

УДК 62-231.322.2

DOI: 10.30987/article_5d6cbe4266e561.67995491

М.Б. Бородина

АДАПТИВНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ МУФТ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Рассмотрена конструкция и описан принцип работы гидромеханической муфты с дифференциальным передаточным механизмом, особенностью которой является возможность изменять жёсткость даже в процессе работы привода, путём изменения параметров гидросистемы муфты. Представлена математическая модель динамики работы муфты и зависимости амплитуды динамической нагрузки, передаваемой на привод, от давления в гидроаккумуляторе и расхода жидкости в гидросистеме, при определённой амплитуде и частоте воздействия динамических нагрузок со стороны технологической машины. Изменение параметров гидросисте-

мы таким образом, чтобы амплитуда нагрузок, воздействующих на привод, была минимальна, позволяет избежать резонансных зон при работе упругой муфты и повысить её эффективность. Представлены результаты испытаний муфты на специально созданном экспериментальном стенде, подтвердившие функциональную работоспособность муфты и адекватность математической модели.

Ключевые слова: гидромеханическая муфта, дифференциальный передаточный механизм, коэффициент жёсткости, динамические нагрузки, защита привода, рациональные параметры.

М.В. Borodina

ADAPTIVE POTENTIALITIES OF HYDRO-MECHANICAL COUPLING WITH DIFFERENTIAL DRIVING GEAR

For accident free operation of a technological machine it is necessary to protect it against dynamic loads of high intensity. High dynamic loads are often stipulated by an engineering process and during the process of work a frequency of their impact may change in a wide range. In this case the elastic clutches used in the machine driving gear are not always efficient because of resonance phenomena. The design of a hydro-mechanical coupling with a cogged differential driving gear allows controlling clutch stiffness by means of changing parameters of its hydro-system in the course of technological machine operation.

There are carried out investigations of stiffness adaptation potentialities of a hydro-mechanical coupling with a differential driving gear to a changing frequency of dynamic load impacts of the technological machine on the basis of a developed simulator of coupling operation dynamics taking into account stress-

strain characteristics of the driving gear and processes taking place in the coupling hydro-system. The dependence of a stiffness coefficient of the coupling upon such hydro-system parameters as initial pressure in a hydro-accumulator and liquid consumption.

As a result of numerical computation of coupling dynamic characteristics in the Matlab application program package there are obtained dependences allowing the definition of rational values of hydro-system parameters at which the amplitude of the dynamic load influencing a driving gear is minimum. There are shown the results of the investigations of the coupling under the analysis on the experimental bench developed specially which confirmed coupling functional working capacity and simulator adequacy.

Key words: hydro-mechanical coupling, differential driving gear, stiffness coefficient, dynamic load, driving gear protection, efficient parameters.

Введение

Увеличение производительности машин в современном производстве часто ведёт к возрастанию динамических нагрузок, которые становятся определяющими для эксплуатационной надёжности машин. Для защиты вращательных приводов трансмиссий технологических агрегатов от динамических воздействий используют различные конструктивные приемы и эксплуатационные режимы [1].

Одним из эффективных средств борьбы с опасными крутильными колеба-

ниями является введение специальных упругих муфт и демпфирующих устройств. По сути, упругодемпфирующая муфта должна работать как «виброизолятор» крутильных колебаний в приводе технологической машины. Вместе с тем упругая муфта может сама оказаться источником динамических нагрузок, особенно при работе в резонансных зонах, т.е. когда ее собственная частота угловых колебаний оказывается вблизи рабочих частот вращения трансмиссии [2]. Поэтому

для эффективной защиты приводов механизмов с изменяющейся частотой динамических воздействий (например, в мельницах и дробилках при постепенном измельчении материала) необходимо адаптировать жёсткость муфты в процессе работы таким образом, чтобы избежать резонансных зон и, по возможности, минимизировать амплитуду динамических нагрузок.

Адаптировать работу муфты к изменяющемуся режиму работы технологической машины можно путем управления

частотой собственных колебаний упругого элемента за счет изменения жёсткости муфты. Однако в муфтах с механическими упругими элементами реализовать непрерывное управление (в процессе работы агрегата) характеристикой жесткости и демпфирования практически невозможно. Реализация возможна при использовании управляемой гидравлической системы, совмещенной с дифференциальным передаточным механизмом [3; 4].

Постановка задачи

Для разработки эффективной защиты привода от динамических нагрузок, возбуждаемых в широком диапазоне частот, необходимо исследовать динамику работы гидромеханической муфты с дифференциальным передаточным механизмом при воздействии импульсных нагрузок со стороны технологической машины и выбрать

рациональные параметры гидросистемы, обеспечивающие минимизацию динамических нагрузок, передаваемых на ведущий вал приводного двигателя. В основу исследования положено математическое описание процессов, происходящих в муфте, и сравнение результатов моделирования с данными экспериментов.

Конструктивные особенности и работа гидромеханической муфты

Одной из перспективных конструкций предохранительной гидромеханической муфты является муфта с зубчатым дифференциальным передаточным механизмом (рис. 1), так как она обладает наибольшими функциональными возможностями защиты привода от динамических

нагрузок и случайных перегрузок (например, при аварийных ситуациях) за счёт того, что имеет наибольший угол относительного закручивания полумуфт, которые кинематически не размыкаются даже при срабатывании муфты [4].

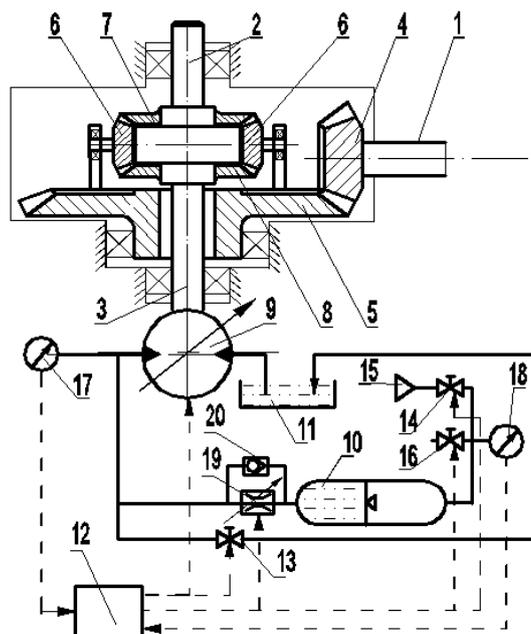


Рис. 1. Гидромеханическая муфта с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом

Одним из основных элементов муфты является стандартный зубчатый передаточный дифференциальный механизм с двумя степенями свободы, установленный между ведущим валом 1 и ведомым валом 2 (рис. 1). Вращение ведущего вала 1 с закрепленным на нем коническим колесом 4 передается на коническое колесо 5 с водилом и сателлитами 6. В свою очередь, вращение сателлитов передается на конические колёса 7 и 8. Колесо 7 жестко связано с ведомым валом 2, а колесо 8 – с регулировочным валом 3 гидравлической машины (насос-мотор) 9, установленной на неподвижном основании.

Гидромашина 9 связана напорной линией с гидроаккумулятором 10 и, через управляемый кран 13, со сливной ёмкостью 11. Гидроаккумулятор 10 представляет собой сосуд, разделенный упругой мембраной на две камеры, одна из которых связана с гидравлической системой гидромашин, а в другой содержится сжатый газ. Гидроаккумулятор выполняет функцию основного упругого элемента муфты, обладающего переменной жесткостью.

Управляемый кран 13 связан с системой управления 12 по моменту на муфте. Момент на муфте определяется давлением в напорной линии, которое измеряется датчиком давления 17, сигнал с которого передается системе управления 12. Кроме того, система управления 12 получает данные о текущем давлении в газовой полости гидродемпфера с датчика давления 18, осуществляет управление открытием и закрытием вентилей 14 и 16, через которые осуществляется регулировка давления в газовой полости гидродемпфера (сброс через вентиль 16, подкачка через вентиль 14 от источника газа высокого давления 15).

Работу муфты можно подразделить на три основных режима:

1. Пуск. При включении приводного двигателя агрегата кран 13 открыт (при необходимости разогрева двигателя при разгоне). При этом вращение вала двигателя, связанного с ведущим валом 1, полностью передается регулировочному валу 3 гидромашин 9, которая работает в дан-

ном случае как гидронасос, перемещая жидкость по трубопроводу холостого контура до тех пор, пока происходит разогрев двигателя. Далее система управления 12 закрывает кран 13, гидронасос начинает накачивать жидкость в гидроаккумулятор 10, давление в гидроаккумуляторе возрастает. Пропорционально давлению плавно увеличивается момент сопротивления на регулировочном валу 3 до тех пор, пока не уравнивается моментом сопротивления на ведомом валу 2. Это приводит к снижению скорости вращения вала 3 и увеличению скорости вращения вала 2. При достижении установившегося движения регулировочный вал 3 останавливается, удерживаемый от поворота гидромашиной 9, которая на данном этапе работает как тормоз, а вращение от ведущего вала 1 полностью передается на ведомый вал 2. Таким образом, происходит плавный пуск привода технологической машины.

2. Эксплуатационный режим. При возрастании момента сопротивления на ведомом валу 2 коническое колесо 8 проворачивается и гидромашина 9 опять начинает работать в режиме насоса, закачивая жидкость в гидроаккумулятор 10. Давление в гидросистеме увеличивается до тех пор, пока момент на регулировочном валу 3 гидромашин 9 не уравнивает момент сопротивления со стороны ведомого вала 2. При снижении момента на ведомом валу 2 гидромашина 9 начинает работать в режиме мотора, причем момент на регулировочном валу 3 суммируется с моментом ведущего вала 1 и передается на ведомый вал 2.

3. Режим перегрузки. Если момент сопротивления на ведомом валу 2 превышает предельно допустимое значение продолжительное время, то давление в гидроаккумуляторе 10 достигает критического значения и система управления 12 открывает вентиль 13. Рабочая жидкость из гидромашин 9 и гидроаккумулятора 10 поступает на слив 11. При этом давление в гидросистеме понижается и гидромашина 9, работая как гидронасос, уже не удерживает коническое колесо 8 зубчатого передаточного механизма - происходит оста-

новка конического колеса 7 и, соответственно, ведомого вала 2. Это практически означает срабатывание предохранительной муфты.

После снижения нагрузки до допустимой величины или после устранения причины перегрузки привода муфта работает как при пуске привода. При этом не затрачиваются ресурсы на восстановление муфты, как в большинстве других предохранительных муфт.

Управление параметрами работы муфты может осуществляться путем изме-

Основные уравнения

При описании процессов, происходящих в газовой камере гидроаккумулятора, учитывается, что накопление энергии в гидроаккумуляторе и её возврат в систему происходит в основном за счёт энергии сжатого газа. Это обстоятельство позволяет пренебречь сжимаемостью жидкости в гидросистеме и упругостью элементов передаточного механизма. Кроме того, предполагается, что изменение состояния газа в гидроаккумуляторе представляет собой изотермический процесс, для которого справедливо соотношение [5]

$$pV = p_0V_0,$$

где p_0 , V_0 - начальное давление и объём, занимаемый газом в газовой камере гидроаккумулятора; p , V - текущие значения давления и объёма.

Текущий объём, занимаемый газом,

$$V = V_0 - V_G, \quad (2)$$

где $V_G = V_1\varphi_3$ - объём жидкости, накачанный в гидроаккумулятор; φ_3 - угол поворота вала 3; $V_1 = Q/\Omega_n$ - объём жидкости, проходящий через гидромашину при повороте на один радиан; Q - производительность (расход) гидромашин при номинальной угловой скорости вращения вала Ω_n .

Из (1) с учетом (2) выразим текущее давление в гидросистеме:

$$p = \frac{p_0V_0}{V_0 - V_G} = \frac{p_0V_0}{V_0 - V_1\varphi_3} = p_0 + \frac{p_0V_1}{V_0 - V_1\varphi_3} \varphi_3. \quad (3)$$

нения следующих параметров гидросистемы:

- давления газа в газовой камере гидроаккумулятора 10 (повышение давления осуществляется закачиванием газа из ёмкости высокого давления 15 через вентиль 14, уменьшение - при открытии вентиля 16);

- производительности регулируемого гидромотор-насоса 9 при изменении расхода жидкости в гидросистеме;

- сечения управляемого гидродросселя 19, что позволяет изменять демпфирующие способности муфты.

Тогда момент, действующий на регулировочный вал гидромашин,

$$M_p = pV_1 = p_0V_1 + \frac{p_0V_1^2}{V_0 - V_1\varphi_3} \varphi_3.$$

Представим формулу (4) в виде

$$M_p = M_{p0} + c\varphi_3, \quad (5)$$

где $M_{p0} = p_0V_1$ - момент, создаваемый начальным давлением в гидросистеме; c - коэффициент крутильной жёсткости гидроупругого элемента гидросистемы,

$$c = \frac{p_0V_1^2}{V_0 - V_1\varphi_3}. \quad (6)$$

Из (6) следует, что жёсткость муфты зависит как от угла поворота регулировочного вала гидромашин, так и от начального давления p_0 в газовой камере гидроаккумулятора и расхода гидромашин, которые можно регулировать в процессе работы привода.

Демпфирующие свойства гидросистемы определяются жидкостным трением, преимущественно в гидродросселе. Момент жидкостного трения при дросселировании рабочей жидкости представим в виде [5]

$$M_{жид}^T = \mu\dot{\varphi}_3 + \nu\dot{\varphi}_3^2, \quad (7)$$

где μ и ν - параметры демпфирования, характеризующие соответственно рассеяние энергии при ламинарном и турбулентном течении жидкости через дроссельное отверстие и определяемые в зависимости от величины числа Рейнольдса [5].

Рациональные значения параметров гидросистемы можно определить на основе анализа математической модели динамики работы муфты с учетом механической характеристики привода и процессов, проходящих в гидросистеме муфты. В работе [4] на основе уравнений Лагранжа 2-го рода были получены уравнения, описывающие динамику гидромеханической муфты:

$$\begin{cases} (J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_2 + J_1\ddot{\varphi}_3 = kM_D - M_C \\ (J_1 + J_3)\ddot{\varphi}_3 + J_1\ddot{\varphi}_2 = kM_D - M_p - M_G^T \end{cases}, \quad (8)$$

где φ_2, φ_3 - углы поворота валов 2 и 3 соответственно (рис. 1), принятые в качестве независимых переменных, а угол поворота ведущего вала определяется соотношением $\varphi_1 = k(\varphi_2 + \varphi_3)$; J_1, J_2, J_3 - приведенные моменты инерции вращающихся элементов муфты к валам 1, 2 и 3 соответственно; k - передаточное отношение зубчатого дифференциала; M_D - момент на ведущем валу со стороны электродвигателя, определяемый его механической харак-

Анализ результатов

Важнейшими показателями эффективности работы муфты являются отношение амплитуды крутящего момента, воздействующего на вал электродвигателя, к его номинальному значению ($K = M_{\max} / M_n$), а также коэффициент эффективности, равный отношению амплитуды динамического крутящего момента, передаваемого системой, содержащей упругую муфту, к амплитуде момента, передаваемого той же системой при жёстком соединении двигателя с валом технологической машины [2]. Эти показатели позволяют оценить возможности муфты по минимизации усилий, передаваемых на ведущий вал приводного двигателя.

Проведённые исследования динамики муфты при периодических импульсных нагрузках со стороны ведомого вала показали, что начальное давление в гидроаккумуляторе и расход жидкости в гидросистеме существенно влияют на эффективность работы муфты. Как видно из полученной зависимости (рис. 2), отношение максимального момента к номиналь-

теристикой [6]; M_C - момент сопротивления на ведомом валу, который задаётся исходя из исследуемого режима работы (например, при режиме воздействия серии импульсных нагрузок задан возмущающий импульсный момент сопротивления M_C , номинальное значение которого $M_C = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}$, с амплитудой $M = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}$ и периодом $T = 1 \text{ с}$).

Численное решение полученной нелинейной системы уравнений проводилось в пакете прикладных программ Matlab. В модуле Matlab Simulink задаётся производительность (расход) Q гидромашин при номинальной угловой скорости вращения вала Ω_n . При численной реализации задавались значения параметров стандартных элементов системы [7] при варьировании начального давления от $P_0 = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ до $P_0 = 12 \cdot 10^6 \text{ Па}$ и расхода гидравлической жидкости гидромашин от $Q = 0,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ до $Q = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

ному будет иметь минимальное значение при начальном давлении в гидроаккумуляторе $P_0 = 6 \cdot 10^6 \text{ Па}$ и расходе жидкости в гидросистеме $Q = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

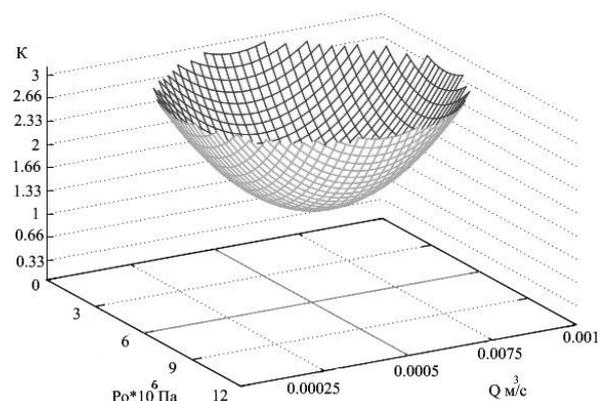


Рис. 2. Зависимость динамичности муфты от параметров гидросистемы

Для иллюстрации эффективности работы гидромеханической муфты на рис. 3 представлены графики момента на валу электродвигателя при использовании гидромеханической муфты и жёсткой муфты

в случае приложения к выходному валу

серии импульсных нагрузок.



Рис. 3. Зависимости момента на валу электродвигателя при импульсной нагрузке: 1 - с жёсткой муфтой; 2 - с гидромеханической муфтой

Результаты сравнения показали, что коэффициент эффективности исследуемой гидромеханической муфты $K = 0,11$. Это говорит о высокой эффективности упруго-демпфирующей муфты при защите привода от динамических нагрузок [2].

Для проверки функциональной работоспособности муфты и адекватности разработанной математической модели в Старооскольском технологическом институте им. А.А. Угарова был спроектирован и из-

готовлен экспериментальный стенд с передаточным механизмом, выполненным на базе автомобильного зубчатого дифференциала, ведущий вал которого связан с электродвигателем, один из ведомых валов связан с гидросистемой муфты, а на втором ведомом валу установлена тормозная колодка, с помощью которой имитируется динамическая нагрузка со стороны технологической машины (рис. 4).

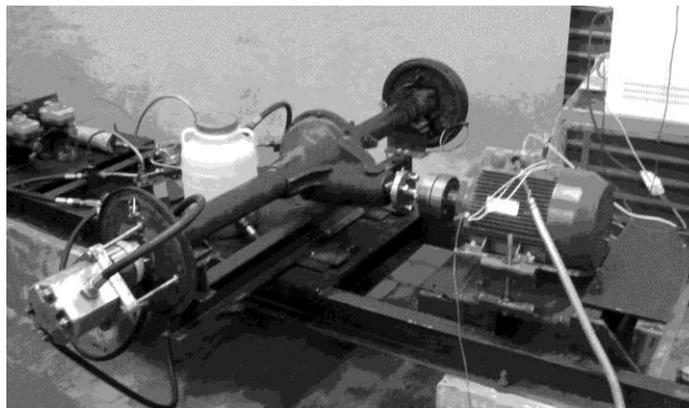


Рис. 4. Стенд для испытаний макета муфты

При проведении экспериментов измерялись показания давления в гидросистеме и в тормозной колодке [8]. Показания датчиков через аналогово-цифровую плату L-154 регистрировались программой PowerGraph 2.0 [8]. Построен график 1 изменения давления в гидросистеме при од-

нократном импульсном нагружении (рис. 5).

В модуле Matlab Simulink проведён расчёт давления в гидросистеме при нагрузке, которая возникла в тормозной колодке на экспериментальном стенде и построен график 2 (рис. 5).

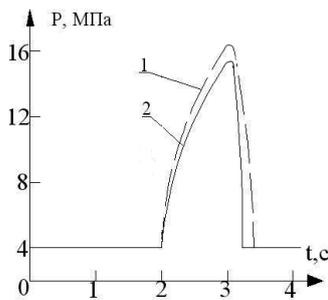


Рис. 5. График изменения давления в гидросистеме 1- экспериментальный, 2- теоретический

Заключение

В результате проведенных исследований разработана схема муфты, в которой реализована возможность автоматического управления ее жёсткостью путем изменения параметров гидросистемы муфты непосредственно в процессе работы муфты. Выполнено математическое моделирование динамики муфты, учитывающее нагрузки со стороны ведомого вала на ве-

Результаты измерения давления в гидросистеме при воздействии импульсной нагрузки сравнивались с результатами численных расчетов давления в гидросистеме муфты при учёте параметров экспериментального стенда: соответствующее расхождение не превысило 8%, что подтверждает адекватность математической модели.

душий вал приводного двигателя. Определены рациональные значения параметров гидросистемы, минимизирующие нагрузки на приводной двигатель, что позволит повысить надежность работы привода. Выполненные экспериментальные исследования подтвердили адекватность результатов математического моделирования.

Выражаю благодарность профессору, доктору технических наук Григорию Яковлевичу Пановко за ценные советы и рекомендации при подготовке рукописи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Егоров, В.Ф. Метод и критерии оценки неравномерности нагрузок / В.Ф. Егоров, Л.Т. Дворников, В.Н. Перетяtko // Вестник Кузбасского государственного технического университета. - 2015. - № 5 (111). - С. 91-96.
- Асташев, В.К. Вибрации в технике. В 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов: справочник / В.К. Асташев, В.И. Бабицкий, И.И. Быховский [и др.]; под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1981. - 456 с.
- Нехорошев, Д.А. Планетарная упругая муфта в трансмиссии колесного трактора класса 1, 4 / Д.А. Нехорошев, Д.Д. Нехорошев // Достижения науки и техники АПК. - 2009. - № 12. - С. 60-61.
- Бородинa, М.Б. К расчету параметров гидромеханических муфт с дифференциальным планетарным передаточным механизмом / М.Б. Бородинa, С.В. Мироненко // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. - 2015. - Т. 58. - № 7. - С. 501-505.
- Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. - М.: Машиностроение, 1982. - 323 с.
- Ключев, В.И. Теория электропривода / В.И. Ключев. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1998.
- Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. - М.: Машиностроение, 1995. - 512 с.
- Мироненко, С.В. Экспериментальные исследования гидромеханической муфты с дифференциальным планетарным передаточным механизмом / С.В. Мироненко, М.Б. Бородинa // Сборник статей регионального молодёжного научного семинара «Горизонты науки - 2015». - Орёл, 2015. - С. 400-405.
- Yegorov, V.F. Method and criteria for assessment of load inequality / V.F. Yegorov, L.T. Dvornikov, V.N. Peretyatko // *Bulletin of Kuzbass State Technical University*. - 2015. - No.5 (111). - pp. 91-96.
- Astashev, V.K. Vibration in engineering. In 6 Vol., Vol. 6. *Protection against Vibration and Blows: reference book* / V.K. Astashev, V.I. Babitsky, I.I. Bykhovsky [et al.]; under the editorship of K.V. Frolov. - M.: Mechanical Engineering, 1981. - pp. 456.
- Nekhoroshev, D.A. Planetary elastic coupling in transmission of wheeled tractor of 1,4 class / D.A. Nekhoroshev, D.D. Nekhoroshev // *Achievements in Science and APC Engineering*. - 2009. - No.12. - pp. 60-61.
- Borodina, M.B. To the parameter computation of hydro-mechanical couplings with differential

- planetary driving gear / M.B. Borodina, S.V. Mironenko // *College Proceedings and Hydro-driving Gears. Ferrous Metallurgy*. – 2015. – Vol. 58. – No.7. – pp. 501-505.
5. Bashta, T.M. Hydraulics, Hydro-machines, and Hydro-gears / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov, O.V. Baibakov, Yu.L. Kirillovsky. – M.: Mechanical Engineering, 1982. – pp. 323.
6. Klyuchev, V.I. *Theory of Electric Driving Gear* / V.I. Klyuchev. – 2d edition revised and expanded. – M.: Energoatomizdat, 1998.
7. Sveshnikov, V.K. *Machine Hydro-driving Gears: reference book* / V.K. Sveshnikov. – M.: Mechanical Engineering, 1995. – pp. 512.
8. Mironenko, S.V. Experimental investigations of hydro-mechanical coupling with differential planetary driving gear / S.V. Mironenko, M.B. Borodina // *Proceedings of Regional Youth Scientific Seminar "Science Horizons – 2015"*. – Orel, 2015. – pp. 400-405.

Ссылка для цитирования:

Бородина, М.Б. Адаптивные возможности гидромеханических муфт с дифференциальным передаточным механизмом / М.Б. Бородина // *Вестник Брянского государственного технического университета*. – 2019. – № 8. – С.33 - 40.

Статья поступила в редакцию 11.07.19

Рецензент: д.т.н., профессор Тихоокеанского государственного университета,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ»

Вайнер Л.Г.

Статья принята к публикации 26. 07. 19.

Сведения об авторах:

Бородина Марина Борисовна, к.т.н., доцент кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта Старооскольского технологического института им. А.А. Угарова

Borodina Marina Borisovna, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Kraokht Technology and Equipment in Metallurgy and Mechanical Engineering, Uga-

(филиала) Национального исследовательского технологического университета «МИСиС», тел. +7(910)369-71-21, e-mail: borodina_marina@mail.ru.

rov Technological Institute of Stary Oskol (Branch) of National Research Technological University "MIS and A", e-mail: borodina_marina@mail.ru.