

Калінін Є.І.,

Колєсник І.В.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
E-mail: kalininhtusg@gmail.com

Медведєв Є.П.

Східноукраїнський національний
університет імені В.Даля
E-mail: Medvedev.ep@gmail.com

Шаповалов В.В.

Пітя В.В.

Харківський державний
автотранспортний коледж

РОБОТА ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА В КРАНОВОМУ РЕЖИМІ

УДК 621.86/.87(075.8)

Калінін Є.І., Петров Р.М., Білих В.С. «Робота фронтального навантажувача в крановому режимі»

В даний час для потреб сільського господарства розроблено понад 30 різних навантажувачів напірної дії.

Крім спільності технологічного процесу спостерігається і спільність конструктивного оформлення машин фронтальних навантажувачів – основні їх вузли ідентичні: опорна рама – для зв'язку навантажувача з трактором, підйомна рама або підйомна стріла, гідроциліндри підйому, робочий орган.

Технологічний процес виконується фронтальним навантажувачем напірної дії в наступних режимах: режимі заглиблення, крановому і транспортному режимам.

Добре відомо, що тільки на основі теорії коливань можуть бути повністю з'ясовані такі практично важливі проблеми, як урівноваження машин, крутильні коливання валів і зубчастих передач, прецесія обертових валів, коливання механізмів під дією рухомих вантажів. Лише за допомогою цієї теорії можна встановити найбільш вдалі конструкції, відсуваючі експлуатаційні умови роботи машин можливо далі від умов виникнення великих коливань.

Питання динаміки важких машин набувають в даний час першорядне значення в зв'язку з тим, що в сільськогосподарське виробництво існують природні тенденції підвищити продуктивність робочих машин в результаті збільшення навантажень і посилення їх темпів роботи.

Характер динамічних навантажень в виконавчих механізмах робочих машин багато в чому залежить від прийнятої технологічної схеми, від характеру операцій які повинні бути відтворені в процесі експлуатації, нарешті, від типу виконавчого механізму і приводу його.

Технологічний процес роботи фронтальних навантажувачів напірної дії виконується ними за однією схемою: поступальне переміщення агрегату для захоплення матеріалу, що навантажувється і навантаження його в транспортні ємності, підйом вантажу по вертикальній коловій траєкторії.

Отримані залежності навантаженості несучих конструкцій навантажувача і трактора від їх конструктивних параметрів можуть бути використані конструкторськими організаціями при проектуванні нових фронтальних навантажувачів та інших знарядь, що фронтально навішуються на колісні трактори.

Ключові слова: навантажувач, технологічний процес, коливання, вали, динамічні навантаження, технологічна схема, траєкторія.

Калинин Е.И. Петров Р.М., Билых В.С. «Работа фронтального погрузчика в крановом режиме»

В настоящее время для нужд сельского хозяйства разработано более 30 различных погрузчиков напорного действия.

Кроме общности технологического процесса наблюдается и общность конструктивного оформления машин фронтальных погрузчиков - основные их узлы идентичны: опорная рама - для связи погрузчика с трактором, подъемная рама или подъемная стрела, гидроцилиндры подъема, рабочий орган.

Технологический процесс выполняется фронтальным погрузчиком напорного действия в следующих режимах: режиме углубления, крановом и транспортном режимах.

Хорошо известно, что только на основе теории колебаний могут быть полностью выяснены такие практически важные проблемы, как уравнивание машин, крутильные колебания валов и зубчатых передач, прецессия вращающихся валов, колебания механизмов под действием подвижных грузов. Только с помощью этой теории можно установить наиболее удачные конструкции, отодвигая эксплуатационные условия работы машин возможно дальше от условий возникновения больших колебаний.

Вопрос динамики тяжелых машин приобретают в настоящее время первостепенное значение в связи с тем, что в сельскохозяйственное производство существуют естественные тенденции повысить производительность рабочих машин в результате увеличения нагрузок и усиления их темпов работы.

Характер динамических нагрузок в исполнительных механизмах рабочих машин во многом зависит от принятой технологической схемы, от характера операций, которые должны быть воспроизведены в процессе эксплуатации, наконец, от типа исполнительного механизма и привода его.

Технологический процесс работы фронтальных погрузчиков напорной действия выполняется ими по одной схеме: поступательное перемещение агрегата для захвата материала, нагружается и погрузки его в транспортные емкости, подъем груза по вертикальной круговой траектории.

Полученные зависимости нагруженности несущих конструкций погрузчика и трактора от их конструктивных параметров могут быть использованы конструкторскими организациями при проектировании новых фронтальных погрузчиков и других орудий, фронтально навешиваются на колесные тракторы.

Ключевые слова: погрузчик, технологический процесс, колебания, валы, динамические нагрузки, технологическая схема, траектория.

Kalinin E.I. Petrov R.M., Belih V.S. "The operation of the front-end loader in crane mode"

Currently, for the needs of agriculture, more than 30 different pressure trucks have been developed.

In addition to the generality of the technological process, there is a common structural design of front-end loader machines - their main components are identical: the support frame - for connecting the loader to the tractor, a lifting frame or a lifting boom, lifting hydraulic cylinders, a working body.

The technological process is performed by a front-end loader of pressure action in the following modes: deepening mode, crane and transport modes.

It is well known that only on the basis of the theory of oscillations can practically completely clarify such practically important problems as balancing machines, torsional vibrations of shafts and gears, precession of rotating shafts, oscillations of mechanisms under the action of moving loads. Only with the help of this theory can the most successful designs be established, pushing the operating conditions of the machines as far as possible from the conditions of the occurrence of large fluctuations.

The issue of the dynamics of heavy machines is currently becoming of paramount importance due to the fact that in agricultural production there are natural tendencies to increase the productivity of working machines as a result of increased loads and an increase in their pace of work.

The nature of dynamic loads in the actuators of working machines largely depends on the adopted technological scheme, on the nature of the operations that must be reproduced during operation, and finally, on the type of actuator and its drive.

The technological process of operation of front-end loaders of pressure action is carried out by them according to one scheme: the translational movement of the unit to capture material, is loaded and loaded into transport containers, the load is lifted along a vertical circular path.

The obtained dependences of the load bearing structures of the loader and tractor on their design parameters can be used by design organizations when designing new front-end loaders and other implements, they are front-hung on wheel tractors.

Keywords: loader, technological process, oscillations, shafts, dynamic loads, technological scheme, trajectory.

Вступ

Для механізації вантажно-розвантажувальних робіт широке застосування в нашій країні знайшли навантажувачі періодичної дії (навантажувачі напірного дії та грейферні з поворотною стрілою).

В даний час для потреб сільського господарства розроблено понад 30 різних навантажувачів напірного дії.

Крім спільності технологічного процесу спостерігається і спільність конструктивного оформлення машин фронтальних навантажувачів – основні їх вузли ідентичні: опорна рама – для зв'язку навантажувача з трактором, підйомна рама або підйомна стріла, гідроциліндри підйому, робочий орган.

Технологічний процес виконується фронтальним навантажувачем напірної дії в наступних режимах: режимі заглиблення, крановому і транспортному режимах.

Актуальність проблеми

Зі збільшенням розмірів і швидкостей сучасних машин в інженерних розрахунках стає все більш і більш важливим вирішення завдань коливань. Добре відомо, що тільки на основі теорії коливань можуть бути повністю з'ясовані такі практично важливі проблеми, як урівноваження машин, крутильні коливання валів і зубчастих передач, прецесія обертових

валів, коливання механізмів під дією рухомих вантажів. Лише за допомогою цієї теорії можна встановити найбільш вдалі конструкції, відсуваючі експлуатаційні умови роботи машин можливо далі від умов виникнення великих коливань.

Аналіз останніх досліджень

Питання динаміки важких машин набувають в даний час першорядне значення в зв'язку з тим, що в сільськогосподарське виробництво існують природні тенденції підвищити продуктивність робочих машин в результаті збільшення навантажень і посилення темпів роботи їх. [3,4]

Це питання стає ще більш важливим у зв'язку з розвитком автоматичного способу виробництва, що пояснюється не тільки збільшенням вимог до міцності ланок обладнання, але і всенаростаючими вимогами до точності відтворення переміщень робочих органів машин. [5,6]

Характер динамічних навантажень в виконавчих механізмах робочих машин багато в чому залежить від прийнятої технологічної схеми, від характеру операцій які повинні бути відтворені в процесі експлуатації, нарешті, від типу виконавчого механізму і приводу його.

Технологічний процес роботи фронтальних навантажувачів напірної дії виконується ними за однією схемою: поступальне переміщення агрегату для захоплення матеріалу, що навантажується і навантаження його в транспортні ємності, підйом вантажу по вертикальній колівій траєкторії.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є проведення теоретичних і експериментальних досліджень навантаженості несучих конструкцій навантажувача і трактора при роботі в крановому режимі. Для дослідження було обрано начіпний стогоклад СНУ-550, в агрегаті з колісним трактором типу «Білорусь».

Результати досліджень

Фронтальний навантажувач є багатомасовою коливальною системою. Однак для наших цілей можна звести вельми складну коливальну систему до порівняно простої трьохмасової системі (рис. 1).

Як відомо із загальної теорії коливань [1, 2], найбільш загальною формою рівнянь руху є рівняння Лагранжа, які для системи, що розглядається, мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_1} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} - \frac{\partial R}{\partial \dot{z}_1} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_2} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} - \frac{\partial R}{\partial \dot{z}_2} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_3} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial z_3} - \frac{\partial R}{\partial \dot{z}_3} \end{aligned} \quad (1)$$

де z_1, z_2, z_3 – узагальнені координати;

$\dot{z}_1, \dot{z}_2, \dot{z}_3$ – узагальнені швидкості;

T – кінетична енергія системи;

Π – потенційна енергія системи;

R – дисипативна функція, що характеризує розсіювання енергії під дією сил опору;

t – час.

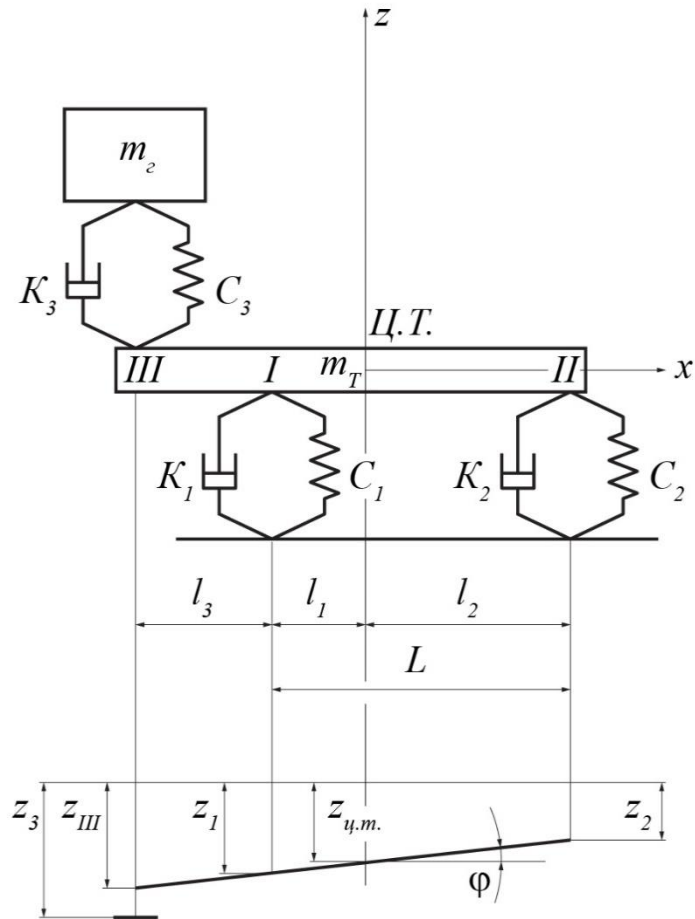


Рис.1. Розрахункова схема навантажувача

Записавши вирази для кінетичної енергії T , потенційної енергії Π , дисипативної функції R і виконавши необхідні математичні перетворення, отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \eta_1 \dot{z}_2 + \eta_{13} \dot{z}_3 + 2h_1 \dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0, \\ \ddot{z}_2 + n_2 \dot{z}_1 + \eta_{23} \dot{z}_3 + 2h_2 \dot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = 0, \\ \ddot{z}_3 + 2h_3 (\dot{z}_3 - \alpha_1 \dot{z}_1 + \alpha \dot{z}_2) \omega_3^2 (z_3 - \alpha_1 z_1 + \alpha z_2) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – відповідно власні частоти коливань передньої частини трактора, задньої частини трактора і вантажу на стрілі, що визначаються за залежностями виду:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}; \omega_3 = \sqrt{\frac{c_3}{m_2}}, \quad (3)$$

c_1, c_2, c_3 – відповідно жорсткості передніх шин трактора, задніх шин трактора і стріли навантажувача (з урахуванням жорсткості гідросистеми трактора);

m_1, m_2, m_2 – маса трактора, що приведена до його передньої вісі; маса трактора, що приведена до його задньої вісі та маса вантажу:

$$\begin{cases} m_1 = m_T \frac{l_2^2 + \rho^2}{L^2} \\ m_2 = m_T \frac{l_1^2 + \rho^2}{L} \end{cases}; \quad (4)$$

де m_T – маса трактора;

$l_1; l_2$ – відстань від центра ваги трактора відповідно до передньої і задньої вісей трактора;

L – база трактора;

ρ – радіус інерції трактора відносно вісі, що проходить через центр ваги.

h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти згасання коливань в передніх шинах, задніх шинах і гідроциліндрах підйому навантажувача:

$$\frac{2K_1}{m_1} = h_1; \quad \frac{2K_2}{m_2} = h_2; \quad \frac{2K_3}{m_2} = h_3, \quad (5)$$

де K_1, K_2, K_3 – опори в передніх шинах, задніх шинах і гідроциліндрах підйому навантажувача.

η_1 – коефіцієнт, що характеризує зв'язок між коливаннями передньої і задньої вісей трактора;

η_2 – коефіцієнт, що характеризує зв'язок між коливаннями задньої і передньої вісей трактора:

$$\frac{m_3}{m_1} = \eta_1; \quad \frac{m_3}{m_1} = \eta_2, \quad (6)$$

де m_3 – маса, що бере участь в коливаннях передньої і задньої вісей трактора:

$$m_3 = m_2 \frac{l_1 l_2 - \rho^2}{L^2}; \quad (7)$$

η_{23} – коефіцієнт, що характеризує зв'язок між коливаннями вантажу на стрілі і коливаннями задньої вісі:

$$\frac{m_2}{m_2} \alpha = \eta_{23}, \quad (8)$$

де α – відносний виліт кінця стріли з вантажем:

$$\alpha = \frac{l_3}{L}; \quad (9)$$

l_3 – виліт кінця стріли перед передньою віссю трактора;

η_{13} – коефіцієнт, що характеризує зв'язок між коливаннями вантажу на стрілі і коливаннями передньої вісі

$$\frac{m_2}{m_1} \alpha_1 = \eta_{13}, \quad (10)$$

де α_1 – коефіцієнт вильоту вантажу перед передньою віссю трактора:

$$\alpha_1 = \alpha + 1. \quad (11)$$

Рівняння (2) описують вільні коливання навантажувача, тобто коливання системи під дією одиничного силового імпульсу, що відповідає навантаженню конструкції навантажувача при роботі в крановому режимі.

Під крановим режимом роботи навантажувача нами мається на увазі: підйом та опускання стріли з вантажем із зупинками під час цих рухів, під'їзду завантаженого навантажувача на малій швидкості до місця вивантаження і подолання ходовими колесами одиничних нерівностей.

Дослідження показали, що найбільші навантаження відчуває конструкція стогокладу і трактора в процесі подолання одиничної нерівності у вигляді канавки одночасно обома передніми або обома задніми колесами трактора.

Теоретичні дослідження дозволили оцінити вплив ряду конструктивних параметрів навантажувача і трактора на навантаженість їх несучих систем. Такими параметрами в проведених дослідженнях були: момент інерції I , жорсткість передніх шин трактора C_1 , жорсткість задніх шин трактора C_2 , вантажопідйомність навантажувача m_2 , жорсткість підйомної стріли C_3 , відносний виліт кінця стріли перед передньою віссю трактора α .

Для отримання величин прискорень в точка навішування робочого органу на стрілу, переднього та заднього мостів трактора під час роботи навантажувача в крановому режимі необхідно знати значення наступних початкових умов: під час зупинок стріли з вантажем $\dot{z}_1(0) = 0$, $\dot{z}_2(0) = 0$, $\dot{z}_3(0) = v_{03}$; під час подолання одиничної нерівності передніми колесами трактора $\dot{z}_1(0) = v_{01}$, $\dot{z}_2(0) = 0$, $\dot{z}_3(0) = \alpha_1 v_{01}$ та під час подолання одиничної нерівності задніми колесами трактора $\dot{z}_1(0) = 0$, $\dot{z}_2(0) = v_{02}$, $\dot{z}_3(0) = -\alpha v_{02}$, де v_{01} ; v_{02} ; v_{03} – швидкості стріли з вантажем перед зупинкою, передніх та задніх коліс в момент торкання дна кювету.

Значення швидкостей v_{03} , v_{01} , v_{02} визначаються експериментально. За отриманими в результаті розв'язку рівнянь (2) значеннями \ddot{z}_1 , \ddot{z}_2 , \ddot{z}_3 і відомими m_1 , m_2 , m_2 обчислюються діючі на конструкцію динамічні навантаження.

Встановлено, що з трьох розглянутих випадків динамічного навантаження найбільшу небезпеку становить подолання кювету передніми колесами трактора.

В результаті теоретичних досліджень отримані залежності величини прискорень відомих точок від конструктивних параметрів навантажувача і трактора, з яким побудовані графіки $P = f(I)$; $P = f(m_2)$; $P = f(C_3)$; $P = f(C_1)$; $P = f(C_2)$; $P = f(\alpha)$.

Вищеназвані залежності отримані для випадку, коли передні колеса трактора долають кювет глибиною $h = 150$ мм (при зіскоку з такої висоти в момент торкання землі швидкість передніх коліс $v_{01} = 60,6$ см/сек).

Аналіз отриманих залежностей показує, що найбільший вплив на навантаженість конструкції навантажувача і трактора надає: жорсткість стріли C_3 , жорсткість передніх шин (жорсткість підвіски) C_1 та відносний виліт стріли α . Вплив інших конструктивних параметрів виражений набагато слабше.

За базові параметри навантажувача взяті параметри серійної машини: $m_2 = 1,02$ кг сек²/см; $C_3 = 160$ кг/см; $C_1 = 860$ кг/см; $C_2 = 680$ кг/см; $\alpha = 0,84$.

Для перевірки правильності прийнятих при складанні диференціальних рівнянь руху навантажувача і правильності методики теоретичних досліджень подібного роду конструкцій були проведені теоретичні дослідження, під час яких перевірялася навантаженість конструкції навантажувача і трактора.

На рис. 2 представлені графіки отриманих теоретично і експериментально прискорень точок конструкції в процесі подолання передніми колесами трактора одиничних нерівностей. Збіг величин тих і інших прискорень цілком задовільний.

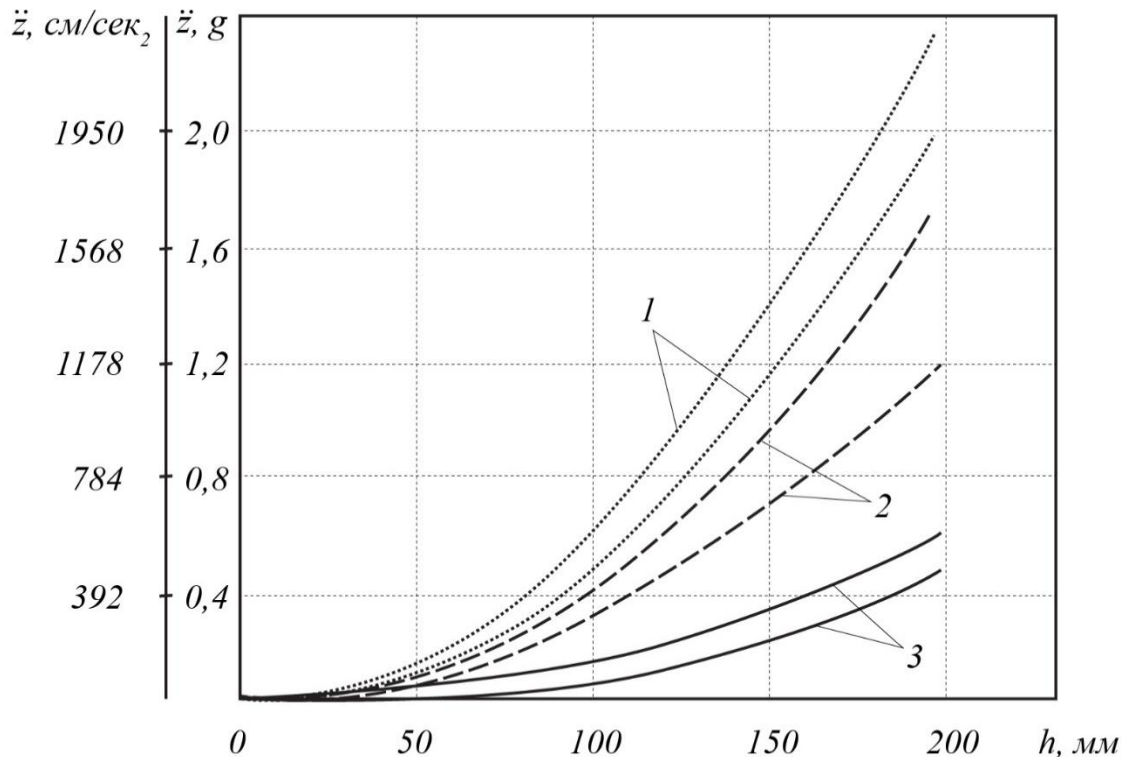


Рис.2. Залежність прискорень точок конструкції СНУ-500 в залежності від глибини подоланих нерівностей (швидкість руху трактора – 2,8 км/год)

1 – прискорення на передньому мосту; 2 – прискорення на кінці стріли; 3 – прискорення на задньому мосту

Висновки

Отримані залежності навантаженості несучих конструкцій навантажувача і трактора від їх конструктивних параметрів можуть бути використані конструкторськими організаціями при проектуванні нових фронтальних навантажувачів та інших знарядь, що фронтально навішуються на колісні трактори.

Список використаних джерел

1. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Машгиз, 1957.
2. Яблонский А. А., Норейко С. С. Курс теории колебаний. Изд-во "Высшая школа", М., 1966.
3. Калінін Є.І. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін / Системи обробки інформації – ХУПС, 2010 – Вип. 2 – С. 109-115.
4. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Калінін Є.І. / Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України – Вип. 22 (36) – С. 86-91.
5. Калінін Є.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / ВІ Іванов, ЕІ Калінін, ЄП Дейнека, АС Скитин / Вісник ХНТУСГ. 2015 – Вип. 163 – С. 142-146
6. Калінін Є.І. Вплив нестационарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / Калінін Є.І. Шуляк М.Л., Мальцев В.П. / Системи обробки інформації.- ХУПС, 2016 – Вип 5 – С. 27-30

References

1. Panovko JG Basics of applied theory of elastic vibrations. Mashgiz, 1957.
2. AA Yablonsky and SS Noreyko Course of oscillation theory. Higher School Publishing House, Moscow, 1966.
3. Kalinin EI Dynamic model of soil-cultivating machine-tractor units with passive working bodies in the composition of the dual-tire power tool / A.T. Lebedev, E.I. Kalinin / Information Processing Systems - HUPS, 2010 - Iss. 2, pp. 109-115.
4. Kalinin EI Frequency analysis of oscillations of tracked tractors / Kalinin EI / Technological and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine - Iss. 22 (36) - 86-91.
5. Kalinin EI Improving the reliability of the system by the method of selection of its elements / VI Ivanov, EI Kalinin, EP Deineka, AS Skitin / Bulletin of the KhNTUSG. 2015 - Vip. 163 - pp. 142-146
6. Kalinin EI Influence of nonstationarity of hook load on the wheel drive wheel slip / Kalinin EI Shulyak ML, Maltsev VP / Information Processing Systems. - HUPS, 2016 - Issue 5 - P. 27-30