютные значения $S_{\text{МКр.з}}$ по своей величине выше в 1,9 – 2 раза и находятся в диапазоне частот 14 – 20 с^{-1} .

Максимальные значения спектральных плотностей крутящих моментов на передних и задних полуосях в зависимости от скорости движения приведены в таблице.

Максимальные значения спектральных плотностей крутящих моментов на передних и задних полуосях в зависимости от скорости движения приведены в таблице.

Таблица

Скорость движения трелевочного трактора	Максимальные значения $S_{мкр}(\omega)$, (кН·м) ² ·с		Частоты проявления максимальных значений, с ⁻¹	
	передняя полуось	задняя полуось	для передних полуосей	для задних полуосей
5,2	0,084	0,126	12,6	16,2
6,8	0,094	0,158	12,9	16,4
9,7	0,124	0,198	13,1	16,3
12,9	0,170	0,249	13,3	16,5

В таблице показаны максимальные значения спектральных плотностей крутящих моментов на передних и задних полуосях для трактора ЛТ-171 А в зависимости от скорости движения, полученные экспериментальным путем.

Приведенные данные подтверждают зависимости, полученные расчетным путем. Максимумы спектральных плотностей крутящих моментов для передних полуосей проявляются на частотах 12,6–13,3 с⁻¹, а для задних полуосей – на частотах 16,2–16,5 с⁻¹.

По параметрам нагруженного режима колесного трелевочного трактора с учетом кривой усталости определялся средний ресурс работы деталей трансмиссии.

$$\bar{K} = \frac{L_{сум}}{\omega_{ц}} = a_p \cdot \left[\omega_{ц} \cdot \int_{\tau_{мин}}^{\tau_{макс}} \frac{f(\tau)}{L(\tau)} d\tau \right]^{-1}$$

где \bar{K} – ресурс деталей в километрах пробега; $L_{сум}$ – общее число циклов до разрушения; $f(\tau)$ – функция плотности распределения амплитуд напряжений в детали; a_p – величина, зависящая от материала детали и условий ее нагружения; $\omega_{ц}$ – среднее число циклов на 1 км пробега; $\tau_{мин}$, $\tau_{макс}$ – нижняя и верхняя граница напряжений.

Использование приведенной методики позволяет в последующем производить расчет элементов трансмиссии на усталостную долговечность на основании гипотезы накопления усталостных повреждений, полученных при испытании деталей на стендах, прогнозировать их сроки службы в эксплуатационных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аникин Н.И. Снижение динамической нагруженности и повышение долговечности трансмиссий лесопромышленных колесных тракторов на основе анализа динамических процессов в характерных условиях эксплуатации. автореф. дис. ... на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – Химки, 1988.
2. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974.