

УДК 62-231.322.2
DOI: 10.12737/23167

М.Б. Бородина

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ МУФТЫ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МЕХАНИЗМОМ НА ДИНАМИКУ ЕЁ РАБОТЫ

Проведено исследование динамики работы гидромеханических муфт с винтовым и зубчатым дифференциальными передаточными механизмами на этапе аварийного срабатывания муфты. Показано, что трение скольжения в кинематических парах винтового передаточного механизма является причиной перегрузки двигателя в процессе срабатывания муфты, что негативно влияет на эффективность

защиты привода. Даны рекомендации по снижению негативного влияния трения на параметры срабатывания муфты.

Ключевые слова: гидромеханическая муфта, кинематические пары, дифференциальный передаточный механизм, математическая модель, аварийное срабатывание, защита привода.

M.B. Borodina

FRICTION INFLUENCE IN KINEMATIC PAIRS OF HYDROMECHANICAL CLUTCH WITH DIFFERENTIAL DRIVING GEAR UPON DYNAMICS OF ITS OPERATION

Hydromechanical clutches with a differential driving gear can protect against sudden quickly growing short-term overloads not related to emergency without triggering at the expense of a smooth moment increase on a shaft of the engine provided with the operation of hydro-elastic elements in the hydrosystem of a clutch.

The investigation of the friction influence in kinematic pairs of hydromechanical clutches with helical and toothed differential driving gears upon the dynamics of clutch operation during emergency triggering has shown that in a helical driving gear the kinetic friction in a spline connection and in a pair of "screw-nut" increases a moment on a shaft of an electric motor overloading it longer than it is admissible. It means, that

such a type of clutches may be used only as elastic-damping one decreasing the dynamics of the whole dynamic system at the expense of high friction in kinematic pairs, or jointly with the protection on current as a smooth increase of a moment on a shaft of the electric motor even at the overload increasing in spurts ensured by a clutch increases protection efficiency on current. In the toothed driving gear friction in kinetic pairs is low and a driving gear does not actually experience an overload that means high efficiency of driving gear protection against rapidly growing random overloads with such a type of clutches.

Key words: hydromechanical clutch, kinematic pairs, differential driving gear, simulator, alarm triggering, drive protection.

Гидромеханические муфты с дифференциальным передаточным механизмом могут работать одновременно как пускозащитные, предохранительные и упругодемпфирующие [1-3]. Следовательно, они способны защитить привод от динамических нагрузок высокой интенсивности и случайных перегрузок на любом этапе работы механизма. Кроме того, отличительными особенностями муфт данного класса являются:

- самовосстановление муфты после срабатывания либо восстановление по команде оператора [1];

- способность передавать большие крутящие моменты (порядка 100 кН·м и

выше) при сравнительно небольших габаритных размерах;

- возможность регулировать параметры работы муфты даже в процессе работы привода [2];

- возможность управления изменением параметров работы муфты интеллектуальными системами [4].

Перечисленные особенности наиболее важны для защиты приводов машин, испытывающих большие нагрузки и обладающих высокой динамичностью, обусловленной технологическими параметрами работы машин, большими значениями энергии несбалансированных вращающихся масс, а также необходимостью развития

двигателями больших крутящих моментов. В основном такие машины используются в металлургической, горнодобывающей и нефтедобывающей отраслях, в тяжёлом машиностроении.

Проблема защиты тяжело нагруженных и высокодинамичных приводов заключается в том, что привод периодически испытывает случайные кратковременные перегрузки, не связанные с аварийной ситуацией, которые могут вывести электродвигатель из строя. Но при установке предохранительных устройств, срабатывающих на такие перегрузки, происходят частые срабатывания, не связанные с аварийной ситуацией и нарушающие технологический процесс работы целого комплекса машин. Такие срабатывания на производстве называют ложными. В этом случае обычно на производстве момент срабатывания настраивают выше, что требует увеличения мощности электродвигателя, а это

приводит к увеличенному расходу электроэнергии [5].

Представленные муфты могут защитить привод от внезапных быстровозрастающих кратковременных перегрузок за счёт плавного возрастания момента на валу двигателя, обеспеченного работой гидроупругих элементов гидросистемы муфты [1].

Для оценки эффективности защиты привода от перегрузок были проведены исследования динамики работы гидромеханических муфт с винтовым и зубчатым дифференциальными передаточными механизмами [5; 7] на этапе аварийного срабатывания муфты.

Гидромеханическая муфта с винтовым исполнительным механизмом (рис. 1) передаёт момент с ведущего вала 1 на ведомый вал 2 посредством винтового передаточного механизма с двумя степенями свободы. Винт 4 связан с валом 1 шлицевым соединением 3.

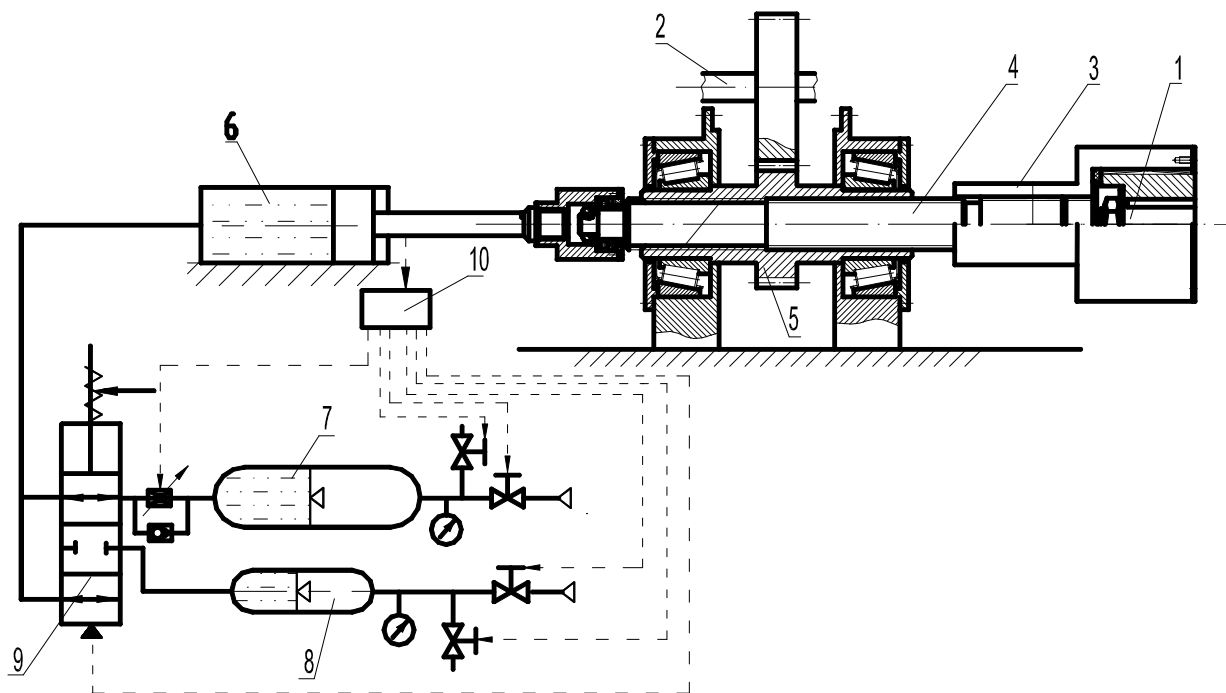


Рис. 1. Гидромеханическая муфта с дифференциальным винтовым передаточным механизмом:

1, 2 – ведущий и ведомый валы; 3 – шлицевая втулка; 4 – винт; 5 – гайка; 6 – гидроцилиндр; 7 – гидропневмодемпфер; 8 – гидроаккумулятор; 9 – гидрораспределитель; 10 – система управления

При установившемся движении винт 4 передаёт вращение гайке 5, опирающейся на подшипники качения и связанной с валом 2. При возрастании момента на валу 2 винт 4 проворачивается относительно

гайки 5 и смещается в осевом направлении, сдвигая поршень гидроцилиндра 6, при этом жидкость из гидроцилиндра 6 перетекает в гидродемпфер 7, увеличивая давление в гидросистеме и выравнивая ба-

ланс моментов в передаточном механизме. При снижении момента на валу 2 давление в гидросистеме смещает поршень гидроцилиндра в обратном направлении и возвращает накопленную энергию в систему. При аварийном срабатывании, когда момент на валу 2 возрастает до значений выше критического, вал 2 останавливается, а винт 4 смещает поршень гидроцилиндра 6 до тех пор, пока давление в гидросистеме не достигнет значения срабатывания. Далее система управления 10 переключает гидрораспределитель 9, разъединяя гидроцилиндр 6 с гидродемпфером 7 и соединяя его с гидроаккумулятором 8, в котором давление значительно ниже. В этот момент винт 4, не испытывая сопротивления со стороны гидросистемы, быстро смещается, выходя из зацепления со шлицами 3, - муфта срабатывает. Более подробное описание элементов муфты, её возможностей

и принципа работы опубликовано в патенте [8].

На данном этапе исследований процесс, происходящий в гидродемпфере 7, считаем изотермическим, а механическую характеристику асинхронного двигателя рассматриваем только на линейном участке. Наиболее опасной является аварийная ситуация, в которой момент сопротивления технологической машины M_C изменяется скачкообразно, т.е. увеличивается до бесконечности за бесконечно малый промежуток времени (например, заклинивание технологической машины). В этом случае вращение гайки 5 прекращается, остаётся только одна степень свободы - осевое смещение винта 4 [6].

Тогда динамика работы муфты на этапе аварийного срабатывания опишется системой [2]

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 \left(m_1 + \frac{J_1}{r_1^2 \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) = M_D \left(\frac{1}{r_1 \operatorname{tg} \alpha} - \frac{f_{01}}{r_B'} - \frac{f_{21}}{r_1} \right) - \\ - (F_{Г0} + C_r x_1) \left(1 - f_{01} \frac{f_{01}^n \cdot r_B}{r_B'} - f_{21} \frac{f_{01}^n r_B}{r_1} - \frac{f_{01}^n r_B}{r_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) \\ M_D = i^2 \cdot \beta \cdot \left(\frac{\omega_0}{i} - \frac{\dot{x}_1}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right), \end{cases}$$

где x_1 - осевое смещение винта; J_1 - приведённый к валу момент инерции винта; m_1 - масса винта; r_1 - средний радиус резьбы винта; r_B' - средний радиус шлицевого соединения; r_B - радиус вала под подшипники; α - угол подъёма винта; M_D - момент, передаваемый от привода к винту; $f_{12} = f_{21}$, f_{01} , f_{01}^n - коэффициенты трения в кинематических парах муфты; $F_{Г0}$ - усилие, создаваемое начальным давлением в гидросистеме; C_r - коэффициент жёсткости гидродемпферного демпфера, зависящий от начального давления в демпфере; β - модуль жёсткости линеаризованной механической характеристики двигателя; ω_0 - угловая скорость ненагружен-

ного вала электродвигателя; i - передаточное отношение привода.

Начальные условия определяются установившимся режимом работы муфты.

Рассмотрим влияние трения в кинематических парах муфты на динамику её работы. Основное влияние на динамику работы муфты будет оказывать трение скольжения в кинематической паре «винт - гайка» и в шлицевом соединении. Поэтому трение в подшипниках примем постоянным и стандартным [10], а коэффициент трения скольжения будем изменять в диапазоне от 0,05 до 0,1.

Проведённые исследования [6] показали, что увеличение коэффициента трения в два раза незначительно увеличивает время срабатывания муфты (на 0,43%), но увеличивает момент на двигателе при размыкании муфты на 19% (рис. 2).

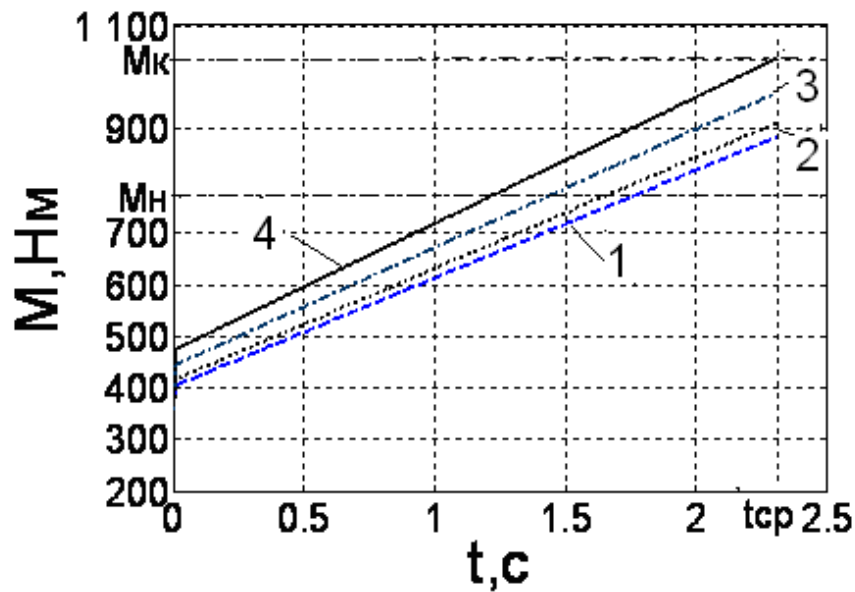


Рис. 2. Зависимость изменения движущего момента от времени:
1 – при $f=0,05$; 2 – при $f=0,06$; 3 – при $f=0,08$; 4 – при $f=0,10$

Момент на валу привода превышает заданный момент настройки на срабатывание M_H в течение $0,5-1$ с и при отключении муфты достигает величины M_K , превышающей момент настройки M_H на 15 - 34% (при $f=0,05...0,1$). Учитывая требования к современным устройствам автоматической защиты [9], отметим, что их быстроедействие должно быть порядка

$0,03...0,2$ с. Следовательно, при защите привода муфтой с винтовым передаточным механизмом в процессе срабатывания электродвигатель перегружен недопустимое количество времени.

График зависимости момента срабатывания от коэффициента трения в парах (рис. 3) показал, что при возрастании коэффициента трения величина момента при срабатывании увеличивается линейно.

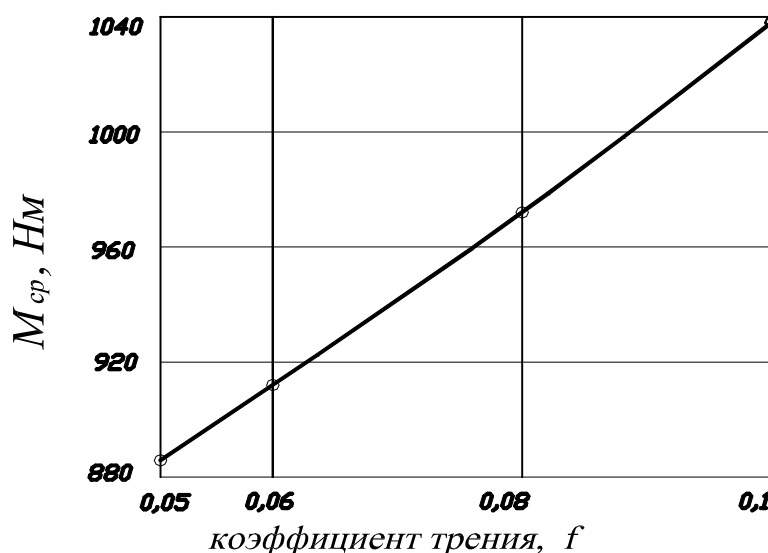


Рис. 3. Зависимость величины момента срабатывания от значения коэффициента трения в кинематических парах

Анализируя результаты исследования, можно сделать вывод, что трение скольжения в паре «винт - гайка» и шли-

цевом соединении значительно влияет на предохранительные свойства муфты с винтовым передаточным механизмом, так как

момент срабатывания пропорционально зависит от коэффициента трения скольжения в кинематических парах муфты. Поэтому для надёжной защиты привода от внезапно приложенной нагрузки придётся снижать момент настройки срабатывания муфты на 15 - 34%, что повлечёт за собой преждевременные срабатывания при плавно возрастающей нагрузке технологической машины, либо снижать трение в кинематических парах (например используя наиболее качественную смазку либо пару «винт - гайка» с промежуточными шариковыми элементами).

Трение в кинематических парах передаточного механизма можно снизить,

выбрав вместо винтового передаточного механизма зубчатый дифференциальный передаточный механизм, так как коэффициент трения качения со скольжением в зубчатом передаточном механизме ниже ($f = 0,01...0,03$) [10].

Гидромеханическая муфта с одним из вариантов зубчатого дифференциального механизма (рис. 4) передаёт момент от ведущего вала 1, связанного с валом двигателя, валу 2, связанному с технологической машиной. Вал 3 связан с обрабатываемым гидронасосом 4. Принцип действия муфты аналогичен описанному выше и подробно представлен в патенте [11].

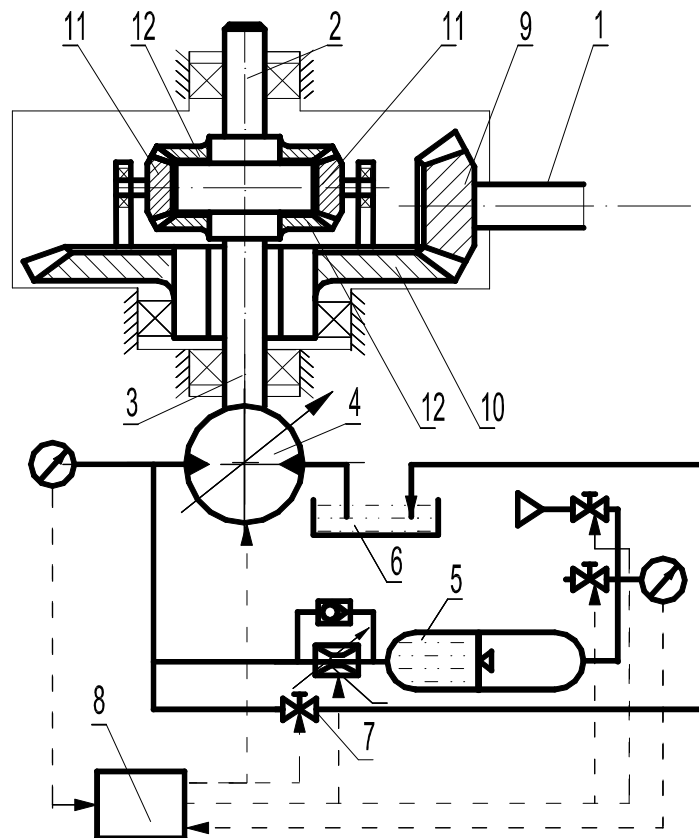


Рис. 4. Гидромеханическая муфта с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом:
 1, 2 – ведущий и ведомый валы; 3 – вал гидросистемы; 4 – обрабатываемый гидронасос;
 5 – гидропневмодемпфер; 6 – сливная ёмкость; 7 – управляемый кран; 8 – система управления;
 9 – коническая шестерня; 10 – коническое колесо с водилом; 11 – сателлиты; 12 – конические колёса

Для теоретических исследований муфты с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом создана математическая модель в системе MatLab Simulink [7]. Коэффициенты трения качения в подшипниковых опорах и трения качения

со скольжением в зубчатых передачах приняты стандартными [10].

Построенная в результате проведённых исследований зависимость изменения момента на валу двигателя от времени срабатывания муфты (рис. 5) показала, что момент срабатывания превышает момент

настройки на срабатывание не более чем на 1% в течение 0,05 с, что свидетельству-

ет об эффективной защите привода.

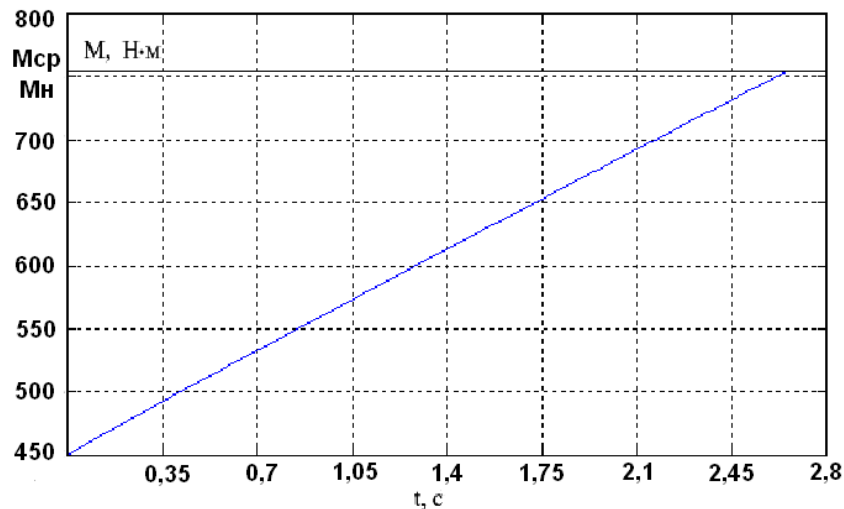


Рис. 5. Зависимость изменения движущего момента от времени при срабатывании муфты с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом

Время срабатывания, при котором двигатель не перегружен, можно увеличить до 3 с, что позволит исключить ложные срабатывания от кратковременных случайных перегрузок, не связанных с аварийной ситуацией [7].

Исследование влияния трения в кинематических парах гидромеханических муфт с винтовым и зубчатым передаточными механизмами на динамику работы муфты в процессе аварийного срабатывания показало, что наибольшее влияние трение оказывает на величину момента, испытываемого электродвигателем в процессе срабатывания, а следовательно, на величину и время перегрузки при срабатывании.

В винтовом передаточном механизме трение скольжения в шлицевом соединении и паре «винт - гайка» увеличивает момент, влияющий на электродвигатель, перегружая его дольше допустимого времени [9]. Гидромеханические муфты с винтовым передаточным механизмом можно использовать как упругодемпфирующие, защищая привод от динамических нагрузок, снижая тем самым динамичность всей технической системы за счёт более высокого

трения в кинематических парах. Но нагрузки при этом не должны превышать критических значений, а если это условие не выполняется, то муфту можно использовать в сочетании с защитой по току, так как плавное возрастание момента на валу электродвигателя даже при скачкообразно возрастающей перегрузке, обеспеченное муфтой, увеличивает эффективность защиты по току [9].

Необходимо отметить, что демпфирующие свойства гидромеханических муфт с дифференциальным передаточным механизмом определяются не только трением в кинематических парах, но и потерями на трение жидкости в гидросистеме, а также параметрами гидросистемы [7; 12].

В процессе срабатывания муфты с зубчатым передаточным механизмом привод испытывает незначительную перегрузку, что допустимо при работе электродвигателя [9]. Отсюда следует, что муфта с зубчатым передаточным механизмом защищает привод от быстро возрастающих случайных перегрузок эффективнее, чем муфта с винтовым передаточным механизмом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бородина, М.Б. Создание и исследование нового класса муфт/ М.Б.Бородина // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые маши-

ны: сб. науч. ст. по материалам XI междунар. науч.-техн. конф./ отв. ред. С.Ф.Яцун. - 2014. - С. 387-395.

2. Бородина, М.Б. Динамика работы гидромеханической муфты с управляемым параметром/ М.Б.Бородина, К.А.Булавин, Л.А.Савин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. - 2013. - № 3-2. - С. 44-49.
 3. Бородина, М.Б. Адаптивные гидромеханические устройства мехатронных роторных систем / М.Б.Бородина, Л.А.Савин // *Известия Юго-Западного государственного университета*. - 2013. - № 1. - С. 151-155.
 4. Бородина, М.Б. Адаптивное управление гидромеханических муфт на базе методов интеллектуальных систем / М.Б.Бородина, С.В.Мироненко, Л.А.Савин // *Искусственный интеллект*. - 2013. - № 4 (62). - С. 400-405.
 5. Ключев, В.И. Теория электропривода: учеб. для вузов/ В.И.Ключев. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1998.
 6. Бородина, М.Б. Обоснование параметров предохранительных муфт с гидромеханическим исполнительным механизмом: дис. ... канд. техн. наук/ М.Б.Бородина. - Тула, 2010. - 161 с.
 7. Мироненко, С.В. Демпфирование импульсных нагрузок гидромеханической муфтой с зубчатым дифференциальным исполнительным механизмом/ С.В.Мироненко, М.Б.Бородина, Л.А.Савин// *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. - 2015. - № 3 (311). - С. 53-58.
 8. Гидромеханическая муфта: пат. 104264 РФ на полез. модель: МПК F16D 31/00/ Бородина М.Б., Булавин К.А., Савин Л.А., Шевченко Б.А. - Бюл. № 13. - 2011.
 9. Типовое положение о службах релейной защиты и электроавтоматики: РД 153-34.0-04.418-98. - М.: СПО ОРГРЭС, 1998.
 10. Яковлев, К.П. Краткий физико-технический справочник. В 3 т. Т. 2. Общая механика, сопротивление материалов, теория механизмов и машин/ К.П.Яковлев. - М.: Физматгиз, 1960. - 411 с.
 11. Гидромеханическая муфта: пат. 2536035 РФ на изобрет.: МПК F16D 25/06, F16D 3/34, F16D 31/00/ Бородина М.Б., Савин Л.А., Шевченко А.Г., Шевченко Б.А. - Опубл. 20.12.14, Бюл. № 35.
 12. Рыбак, А.Т. Повышение качества проектирования систем гидравлических приводов технологических машин за счёт их расчёта с учётом объёмной жёсткости/ А.Т.Рыбак // *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*. - 2015. - Т. 3. - № 9-2 (20-2). - С. 385-389.
1. Borodina, M.B. Creation and investigation of new clutch class/ M.B.Borodina // *Vibration Techniques, Mechatronics and Controlled Machines: Proceedings of the XI-th Inter. Sc.-Eng. Conf./* executive editor S.F.Yatsun. - 2014. - pp. 387-395.
 2. Borodina, M.B. Dynamics of hydromechanical clutch operation with controlled parameter/ M.B.Borodina, K.A.Bulavin, L.A.Savin // *Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology*. - 2013. - № 3-2. - pp. 44-49.
 3. Borodina, M.B. Adaptive hydromechanical devices of mechanotronic rotor systems / M.B.Borodina, L.A.Savin // *Proceedings of the South-Western State University*. - 2013. - № 1. - pp. 151-155.
 4. Borodina, M.B. Adaptive control of hydromechanical clutches based on methods of intelligent systems / M.B.Borodina, S.V.Mironenko, L.A.Savin // *Artificial Intelligence*. - 2013. - № 4 (62). - pp. 400-405.
 5. Klyuchev, V.I. *Electric Drive Theory*: textbook for colleges/ V.I.Klyuchev. - 2-nd ed. Revised and supplemented - M.: Energoatomizdat, 1998.
 6. Borodina, M.B. *Substantiation of Safety Clutches Parameters with Hydromechanical Actuator*: Thesis for Can. Eng. degree/ M.B.Borodina. - Tula, 2010. - pp. 161.
 7. Mironenko, S.V. Pulse loads damping by hydromechanical clutch with toothed differential actuator/ S.V.Mironenko, M.B.Borodina, L.A.Savin// *Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology*. - 2015. - № 3 (311). - pp. 53-58.
 8. *Hydromechanical Clutch*: Pat. 104264 RF for Useful Model: IPC F16D 31/00/ Borodina M.V., Bulavin K.A., Savin L.A., Shevchenko B.A. - Bull. № 13. - 2011.
 9. *Standard Regulation on Operation of Relay Protection and Automatic Machinery*: RD 153-34.0-04.418-98. - M.: SPO ORGRES, 1998.
 10. Yakovlev, K.P. Short Physico-Engineering Dictionary. In three vol. Vol. 2. *General Mechanics, Resistance of Materials, Theory of Machines and Mechanisms*/ K.P.Yakovlev. - M.: Phismathizdat, 1960. - pp. 411.
 11. *Hydromechanic Clutch*: Pat. 2536035 RF for invention: IPC F16D 25/06, F16D 3/34, F16D 31/00/ Borodina M.B., Savin L.A., Shevchenko A.G., Shechenko B.A. - Published. 20.12.14, Bull. № 35.
 12. Rybak, A.T. Quality increase in design of hydraulic drives systems of technological machines at the expense of their computation taking into account volumetric rigidity/ A.T.Rybak // *Urgent Directions in Scientific Investigations of the XXI-st Century: Theory and Practice*. - 2015. - Vol. 3. - № 9-2 (20-2). - pp. 385-389.

Статья поступила в редколлегию 18.10.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Орловского государственного университета Чернышев В.И.

Сведения об авторах:

Бородина Марина Борисовна, к.т.н., доцент кафедры «Прикладная механика», Старооскольский технологический институт им. А.А. Угарова (фили-

ал) НИТУ «МИСиС», e-mail:
borodina_marina@mail.ru.

Borodina Marina Borisovna, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. “Applied Mechanics”, Ugarov Tech-

nological Institute of Stary Oskol (Branch) NITU “MI-SaA”, E-mail: borodina_marina@mail.ru.