

та, а также определена зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α .

Podrigalo M., Klez D., Nazarko O.

STABILITY WHEEL ESTIMATION OF DRIVE VEHICLE AGAINST SIDESLIP

In this article, we obtained the lateral friction coefficient φ_y drive wheel on the longitudinal friction coefficient φ_x with different coefficients of friction material of the tire footprint and size of the contact patch, and determined the dependence of the lateral friction coefficient φ_y the driven wheel and the road from the central angle α .

УДК 629.114

Подригало М. А., д-р техн. наук; Холодов М. П.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Введение. Использование тракторных поездов на транспортных работах влечёт за собой ужесточение требований к тормозным свойствам этих машин. Исследованию динамики торможения автомобильных и тракторных поездов посвящены работы значительного числа ученых. При торможении без блокирования колес традиционно тормозные силы прикладывались в пятне контакта колес с дорогой. Проведенные в последнее время исследования показали, что ось незаблокированного колеса является точкой приложения тормозной силы. Координата точки приложения тормозной силы определяет динамическое распределение нормальных реакций между колесами тракторного поезда, что требует пересмотра традиционных взглядов на процесс торможения

В настоящей статье, получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда в составе колесного трактора и одноосного прицепа при незаблокированных колесах, позволяющая уточнить ранее полученные результаты исследований.

Анализ последних достижений и публикаций. Динамике торможения автомобильных и тракторных поездов посвящено значительное количество научных исследований, наиболее известными из которых являются [1-5]. Как при заблокированных, так и незаблокированных в процессе торможения колесах машины авторы известных работ выбирали в качестве точки приложения тормозных сил точки теоретического контакта колес с дорогой. Проведенные позднее исследования [6,7] показали, что при незаблокированных колесах точками приложения тормозных сил являются оси колес, что, несомненно, должно учитываться при определении суммарных динамических нормальных реакций на осях машины.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение эффективности торможения тракторного поезда в составе трактора и одноосного прицепа.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить уравнения кинестатического равновесия трактора и прицепа;
- определить нормальные реакции дороги на осях тракторного поезда;
- определить условия одновременного доведения до грани блокирования всех колес трактора, прицепа и тракторного поезда.

Уравнения кинестатического равновесия тракторного поезда. На рис. 1 показана расчетная схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами. Для определения усилия в сцепке ($P_{кр}$ и $R_{зКр}$) необходимо рассмотреть условия кинестатического равновесия трактора и прицепа в отдельности (рис.2).

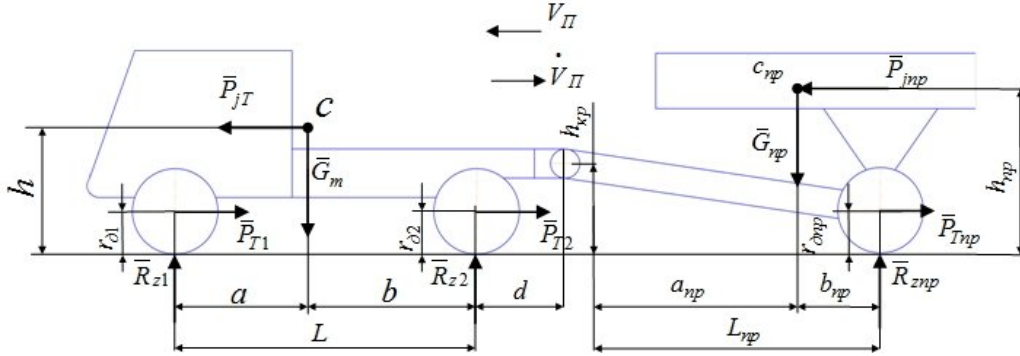


Рис. 1. Схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами

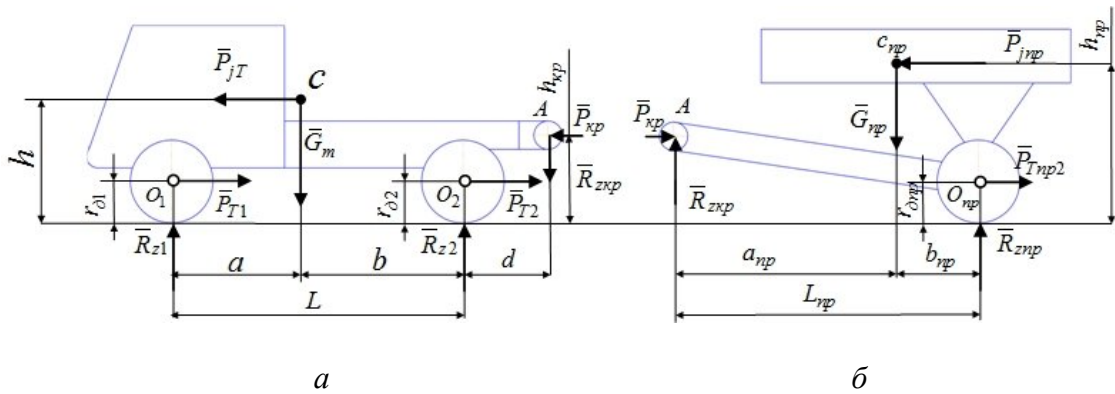


Рис. 2. Схема сил, действующих на звенья тракторного поезда при торможении без блокирования колес: а – трактора; б – одноосного прицепа

Условия кинестатического равновесия моментов действующих на трактор в продольной плоскости

$$\sum M_{O1} = P_{jT}(h - r_{\delta 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 1}) - R_{зКр}(L + d) = 0 \quad ; \quad (1)$$

$$\sum M_{O2} = P_{jT}(h - r_{\delta 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 2}) - R_{зКр} \cdot d = 0 \quad , \quad (2)$$

где P_{jT} – сила инерции трактора,

$$P_{jT} = -\frac{G_T}{g} \dot{V}_{II} = -\frac{G_T}{G_T + G_{np}} P_{TII} = -\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} P_{TII} \quad , \quad (3)$$

P_{TII} – общая тормозная сила тракторного поезда,

$$P_{TII} = P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp} \quad ; \quad (4)$$

P_{T1}, P_{T2}, P_{Tnp} – суммарные тормозные силы на передней и задней осях трактора, и оси прицепа, соответственно; $G_T, G_{ПП}$ – общий вес трактора и прицепа, соответственно;

$\dot{V}_{П}$ – линейное ускорение тракторного поезда; a, b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс трактора на горизонтальную плоскость; h – высота центра масс трактора; $R_{z1}; R_{z2}$ – суммарные нормальные реакции на передней и задней осях трактора; $r_{\delta1}, r_{\delta2}$ – динамические радиусы передних и задних колес трактора соответственно; L – продольная колесная база трактора; $h_{кр}$ – высота положения соединительного шарнира звеньев тракторного поезда; d – горизонтальная координата положения соединительного шарнира звеньев тракторного поезда.

Условия кинестатического равновесия моментов действующих на прицеп в продольной плоскости

$$\sum M_A = P_{jnp} (h_{np} - h_{кр}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_{O_{np}} = P_{jnp} (h_{np} - r_{\delta np}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{zкр} L_{np} - P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0, \quad (6)$$

где P_{jT} – сила инерции прицепа,

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g} \dot{V}_{П} = -\frac{G_{np}}{G_T + G_{np}} P_{ТП} = -\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} P_{ТП}; \quad (7)$$

a_{np}, b_{np} – расстояние от проекции точки A на горизонтальную плоскость и от точки O_{np} до проекции центра масс C_{np} на горизонтальную плоскость; h_{np} – высота центра масс прицепа; L_{np} – продольная колесная база прицепа; R_{znp} – суммарная нормальная реакция дороги на колесах прицепа; $R_{zкр}$ – вертикальная реакция в шарнире A ; $r_{\delta np}$ – динамический радиус колеса прицепа.

Выражения (1), (2), (5), (6) с учетом (3), (4) и (7) примут следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{1 + G_{np} / G_T} - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta 1}) - \\ - R_{zкр} (L + d) = 0; \end{array} \right. \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{1 + G_{np} / G_T} + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta 2}) - \\ - R_{zкр} \cdot d = 0; \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h_{np} - h_{кр}}{1 + G_T / G_{np}} - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0; \end{array} \right. \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h_{np} - r_{\delta np}}{1 + G_T / G_{np}} + G_{np} \cdot b_{np} - R_{zкр} L_{np} - P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0. \end{array} \right. \quad (11)$$

Определение нормальных реакций опор. В уравнениях (8)-(11) введем обозначения:

$$\beta_1 = \frac{P_{T1}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю ось трактора}; \quad (12)$$

$$\beta_2 = \frac{P_{T2}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на заднюю ось трактора}; \quad (13)$$

$$\beta_{np} = \frac{P_{Tnp}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на ось прицепа}; \quad (14)$$

С учетом соотношения (4) справедлива зависимость

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np} = 1, \quad (15)$$

а также

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_T, \quad (16)$$

где β_T – коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на колеса трактора.

Из уравнений (8) и (11), определим суммарные динамические нормальные реакции дороги на осях тракторного поезда, а также вертикальную реакцию в шарнире A (рис. 2).

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\partial 2}}{L}}{1+G_{np}/G_T} + \beta_1 \frac{r_{\partial 2}-r_{\partial 1}}{L} \right) - R_{zKp} \frac{d}{L} + P_{Kp} \frac{h-r_{\partial 2}}{L}; \quad (17)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\partial 1}}{L}}{1+G_{np}/G_T} - \beta_2 \frac{r_{\partial 2}-r_{\partial 1}}{L} \right) + R_{zKp} \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{Kp} \frac{h_{Kp}-r_{\partial 1}}{L}; \quad (18)$$

$$R_{znp} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np}-h_{Kp}}{L_{np}}}{1+G_T/G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{Kp}-r_{\partial np}}{L_{np}} \right); \quad (19)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{ТП} \frac{\frac{h_{np}-r_{\partial np}}{L_{np}}}{1+G_T/G_{np}} - P_{Kp} \frac{h_{Kp}-r_{\partial np}}{L_{np}}. \quad (20)$$

Рассматривая кинестатическое равновесие сил, действующих на прицеп вдоль горизонтальной оси, определим $P_{кр}$ (с учетом соотношений (7), (14), (15), (16))

$$P_{кр} = P_{jnp} - P_{ТП} = \left(\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} - \beta_{np} \right) \cdot P_{ТП} = \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T} \right) \cdot P_{ТП}. \quad (21)$$

Из условия равновесия сил, действующих на прицеп в вертикальной плоскости определим

$$R_{zкр} = G_{np} - R_{znp}. \quad (22)$$

Подставляя (21) и (22) в (17) и (18), получим с учетом (19)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + P_{ТП} \left[\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{d}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right]; \quad (23)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{ТП} \left[\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} - \left(1 + \frac{d}{L} \right) \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right]. \quad (24)$$

После подстановки (21) в (20) получим

$$R_{zкр} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right). \quad (25)$$

Определение условий одновременного доведения колес до грани блокирования. Одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес трактора будет происходить при выполнении следующих условий:

$$\begin{cases} P_{T1} = \beta_1 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z1}; & (26) \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{T2} = \beta_2 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z2}, & (27) \end{cases}$$

где φ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Подставляя уравнение (23) в (26), а уравнение (24) - в (27), получим после преобразований соответственно

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} \right) - \varphi \left[\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{d}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) \right]}; \quad (28)$$

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right) + \varphi \left[\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} - \left(1 + \frac{d}{L} \right) \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) \right]}. \quad (29)$$

Уравнение (28) выражает условие доведение до грани блокирования передних колес, а уравнение (29) - доведение до грани блокирования задних колес трактора. Приравнивая правые части уравнений (28) и (29) между собой, определим значение коэффициента сцепления φ_0 колес с дорогой, при котором происходит одновременное доведение до грани блокирования всех колес трактора.

В результате получим

$$\varphi_0 = \frac{\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] - \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right)}{\left(1 + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \right) \left(\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\partial 2}}{L} \right) - \frac{d + b}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right)}$$
(30)

При $\varphi < \varphi_0$ первыми будут доведены до грани блокирования передние колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ - задние колеса трактора. Очевидно что $\varphi_0 = 0$ при выполнении следующего условия:

$$\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] = \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right).$$
(31)

Общая тормозная сила тракторного поезда, при достижении которой, блокируются колеса прицепа, может быть найдена из условия

$$P_{ТП} = \frac{\varphi R_{znp}}{\beta_{np}}.$$
(32)

Подставляя (19) в (32), получим после преобразований

$$P_{ТП} = \varphi G_{np} \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np} \left(1 - \varphi \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) - \varphi \frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}.$$
(33)

При общей тормозной силе тракторного поезда, соответствующей зависимостям (28) или (29) при $\varphi = \varphi_0$ (зависимость (30)), коэффициент распределения общей тормозной силы на колеса прицепа, обеспечивающий одновременное блокирование всех колес тракторного поезда, может быть определен из (33)

$$\beta_{np} = \varphi_0 \frac{\frac{G_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{a_{np}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}{1 - \varphi_0 \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}}}.$$
(34)

Выводы.

1. В результате проведенного исследования получены аналитические выражения, определяющие зависимости суммарных нормальных реакций на осях и реакции в соединительном шарнире от геометрических и весовых параметров тракторного поезда, а также от общей тормозной силы и коэффициента сцепления при незаблокированных колесах.

2. Полученные аналитические выражения позволили определить условия одновременного доведения до грани блокирования колес тракторного поезда в составе трактора и одноосного прицепа.

3. Полученные результаты позволят в дальнейшем проводить оценку влияния распределения общей тормозной силы между осями на показатели эффективности торможения и курсовой устойчивости тракторного поезда.

Литература: 1. Исследование работы тракторного поезда в сельскохозяйственном производстве: [Сб. науч. трудов] – М.: ОНТИ – НАТИ, 1993 – № 175. – 128 с. 2. Брыков А.С. Обоснования требований к тормозной системе тракторного поезда / А.С. Брыков, Н.А. Свичинский // Исследование работы и оптимизация параметров тракторных трансмиссий: [Сб. науч. трудов. НАТИ]. – М.: ОНТИ–НАТИ. – 1977. – № 254. – с. 59–68. 3. Волков В.П. Сравнительная оценка устойчивости тракторного поезда в процессе торможения / В.П. Волков, М.А. Подригало, А.А. Коряк // Автомобильный транспорт. – Харьков, ХГАДТУ. – 1998. – № 1. – с. 8–12. 4. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. М: Машиностроение. – 1964. – 243 с. 5. Бендас И.М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда / И.М. Бендас // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, – 1970. – № 7. – с. 62 – 69. 6. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – с. 25 – 26. 7. Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки / М.А. Подригало, Б.В. Савченков, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харьков ХНТУСГ. – 2011. – Вип. 107. – с. 22-30.

Bibliography (transliterated): 1. Issledovanie raboty traktornogo poezda v sel'skohozyaistvennom proizvodstve: [Sb. nauch. trudov] – M.: ONTI – NATI, 1993 – № 175. – 128 s. 2. Brykov A.S. Obosnovaniya trebovaniy k tormoznoi sisteme traktornogo poezda / A.S. Brykov, N.A. Svichinskii // Issledovanie raboty i optimizaciya parametrov traktornykh transmissii: [Sb. nauch. trudov. NATI]. – M.: ONTI□NATI. – 1977. – № 254. – s. 59□68. 3. Volkov V.P. Sravnitel'naya ocenka ustoichivosti traktornogo poezda v processe tormozheniya / V.P. Volkov, M.A. Podrigalo, A.A. Koryak // Avtomobil'nyi transport. – Har'kov, HGADTU. – 1998. № 1. – s. 8□12. 4. Rozanov V.G. Tormozhenie avtomobilya i avtopoezda / V.G. Rozanov. M: Mashinostroenie. – 1964. – 243 s. 5. Bendas I.M. O raspredelenii tormoznyh sil mezhdru osyami avtomobil'nogo proezda / I.M. Bendas // Avtomobil'nyi transport. – K.: Tehnika, – 1970. □№ 7. – s. 62 – 69. 6. Podrigalo M.A. Kachenie avtomobil'nogo kolosa i opredelenie ponyatiya «tyagovaya sila» / M.A. Podrigalo // Avtomobil'naya promyshlennost', 2007. – №1. – s. 25 – 26. 7. Podrigalo M.A. Vliyanie blokirovki koles na effektivnost' tormozheniya kolesnyh traktorov klassicheskoi komponovki / M.A. Podrigalo, B.V. Savchenkov, M.P. Holodov // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Tehnichni nauki. «Mehanizaciya sil's'kogospodars'kogo virobniictva». Har'kov HNTUSG. – 2011. – Vip. 107. – s. 22-30.

Подригало М. А., Холодов М. П.

ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА З ОДНООСНИЙ ПРИЧЕПОМ БЕЗ БЛОКУВАННЯ КОЛІС

Грунтуючись на своїх раніше проведених дослідженнях, автори отримали математичну модель процесу гальмування тракторного поїзда в складі колісного трактора і одноосного причепа при незаблокованих колесах, що дозволяє уточнити раніше отримані результати досліджень.

Подригало М. А., Холодов М. П.

**ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ
БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС**

Основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, авторы получили математическую модель процесса торможения тракторного поезда в составе колесного трактора и одноосного прицепа при незаблокированных колесах, что позволяет уточнить ранее полученные результаты исследований.

Podrigalo M. A., Kholodov M.P.

**BRAKING OF A SINGLE AXLE TRAILER TRACTOR WITHOUT WHEELS
LOCKING**

Based on our previous studies, the authors obtained a mathematical model of the process of braking of the tractor train in the wheel of the tractor and trailer with a uniaxial unlocked wheels, allowing to clarify the earlier results of research.

УДК 623.438.22

*Поторока А.В., Решетило Е.И., Граценков Г.П., Липовец В.В.,
Евтушенко В.В., Бондарь А.И.*

**ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ
МАШИН КЛАССА БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ**

Введение. В настоящее время на рынках военной техники проявляется интерес к бронированным колёсным машинам. Требуются шасси с высокой удельной мощностью, автоматической трансмиссией, высокой манёвренностью и обладающие высокими эксплуатационно-техническими качествами. Механические и гидромеханические трансмиссии достигли своих пределов совершенствования, в части отработки узлов и массово габаритных показателей по передаче определенной мощности и крутящего момента, а принятие концепции электрических приводов, которые бесспорно являются в этом отношении наиболее перспективными, зависит от уровня появляющихся технологий.

Пришло время очередного пересмотра концепции применения электромеханической трансмиссий в многоосных колесных шасси с точки зрения реализуемости.

Анализ последних достижений и публикаций. Разработанные в зарубежных странах последние образцы колесных бронетранспортеров, специальных шасси и продукции автомобильной промышленности гражданского назначения свидетельствуют о том, что разработчики все чаще отказываются от механической и гидромеханической трансмиссий в пользу электромеханической. Но до наших дней все электро-трансмиссии уступали механическим и гидромеханическим по ряду основных показателей, а именно технологических, стоимостных и габаритно-массовых. Ограниченное применение электромеханической трансмиссии на транспорте до настоящего времени объяснялось трудностями бесступенчатого регулирования скорости вращения и нагрузки тяговых электродвигателей, большой массой и габаритами блоков управления.

При появлении современных электронных систем регулирования скорости вращения и нагрузки тяговых электродвигателей переменного тока стало реальным широкое использование электромеханической трансмиссии на транспорте и практическая реализация её достоинств.