

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

¹*Богдан Билык, ¹Николай Борис, ²Сергей Мохов, ²Василий Симанович*

¹*Національний лесотехнічний університет України*

²*Белорусский государственный технологический университет*

г. Львов, ул. Ген. Чупринки, 103. Украина, ² г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Беларусь

¹*Bohdan Bilyk, ¹Mykola Borys, ²Sergiy Mokhov, ²Vasil Simanovich*

¹*Ukrainian National Forestry University*

²*Belarusian state technological university*

Аннотация. Выполнен анализ условий работы лесных тракторов и машин на их базе, а также влияние этих условий на эксплуатационные свойства тракторов. Разработана расчетная схема динамической модели трансмиссии двухосного колесного трактора и компьютерная программа для моделирования движения трактора и динамических процессов в трансмиссии, которая позволяет исследовать влияние весовых и геометрических параметров, мощности двигателя и передаточных чисел трансмиссии на его скоростные характеристики, коэффициенты динамичности и топливную экономичность. Представлены результаты математического моделирования разгона с места и динамических нагрузок в трансмиссии колесного трелевочного трактора. Получены зависимости коэффициентов динамичности, показателей топливной экономичности и скоростных свойств от передаточных чисел агрегатов трансмиссии. Обоснованы рациональные значения передаточных чисел раздаточной коробки колесного лесного трактора, что будет способствовать уменьшению динамических моментов, а значит увеличит долговечность работы колесной лесотранспортной машины.

Ключевые слова: трансмиссия, динамические нагрузки, коэффициент динамичности, передаточное число, трелевочный трактор.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

За последние годы на лесозаготовительных работах наблюдается тенденция широкого применения колесных тракторов. Они служат базой для многооперационных машин: харвестеров, форвардеров, харвардеров, а также подвесных канатных систем различных модификаций в горных районах [1,2]. Использование таких машин способ-

ствует увеличением производительности труда, повышению экологичности, надежности и безопасности их работы.

Для совершенствования конструкций лесных машин важно еще на стадии проектирования учесть условия их эксплуатации. Существенное влияние на машину оказывают дорожные условия, которые характеризуются сложным профилем и микропрофилем опорной поверхности, значительными силами сопротивления дороги, наличием сопротивления скольжению вершины трелеваемого пакета древесины и т.д. Эти сложные условия работы вызывают появление критических вертикальных колебаний, а также значительных динамических нагрузок в элементах ходовой системы и агрегатах трансмиссии трактора, детали которых часто выходят из строя вследствие ускоренного ищерпывания ресурса долговечности. Особенно ощутимы они на переходных режимах движения, в частности во время трогания и разгона.

Улучшение показателей эксплуатационных свойств лесных машин требует проведения теоретических и экспериментальных исследований. Важным направлением теоретических исследований является математическое и имитационное моделирование движения машин в различных условиях эксплуатации. Поэтому исследование влияния параметров силовой передачи лесного трактора на динамические нагрузки трансмиссии, топливную экономичность и скоростные свойства актуальны и будут способствовать повышению надежности проектированных машин.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Показатели эксплуатационных свойств транспортных средств определяют путем мо-

делирования процессов движения и колебательных процессов в трансмиссиях. Для этого используют приведенные модели, в которых параметры всех элементов сводятся к одному из валов (предпочтительно к валу двигателя) [3-10].

По результатам исследований вертикальных колебаний транспортных средств установлено, что эти колебания возмущаются предпочтительно единичными неровностями поверхности дороги, которые повторяются (длина между неровностями дороги обычно составляет 0,8-3,0 м и редко превышает 4,5 м [4]), и протекают с собственной частотой [5]. Поэтому частоты возмущения крутильных колебаний в трансмиссии, обусловленные изменением моментов сопротивления качению на передних и задних колесах, следует задавать в диапазонах собственных колебаний масс передней и задней осей [11].

Исследованиями влияния условий эксплуатации трелевочных трактора установлено, что при максимальных пиковых нагрузках, которые возникают во время наезда на пни и резкого трогания трактора, происходит поломка деталей переднего ведущего моста [12]. Для увеличения эксплуатационного ресурса зубчатых передач трансмиссии трактора необходимо применять методы их химико-термической обработки.

В статье [13] рассматриваются вопросы динамического синтеза механических систем на примере лесных машин многофункционального назначения в различных эксплуатационных условиях в зависимости от режимов работы двигателя. Воздействию различных конструкций прицепного модуля на динамические нагрузки трелевочных тракторов посвящена статья [14].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для оценки динамических нагрузок в агрегатах трансмиссии при разгоне колесного трелевочного трактора, когда внешние возмущения, в частности переменные моменты сопротивления качению на колесах машины, вызывают интенсивные колебания валов трансмиссии, следует определить действительные частоты их колебаний, амплитуды моментов и коэффициенты динамичности. Знание коэффициентов динамичности соб-

ственных частот колебаний позволит принять рациональные конструктивные решения для предотвращения условий возникновения резонансных режимов, а амплитуд моментов – для оценки действительной циклической нагруженности и долговечности деталей трансмиссии.

Поэтому целью данного исследования является установление путем компьютерного моделирования зависимостей коэффициентов динамичности для валов трансмиссии колесного трелевочного трактора, а также показателей топливной экономичности и скоростных свойств от передаточных чисел агрегатов трансмиссии для формулирования путей эффективного проектирования и модернизации этих машин.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Трансмиссии тракторов, в которых включение передач в ступенчатых коробках осуществляется фрикционными муфтами, позволяют переключать передачи при разгоне и движении трактора без остановки, то есть без выключения муфты сцепления. Коробки передач таких трансмиссий имеют гидравлический привод, обеспечивающий сокращение продолжительности самого процесса переключения передач до 0,3-0,8 с, тогда как в коробках с переключением передач передвижными каретками или зубчатыми муфтами это время достигает 1,5-5,0 с [7,15,16]. Кроме этого фрикционные муфты обеспечивают переключение передач без разрыва потока мощности или с минимальным разрывом, что существенно облегчает возможность маневрирования передачами при движении трактора.

Модель поступательного движения лесной машины с трансмиссией такого типа выгодно подавать в виде системы вращающихся масс: массы, которая является эквивалентной поступательной массе машины; вращающихся масс агрегатов трансмиссии и колес [3,17-22].

Разработанная нами расчетная схема динамической модели трансмиссии двухосного колесного трактора повышенной проходимости подана на рис. 1. Она учитывает упругие свойства и демпфирование механической трансмиссии и наличие муфты сцепления и коробки, включение передач в которой осу-

ществляется фрикционными гидropоджимными муфтами. Схема отображает разветвления силового потока вследствие наличия двух ведущих мостов. Расчетная модель учитывает внешние моменты возмущения – переменные моменты сопротивления качению ведущих колес переднего M_{f1} и заднего M_{f2} мостов, суммарный момент сопротивления подъему трактора и скольжению вершины трельюемого пакета древесины M_5 , переменный момент двигателя M_e и момент трения муфты сцепления M_m . Изменение этих моментов при переключении передач зависит от сил сопротивления движению и темпа нарастания момента двигателя [3,11,16].

На схеме приняты такие обозначения: *приведенные моменты инерции вращательных масс*: J_1 – муфты сцепления, J_2 – шестерен коробки передач и раздаточной коробки, J_{31} и J_{32} , J_{41} и J_{42} – соответственно вращательных частей главных передач и колесных редукторов, а также колес переднего и заднего мостов; J_5 – вращательной массы, которая эквивалентна поступательной массе трактора; *приведенные коэффициенты крутильной жесткости и вязкого сопротивления*: c_1 и k_1 – валов коробки передач и раздаточной коробки, c_{21} , c_{22} и k_{21} , k_{22} – кардан-

ных валов, c_{31} , c_{32} и k_{31} , k_{32} – полуосей и c_{41} , c_{42} и k_{41} , k_{42} – шин соответственно переднего и заднего мостов; *обобщенные координаты (приведенные углы поворота вращательных масс)*: φ_1 – маховика двигателя; φ_2 – коробки передач и раздаточной коробки, φ_{31} и φ_{32} – главных передач и φ_{41} и φ_{42} – колесных редукторов и полуосей переднего и заднего мостов; φ_5 – ведущих колес.

Для моделирования переходящих режимов движения колесного трактора (трогание с места и разгон) согласно расчетной модели нами создана компьютерная программа в среде Delphi 7, которая предусматривает определение основных характеристик динамических нагрузок трансмиссии, топливной экономичности и скоростных свойств.

Изменение моментов сопротивления качению предопределяется изменением динамических нормальных нагрузок на оси трактора, которые зависят от его вертикальных колебаний. Задав интенсивность колебаний трактора амплитудами A_{z1} и A_{z2} вертикальных ускорений масс трактора над передней и задней осями, моменты сопротивления качению определены такими зависимостями:

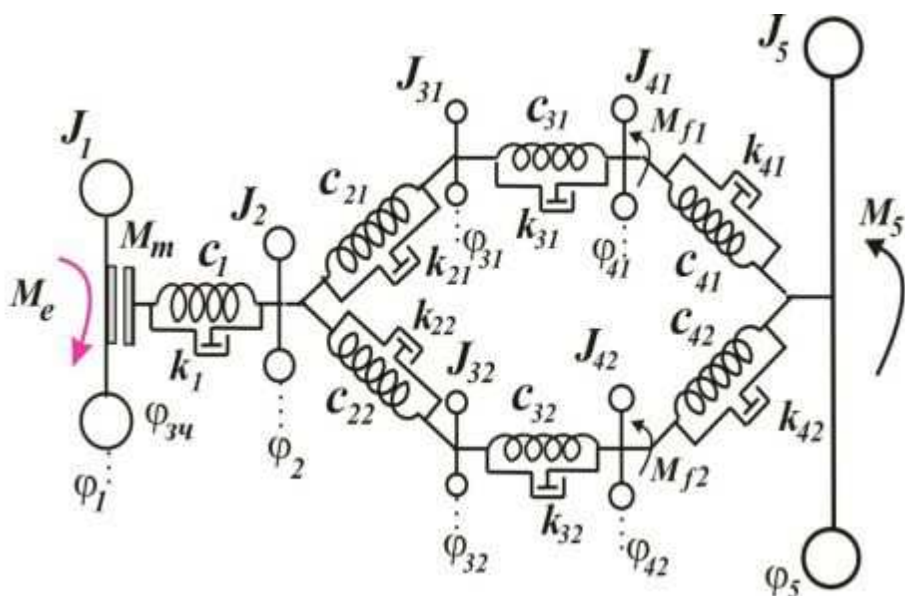


Рис. 1. Схема приведенной расчетной модели крутильных колебаний трансмиссии лесного трактора с колесной формулой 4×4

Fig. 1. Figure of combined twirled vibrations transmission calculation model of forestry tractor with wheel formula 4×4

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО
ТРАКТОРА

$$\left. \begin{aligned} M_{f1} &= (m_1 + m_{Q1}) k_{m1} \cdot f \cdot r \times \\ &\quad \times (9,81 + A_{z1} \sin(\omega_{Mf} t)); \\ M_{f2} &= (m_2 + m_{Q2}) k_{m2} \cdot f \cdot r \times \\ &\quad \times (9,81 + A_{z2} \sin(\omega_{Mf} t + \gamma_2)), \end{aligned} \right\} (1)$$

где m_1, m_{Q1} и m_2, m_{Q2} – массы тягача и части массы пакета древесины, приходящая соответственно на переднюю и заднюю оси; k_{m1} и k_{m2} – коэффициенты распределения массы между передним и задним мостами; f – коэффициент сопротивления кочению; r –

рабочий радиус колес; ω_{Mf} – частота вертикальных колебаний, которая может быть равной или отличной от собственной частоты колебаний трансмиссии; γ_2 – фазовый угол, отражающий неодновременность действия микропрофиля на колеса осей.

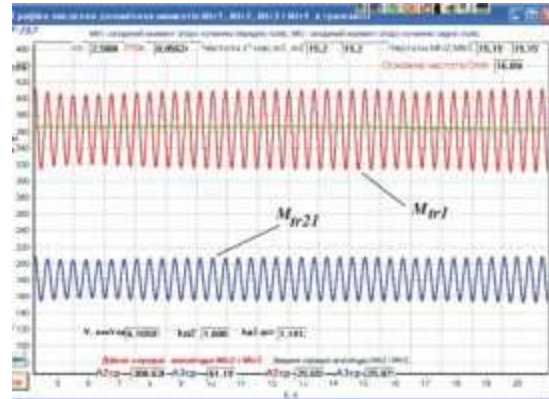
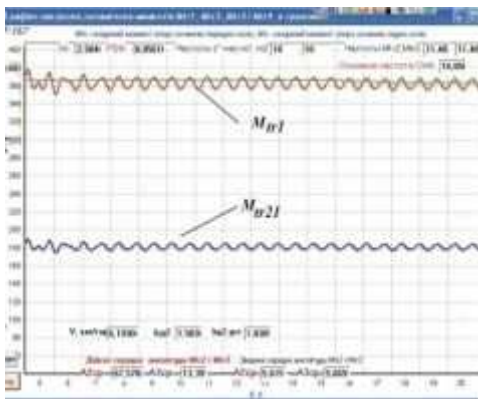
Крутильные колебания трансмиссии, как динамические системы с семью степенями свободы, описано в программе такой системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 + c_1 \varphi_1 - k_1 \dot{\varphi}_2 - c_1 \varphi_2 &= M_1; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + (k_1 + k_{21} + k_{22}) \dot{\varphi}_2 + (c_1 + c_{21} + c_{22}) \varphi_2 - \\ - k_1 \dot{\varphi}_1 - k_{21} \dot{\varphi}_{31} - k_{22} \dot{\varphi}_{32} - c_1 \varphi_1 - c_{21} \varphi_{31} - c_{22} \varphi_{32} &= 0; \\ J_{31} \ddot{\varphi}_{31} + (k_{21} + k_{31}) \dot{\varphi}_{31} + (c_{21} + c_{31}) \varphi_{31} - k_{21} \dot{\varphi}_2 - k_{31} \dot{\varphi}_{41} - c_{21} \varphi_2 - c_{31} \varphi_{41} &= 0; \\ J_{32} \ddot{\varphi}_{32} + (k_{22} + k_{32}) \dot{\varphi}_{32} + (c_{22} + c_{32}) \varphi_{32} - k_{22} \dot{\varphi}_2 - k_{32} \dot{\varphi}_{42} - c_{22} \varphi_2 - c_{32} \varphi_{42} &= 0; \\ J_{41} \ddot{\varphi}_{41} + (k_{31} + k_{41}) \dot{\varphi}_{41} + (c_{31} + c_{41}) \varphi_{41} - k_{31} \dot{\varphi}_{31} - k_{41} \dot{\varphi}_5 - c_{31} \varphi_{31} - c_{41} \varphi_5 &= -M_{f1}; \\ J_{42} \ddot{\varphi}_{42} + (k_{32} + k_{42}) \dot{\varphi}_{42} + (c_{32} + c_{42}) \varphi_{42} - k_{32} \dot{\varphi}_{32} - k_{42} \dot{\varphi}_5 - c_{32} \varphi_{32} - c_{42} \varphi_5 &= -M_{f2}; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 + (k_{41} + k_{42}) \dot{\varphi}_5 + (c_{41} + c_{42}) \varphi_5 - k_{41} \dot{\varphi}_{41} - k_{42} \dot{\varphi}_{42} - c_{41} \varphi_{41} - c_{42} \varphi_{42} &= -M_5. \end{aligned} \right\} (2)$$

Для примера на рис. 2 представлены графики динамических моментов (M_{tr1} и M_{tr21} – соответственно в валах коробки передач и карданном вале привода переднего моста) при вынужденных крутильных колебаниях трансмиссии на разных частотах возмущения ω_{Mf} , соответствующих частотам вертикальных колебаний трактора. Основная частота крутильных колебаний трансмиссии на передачах в расчетах принималась $\omega_o = 16 \text{ с}^{-1}$.

Как видно, амплитуды динамических моментов трансмиссии существенно зависят от частоты ω_{Mf} моментов сопротивления качению M_{tr1} и M_{tr21} .

На основании выполненных расчетов получены зависимости (рис. 3) влияния передаточных чисел агрегатов трансмиссии на коэффициенты динамичности в трансмиссии трактора (на втором диапазоне раздаточной



b)

Рис. 2. Графики вынужденных крутильных колебаний динамических моментов трансмиссии:

$$a - \omega_{Mf} = 10 \text{ с}^{-1}; b - \omega_{Mf} = 15,2 \text{ с}^{-1}$$

Fig. 2. Charts of forced twirled vibrations of dynamic transmission moments:

$$a - \omega_{Mf} = 10 \text{ s}^{-1}; b - \omega_{Mf} = 15,2 \text{ s}^{-1}$$

коробки $u_{рк} = 2,182$), из которых видно, что соотношения меняются при включении различных передач в коробке передач и в раздаточной коробке, а также при изменении передаточного числа главной передачи u_0 и колесного редуктора $u_{кр}$. Это обусловлено тем, что динамические характеристики трансмиссии зависят от значений моментов инерции и коэффициентов жесткости и вязкого трения вращающихся масс и валов, а также от соотношения между ними.

При изменении передаточного числа главной передачи в диапазоне 4,0-5,0 зависимость коэффициента динамичности на установившемся режиме имеет характер: на пер-

вой передаче наблюдается его существенное увеличение с 1,073 до 1,367, на второй – уменьшение с 1,174 до 1,077, на третьей и четвертой передачах – незначительный рост. Характер полученных зависимостей коэффициентов динамичности от общего передаточного числа трансмиссии (рис. 4) свидетельствует об их тесной взаимосвязи, особенно на переходном режиме движения. При расчете коэффициентов динамичности для построения зависимостей передаточное число главной передачи u_0 принималось постоянным (4,444), а передаточное число колесного редуктора $u_{кр}$ – переменным (рис. 4, а).

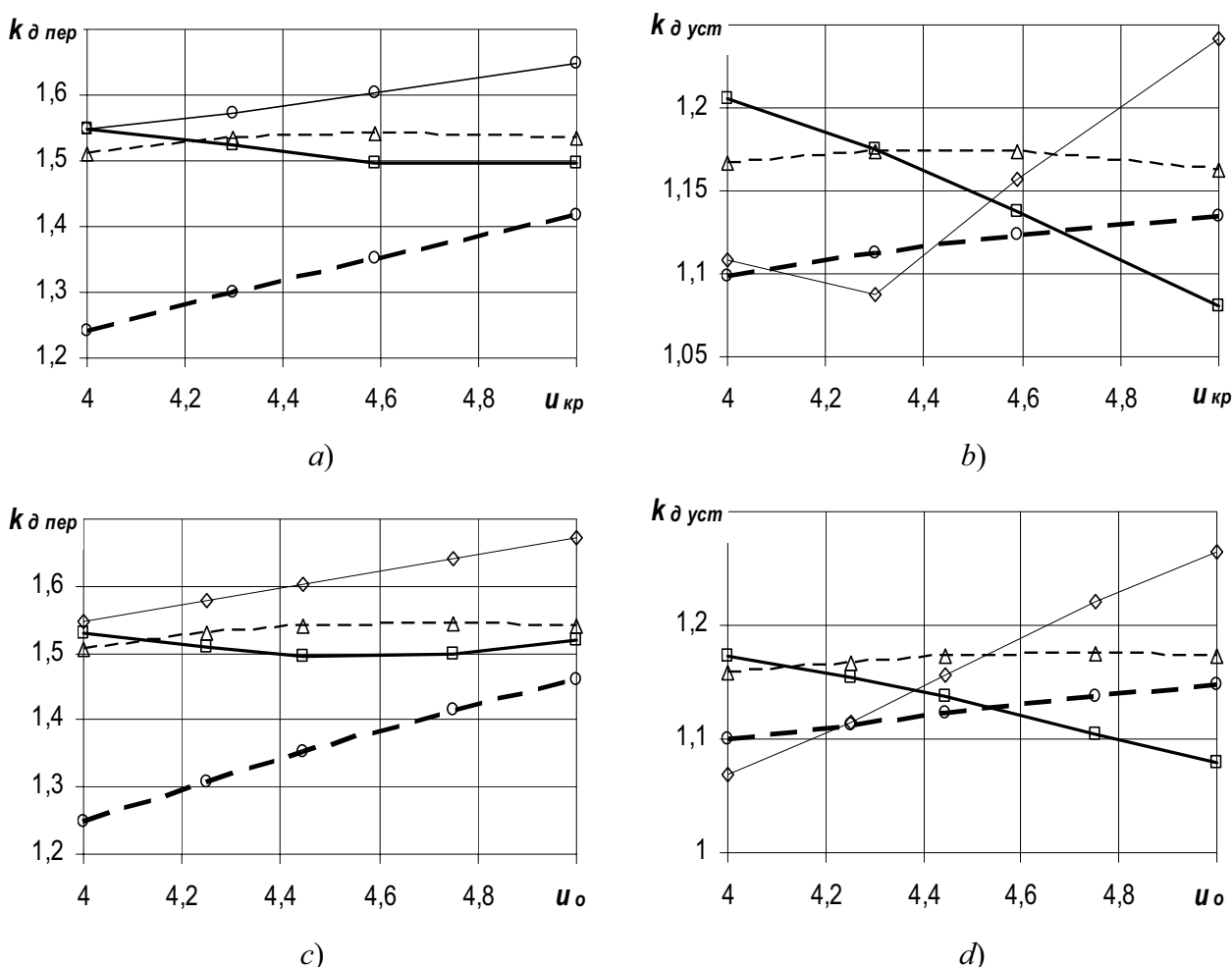


Рис. 3. Зависимости коэффициентов динамичности для валов трансмиссии колесного трелевочного трактора на переходном (а, с) и установившемся (b, d) режимах движения от передаточных чисел колесного редуктора $u_{кр}$ (а, b; $u_0 = 4,444$) и главной передачи u_0 (с, d; $u_{кр} = 4,59$):

— — 1-ша, — — — — 2-га, - - - - 3-тя и — — — — 4-та передачи коробки передач

Fig. 3. Dependences of the dynamic coefficients for transmission wheel skidding tractor ramparts on the transitional (a, c) and steady-state (b, d) motion conditionals from the wheel gear transfer numbers $u_{кр}$ (a, b, $u_0 = 4,444$) and the main transfer u_0 (c, d; $u_{кр} = 4,59$):

— — — — 1st, — — — — 2nd, - - - - 3rd and — — — — 4th transmission gearbox

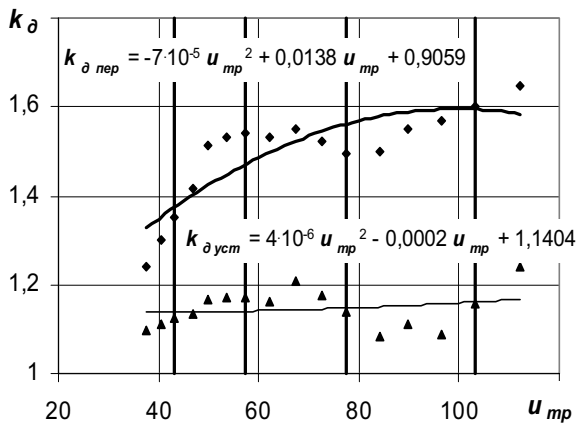
ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Для построения зависимостей (рис. 4, б) – значение $u_{кр}$ принималось постоянным (4,59), а u_o – переменным.

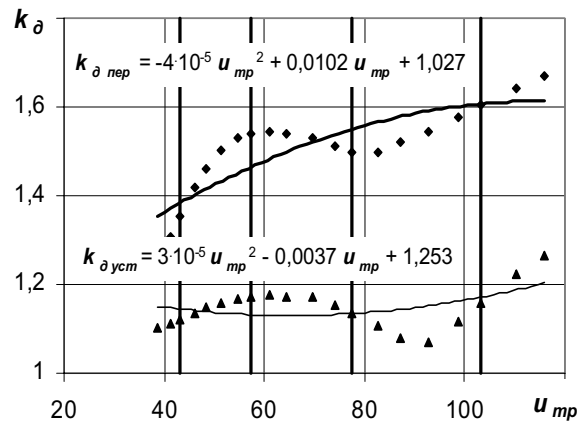
Результаты исследования процесса разгона с места трелевочного трактора с пакетом древесины и без него представлены на рис. 5.

ВЫВОДЫ

Анализ полученных результатов показал, что для колесного трактора Т-157 целесообразно изменить передаточное число второго диапазона раздаточной коробки 2,182 на 3,1. Если $u_{рк} < 3,0$, то резко возрастает время разгона и средний часовой расход горючего для всех значений рейсовой нагрузки.



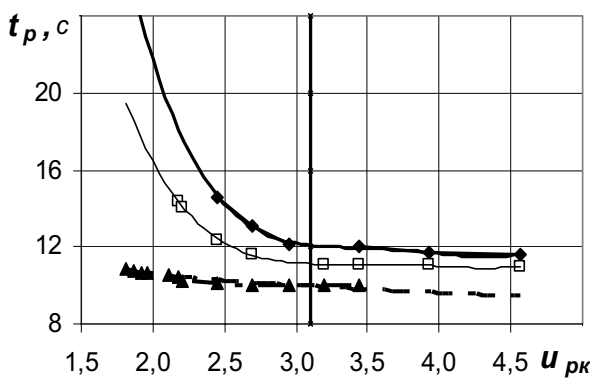
а)



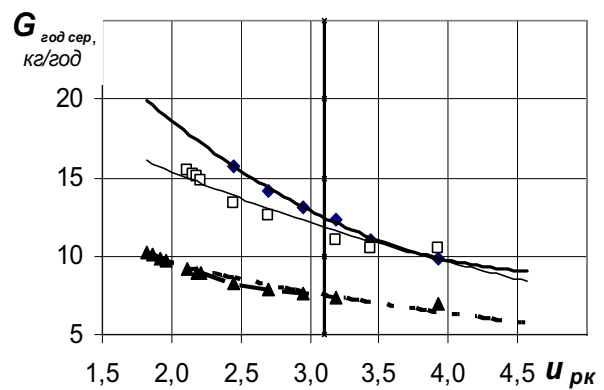
б)

Рис. 4. Зависимости коэффициентов динамичности в трансмиссии трактора на переходном и установившемся режимах движения от общего передаточного числа трансмиссии, рассчитанного с учетом всех ступеней коробки передач

Fig. 4. The dependences of the dynamic coefficients in the tractor transmission on the transitional and steady-state motion conditionals from the total gear transmission number, calculated taking all gear box stages



а)



б)

Рис. 5. Зависимость времени разгона с места трактора t_p до теоретически возможной скорости движения на четвертой (высшей) передаче коробки (а), среднего за время разгона часового расхода топлива $G_{zod сеп}$ (б) от передаточного числа раздаточной коробки $u_{рк}$ и рейсовой нагрузки m_Q (▲ – 0; □ – 5200 кг; ◆ – 7000 кг)

Fig. 5. The dependence of dispersal time from the tractor place t_p to the theoretically possible motion speed on the fourth (highest) gear box (а), the average of the dispersal time hourly fuel consumption $G_{zod сеп}$ (б) from the gear number of transfer case $u_{рк}$ and a scheduled load m_Q (▲ – 0; □ – 5200 kg; ◆ – 7000 kg)

Разработана математическая модель и компьютерная программа позволяют моделировать движение трактора и динамические процессы в трансмиссии, а также исследовать влияние весовых и геометрических параметров, мощности двигателя и передаточных чисел трансмиссии на его скоростные свойства, коэффициенты динамичности и топливную экономичность. Учет упругих, диссипативных и инерционных свойств агрегатов трансмиссии трактора, несколько затрудняя математическую модель, позволяет максимально приближать теоретические расчеты к реальным результатам.

Представленные результаты позволяют полнее учитывать особенности трансмиссии как динамической системы, что будет способствовать уменьшению динамических моментов, а значит увеличит долговечность работы колесной лисотранспортной машины. Разработанная программа может быть полезной на стадии проектирования тракторов, как лесных, так и тракторов общего назначения, а также машин на их базе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Korzhov V.L. 2008. Sovremennye tendencii lesozagotovok. Derevoobrabotka, oborudovanie i instrument. – №1. – 8-70.
2. Mohov S. P. 2012. Analiz tendencij rozvitija konstrukcij mnohooperacionnyh lesozagotovitelnyh mashyn. Trudy BHTU, Ser. II, Lesnaja i derevoobrab. prom-st. – Vyp. XX. — 28-31.
3. Bilyk B.V. 1998. Teorija samochidnyh lisovyh maschyn; navch. posib. – K.; Lviv: IZMN,– 208.
4. Zhukov A. V. 2001. Teorija lesnyh mashyn: nauch. posob. – Mn.: BGTU,– 640.
5. Smirnov G. A. 1990. Teorija dvigenija kolesnyh mashyn: yчебник. – M.: Mashynostroenie,– 352.
6. Shupljakov V. S. 1974. Kolebanija i nagruzhonnost transmissii avtomobilja: nauch. posob. M.: Transport,– 328.
7. Gyskov V. V. 1988. Traktory: Teorija: yчебник – M. : Mashynostroenie, – 376.
8. Anisimov G. M. 1989. Lesnye machine: yчебник. – M.; Lesnaja prom-st,– 512.
9. Lytvynov O. 2006. Towards the dynamic calculation of machines. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 8A. 210-223.
10. Lovejkin V. S. 2012. Bahatomasova model dynamiky dvishenija kovshovoho elevatora. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 14. No. 3. 87-95.
11. Bilyk B. V. 2003. Vyznachennja chastot vlasnyh krytulnyh kolyvan transmisij povnopruidnyh kolisnyh machyn. Naykovyj visnuk NLTUU : zb. nayk.-tehn. praz: Proektuvannja, vyrobnyctvo ta ekspluatazija avtotransportnyh zasobiv i pojizdiv. – Lviv; UkrDLTU,– Vup. 7. –15-19.
12. Pischov M. N. 2011. Analiz dynamicheskoy nagruzhennosti i uslovij ekspluatacii detalej transmissii lesnyh machyn. Trydu BGTU: Lesnaja i derevoobrab. prom-st. – №2. — 93-95.
13. Simanovich V. A. 2010. Ozenka dynamicheskoho nahruzenija kolesnyh lesnyh machyn na ekspluatacionnyh rezhymax raboty. Trudy BHTU. Ser. II, Lesnaja i derevoobrab. prom-st. – Vyp. XVIII. —122-125.
14. Dinamicheskaja nahruzhonnost trelevochnych tractorov pri razlichnyh konstrukcijach prycheпноho modulja. Materialy, oborydovanie i resursozberehajuschie technologie: Mater. mezhd. nauk. prak. konf. – Mohylev, 2012. –87-93.
15. Bilyk B. V. 2008. Modeluvannja peremykannja peredach gidropidtyksnymy muftamy pid chas rozgonu kolisnogo traktora. Dynamika, nadijnist i dovgovichnist mehanichnyh i biomehanichnyh system ta elementiv ihnih konstrukcij: Materialy mignar. nauk.-teh. conf., 2-5 veresnij. – Sevastopol. –112-116.
16. Bilyk B. V. 2007. Vplyv peredatnyh chysel na dynamichni navantazenija u transmissii kolisnogo lisovogo traktora. Naukovyj visnyk NLTU Ukrainy,– Vyp. 17.8. – 127-132.
17. Lovejkin V. S. 2011. Utochnennaja matematicheskaja model dynamiky ruchu kormozmishuvacha gvyntovogo typu zi zminnym oporom. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 13B. 124-129.
18. Isachenkov V. S. 2011. Matematicheskaja model kolesnoj trelevochnoj mashyny. Trudy BGTU: Lesnaja i derevoobrab. prom-st. – №2. – 75-81.
19. Bilyk B. V. 2010. Modeluvannja rozgonu kolisnogo treljalnogo traktora. Visnuk Lvivskogo agrarnogo universytetu: Agroingenerni doslidgennja. – Lviv,– Vup. №14. –351-358.

20. Bilyk B. V. 2011. Imitacijne modeljuvannja ruchu lisovyh maschyn z gidromechanizhnoju transmisieju. Naukovi prazi Lisivnychoji akademiji nauk Ukrainy: zbirnyk naukovych praz. – Lviv. – Vyp. 9. –184-188.
21. Bilyk B. V. 2004. Proektuvannja samochidnych lisovyh maschyn: Vybir parametriv, komponuvannja i tjagovyj rozrachunok: navch. posib. – Lviv: ZUKC, – 160.
22. Schapiro V. M. 2002. Proektirovanie mechanizheskich, gidromechanizheskich i gidroobjomnyh peredazch traktorov: nauchn. posob. – M.: MGTU MAMI, – 300.

**EXPLOITATION PROPERTIES
VALUATION OF WHEEL TRALLING
TRACTOR**

Summary. The analysis of the work conditions of forest tractors and machines at their base, and the impact of these conditions on the performance properties of tractors. Calculated scheme of dynamic model of transmission biaxial wheel

tractor and computer program has been developed for the tractor movement simulation and dynamic processes in the transmission that allows you to explore the influence of weight and geometric parameters, engine power and the transmission gear number on its speed properties, coefficients of dynamic and fuel economy. It was presented the results of mathematical modeling of the dispersal from the place and dynamic loadings in the transmission of a wheel tralling machine. The dependences of the dynamics coefficients, of the determination of the fuel's economy and speed property on gear numbers of the transmission's aggregates was received. It was substantiated the rational significances of the gear numbers of distribute box of a wood tractor, that will reduce dynamic moments, and therefore increase the work durability of the wheel forest transport machine.

Key words: transmission, dynamic loadings, dynamics coefficients, numbers, tralling tractor.