не-осенней распутицы, при заболоченности лесосеки), а ее аналоги без активного привода колес тележки имеют существенные ограничения, сужающие сферу их использования с учетом разнообразных условий движения.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. М: Транспорт, 1967.
- 2. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория. Мн.: Вышэйш. школа, 1977.

УДК 630\*377.4

А.В. Жуков, профессор; В.Н. Лой, ассистент

## ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОДТАСКИВАНИИ ПАЧКИ ДЕРЕВЬЕВ

The estimation of loading modes a skidder at movement of a pack of trees.

В настоящее время на Минском тракторном заводе продолжают развертываться работы по созданию и освоению производства лесных колесных машин [1, 2, 3]. Наиболее перспективными являются машины МЛПТ-345, МЛ-131, МЛ-126, МЛ-127 и МЛ-127С на базе шарнирно-сочлененных шасси типа 4К4 и 6К6.

Трелевочный трактор МЛ-126 (МЛ-127) оснащен тросочокерным трелевочным оборудованием, включающим лебедку с максимальным усилием на тросе 41 кН и арку, совмещенную с упорным щитом.

Имеются исследования по оценке нагруженности трансмиссии и ходовой части трелевочных машин [4, 5], учитывающие особенности их конструкции и условия движения. В работах [6, 7] рассматривается двигатель как источник заданной ограниченной мощности, а в некоторых исследованиях [8, 9, 10] дается оценка влияния на нагруженность машины параметров технологического оборудования. Однако большинство указанных исследований касается установившегося движения трактора, а такие режимы, как трогание с места и разгон, рассмотрены в недостаточной степени. В специальной научной литературе приведено также мало данных по нагруженности технологического оборудования и шасси машины при выполнении операций технологического процесса, связанных с формированием пачки деревьев. Приведенные в работе [8] материалы по динамической нагруженности трособлочной системы трелевочного трактора получены путем эксперимента, а методических разработок расчетно-теоретического характера в указанном направлении в научной литературе, за исключением единичных работ, не имеется.

С целью восполнения этого пробела, а также оценки динамической нагруженности трелевочного трактора МЛ-126 на кафедре лесных машин и технологии лесозаготовок БГТУ была разработана математическая модель, позволяющая осуществлять процесс подтаскивания и погрузки на щит пачки деревьев колесной трелевочной машиной, оборудованной тросочокерной оснасткой, упорным щитом и лебедкой. Модель реализована на ЭВМ с помощью прикладного пакета Matlab, что позволило провести всесторонние исследования динамической системы.

Расчетная схема системы "трактор – двигатель – технологическое оборудование – пачка" приведена на рис. 1.

При формировании пачки деревьев и ее подтаскивании к щиту, трактор неподвижен при опущенном и опирающемся на грунт щите. При этом момент  $M_d$  двигателя через привод передается на барабан лебедки радиусом  $r_b$  и реализуется в виде усилия на тяговом тросе  $P_{Tp}$ , под действием которого происходит поступательное движение пачки. На систему действует также сила сопротивления волочению пачки  $G=G_{\Pi} \cdot f_B$ , где  $G_{\Pi} -$  нормальная реакция пачки на грунт;  $f_B -$  коэффициент сопротивления волочению пачки по поверхности грунта. Пачка при этом рассматривается жесткой. Учитываются угловые перемещения  $\phi_T$  корпуса трактора на подвеске относительно точки упора щита в грунт, к которой динамически приводится его момент инерции  $I_T$ . Модель учитывает упругую податливость и сопротивления в приводе лебедки  $(c_1, k_1)$ , трособлочной системе  $(c_2, k_2)$ , подвеске трактора (приведенные жесткости и сопротивления  $c_3$  и  $k_3$ ).

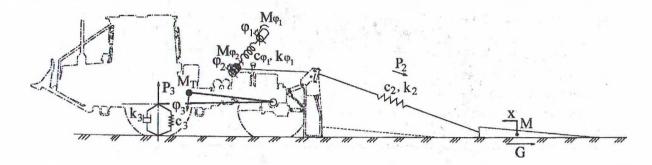


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы, эквивалентная колебаниям колесного трелевочного трактора при подтаскивании пачки

В соответствии с расчетной схемой, а также при оговоренных условиях динамическая система имеет четыре степени свободы: обобщенные координаты  $\phi_d$ ,  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ ,  $x_2$ . Уравнения движения рассматриваемой динамической системы, соответствующей этапу формирования пачки, имеют следующий вид:

$$\begin{split} &I_{d}\ddot{\phi}_{d}+\frac{c_{\phi 3}}{i_{3}}(\phi_{d}/i_{3}-\phi_{2})+\frac{k_{\phi 3}}{i_{3}}(\dot{\phi}_{d}/i_{3}-\dot{\phi}_{2})-M_{d}=0;\\ &I_{k3}\ddot{\phi}_{2}+c_{3}\cdot r_{b}(r_{b}\phi_{2}-x-L_{d}\phi_{1})+c_{\phi l}(\phi_{d}/i_{3}-\phi_{2})+\\ &+k_{3}r_{b}(r_{b}\dot{\phi}_{2}-\dot{x}-L_{d}\dot{\phi}_{1})+k_{\phi l}(\dot{\phi}_{d}/i_{3}-\dot{\phi}_{2})=0;\\ &M_{n}\cdot \ddot{x}_{2}-c_{3}(r_{b}\phi_{2}-L_{d}\phi_{1}-x_{2})-k_{3}(r_{b}\cdot \dot{\phi}_{2}-L_{d}\dot{\phi}_{1}-\dot{x}_{2})+P_{B}=0;\\ &I_{T}\ddot{\phi}_{1}-c_{3}L_{d}(r_{b}\phi_{2}-L_{d}\phi_{1}-x_{2})+c_{1}L_{w}^{2}\phi_{3}-\\ &-k_{3}L_{d}(r_{b}\dot{\phi}_{2}-L_{d}\dot{\phi}_{1}-\dot{x}_{2})+k_{1}L_{w}^{2}\dot{\phi}_{3}=0, \end{split}$$

где  $I_d$ ,  $I_{np}$ ,  $I_{T}$  и M – моменты инерции двигателя, привода лебедки, корпуса трактора, приведенные к соответствующим осям, и масса пачки;  $L_d$  и  $L_w$  – расстояния от точки

упора щита в грунт и соответственно до центра масс корпуса трактора; г<sub>р</sub> – радиус барабана лебедки; і – передаточное отношение привода.

При решении полученной системы уравнений были получены данные, позволившие всесторонне проанализировать динамику процесса подтаскивания и подъема пощиту пакета хлыстов для трактора МЛ-126.

Полученная модель обладает достаточной точностью, что хорошо иллюстрируется рис. 2. Подтверждающий эксперимент был произведен в реальных эксплуатационных условиях испытательного полигона ОКБ МТЗ и предприятия "Ива", входящего в состав объединения ОАО "Молодечнолес" с участием сотрудников кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок БГТУ.

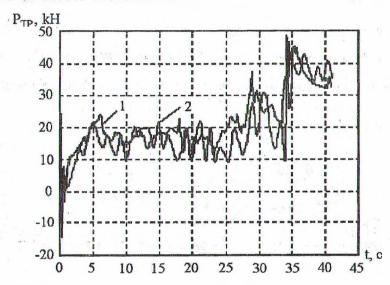


Рис. 2. Усилия в тросе лебедки при подтаскивании пачки объемом 4 м<sup>3</sup> (скорость подтаскивания 0,71 м/с, расстояние подтаскивания 29 м): 1 – экспериментальная зависимость; 2 – расчетная кривая

Движение моделировалось по пасечному волоку, среднее и среднеквадратичное отклонения значений коэффициента сопротивления на котором составляли 0,12 и 0,34 см соответственно.

Полное время подтаскивания до упора пачки в щит при расстоянии 29 м составило 41 с. С момента включения лебедки в течение 6 с (4,8 м) произошло резкое возрастание усилия  $P_{\tau p}$  до значения 24 кН. Далее происходило колебательное изменение нагрузки относительно среднего ее значения, равного 17 кН, которое определяется силой сопротивления волочения пачки  $P_B$  по поверхности лесосеки. Размах этих колебаний относительно линии средней нагрузки составляет  $\pm 5$  кН. Частоты изменения этих нагрузок не постоянны и зависят от характера изменения силового взаимодействия пачки с волоком (0,2...0,35  $\Gamma$ ц) и собственных крутильных колебаний в приводе лебедки (около 1  $\Gamma$ ц). Через 28 с после начала подтаскивания пачки, начинается постепенный подъем щита и происходит резкое возрастание нагрузки  $P_{\tau p}$  до 37 кH, а затем ее спад до значения 20 кН. В этот момент (34 с или 27 м от начала подтаскивания) пачка упирается в щит и происходит быстрое возрастание тягового усилия до 43 кН, что является следствием удара пачки о щит. Далее в течение 4 с (подъем защитно-опорного щита)

наблюдается падение Ртр до значения 27 кН. Затем следует натаскивание пачки на щит и его одновременный подъем, тяговое усилие увеличивается до 46 кН, после чего имеет место спад нагрузки до значения постоянного ее прижима к щиту при затормаживании лебедки (30...32 кН). Как характер изменения процесса, так и его количественные характеристики хорошо согласуются с экспериментом (рис. 2). По характеру изменения кривые 1 и 2 почти полностью совпадают, имеющиеся отклонения по отдельным всплескам невелики и объясняются, во-первых, принятыми допущениями, а во-вторых, различием реальных и расчетных значений коэффициента сопротивления волочению по длине волока. Но поскольку коэффициент f<sub>в</sub> принимался при моделировании переменным по пути (времени) по зависимости  $f_B = \kappa_H \cdot f_{CD}$ , то различие кривых по среднеквадратичным отклонениям оказалось незначительным и для рассматриваемого случая составило всего 7%. Необходимо отметить, что такой подход к моделированию силы сопротивления волочению, если судить по имеющимся литературным данным, применен впервые и может быть использован не только в рассматриваемом случае, но и при оценке динамики установившегося и неустановившегося движения трелевочных и других лесных машин. Для примера на рис. 3 приведена кривая изменения коэффициента сопротивления волочению для опытного участка волока, на котором осуществлялось

Работа двигателя моделировалась на основе реальной регуляторной характеристики двигателя Д-243, который установлен на трелевочной машине МЛ-126. Как видно из рис. 4, в установившемся режиме средняя величина момента на валу двигателя составляет около 0,025 кН-м, что с учетом передаточного отношения привода лебедки согласуется с внешней силой сопротивления, передающейся через трос. Наибольшее значение момента зафиксировано при трогании пачки с места. Значительное, по сравнению со средним, повышение загрузки двигателя происходит при натаскивании пачки на щит. Коэффициент динамичности при этом равен 2,4. При увеличении объема пачки и скорости подтаскивания он значительно возрастает.

подтаскивание пачки деревьев.

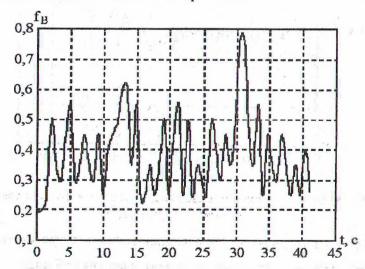


Рис. 3. Кривая изменения коэффициента сопротивления волочению опытного участка лесного волока

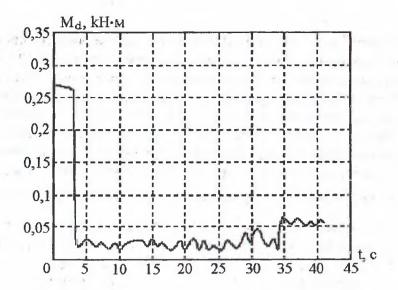


Рис. 4. Зависимость изменения крутящего момента двигателя от времени

Нагрузки, передаваемые на ходовую часть трактора, по характеру изменения аналогичны усилию в тросе (рис. 5), однако их максимальные значения значительно превышают значения установившейся нагрузки. В рассматриваемом случае коэффициент динамичности вертикальных нагрузок на подвеску  $K_{d3}$  составляет 3,51, в трансмиссии -2,67.

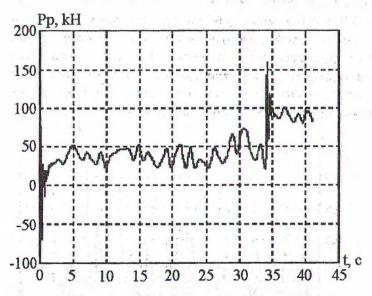


Рис. 5. Вертикальные усилия в подвеске трактора при подтаскивании пачки  $(V=4 \text{ M}^3; v=0.707 \text{ M/c}^2)$ 

Зависимости, по которым рассчитывались момент в трансмиссии  $M_{\eta\eta}$ , усилие в тросе  $P_{\eta p}$  и усилие в подвеске трактора  $P_{D}$ , имеют следующий вид:

$$\mathbf{M}_{\mathbf{p}} = \mathbf{c}_{1} \left( \frac{\phi_{1}}{i} - \phi_{2} \right) + \mathbf{k}_{1} \left( \frac{\dot{\phi}_{1}}{i} - \dot{\phi}_{2} \right);$$

$$\begin{split} P_{m} &= c_2 \cdot r_2 \cdot \phi_2 - \phi_3 - L_d \cdot \phi_4 + k_2 \cdot r_2 \cdot \dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3 - L_d \cdot \dot{\phi}_4}, \\ P_p &= c_3 \cdot L_w^2 \cdot \phi_4 + k_3 \cdot L_w^2 \cdot \dot{\phi}_4 \end{split}$$

Наиболее существенно влияющими на нагруженность динамической системы в режиме подтаскивания пачки являются следующие параметры: характеристики жесткости и демпфирования упругих элементов технологического оборудования, трансмиссии и подвески; размерные и весовые показатели; скорость подтаскивания; конфигурация и состояние волока.

Из рис. 6, а видно, что наибольшие значения  $K_d$  имеют место при значениях жесткости  $(6...8)\times10^3$  кН/м, при жесткости 1000 кН/м его значения минимальны. Увеличение коэффициента  $k_2$  ведет к улучшению динамики трособлочной системы и трансмиссии, в подвеске же трактора усилия несколько возрастают. Исследования указывают на целесообразность установки в трособлочной системе технологического оборудования демпфера со следующими параметрами:  $c_2=1000...1500$  кН/м;  $k_2=110...120$  кН·с/м.

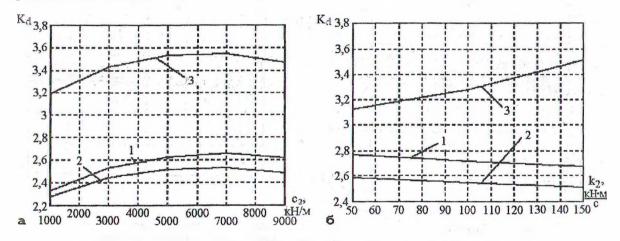


Рис. 6. Зависимости коэффициентов динамичности от жесткости (a) и коэффициента сопротивления (б) в трособлочной системе технологического оборудования: 1 – в трансмиссии; 2 – в трособлочной системе; 3 – в подвеске трактора

Из параметров следует особо выделить такие, которые не только существенно влияют на динамику, но и которые возможно изменить в процессе доработки машины, минимально влияющие на увеличение ее стоимости и не связанные с серьезной реконструкцией базового шасси. Это прежде всего относится к размерным и кинематическим параметрам технологического оборудования: расстояния  $L_d$  и  $L_w$ , высота подвеса блока, высота подъема комлевой части пачки, угол наклона тягового троса, угол наклона щита и др.

Установлено, например, что изменение расстояния  $L_w$  от центра масс трактора до точки упора щита в грунт на 0,4 м приводит к изменению коэффициента динамичности нагрузок на 7...8%. Разработанная модель позволяет не только оценить степень влияния тех или иных параметров, но и выбрать их рациональные значения.

При исследованиях была произведена оценка влияния угла наклона щита на процесс подъема пачки при погрузке, при этом установлено, что оптимальное значение его составляет  $60^{\circ}$ .

Изменение передаточного отношения трансмиссии, сказываясь на величине динамических нагрузок, оказывает особое влияние на загрузку двигателя и нагруженность трансмиссии, особенно на переходных режимах движения. Так, снижение передаточного отношения вдвое от исходного при скорости подтаскивания пачки 0,707 м/с увеличило коэффициент динамичности момента в трансмиссии К<sub>1</sub> с 2,67 до 3,31, а коэффициент загрузки двигателя при натаскивании пачки на щит составил 2,1, увеличившись с 0,06 до 13 кН·м. При увеличении скорости влияние этого параметра возрастает, что хорошо иллюстрируется зависимостями 1–3, приведенными на рис. 7 и полученными для v=0,808 м/с.

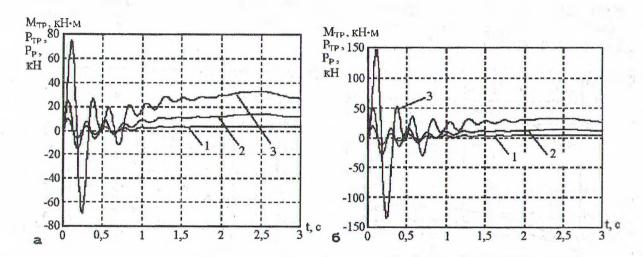


Рис. 7. Зависимости изменения динамических нагрузок от времени при подтаскивании пачки со скоростью 0,808 м/с (а – i=200; б – i=100):  $1-M_{\scriptscriptstyle TD}; 2-P_{\scriptscriptstyle TD}; 3-P_{\scriptscriptstyle D}$ 

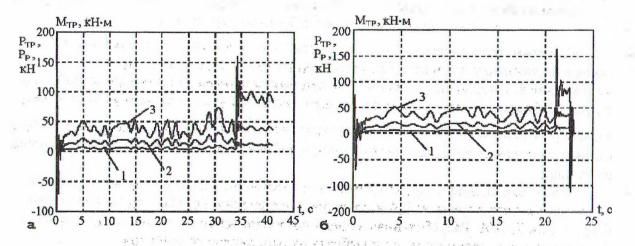


Рис. 8. Изменение крутящего момента в трансмиссии (1), усилий в тросе (2) и подвеске трактора (3) при скоростях подтаскивания 0,707 (a) и 0,807 м/с (6)

На рис. 7 показан фрагмент, соответствующий подтаскиванию пачки на первом этапе движения от его начала до t=3 с при i=200 (a) и i=100 (б).

Изменение скорости подтаскивания сказывается как на количественных, так и качественных показателях динамического процесса, что хорошо иллюстрируется зависимостями, приведенными на рис. 8.

Таким образом, рассмотренная расчетная модель трактора, обладая достаточной технической точностью, является хорошим методическим инструментом для оценки динамики трелевочного трактора в процессе формирования пачки и уточнения параметров технологического оборудования. Приведенные результаты исследований полезны для дальнейшего совершенствования конструкции трелевочного трактора МЛ-127. Динамическая модель при непринципиальных изменениях легко трансформируется в модель с любым, отличным от тросочокерного, типом технологического оборудования.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1. Жуков А.В., Клоков Д.В., Лой В.Н. Погрузочно-транспортная машина МЛ-131 // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. Мн., 2000. Вып. VIII. С. 82 88.
- 2. Коробкин В.А., Жуков А.В., Гороновский А.Р. Специальные колесные машины Минского тракторного завода // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. Мн., 1998. Вып. VI. С. 7 11.
- 3. Коробкин В.А., Жуков А.В., Гришкевич С.Н., Лой В.Н. Новая колесная трелевочная машина с шарнирно-сочлененной рамой // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. Мн., 1999. Вып. VII. С. 22 28.
- 4. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. М.: Лесная промышленность, 1975.
- 5. Кочнев А.М. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем обоснования их основных параметров. Автореф. докт. дис. С.-Петерб.: ЛТА, 1995.
- 6. Галицкий Е.Н. Исследование динамики движения колесного трелевочного трактора на неустановившихся режимах. Автореф. канд. дис. М.: ЦНИИМЭ, 1978.
- 7. Семенов М.Ф. Обоснование параметров и технических решений модульных трелевочных систем с целью повышения производительности и снижения энергоемкости процесса. Автореф. докт. дис. С.-Петерб.: ЛТА, 1996.
- 8. Жуков А.В., Рудницкий П.Ф., Симанович В.А., Гороновский А.Р. Оценка влияния системы подрессоривания технологического оборудования на динамику трелевочного трактора // Лесной журнал. 1980. №6. С. 32 36.
- 9. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования. Мн.: Вышэйшая школа. 1990.
- 10. Памфилов Д.В. Повышение боковой динамической устойчивости и плавности хода колесной трелевочной системы. Автореф. канд. дис.— Л.: ЛТА им. С.М. Кирова, 1985.