

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30кН

*Роман Антощенко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Roman Antoshchenkov**

*Kharkiv national technical university of agriculture named of Petro Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе составлена динамическая и математическая модели колесных тракторов класса 30 кН на примере ХТЗ-17022 с шарнирно-сочленённой рамой. Предложенная модель позволяет исследовать динамику функционирования трактора в процессе разгона, установившемся режиме движения и выбеге. Проанализированное движение трактора с постоянной нагрузкой. Полученные численные значения буксования движителей трактора при разгоне.

**Ключевые слова:** трактор, динамическая модель, движение, разгон, силы, нагрузка, скорость, буксование.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Трактора тягового класса 30кН типа ХТЗ-17022 используются в составе комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов. Функционирование в составе данных агрегатов нуждается в изучении динамики.

Дальнейшее расширение технологических возможностей и сферы применения машинно-тракторных агрегатов (МТА) требуют углубленного изучения процесса функционирования. Динамика этого процесса, в связи с указанными тенденциями, усиливается вследствие увеличения многообразия и способов соединения элементов МТА, расширение диапазонов внешних и управляющих воздействий, рост энергонасыщенности тракторов, использование мощности двигателя трактора не только для передвижения агрегата, а также для привода рабочих органов сельхозмашин или колес транспортно-технологических модулей (элементов агрегата), которые имеют оборудование для выполнения полевых и транспортных операций [17].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Разработка функциональных математических моделей начинается после завершения работ по внешнему проектированию, в процессе которого обоснована концепция, избранное техническое решение и определена структура объекта проектирования. В результате созданные все необходимые условия для построения функциональных моделей [19].

Функциональные математические модели описывают процессы функционирования трактора и его агрегатов и имеют форму систем уравнений. Они предназначены для выполнения анализа характерных рабочих процессов и оптимизации основных параметров трактора и его подсистем [1, 3, 7, 8, 12, 15, 16]. На стадиях технического предложения и эскизного проекта формируют компоновочную схему, уточняют ее и последовательно определяют внутренние параметры трактора на основе выполнения проектных процедур оптимизации.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – разработать динамическую модель колесного трактора с полным приводом и исследовать динамику функционирования в процессе разгона.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Основные параметры трактора определяют на основе статистического тягово-динамического расчета. Основным критерием оценки эффективности при этом есть минимизация потерь мощности, которая эквивалентно максимизации КПД трактора. Математическая модель трактора должна описывать внутренние потенциальные свойства составляющих его динамических подсистем с учетом их взаимодействия, характеристик

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30КН

внешней среды, возмущающих и управляющих воздействий.

При составлении математической модели осуществляют декомпозицию общей структуры трактора на подсистемы. Составив функциональные математические модели для каждой подсистемы их объединяют с учетом топологии, и получают полную математическую модель.

Особенностью колесных и гусеничных тракторов есть наличие неголономных (кинематических) связей, осуществляемых элементами движителей между динамическими системами трактора и опорной поверхностью (грунтом, дорожным покрытием и т.п.). Эти связи выражают зависимости между скоростями точек системы, которые не сводятся к зависимостям между ее координатами. Уравнение таких связей не интегрируемы. Наличие неголономных связей требует особого подхода к построения модели. Суть его заключается в том, что декомпозиция общей структуры системы на отдельные подсистемы осуществляется путем выделения неголономных связей в отдельную подсистему (или подсистемы). Поскольку при этом уравнение неголономных связей содержат производные обобщенных координат всех выделенных

подсистем, они объединяют отдельные неавтономные подсистемы в единую систему.

Раздельно-агрегатная компоновка характерна для тракторов тягового класса 3 и выше. Агрегаты (двигатель, коробка передач, раздаточная коробка, ведущие мосты и др.) komponуются в автономных корпусах, устанавливаются на жёсткую раму и соединяются с ней эластичными элементами подвески, а между собой – карданными передачами, эластичными муфтами и другими упругими элементами. Эластичность подвески обуславливает дополнительное рассеяние энергии при колебаниях агрегатов относительно рамы и влияет на амплитудно-частотные характеристики трактора, которые необходимо учитывать в математической модели. Деформациями рамы можно в первом приближении пренебречь.

Для построения математической модели применим метод декомпозиции системы по неголономным связям и разделением динамической системы на четыре подсистемы: двигатель-трансмиссия-ведущие колеса, подвеска-мосты-шины, внешняя среда и неголономные связи [19].

Схема подсистемы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса приведенная на рис. 1.

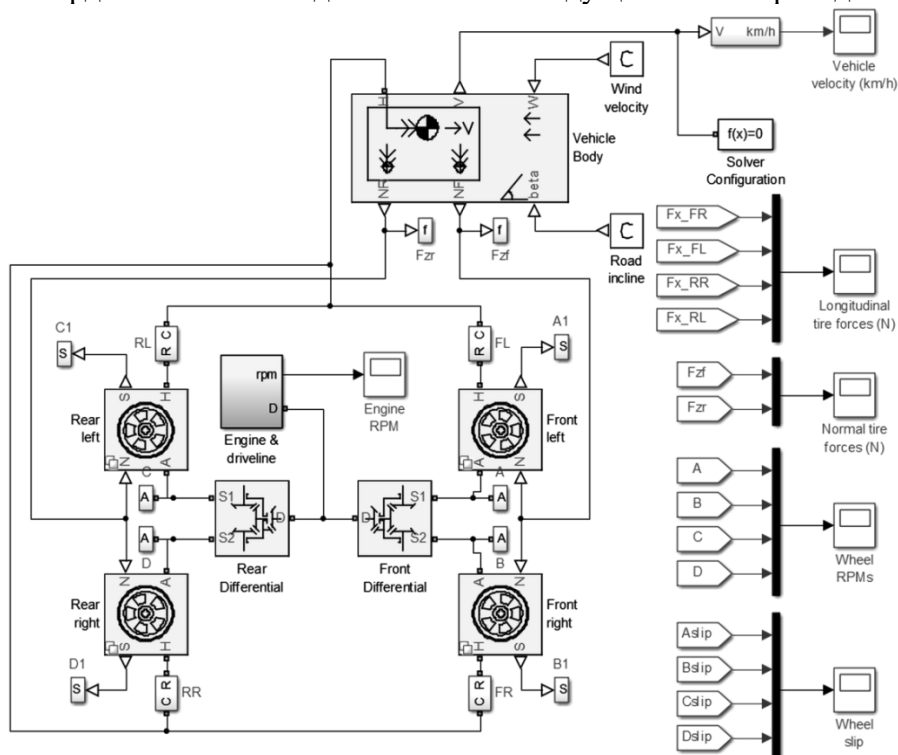


Рис. 1. Динамическая модель подсистемы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса трактора  
Fig. 1. Dynamic model of the subsystem engine-transmission-wheel drive tractor

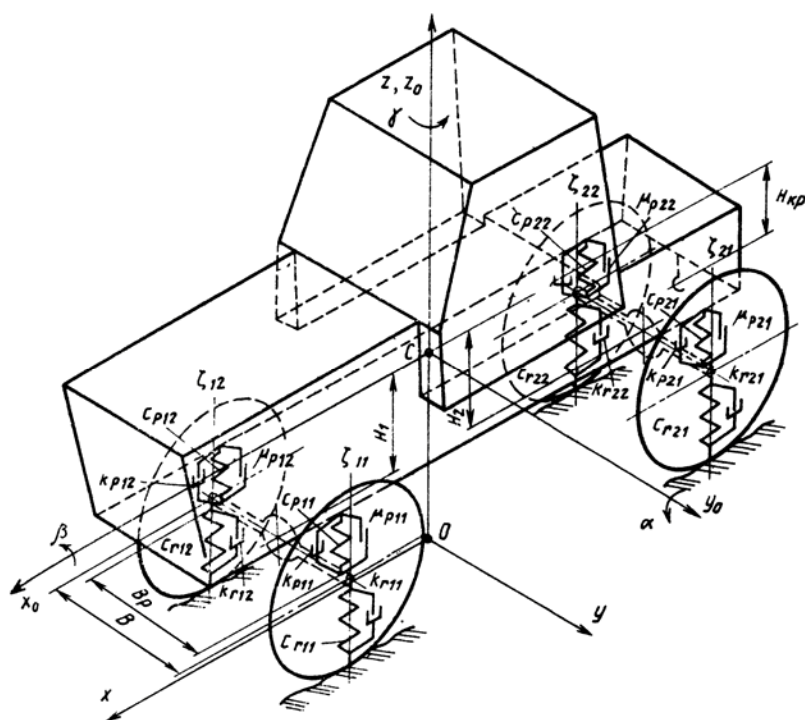


Рис. 2. Динамическая модель трактора шарнирно-сочленённой компоновки  
Fig. 2. Dynamic model tractor with articulated connected frames

Система уравнений движения трактора будет следующей [18]:

$$\begin{cases}
 m \cdot \dot{v}_x + m \cdot (\omega_y \cdot v_z - \omega_z \cdot v_y) = G_x + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pf_{xij} + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pm_{xij} + R_x, \\
 m \cdot \dot{v}_y + m \cdot (\omega_z \cdot v_x - \omega_x \cdot v_z) = G_y + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pf_{yij} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pm_{yij} + R_y, \\
 m \cdot \dot{v}_z + m \cdot (\omega_x \cdot v_y - \omega_y \cdot v_x) = G_z + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 N_{zij} + R_z, \\
 J_x \cdot \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \cdot \omega_y \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{j=1}^2 M_x (Pm_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (N_{ij}) + M_x (R_y), \\
 J_y \cdot \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \cdot \omega_x \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (Pm_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (N_{ij}) + \\
 M_y (R_x) + M_y (R_z), \\
 J_z \cdot \dot{\omega}_z + (J_y - J_x) \cdot \omega_x \cdot \omega_y = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (Pm_{ij}) + M_z (R_y),
 \end{cases}$$

где:  $Pf_{ij}$  – сила сопротивления движения  $i$ -го колеса  $j$ -й секции;

$P_{mij}$  – сила взаимодействия между опорной поверхностью и  $i$ -м колесом  $j$ -й секции,  
 $N_{ij}$  – нормальная реакция опорной поверхности под  $i$ -м колесом  $j$ -й секции,  
 $R$  – равнодействующая сил в узле соединения.

Модель трансмиссии с заблокированным межосевым дифференциалом:

$$\begin{aligned}
 I_{11} \dot{\omega}_{11} &= \frac{M_1}{2} - M_{11}, & \dot{\omega}_{11} &= -\dot{\omega}_{12}, \\
 I_{12} \dot{\omega}_{12} &= \frac{M_1}{2} - M_{12}, & \dot{\omega}_{21} &= -\dot{\omega}_{22}, \\
 I_{21} \dot{\omega}_{21} &= \frac{M_2}{2} - M_{21}, & \omega_1 &= \omega_2 = \omega_{ДБ}, \\
 I_{22} \dot{\omega}_{22} &= \frac{M_2}{2} - M_{22}, & M_{ДБ} &= M_1 + M_2.
 \end{aligned}$$

Упругие и диссипативные характеристики подвески и мостов трактора подвергнуты кусочно-линейной аппроксимации [20]:

$$\begin{aligned}
 F_{y.pijk} &= C_{pik} [\xi_{ij} \pm l_i \alpha - z_c \pm (0,5B_{pi} \beta_j)], \\
 F_{d.pijk} &= k_{pik} [\xi_{ij} \pm l_i \dot{\alpha} - \dot{z}_c \pm (0,5B_{pi} \dot{\beta}_j)]
 \end{aligned}$$

Для расчетов математической модели использовался математический пакет Matlab [2]. Результаты расчетов разгонки трактора в составе МТА с прицепной сельскохозяйст-

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30КН

венной машиной приведены на рис. 3-7.

Данные для расчётов использованные из предыдущих исследований [4-6, 9-11, 13, 14].

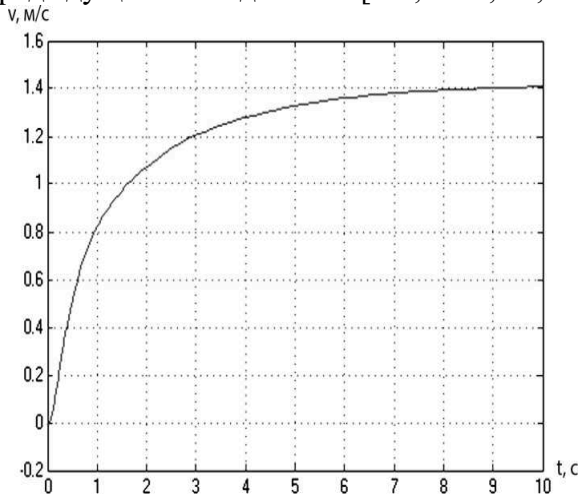


Рис. 3. Скорость трактора  
Fig. 3. Tractor speed

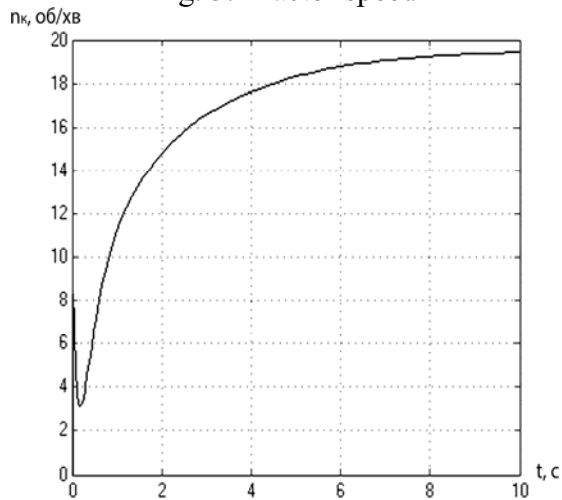


Рис. 4. Скорость вращения колес трактора  
Fig. 4. Wheel speed

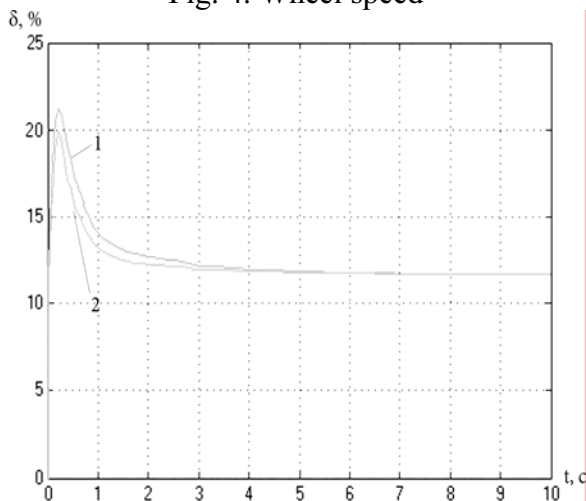


Рис. 5. Буксование колес:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 5. Wheel slip:  
1 – front; 2 – rear

Во время разгона трактора происходит

кратковременное повышение скорости вращения колес, далее резкое снижение за счет увеличения буксования и дальнейшее монотонное повышение (рис. 4).

Буксование при разгоне с места увеличивается до 22% и после набора скорости остается постоянным и составляет 12-13% и не зависит от скорости движения (рис. 5).

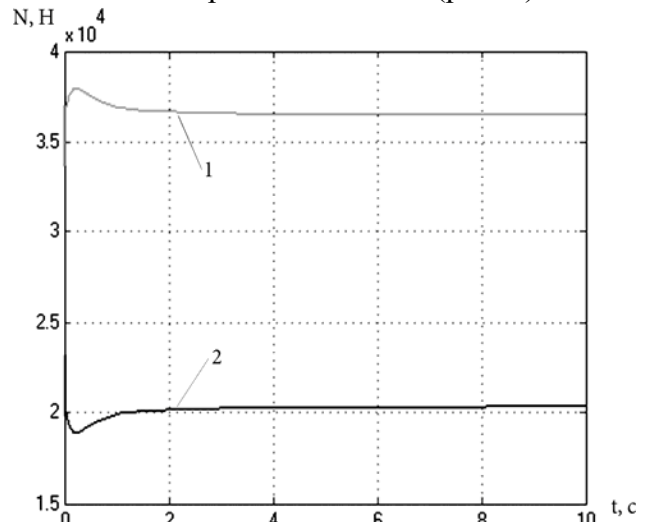


Рис. 6. Нормальные реакции на колесах:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 6. Normal force on wheel:  
1 – front; 2 – rear

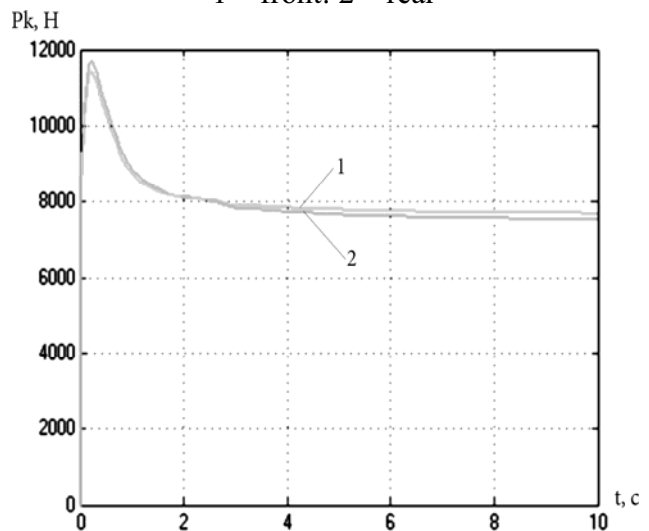


Рис. 7. Касательная сила тяги:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 7. Tangential force:  
1 – front; 2 – rear

Во время кратковременного уменьшения скорости вращения увеличиваются нормальные реакции на колесах передней и задней осей трактора (рис. 6) и касательные силы тяги на колесах (рис. 7).

ВЫВОДЫ

Разработанная математическая и динамическая модели тракторов класса 30кН на примере ХТЗ-17022 в составе МТА позволяет исследовать динамику функционирования в процессе разгона. Эта пространственная модель трактора позволяет исследовать влияние возмущений опорной поверхности на динамику трактора.

Полученные результаты позволяют оценить зависимость скорости движения, буксования и касательных сил тяги на колесах полно приводного трактора шарнирно-соединенной компоновки. В дальнейших исследованиях необходимо определить влияние кинематического несоответствия скоростей обращения колес и потери мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Amel'kin V. V. 1987. *Differencial'nye uravnenija v prilozhenih.* – М.: Nauka, – 160.
2. Dashhenko O. F., Kirillov V. H., Kolomicc' L. V., Orobej V. F. 2003. *MATLAB v inzhenernih ta naukovih rozrahunkah.* Monografija. – Odesa : Astroprint, – 214.
3. Gjachev L. V. 1981. *Ustojchivost' dvizhenija sel'skohozjajstvennyh mashin i agregatov.* – М.: Mashinostroenie, – 206.
4. Lebedev A. T., Antoshhenkov R. V. 2009. *Matematichna model' ruhu kombinovanogo posivnogo agregatu v skladi traktora HTZ-150K-09 ta sival'ki prjamoj sivi APP-6 pri prjamolinijnomu rusi pershoj pivrami traktora.* Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. – Melitopol': TDAU, Vip. 9, t. 1, 151-157.
5. Legecuis T., Bourassa P., Laneville A. 1985. *On the extension of the gratzmuller critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted vehicles.* *Vehicle system dynamics.* №14, 615-622.
6. Lihvenko S. P. 2001. *Matematichna model' dlja rozrahunkiv rozpodilu veduchih momentiv i poelementnogo buksuvannja povnoprividnih traktoriv.* V zb.: *Pidvishhennja nadijnosti vidnovljuemih detalej mashin.* Visnik HDTSGU. t.2, Vip. 8, 83-86.
7. Lovejkin B. C., Romasevich Ju. 2012. *Optimizacija rezhima razgona odnomassovoj dinamicheskoy sistemy s integral'nymi ogranichenijami.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 158-163.
8. Lovejkin B. C., Bortun V. 2012. *Utochnennaja*

*matemati-cheskaja model' dinamiki dvizhenija kovshovo-go jelevatora.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 87-95.

9. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Do pitannja viznachen-nja vitrati paliva kombinovanim rruntoobrobnoposivnim agregatom.* *Mehanizacija sil'skogopodars'kogo virobniictva: Visnik HNTUSG.* – H. : HNTUSG, Vip. 89, 5-11.
10. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Rezultati modelju-vannja vplivu operatora na rul'ove keruvannja traktora HTZ-150K-09 v skladi kombinovanogo posivnogo agregatu.* *Sistemi upravlinnja, navigacii ta zv'jazku* – K: CNDI NU, Vip. 2 (10), 93-96.
11. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Rezultati modeljuvannja vplivu operatora na rul'ove keruvannja traktora HTZ-150K-09 v skladi kombinovanogo posivnogo agregatu.* *Sistemi upravlinnja, navigacii ta zv'jazku* – K: CNDI NU, Vip. 2 (10), 93-96.
12. Mel'nikov D. I. 1988. *Jeksperimental'noe i analiticheskoe issledovanie pojelementnogo buksuvannja koles polnoprivodnogo traktora po ego tjagovoj harakteristike.* V sb. *Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva.* K.: Urozhaj. Vyp. 67, 47-50
13. Mitropan D. M. 1970. *Raspredelenie tjagovogo usilija mezhdju vedushhimi mostami sharnirno-sochlenjonnogo traktora 4H4 pri ustanovivshemsja povorote.* *Traktory i sel'skohozmashiny.* №12, 6-18.
14. Polivaev O. I., Beljaev A. N., Popov E. M. 2000. *Vlijanie uprugodempfirujushhego privoda vedushhij koljos na povorachivaemost' MTA / O.I. Polivaev, . // Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny,* №3, 9-22.
15. Romasevich Ju. 2012. *Optimizacija rezhima razgona odnomassovoj dinamicheskoy sistemy s integral'nymi ogranichenijami.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 176-183.
16. Roslavcev A. V. 1992. *Koljosnye traktora kl.3. rasshirennye sfery primenenija i osobennosti analiticheskogo predstavlenija dvizhenija MJeS na ih osnove (v porjadke obsuzhdenija).* *Traktory i sel'hozmashiny.* №1, 7-9.
17. Roslavcev A. V. 1999. *Sredstva issledovanija dvizhenija MTA.* / A. V. Roslavcev, V. M. Avdeev, V. M. Tret'jak, S. L. Abdula i dr. // *Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny.* № 3, 26-29.

18. Smirnov G. A. 1990. Teorija dvizhenija kole-snyh mashin. – M.: Mashinostroenie, – 352.

19. Traktory. Proektirovanie, konstrui-rovaniye i raschet: ucheb. dlja studentov mashi-nostroit. spec. vuzov / [I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov i dr.; Pod obshh. red. I.P.Ksenevicha]. – M. : Mashinostroe-nie, 1991. – 544.

20. Vejc V. L., Kochura A. E. 1976. Dinamika mashinnyh agregatov s dvigateljami vnutren-nego sgoranija. - L. : Mashinostroenie, – 384.

**THEORETICAL STUDY OF DYNAMICS  
WHEELED TRACTOR CLASS 30KN**

**Summary.** In this work prepared dynamic and mathematical model wheeled tractor class 30kn type XT3-17022 from the hinge connection frame. The model allows to investigate the dynamics of the tractor-functioning during acceleration, constant re-bench and run-down. Analyzed the motion tractor with constant load. Numerical value slipping during acceleration engines tractor are calculated.

**Key words:** tractor, dynamic model, motion, acceleration, force, pressure, velocity.