

liuloza, Bumaga i Karton: *Obzorn. Inform.* [Pulp, Paper and Paperboard: Panoramic. Inform], Iss. 8. 49 p. (in Russian).

7. **Karpunin, I. I.** (1990) Enterprise Flax Processing Wastes – Raw Material for Obtaining Pulp Which Can be Used for Production of Paper and Cardboard. *Tezisy Dokl. Vsesoiuz. Nauchno-Tekhn. Soveshchaniia "Ob Opyte i Problemakh Proizvodstva Bumagi i Kartona iz Polufabrikatov Vysokogo Vykhoda"* [Scientific Conference Abstracts of All-Union Scientific and Technical Meeting "On Experience and Problems in Production of Paper and Cardboard from High Output Finished Products"]. Leningrad, 66–72 (in Russian).

8. **Karpunin, I. I.** (2004) *Nauchno-Tekhnicheskie Osnovy Resursosberegaiushchikh Ekologicheskikh Sostoiatei'nykh Tekhnologii Pererabotki Rastitel'nogo Tseliulozosoderzhashchego*

*Syr'ia: Avto-ref. dis. d-ra tekhn. nauk* [Scientific and Technical Principles of Resource Saving and Ecologically Consistent Technologies for Processing of Plant Pulp-Containing Raw Material: Author's Abstract of Doctoral Dissertation]. Minsk. 42 p. (in Russian).

9. **Sarkanen, K. V., & Ludwig, K. H.** (1975) *Lignin (Structure, Properties and Reactions)*. Moscow, Lesnaya Promyshlennost. 632 p. (in Russian).

10. **Karpunin, I. I.** (2007). Flax Processing Wastes – Valuable Raw Material for Paper and Cardboard. *Tseliuloza, Bumaga, Karton* [Pulp, Paper, Cardboard], 7, 40–43 (in Russian).

Поступила 17.09.2013

УДК 621.825.6

## РАСЧЕТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В СФЕРОГЛОБОИДНОМ СУХАРНОМ СИНХРОННОМ КАРДАННОМ ШАРНИРЕ

САНЬОЦЬКИЙ А. М.

*Тернопольский национальный педагогический университет имени Владимира Гнатюка (Украина)*

E-mail: san.andry@gmail.com

Проведен расчет контактных напряжений между сопряженными поверхностями в сфероглобоидном сухарном синхронном карданном шарнире из условия баланса мощностей при постоянном моменте сопротивления на выходном валу. Вычислены необходимый крутящий момент на входном валу при постоянной угловой скорости с использованием теории контактных деформаций Герца и максимальное давление в контакте через вращающий момент, определяющий прочность карданного шарнира, долговечность его работы, износ в сопряженной паре трения. Исследована передаваемая зависимость максимального момента при изменении качества материала и для различных типоразмеров карданного шарнира. Графически изображены зависимости расчетной величины максимального момента от прочности материала в логарифмической системе координат. Выведена формула величины максимального давления в контакте, определяющая прочность шарнирного механизма, долговечность его работы, износ в сопряженной паре трения.

С целью анализа оптимальных конструктивных параметров сфероглобоидного сухарного синхронного карданного шарнира определено влияние геометрического соотношения радиуса сферического кулачка и радиуса глобоидной поверхности контакта шарнира. Установлено, что с увеличением радиуса кулачка допустимый крутящий момент в шарнирном механизме растет в квадратичной зависимости, а с увеличением радиуса оси глобоидной поверхности сухаря, на которой установлены сферические кулачки, – пропорционально повышает крутящий момент. Также в кубической зависимости увеличивается максимально допустимое его значение при использовании качественного материала с термически обработанной поверхностью и применением смазочных материалов, допускающего значительные (до  $[\sigma] = 1000$  МПа) контактные нагрузки. Увеличение в два раза типоразмера сфероглобоидного сухарного синхронного карданного шарнира повышает допустимый передаваемый момент в восемь раз.

**Ключевые слова:** контактные напряжения, баланс мощностей, крутящий момент, удельные контактные усилия, типоразмер.

Ил. 3. Табл. 1. Библиогр.: 10 назв.

## CALCULATION OF CONTACT TENSIONS IN CONJUGATE SURFACES IN SPHERE GLOBOIDAL RUSK SYNCHRONOUS CARDAN HINGE

SANIOTSKY A. M.

*Ternopil National Pedagogical University named after Volodymyr Hnatiuk (Ukraine)*

The paper presents a calculation of contact tensions between conjugate surfaces in sphere globoidal rusk synchronous cardan hinge on the condition that there is power balance at the constant torque on the output shaft. The required torque effect on the intake shaft at the constant angular velocity has been calculated with the help of the Hertz's theory of contact deformations. The maximum contact pressure has been ascertained through the torque which determines strength of the cardan

hinge, its durability, wear rate in the conjugate friction pair. The paper investigates transmission dependence of the maximum torque while changing material quality and according to various typical sizes of the cardan hinge. Dependences of the calculated maximum torque value on material strength have been demonstrated graphically in the logarithmic coordinate system. A formula for maximum contact pressure value has been derived and it determines strength of the hinge mechanism, its durability and wear rate in the conjugate friction pair.

The effect of geometrical relationship between a spherical cam radius and a globoidal surface radius of a hinge contact has been determined with the purpose to analyze optimal design parameters of the sphere globoidal rusk synchronous cardan hinge. It has been established that permissible torque in the hinge mechanism grows with a quadratic dependence while increasing a cam radius and the torque is proportionally growing while increasing an axis radius of globoidal rusk surface on which spherical cams are set. The maximum permissible torque value grows with a cubic dependence while using qualitative material with thermally treated surface and application of lubrication materials which tolerates significant (up to  $[\sigma] = 1000 \text{ MPa}$ ) contact loads. Two-fold increase of typical size of the sphere globoidal rusk synchronous cardan hinge leads to an 8-fold increase of the permissible transmitted torque.

**Keywords:** contact tensions, power balance, torque, specific contact forces, typical size.

Fig. 3. Tab. 1. Ref.: 10 titles.

**Введение.** Сфероглобoidalный сухарный синхронный карданный шарнир равных угловых скоростей предназначен для использования в трансмиссии транспортных средств для угловой передачи крутящего момента между валами для привода ведущих и одновременно управляемых колес при обеспечении синхронности вращения полуосей с ведущими колесами с постоянной частотой вращения, находящиеся в конце силовой передачи трансмиссии [1]. Благодаря наличию трения-скольжения между сопряженными поверхностями контактирующих деталей, находящихся в относительном движении, которое происходит по сферической и глобoidalной поверхностям, такой карданный шарнир при обеспечении большого углового диапазона между ведущим и ведомым валами способен передавать значительный по величине крутящий момент. Это ограничивается удельным контактным усилием сферических кулачков с глобoidalным сухарем [2].

Сфероглобoidalный сухарный синхронный карданный шарнир изображен на рис. 1.

Он содержит ведущую 1 и ведомую 2 вилки, изготовленные вместе соответственно с ведущим 3 и ведомым 4 валами. Ведущая и ведомая вилки соединены соответственно с ведущими 5 и ведомыми 6 кулачками с помощью вспомогательных элементов 7 и 8. Кулачки 5 и 6 имеют контактные сферические поверхности для сопряжения с зазором линейным контактом с глобoidalной поверхностью 9 глобoidalного сухаря 10, которая выполнена в виде закругленной формы. Обеспечиваются угловая передача крутящего момента от ведущей вилки через кулачки 5 и 6 и глобoidalный сухарь на ведомую вилку и синхронность вращения ведущего и ведомого валов с равной угловой скоростью путем трения-скольжения составляющих деталей кар-

данного шарнира с возможностью углового перемещения валов на угол  $\gamma$  относительно глобoidalного сухаря в вертикальной и горизонтальной плоскостях в интервале  $\gamma = 0-50^\circ$  [3].

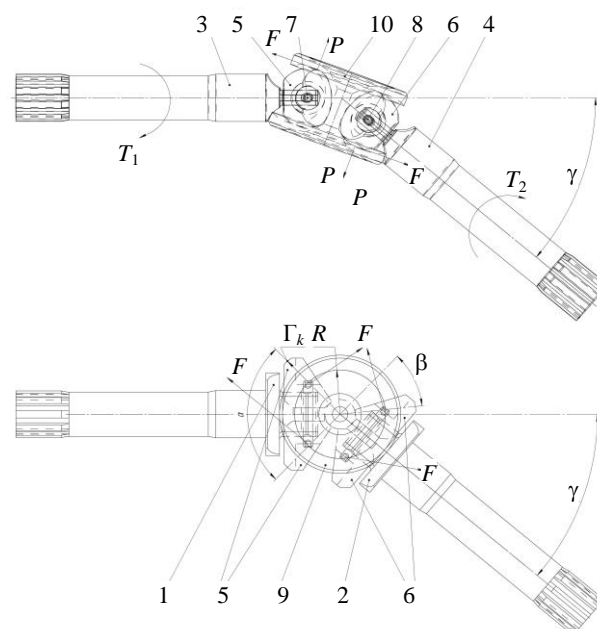


Рис. 1. Схема сил трения, возникающих в месте контакта сопряженных поверхностей сфероглобoidalного сухарного синхронного карданного шарнира, представленного в двух взаимно перпендикулярных плоскостях с разницей по фазе вращения  $\omega t = 90^\circ$

**Основная часть.** Контактные напряжения между сопряженными поверхностями в сфероглобoidalном сухарном синхронном карданном шарнире с наличием трения-скольжения можно рассчитать из условия баланса мощностей, которые передаются шарнирным механизмом. Предположим, что момент сопротивления на выходном валу карданного шарнира является постоянным, так же как и постоянна угловая скорость его вращения. Определим необходи-

мый крутящий момент на входном валу при постоянной угловой скорости.

Вследствие симметрии системы распределение усилий на входное и выходное звенья будет одинаковым и симметричным. На входном валу действует крутящий момент, который обеспечивает вращательное движение карданного шарнира и превышает момент от сил трения ведущих сферических кулачков. Аналогично глобоидный сухарь передает момент для вращения ведомого звена и преодоления момента сил трения ведомых сферических кулачков. Потери энергии на трение происходят в двух звеньях, которые считаем равными вследствие симметрии системы, одинакового качества поверхности и условий смазки [4].

Обозначим крутящий момент в глобоидном сухаре через  $T$ , момент ведущего звена  $T_1$ , а момент ведомого звена  $T_2$ . Условия баланса мощностей со стороны ведущего и ведомого звеньев соответственно:

$$\begin{aligned} T_1\omega &= T\omega + W_f; \\ T_2\omega &= T\omega - W_f, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\omega$  – угловая частота вращения;  $W_f$  – мощность сил трения в каждом из звеньев.

Мощность сил трения определим через скорость перемещения по кругу сферических кулачков относительно глобоидного сухаря. Сила трения сферического кулачка по глобоидной поверхности составит

$$F = \mu \frac{T}{2R \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)},$$

где  $\mu$  – коэффициент трения;  $T$  – крутящий момент;  $R$  – радиус вращения сферического кулачка вокруг оси глобоидной поверхности сухаря;  $\alpha$  – угол между сферическими поверхностями кулачков.

Соответственно для двух кулачков мощность потерь определяется по формуле

$$W_f = 2FR \frac{d\beta}{dt},$$

где  $\beta$  – угловое смещение кулачка относительно его исходного положения.

Для определения угла  $\beta$  воспользуемся формулой для аппроксимации действительной зависимости скорости от угла поворота карданного шарнира в виде

$$\dot{\beta} = \frac{\gamma}{2} \omega \sin(\omega t).$$

При передаче крутящего момента сферический кулачок взаимодействует с глобоидной поверхностью сухаря, при этом возникают значительные усилия в месте контакта. Для их расчета используем теорию контактных деформаций Герца, считая тела в месте контакта идеальной сферой (кулачок) и плоскостью (боковая поверхность глобоидного сухаря).

Удельные контактные усилия рассчитывают по формуле [5, с. 387]

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab},$$

где  $P$  – усилие в контакте;  $a$ ,  $b$  – полуоси эллипса пятна контакта.

В случае контакта сферы с плоскостью пятно контакта превращается в круг радиусом  $a$ , откуда

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi a^2}.$$

Размер пятна контакта (радиусом  $a$ ) рассчитывается по формуле [6]

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3\eta P}{2\Sigma k}},$$

где  $\Sigma k$  – сумма кривизны поверхностей контакта;  $\eta$  – коэффициент Ляме, учитывающий механические свойства материала [7],

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2};$$

$\nu_1$ ,  $\nu_2$  – коэффициент Пуассона для материала сферических кулачков и глобоидного сухаря соответственно;  $E_1$ ,  $E_2$  – модуль упругости для соответствующих материалов;  $n_a$  – коэффициент, определяемый из табличных данных [8], для кругового пятна контакта  $n_a = 1$ .

В рассматриваемом случае

$$\Sigma k = \frac{2}{r_k},$$

где  $r_k$  – радиус сферического кулачка.

Считая материалы кулачка и сухаря близкими по механическим свойствам  $E_1 = E_2 = E$

и  $v_1 = v_2 = v$ , получим выражение для вычисления радиуса пятна контакта

$$a = \sqrt[3]{\frac{3(1-v^2)}{2E} r_k P}.$$

Отсюда, после соответствующих подстановок и преобразований, определим максимальное давление в контакте  $\sigma_{\max}$

$$\sigma_{\max} = p_0 = \sqrt[3]{\frac{3E^2 P}{2\pi^3 r_k^2 (1-v^2)^2}}.$$

Усилие  $P$  определяли через крутящий момент  $T$ , передающийся в механизме через контактную пару [9]

$$P = \frac{T}{2R}.$$

Окончательно определим максимальное давление через крутящий момент

$$\sigma_{\max} = p_0 = \sqrt[3]{\frac{3E^2 T}{4\pi^3 R r_k^2 (1-v^2)^2}}. \quad (2)$$

Полученная из (2) величина максимального давления определяет прочность карданного шарнира, долговечность его работы, износ в сопряженной паре трения. По формуле (2) можно определить допустимый максимальный крутящий момент на радиусе вращения сферического кулачка вокруг оси сухаря, чтобы обеспечить необходимую прочность и работоспособность карданного шарнира, задав значение допустимого давления  $[\sigma]$ :

$$T_{\max} < \frac{4\pi^3 [\sigma]^3 R r_k^2 (1-v^2)^2}{3E^2}. \quad (3)$$

Результаты исследования зависимости максимального крутящего момента при изменении качества материала (величины  $[\sigma]$ ) и для различных типоразмеров карданного шарнира предоставлены на рис. 2, 3.

Зависимость расчетной величины максимального момента  $T_{\max}$  от прочности материала  $[\sigma]$  изображена на рис. 2 в логарифмической системе координат. Приняты следующие числовые значения величин:  $R = 50$  мм;  $r_k = 10$  мм; материал – сталь:  $v = 0,3$ ;  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>.

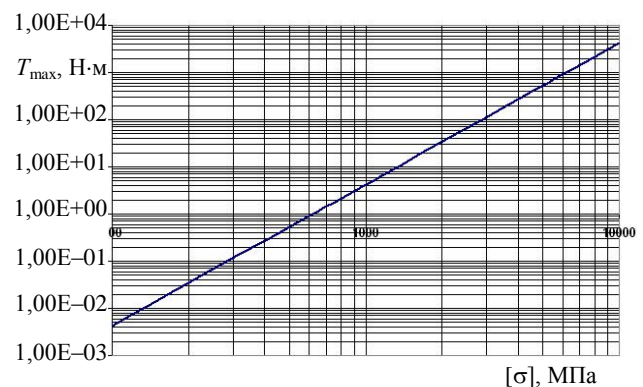


Рис. 2. Зависимость максимального крутящего момента  $T_{\max}$  в сфероглобoidном сухарном синхронном карданном шарнире от допустимого давления  $[\sigma]$

Расчетная величина допустимого предела прочности материала для построения графика варьируется в пределах  $[\sigma] = 100-10000$  Н/м<sup>2</sup>. Реальные значения  $[\sigma]$ , как правило, не превышают 4000 Н/м<sup>2</sup> [9].

Проведем исследование величины максимального крутящего момента  $T_{\max}$  от отношения радиуса сферического кулачка к оси глобoidной поверхности сухаря  $r_k/R$ . Примем для расчетов следующие числовые значения параметров шарнирного механизма [10]:  $[\sigma] = 2000$  МПа;  $v = 0,3$ ;  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;  $R = 50$  мм. Величину соотношения  $r_k/R$  для проведения расчетов принимаем в пределах  $r_k/R = 0,05-0,99$ . Реально возможные величины этого соотношения находятся в значительно узком диапазоне, что определяется технологией изготовления, сборки и прочностью глобoidного сухаря. Результаты вычислений изображены на графике рис. 3.

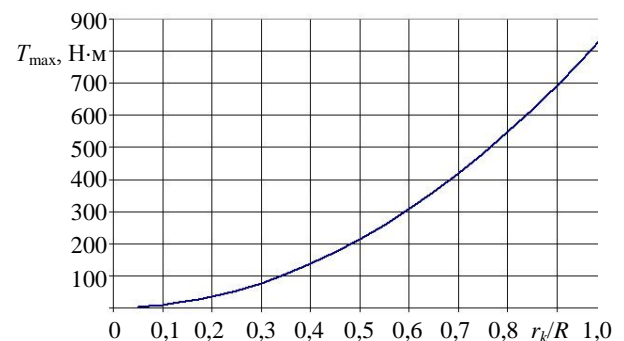


Рис. 3. Зависимость  $T_{\max}$  в сфероглобoidном сухарном синхронном карданном шарнире от отношения радиуса кулачка к оси глобoidной поверхности сухаря  $r_k/R$

Исследование расчетных величин сфероглобoidного сухарного синхронного карданного шарнира выполнено для трех типоразмеров – малого, среднего и большого, а материал и допускаемые напряжения приняты одинаковыми.

Результаты исследования представлены в табл. 1, при этом приняты следующие числовые значения величин, характеризующие материал и конструкцию:  $[\sigma] = 2000 \text{ МПа}$ ;  $\nu = 0,3$ ;  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $r_k/R = 0,4$ .

Таблица 1

Исследование типоразмера карданного шарнира

Типоразмер	$r_k$ , мм	$R$ , мм	$T_{\text{max}}$ , Н/м
Малый	10	25	17,1
Средний	25	62,5	267
Большой	50	125	2140

Как указывают табличные расчетные данные, увеличение типоразмера шарнира вдвое увеличивает допустимый крутящий момент в восемь раз.

### ВЫВОД

Значение крутящего момента во время одного оборота карданного шарнира колеблется в определенных пределах в зависимости от угла отклонения между осями валов и коэффициента трения. Для достижения максимального значения крутящего момента в сфероглобoidном сухарном синхронном карданном шарнире целесообразно из конструктивных соображений изготавливать сферические кулачки с диаметром сферы, максимально возможным, так как максимальный момент растет в квадратичной зависимости от его радиуса.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Сaньoцький, А. М. Особливості застосування сухарних синхронних карданних шарнірів в приводах трансмісії / А. М. Сaньoцький // VI Всеукраїн. студ. наук.-техн. конф. «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання». – Тернопіль: ТНТУ імя І. Пулюя, 2011. – С. 218.
2. Сaньoцький, А. М. Забезпечення експлуатаційної надійності і довговічності сухарних синхронних карданних шарнірів в приводах трансмісії / А. М. Сaньoцький, М. І. Пилипець // Наук.-техн. конф. ТНТУ імя І. Пулюя «Прогресивні матеріали та технології в машинобудуванні, будівництві та транспорті». – Тернопіль: ТНТУ імя І. Пулюя, 2011. – С. 41–42.
3. Сaньoцький, А. М. Дослідження сфероглобoidного сухарного синхронного карданного шарніра / А. М. Сaньoцький, М. І. Пилипець // 11-й Міжнар. симп. українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 123–124.
4. Сaньoцький, А. М. Основні методи щодо розрахунку контактних напружень в спряженні сфероглобoidного

сухарного синхронного карданного шарніра / А. М. Сaньoцький, М. І. Пилипець // Збірник тез доповідей Міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій». – Тернопіль: ТНТУ імя І. Пулюя, 2012. – С. 224–225.

5. Прочность, устойчивость, колебания: справ.: в 3 т. / под. ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 2. – 463 с.
6. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
7. Когаев, В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справ. / В. П. Когаев, Н. А. Махутов. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
8. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
9. Серенсен, С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: руководство и справ. пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
10. Хевиленд, Р. Инженерная надежность и расчет на долговечность / Р. Хевиленд; пер. с англ. Б. А. Чумаченко. – Л.: Энергия, 1966. – 231 с.

### REFERENCES

1. Saniotsky, A. M. (2011) Peculiar Features of Rusk Synchronous Cardan Hinge in Transmission Drives. VI Vseukraïn. Stud. Nauk.-Tekhn. Konf. "Prirodnichi ta Gumanitarni Nauki. Aktual'ni Pitannia" [VI All-Ukraine Student Scientific and Technical Conference. "Natural and Humanities Sciences. Topical Issues"]. Ternopil: Ternopil National Technical University named after Ivan Puluj [TNTU], 218 (in Ukrainian).
2. Saniotsky, A. M., & Pilipets, M. I. (2011) Provision of Operational Reliability and Durability of Rusk Synchronous Cardan Hinges in Transmission Drives. Nauk.-Tekhn. Konf. TNTU Imia I. Puliuia "Progresivni Materiali ta Tekhnologii v Mashinobuduvanni, Budivnitstvi ta Transporti" [Scientific and Technical Conference of TNTU named after I. Puluj "Advanced Materials and Technologies in Mechanical Engineering, Construction and Transport"]. Ternopil: Ternopil National Technical University named after Ivan Puluj [TNTU], 41–42 (in Ukrainian).
3. Saniotsky, A. M., & Pilipets, M. I. (2013) Investigations of Sphere Globoidal Rusk Synchronous Cardan Hinge. 11-i Mizhnar. Simp. Ukraïns'kikh Inzheneriv-Mekhanikiv u L'vovi: Tezi Dopovidei [11<sup>th</sup> International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lvov: Scientific Conference Abstracts]. Lvov, KINPATRI LTD, 123–124 (in Ukrainian).
4. Saniotsky, A. M., & Pilipets, M. I. (2012) Main Methods and Calculations of Contact Tensions in Conjugation of Sphere Globoidal Rusk Synchronous Cardan Hinge. Zbirnik Tez Dopovidei Mizhnar. Nauk.-Tekhn. Konf. Molodikh Uchenikh ta Studentiv "Aktual'ni Zadachi Suchasnikh Tekhnologii" [Book of Abstracts of International Scientific and Technical Conference of Young Scientists and Students "Current Problems of Modern Technologies"]. Ternopil: Ternopil National Technical University named after Ivan Puluj [TNTU], 224–225 (in Ukrainian).
5. Birger, I. A., & Panovko, Ya. G. (1968) Strength, Stability, Oscillation. Reference Book in 3 Volumes. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie. 463 p. (in Russian).

6. Birger, I. A., Shorr, B. F., & Iosilevich, G. B. (1993) *Calculation of Strength in Machine Parts*. 4<sup>th</sup> Edition. Moscow, Mashinostroenie. 640 p. (in Russian).

7. Kogaev, V. P., & Makhutov, N. A. (1985) *Calculation of Machine Parts and Structures for Strength and Durability*. Moscow, Mashinostroenie. 224 p. (in Russian).

8. Kragelsky, I. V., Dobychin, M. N., & Kombalov, V. S. (1977) *Principles of Calculation for Friction and Wear*. Moscow, Mashinostroenie. 526 p. (in Russian).

9. Serensen, S. V., Kogaev, V. P., & Shneiderovich, R. M. (1975) *Load-Bearing Ability and Calculation of Machine Parts for Strength*. Moscow, Mashinostroenie. 488 p. (in Russian).

10. Hevilend, R. (1966) *Engineering Reliability and Calculation on Durability*. Leningrad, Energiia. 231 p. (in Russian).

Поступила 25.09.2013

УДК: 629.114.2-43.001:531.3

## СПЕЦИФИКА И НАПРАВЛЕНИЯ УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ АКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

*Канд. техн. наук, доц. ТАЯНОВСКИЙ Г. А., инж. БАСАЛАЙ Г. А.*

*Белорусский национальный технический университет*

E-mail: irgrig@tut.by

Статья посвящена важной проблеме улучшения потенциала тормозной динамики как части общей динамики тракторных поездов в составе полноприводного трактора и выпущенных промышленностью или создаваемых с участием авторов большегрузных прицепов, имеющих механический привод на колеса прицепа от двигателя трактора. Они предназначены для перевозки торфа, органических удобрений, различных грузов на лесозаготовках и в других сложных почвенно-климатических и дорожных условиях, в которых оправдана активизация колес прицепов.

Разработан методический инструментальный для анализа влияния заблокированного межмостового привода колес активного тракторного поезда на распределение тормозных сил по мостам с учетом специфики большегрузных прицепов-торфовозов. При решении задачи развиты положения теории колесных машин применительно к специфике торможения активного тракторного поезда с механическим разветвленным приводом колес многомостового движителя. Получены расчетно-теоретические выражения для оценки распределения удельных тормозных сил по мостам звеньев активного тракторного поезда при включенном заблокированном межмостовом приводе колес трактора и прицепа, а также в случае участия в тормозном процессе двигателя трактора при включенной муфте сцепления.

В полной мере выполнена последовательность расчетных выражений, включающих в явном виде конструктивные и эксплуатационные параметры активного тракторного поезда. Это позволило реализовать их в виде программного приложения, удобного для анализа процесса торможения исследуемых объектов при выборе средств улучшения динамики торможения, рациональных параметров разветвленного привода колес и комплектации шинами проектируемого активного тракторного поезда. Изложенный материал имеет теоретическое значение и представляет практический интерес для разработчиков новых машинно-тракторных агрегатов транспортного назначения для торфоразработок, лесного и сельского хозяйства.

**Ключевые слова:** активный тракторный поезд, привод колес прицепа, динамика торможения, выбор рациональных параметров межмостовых связей.

Ил. 9. Библиогр.: 10 назв.

## SPECIFICITY AND TRENDS IN IMPROVEMENT OF TRACTOR TRAIN BRAKING DYNAMICS

*TAYANOVSKY G. A., BASALAY G. A.*

*Belarusian National Technical University*

The paper considers an important problem in improvement of braking dynamics potential as part of the overall tractor train dynamics consisting of an all-wheel drive tractor and heavy-duty trailers which are either locally manufactured or developed with the participation of the paper's authors. The trailers have a mechanical drive for their wheels from the tractor engine. The trains are intended for transportation peat, organic fertilizers and various loads in forest exploitation and under other complicated soil and climatic and road conditions where there is justified necessity to activate the trailer wheels.