

УДК 630*377.44

Д. В. Клоков, кандидат технических наук, доцент (БГТУ)

ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ТРАНСМИССИЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН «БЕЛАРУС»

Работа посвящена оценке нагрузочных режимов трансмиссий погрузочно-транспортных машин с различными типами привода ведущих органов. Определены оптимальные параметры, которые позволят снизить нагруженность машин в целом.

Paper is to estimate the load transmission modes forwarders with various types of drive leading bodies. The optimum parameters that will reduce the load of the machine as a whole.

Введение. При проектировании лесных машин стремятся к созданию такой ее конструкции, которая имела бы минимальную массу, максимальный КПД и производительность, соответствующую заданной при работе в реальных условиях эксплуатации. В этом случае необходимо решить проблему оптимизации системы, которая для лесных машин является многопараметрической с учетом целого ряда ограничений.

Известно, что любой расчет связан с созданием эквивалентной схемы рассматриваемого элемента или агрегата конструкции, с оценкой и заданием нагрузок, действующих на них. Под нагрузками в данном случае следует понимать не только силовые нагрузки (и их производные) на шасси базовой машины и технологическое оборудование, но и другие оценочные величины, такие как виброускорения, звуковое давление, которые являются функциями времени. Изменение во времени оценочных величин при движении машины в реальных условиях определяет эксплуатационный нагрузочный режим.

Основная часть. Наглядное представление об эксплуатационном нагрузочном режиме можно получить по его временной реализации, которую определяют различными способами моделирования, измерений, записи и воспроизведения.

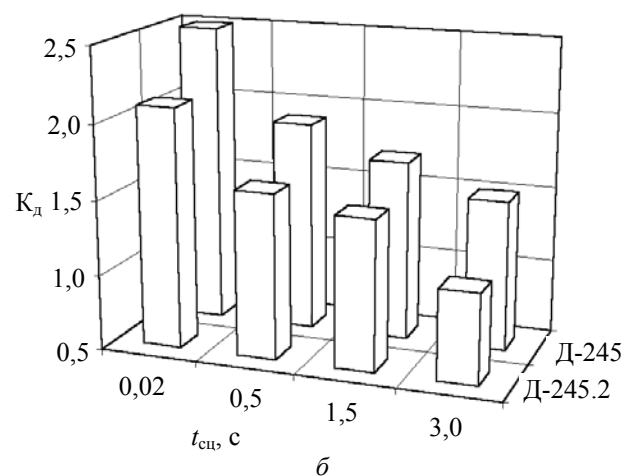
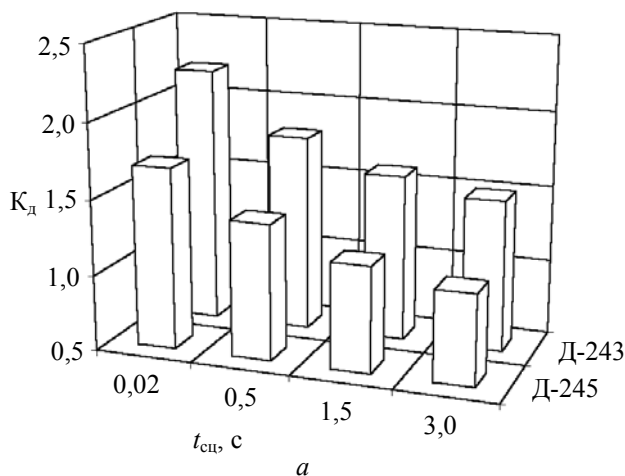
В качестве примера ниже приведены некоторые результаты этой работы.

Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии K_d погрузочно-транспортной машины с колесной формулой 4К4 (а) и 6К6 (б) от разных темпов включения муфты сцепления при установке различных двигателей приведена на рисунке.

У машины 4К4 с установкой двигателя Д-245, как видно из рисунка, коэффициент динамичности трансмиссии K_d уменьшается на 21–35% по сравнению с машиной с двигателем Д-243.

Необходимо иметь обоснованное представление о режимах работы двигателя, в том числе и его загрузке крутящим моментом, для прогнозирования эксплуатационных свойств, расчета и испытания узлов, механизмов и систем. Измерителем этого показателя является коэффициент загрузки двигателя крутящим моментом.

Исследования эксплуатационных режимов при работе погрузочно-транспортной машины в различных производственных условиях, и в частности полученные данные, позволяют выбрать наиболее приемлемый двигатель. Установлено, что с увеличением энергонасыщенности машины коэффициент загрузки двигателя на основных рабочих передачах уменьшается.



Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии K_d погрузочно-транспортной машины с колесной формулой 4К4 (а) и 6К6 (б) от разных темпов включения муфты сцепления при установке различных двигателей

Для выявления максимальной нагруженности трансмиссии при работе погрузочно-транспортной машины в тяжелых режимах эксплуатации были поставлены опыты с переездом неровностей.

Переезд пороговой неровности ($H_n = 0,6$ м, $L_n = 0,38$ м) на скорости 2,5 км/ч показал, что значения максимального $M_{кр}$ на задней полуоси достигает 20 кН·м в момент наезда на неровность колесами технологического модуля, в то время как на передней полуоси момент соответственно не превышает 10 кН·м.

В момент съезда с неровности как передними, так и задними колесами за счет толкающей силы возникают моменты соответственно на передней полуоси $M_{кр} = 10$ кН·м и на задней полуоси $M_{кр} = 15$ кН·м.

Таким образом, размах изменения моментов по амплитуде относительно нулевой линии при переезде груженым сортиментовозом неровностей в виде пней составляет: передняя полуось ± 10 кН·м; задняя полуось ± 20 кН·м. Коэффициенты динамичности в этом случае следующие: $K_{дм1} = 3,2-3,5$, $K_{дм2} = 3,4-3,7$.

Для того чтобы получить представление о нагруженности трансмиссии в реальной эксплуатации, исследования проводились на типичных производственных волокнах с типизированным микропрофилем. При движении машины по такому волоку характер динамических нагрузок в значительной мере усложняется, когда на полученных зависимостях наблюдается периодичность процессов или происходит наложение частот колебаний возмущающего воздействия и колебания крутящего момента носят случайный характер.

Анализ результатов по нагруженности трансмиссии при установившемся движении показал, что крутящие моменты на обеих полуосях при движении груженого и снаряженного форвардера с различными скоростями имеют схожий характер изменения. Причем на передней полуоси при установившемся движении максимальные значения $M_{кр}$ изменяются в пределах 4–5,2 кН·м и превышают развиваемые моменты на задней полуоси, которые изменяются в пределах 2,5–4,9 кН·м. Средние значения при этом составляют соответственно: передняя полуось $m_{пер} = 2,7$ кН·м, задняя – 1,58 кН·м.

При отключении привода заднего моста на всех режимах нагруженность передней полуоси значительно возрастает, $m_{пер} = 3,4$ кН·м при диапазоне изменения экстремумов 0,9–6,7 кН·м. Причем различие в максимальных значениях $M_{кр}$ переднего моста груженого и снаряженного составляет 2 кН·м.

Характер изменения $M_{кр}$ на обеих полуосях с изменением как скорости движения, так и объема перевозимого груза изменяется. Наблюдается увеличение диапазона частот распределения $M_{кр}$

с увеличением скорости движения, и наоборот, снижение частоты изменения $M_{кр}$ с увеличением массы перевозимого груза.

Полученные данные показывают, что в тяжелых условиях эксплуатации включение привода заднего моста значительно снижает нагруженность всей трансмиссии машины.

Анализ нагруженности трансмиссии машины показал, что значения крутящих моментов на передней полуоси превышали развиваемые моменты на задней полуоси на 40–80% при всех режимах движения. При отключении привода заднего моста нагруженность передней полуоси возрастала в 1,5–2 раза.

Форвардер представляет вероятностную динамическую систему с несколькими стационарными процессами на входе и выходе. Параметры выходных процессов и их количество определяются в каждом конкретном случае конкретной постановкой задачи исследования, и поэтому при определении параметров шин необходимо рассматривать предложенную математическую модель колебаний погрузочно-транспортной машины в комплексе [1]. Для оценки параметров в качестве выходного процесса будем использовать величину нагруженности трансмиссии машины по коэффициенту динамичности $K_{дин}$.

В задачу определения оптимальных параметров входил расчет оптимальных крутильных жесткостей шин и коэффициентов неупругого сопротивления при условии минимизации целевой функции и соблюдении условий ограничения.

Для проведения расчетов определялись необходимые параметры, входящие в выражения целевой функции и ограничений. Расчеты проводились при следующих условиях: скорость движения принималась в пределах 3,6–10,8 км/ч; объем рейсовой нагрузки – 6–13 м³; перераспределение вертикальной нагрузки между передним и задним мостом стремится к 1; поверхность движения – пасечный волок.

Заключение. Анализом полученных результатов установлено, что область оптимальных параметров определяется следующими интервалами: жесткость шин $c = 640-700$ кН/м, коэффициент неупругого сопротивления $k = 60-75$ кН·с/м.

Реализация рекомендуемых оптимальных параметров позволит снизить величину средних квадратичных значений крутящих моментов в трансмиссии на 12–15%, а следовательно, и нагруженность машины в целом.

Литература

1. Клоков, Д. В. Имитационная модель движения лесной погрузочно-транспортной машины типа 8К8 / Д. В. Клоков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообаб. пром-сть. – 2008. – Вып. XVI. – С. 122–126.

Поступила 21.02.2013