

УДК 621.225.001.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Панченко И.А., ассистент

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу гидроагрегата, включающего в себя приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, серийный и модернизированный гидравлические вращатели планетарного типа, с учетом конструктивных особенностей их вытеснительной и распределительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку. С помощью пакета имитационного моделирования «Vissim» реализована математическая модель, описывающая работу гидроагрегата с гидровращателями планетарного типа, с учетом взаимосвязи геометрических и функциональных параметров их вытеснительной и распределительной систем, а также с учетом взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью, что позволило исследовать динамику изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата в реальных условиях эксплуатации. Исследована динамика изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в зависимости от особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы, а так же особенностей гидроустройств, включая рабочую жидкость, входящих в состав гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники.

Ключевые слова – гидроагрегат, серийный и модернизированный гидровращатели планетарного типа, распределительная

система, вытеснительная система, динамика, выходные характеристики.

Постановка проблемы. В настоящее время наиболее интенсивно развивающейся отраслью машиностроения является объемный (силовой) гидропривод. Из года в год растут параметры гидравлических систем, требования к гидроагрегатам, как с точки зрения расходов и давлений, так и с точки зрения быстродействия, снижения колебаний, кавитационных процессов и т.п.

Анализ гидравлических схем гидроагрегатов различных типов мобильной техники [1-5] показал, что как правило, такие гидроагрегаты представлены тремя основными гидравлическими элементами: насос, высокомоментный низкооборотный гидромотор и предохранительный клапан. При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин [6-11], в том числе гидравлические вращатели. Современные высокотехнологичные гидравлические вращатели нашли применение в приводах активных рабочих органов погрузчиков, гидравлических кранов, эвакуаторов, экскаваторов, бульдозеров, горных, лесозаготовительных, сельскохозяйственных, дорожных машин и другой мобильной техники. Так же они широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ.

Самым распространенным представителем высокомоментных гидромоторов планетарного типа, разработанных и производимых в СНГ, является гидровращатель планетарного типа серии РПГ [8-11]. Основным недостатком рассмотренного гидровращателя является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

Улучшения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа можно достичь путем решения важной научно-практической задачи – исследование динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата.

Анализ последних исследований. Выполненное более полное математическое описание процессов, происходящих в каждом элементе гидроагрегата дает возможность исследования статических и динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата с необходимой корректировкой любого элемента гидроагрегата; определения перемещения и скорости движения плунжера предохранительного клапана, «вала» гидровращателя и другие фазовые координаты в функции времени, что затруднительно

измерить на реальном объекте; исследования влияния на динамику гидроагрегата двухфазной рабочей жидкости и конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя; добиться в процессе моделирования адекватности модели реальному объекту путем коррекции и ввода дополнительных ограничений и допущений.

Разработанный математический аппарат [12-14] и алгоритм расчета позволяет определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа путем моделирования изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники.

Разработанная математическая модель [15-18] рабочих процессов, происходящих в гидроагрегате с гидровращателем планетарного типа, приводным двигателем и инерционной нагрузкой, включающая уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, где гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассматриваются во взаимосвязи, как единое целое, учитывающая нелинейности, ограничения и погрешности моделируемых элементов, соответствующие физике их функционирования, позволяет исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с применением стандартных блоков пакета имитационного моделирования Vissim.

Проведенные исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей, а так же особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы. Для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа. С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей в составе гидроагрегата, разработана математическая модель [15-18], описывающая работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Повыше-

ние эффективности работы гидравлических вращателей планетарного типа путем исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего в себя приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, планетарный гидровращатель с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку. а также с учетом взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

Основная часть. Одной из важных задач на этапе исследований влияния конструктивных особенностей гидравлических вращателей на изменение их выходных характеристик являются динамические исследования гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель, позволяющие обосновать и изучить максимальные колебания выходных параметров исследуемого гидровращателя.

Исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа, включающим в себя приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель планетарного типа и упруго-инерционную нагрузку позволили обосновать и изучить динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Для исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [19,20], позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim [21,22]. При этом угловая скорость насоса в начальный момент времени равна нулю и увеличивается по мере увеличения частоты вращения вала приводного двигателя, таким образом, чтобы подача насоса при пуске увеличивалась от нулевого до номинального значения. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с учетом их конструктивных особенностей. Моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемом гидроагрегате с подключением к насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной упруго-инерционной нагрузкой на его «валу». Нагрузка гидравлического вращателя имела максимальное значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия [19,20]:

– *приводной дизельный двигатель с регулятором*: угловая скорость вала двигателя равна $\omega_n = 167,5 \text{ c}^{-1}$; мощность двигателя равна $N_{ен} = 82 \text{ кВт}$; диаметр цилиндра приводного двигателя равен $D_ц = 0,11 \text{ м}$; масса стального маховика равна $\delta_ц = 0,03 \text{ кг}$; параметр настройки центробежного регулятора $k_о = 86900$; передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом $u_{о\в} = 1,19$ – для гидроагрегата с серийным и $u_{о\в} = 1,16$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателями;

– *насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки*: рабочий объем насоса постоянный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором двигателя внутреннего сгорания и равна $\omega_n = 225 \text{ c}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{о\в} = 0,95$, гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,85$;

– *гидровращатель планетарного типа*: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен $V_{з\в} = 6300 \text{ см}^3$; количество зубьев направляющей $Z_{напр(с)} = 26$ серийного и $Z_{напр(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей; количество зубьев шестерни $Z_{ш(с)} = 25$ серийного и $Z_{ш(м)} = 13$ модернизированного гидровращателей; радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(с)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{ш(м)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей; радиус зубьев шестерни $r_{ш(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(м)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей; радиус зубьев направляющей $r_{н(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{н(м)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей; эксцентриситет $e_c = 3,0266 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 5,9473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для модернизированного гидровращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных

моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидровращателя; гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модернизированного гидровращателя;

– *клапан непрямого действия*: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,12 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55 \text{ см}$;

– *рабочая жидкость*: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

Результаты моделирования процессов изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а) в гидроагрегате, в период времени $0 \dots 0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 0,9 \text{ с}$ для серийного гидровращателей, показывают, что давление возрастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» давления не превышают значений 31 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0,5 \text{ с}$ для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 22 МПа для обоих гидровращателей. В период времени с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного и с $1,3$ для серийного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа для модернизированного и $12,5 \text{ МПа}$ для серийного гидровращателей.

Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний давления рабочей жидкости для гидроагрегата с «большой» инерционной нагрузкой (до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) в 3,5 раза меньше (рис. 1, а), чем для такого же гидроагрегата с «обычной» (до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) инерционной нагрузкой (рис. 1, б). Следовательно, можно заключить, что номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,0 \text{ МПа}$ до 22 МПа для модернизированного и от $6,7 \text{ МПа}$ до 22 МПа для серийного гидровращателей.

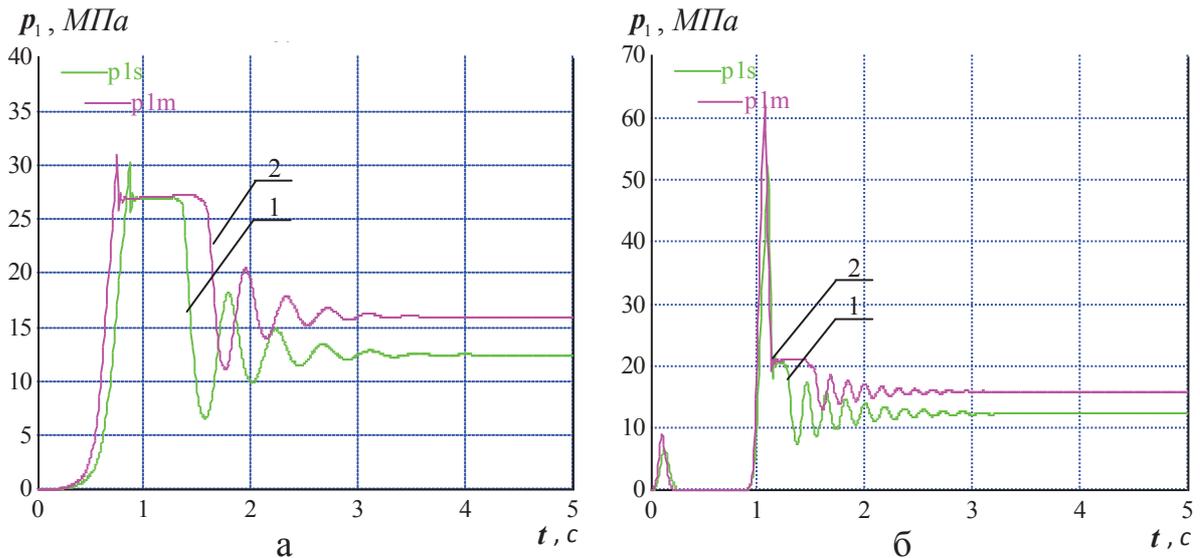


Рис. 1. Зависимость изменения давления при разгоне гидроагрегата:
 а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ исследований процесса изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 2, а), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 с до 1,2 с для серийного и от 0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей и значения их частоты вращения с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} для модернизированного 6 мин^{-1} для серийного гидравлических вращателей.

Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний частоты вращения для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 3,3 раза меньше (рис. 2, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 2, б). Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений частоты вращения у серийного гидровращателя на 8% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $7,6 \text{ мин}^{-1}$ до $5,2 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $5,2 \text{ мин}^{-1}$ до $2,6 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

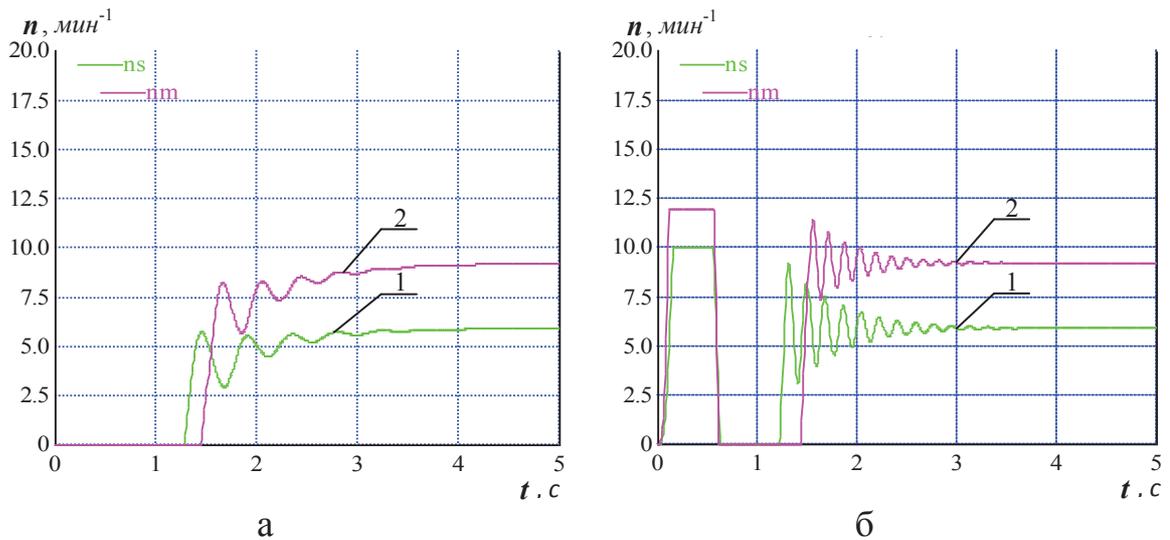


Рис. 2. Зависимость изменения частоты вращения при разгоне гидроагрегата: а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения крутящих моментов (рис. 3, а) серийного и модернизированного гидровращателей показывают, что в момент пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости и в период времени $0 \dots 0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 0,9 \text{ с}$ для серийного гидровращателей возрастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» крутящих моментов не превышают значений $24000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $18000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0,5$ для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются и равны $19000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $16500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. В период времени с $1,3 \text{ с}$ для серийного и с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей $12000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $7500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний крутящих моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 3,5 раза меньше (рис. 3, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 3, б). Следовательно,

номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 10% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $7700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $19000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и от $4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $16500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей.

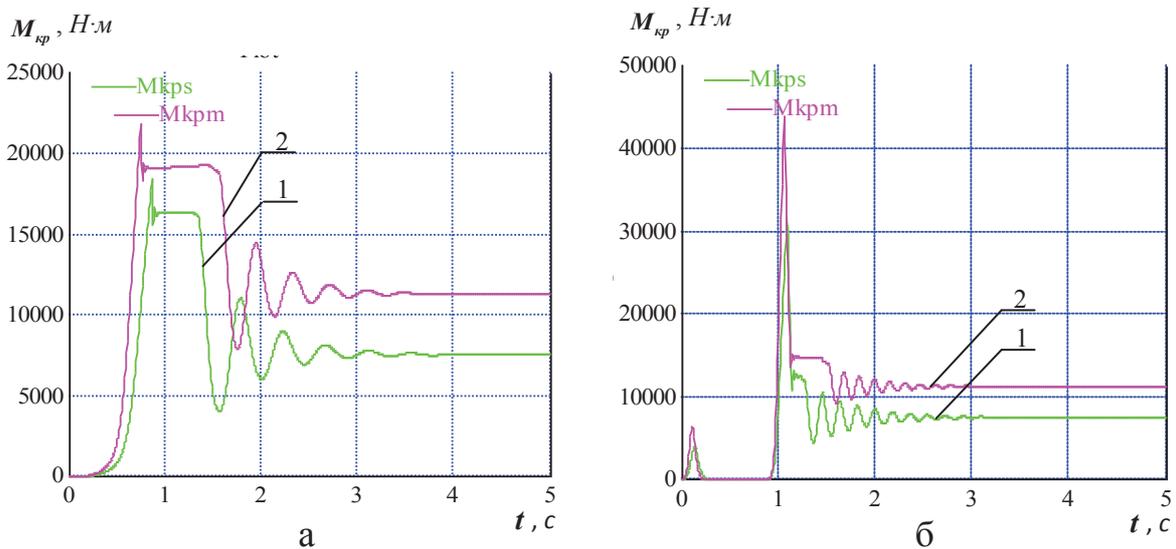


Рис. 3. Зависимость изменения крутящего момента при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Исследованиями изменения инерционных моментов (рис. 4, а) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период времени $0 \dots 0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 0,9 \text{ с}$ для серийного гидровращателей возрастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» инерционных моментов не превышают значений $11000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, далее на протяжении $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0,5 \text{ с}$ для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значениях $9000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного и $8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного гидровращателей. В период с $1,3 \text{ с}$ для серийного и с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение.

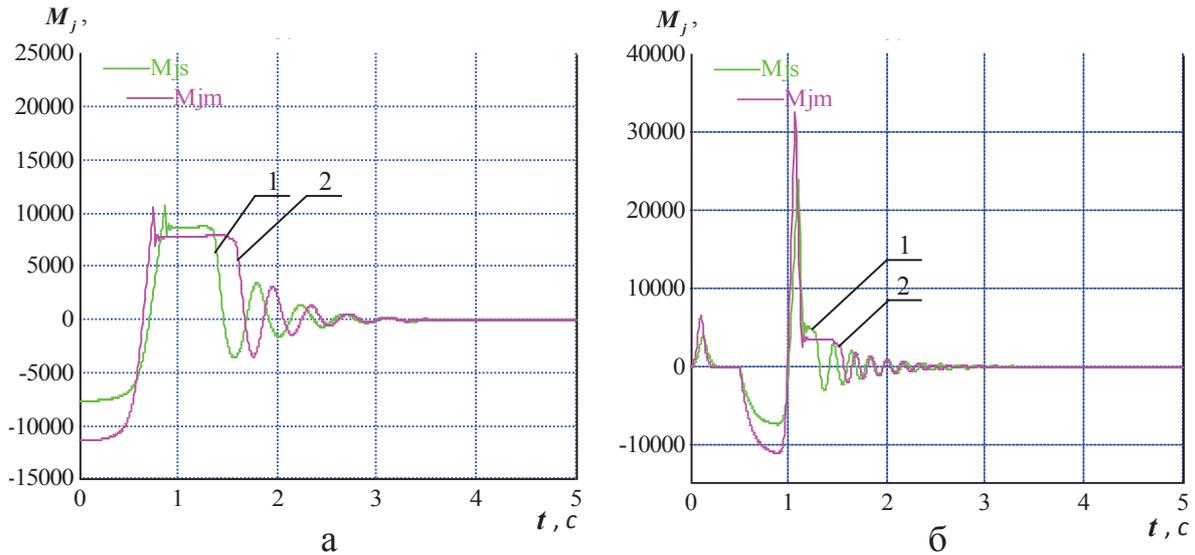


Рис. 4. Зависимость изменения инерционного момента при разгоне гидроагрегата: а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Необходимо отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковые, а частота затухающих колебаний инерционных моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис.4, а) в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис.4, б).

Анализ зависимости изменения подача насосов (рис. 5) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что подача насосов для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей увеличивается достаточно «плавно» и в период времени от 0 с до 4,0 с выходит на значения 63 л/мин для модернизированного и $49,5 \text{ л/мин}$ для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5% выше, чем для серийного.

В результате моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 6, а) установлено, что в период времени от 0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальные значения расходов в этом промежутке времени равны $17,5 \text{ л/мин}$ для модернизированного и 15 л/мин для серийного гидровращателей.

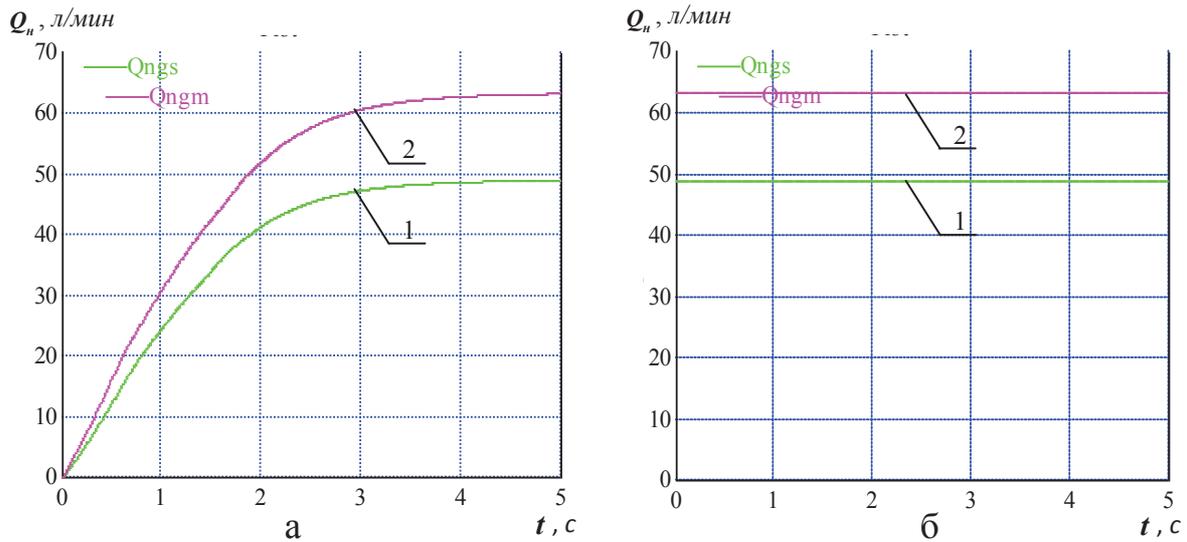


Рис. 5. Зависимость изменения подачи насоса при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

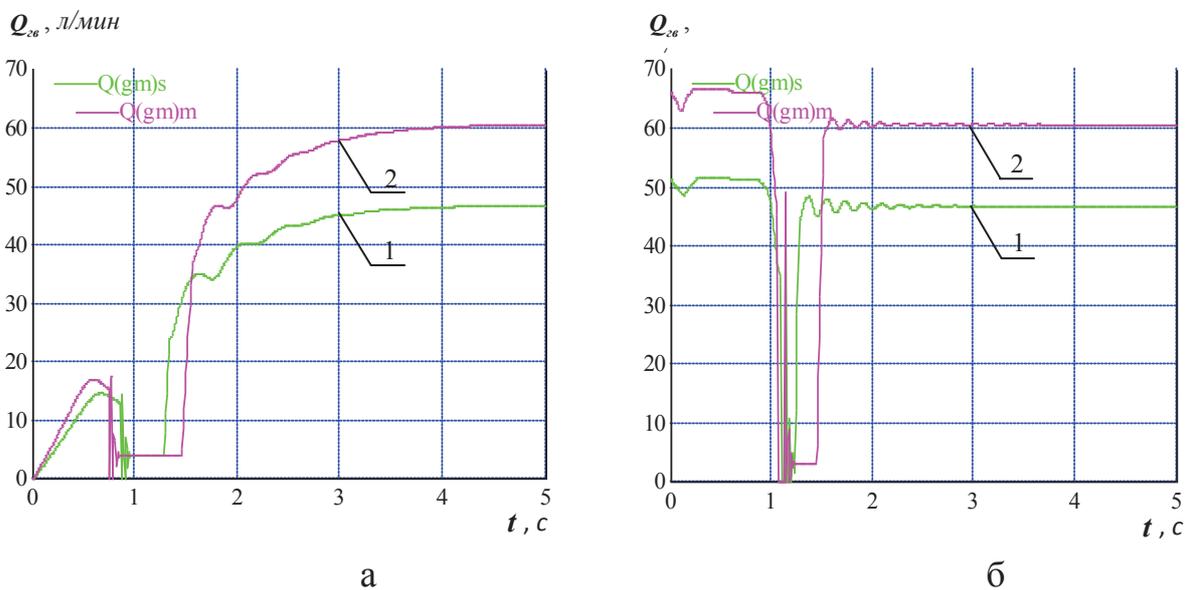


Рис. 6. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). В течение $0,7\text{ с}$ для модернизированного и $0,4\text{ с}$ для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет $3,5\text{ л/мин}$. Начиная с $1,4\text{ с}$ для серийного и $1,5\text{ с}$ для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к $4,0\text{ с}$ выходит на номинальные значения расходов $60,5\text{ л/мин}$ для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно сделать вывод, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному, а частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500\text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в $4,5$ раза меньше (рис. 6, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250\text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 6, а).

Анализ результатов исследований процессов изменения расходов жидкости, поступающей на слив (рис. 7, а) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 до $1,25\text{ с}$ для серийного и от 0 до $1,4\text{ с}$ для модернизированного гидровращателей, рабочая жидкость на слив не поступает, что свидетельствует о том, что происходит заполнение рабочих камер гидровращателей рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с $1,25\text{ с}$ для серийного и $1,4\text{ с}$ для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает, и с затухающими гармоническими колебаниями к $4,0\text{ с}$ выходит на номинальные значения равные 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное количества рабочей жидкости поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного, а частота затухающих колебаний расходов жидкости, поступающей на слив для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500\text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в $4,2$ раза меньше (рис. 7, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250\text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 7, б).

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 8, а), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 с до $0,8\text{ с}$ для модернизированного и от 0 с до $0,9\text{ с}$ для серийного,

предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. Далее с 0,9 с для серийного и 0,8 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое срабатывание предохранительных клапанов с мгновенным всплеском

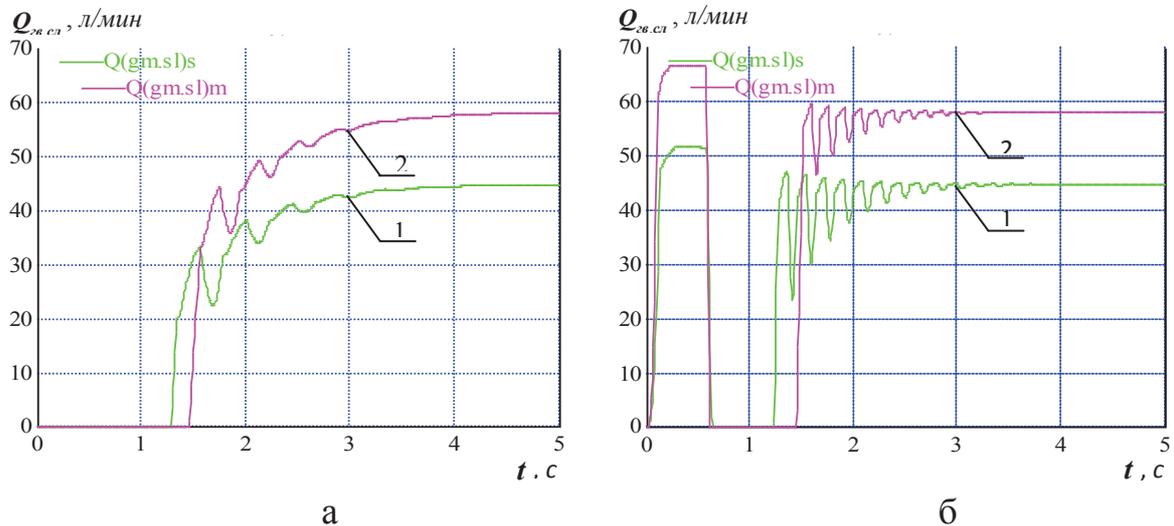


Рис. 7. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, поступающей на слив, при разгоне гидроагрегата:
 а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

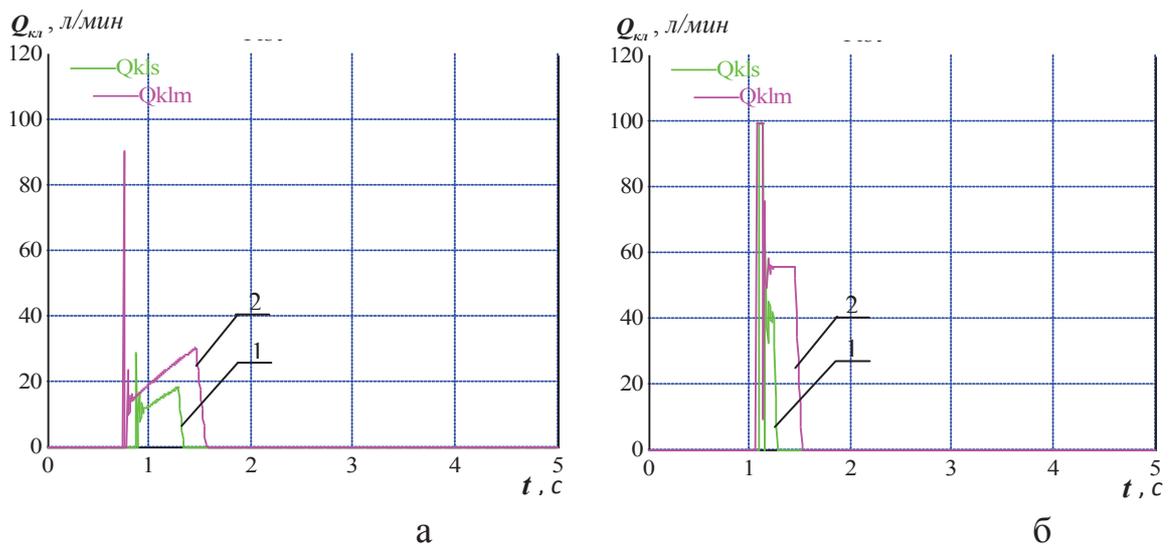


Рис. 8. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, проходящей через клапан, при разгоне гидроагрегата:
 а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

расхода рабочей жидкости через них до 25 л/мин для серийного и 90 л/мин для модернизированного гидровращателей с последующим резким падением расхода до 15 л/мин для серийного и 17 л/мин для модернизированного гидровращателей. В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей расход рабочей жидкости через предохранительные клапана линейно возрастает до значений 25 л/мин для модернизированного и 19 л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое отключение предохранительных клапанов, т.е. расход через предохранительные клапаны отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателям. Необходимо отметить, что значения инерционной нагрузки гидроагрегата не изменяют характер и значения параметров работы предохранительного клапана (рис. 8).

Исследованиями изменения объемного КПД (рис. 9, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0 с до 1,25 с для модернизированного и от 0 с до 1,4 с для серийного гидровращателей, значения объемного КПД равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний объемного КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 кг·м² в 5,2 раза меньше (рис. 9, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 кг·м² (рис. 9, б).

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 10, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 с до 1,3 с для модернизированного и от 0 с до 1,06 с для серийного гидровращателей, значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06 с для серийного и 1,3 с для модернизированного гидровращателей значения их механического КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний механического КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 кг·м² в 5,2 раза меньше (рис. 10, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной

нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 10, б).

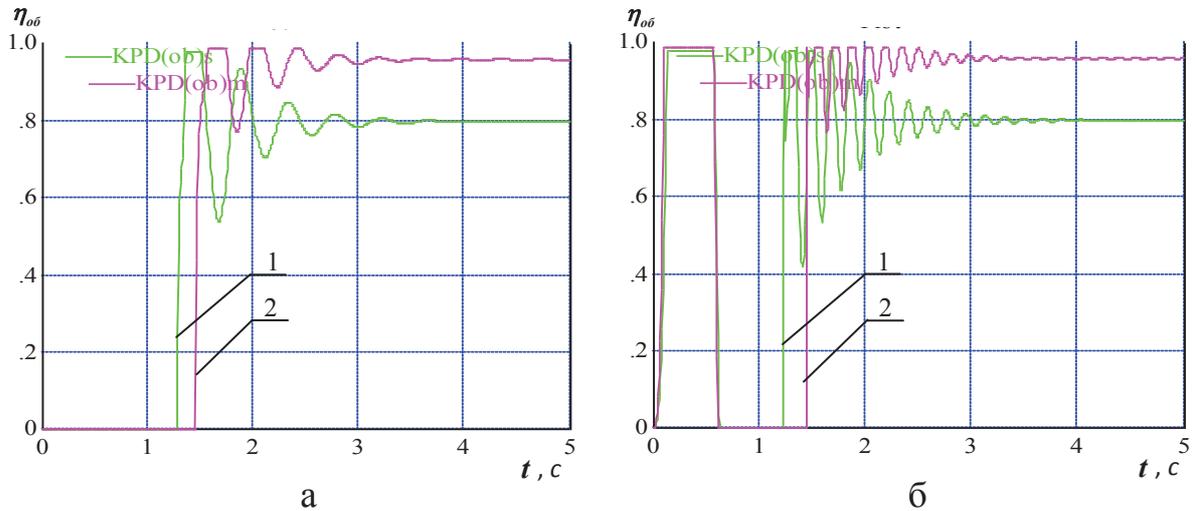


Рис. 9. Зависимость изменения объемного КПД при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

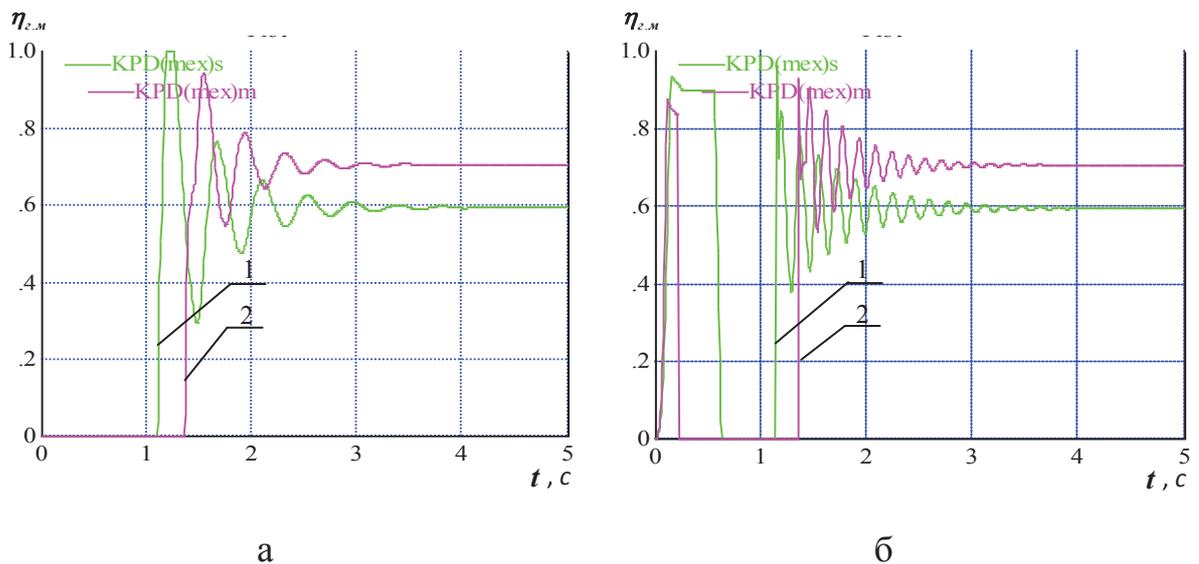


Рис. 10. Зависимость изменения гидромеханического КПД при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования процессов изменения общего КПД (рис. 11, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 с до 1,4 с для модернизированного и от 0 с до 1,25 с для серийного гидровращателей значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения их общего КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний общего КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,2 раза меньше (рис. 11, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 11, б).

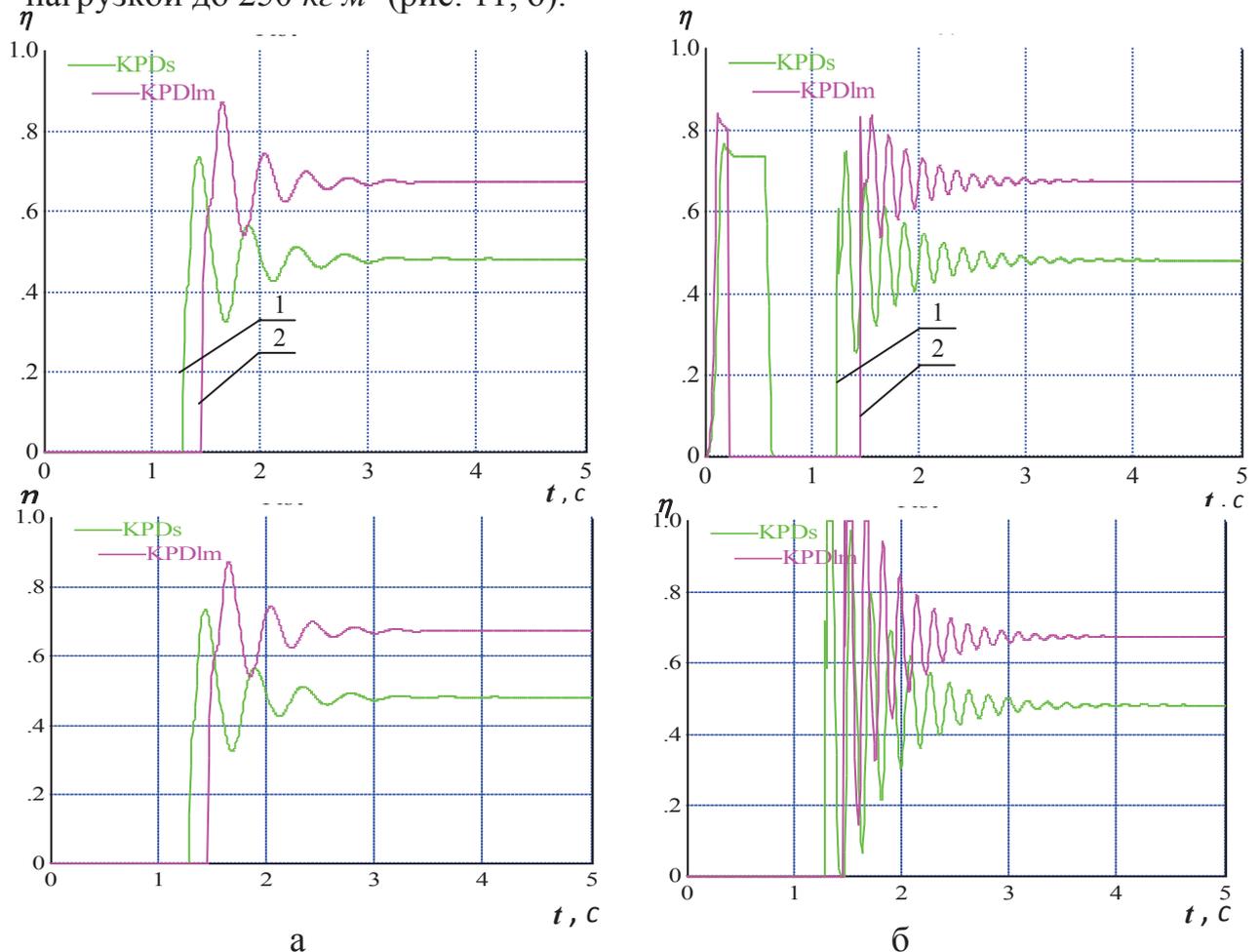


Рис. 11. Зависимости изменения общего КПД при разгоне гидроагрегата: а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Исследованиями изменения затрачиваемой мощности гидровращателей (рис. 12, а) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей затрачиваемые мощности плавно возрастают до значений 8 кВт для модернизированного и 6,7 кВт для серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затрачиваемых мощностей равны 2 кВт для обоих гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения затрачиваемых мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальные значения равные 16 кВт для модернизированного и 10 кВт для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний затрачиваемой мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,1 раза меньше (рис. 12, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (рис. 12, б). Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затрачиваемой мощности модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний затрачиваемых мощностей у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 15 кВт до 8,7 кВт для модернизированного и от 11 кВт до 3,7 кВт для серийного гидровращателей.

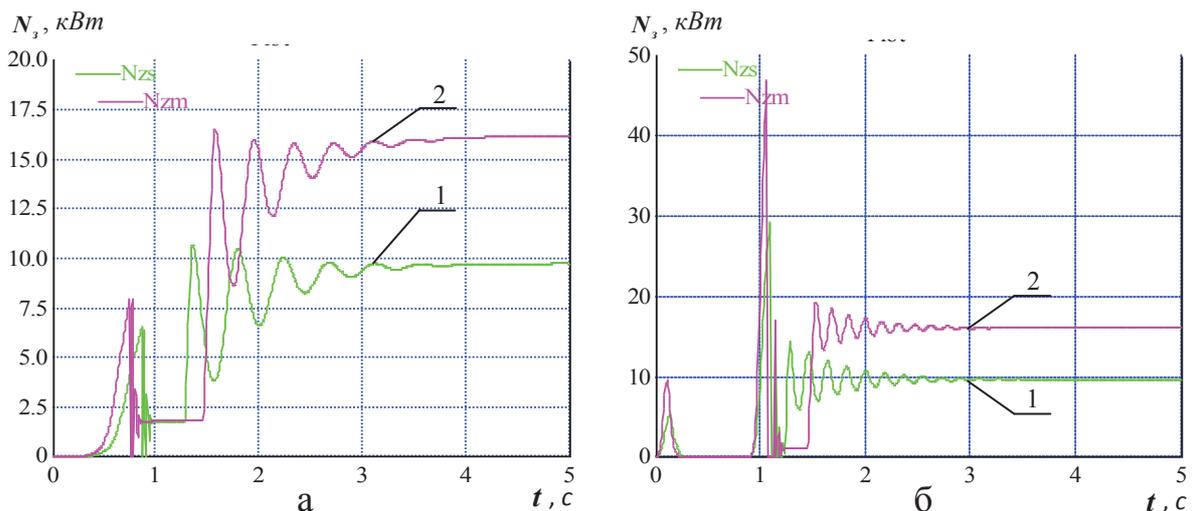


Рис. 12. Зависимости изменения затрачиваемой мощности при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 13, а) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, на протяжении времени $0 \dots 1,5$ с для модернизированного и $0 \dots 1,3$ с для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, так как «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер рабочей жидкостью и срабатывание предохранительного клапана). В период времени с $1,3$ с для серийного и $1,5$ с для модернизированного гидровращателей, значения полезной мощности резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 кВт для модернизированного и $4,9$ кВт для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний полезной мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 кг·м² в $5,1$ раза меньше (рис. 13, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 кг·м² (рис. 13, б).

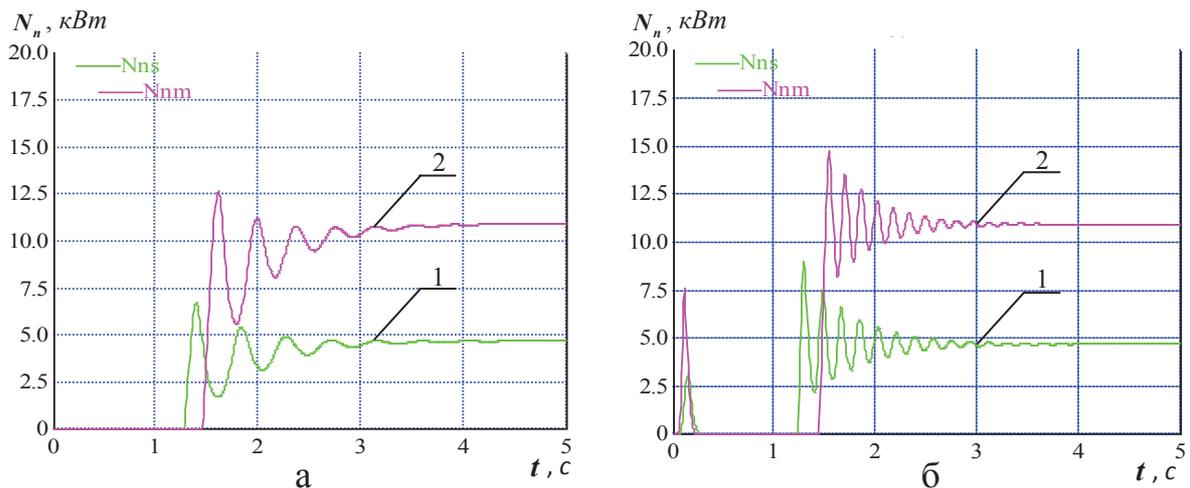


Рис. 13. Зависимости изменения затрачиваемой мощности при разгоне гидроагрегата:

- а – максимальный момент инерции нагрузки $J = 1500$ кг·м²;
 б – среднестатистический момент инерции нагрузки $J = 250$ кг·м²;
 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Таким образом, номинальное значение полезной мощности модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17% меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,5$ кВт до $5,5$ кВт для модернизированного и от $6,5$ кВт до $1,5$ кВт для серийного гидровращателей.

Выводы. В результате проведенных исследований были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем дизельного типа, предохранительный клапан непрямого действия, гидровращатель планетарного типа с учетом конструктивных особенностей его распределительной и вытеснительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, что дает возможность исследовать динамику изменения выходных характеристик как серийного, так и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата в реальных условиях эксплуатации.

Исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата показали, что:

- номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом колебания давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом колебания частоты вращения у серийного гидровращателя на 8 % больше, чем у модернизированного;

- значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 10 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 21% выше, чем у серийного;

- номинальное значение затрачиваемой мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17% меньше, чем у модернизированного;

- номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17%, механического – на 14% и общего – на 29% выше, чем у серийного;

- частота затухающих колебаний давления рабочей жидкости

для гидроагрегата с «большой» инерционной нагрузкой (до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с «обычной» (до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) инерционной нагрузкой;

– частота затухающих колебаний частоты вращения для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 3,3 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– частота затухающих колебаний крутящих и инерционных моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 4,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, поступающей на слив для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 4,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– частота затухающих колебаний затрачиваемой и полезной мощностей для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,1 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– частота затухающих колебаний объемного, гидромеханического и общего КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Литература:

1. Гидравлическая схема буровой установки УРБ 2А2 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.urb2a2.su/gidro-urb2a2.html>.

2. Харвестерные головки. Новинки от ведущих производителей лесозаготовительной техники // ЛесПромИнформ, 2011. – №6 (80) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://lesprominform.ru/jarchive/articles/itemshow>.

3. Комбинированная дорожная машина КО-829Д [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.besttm.ru/e-store/tech/491/3209>.

Прицеп ПТ-4 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.tonar.info/products/selhoztech/index.php>.

4. Панченко А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П.

Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 3-19.

5. *Волошина, А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 65-86. Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf>.

6. *Панченко А.И.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.

7. *Волошина, А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – т.1. – С. 67-85.

8. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. –2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

9. *Панченко, А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

10. *Панченко, А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74.

11. *Волошина, А.А.* Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

12. *Волошина, А.А.* Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 87-96. Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaphr.pdf>.

13. *Панченко, А.И.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко, Ю.П. Обернихин* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154) – С. 53-59.

14. *Волошина, А.А.* Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – Т.4. – С. 230-239.

15. Панченко, А.И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ.–Мелітополь.–2013.– Вип.13.–Т.6.– С.45-61.

16. *Панченко, А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – No 5. – P.293-298.

17. *Панченко, А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика, №1 (43), 2014, С. 71-82.

18. *Волошина, А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – Т.4. – С. 81-94.

19. *Волошина, А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – Т.1.– С. 76-87. Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf4t1/13.pdf>.

20. *Панченко А.И.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Науковий вісник ТДАТУ [Электронный ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 6. – Т. 1. – С. 63-79. Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf6t1/8.pdf>.

21. *Панченко, А.И.* Динамика изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с приводным двигателем [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.–2016.– Vol. 18.– No 1.– P.17-27.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ, ЩО ПРАЦЮЄ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Анотація – обґрунтовані та прийняті необхідні початкові умови, обмеження і допущення, що дозволяють моделювати роботу гідроагрегату, який включає в себе приводний двигун дизельного типу, нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії, серійний і модернізований гідравлічні обертачі планетарного типу, з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем та пружно-інерційне навантаження, що діє на «вал» гідрообертача. За допомогою пакета імітаційного моделювання «Vissim» реалізована математична модель, яка описує роботу гідроагрегату з гідрообертачами планетарного типу, з урахуванням взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів їх витискувальної і розподільної систем, а також з урахуванням взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату і їх взаємодії з робочою рідиною, що дало змогу дослідити динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу, які працюють у складі гідроагрегату в реальних умовах експлуатації. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу в залежності від особливостей розміщення елементів витискувальної системи і втрат в проточних частинах розподільної системи, а так само особливостей гідропристроїв, включаючи робочу рідину, що входять до складу гідроагрегату приводу активних робочих органів мобільної техніки.

INVESTIGATION OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR WHICH WORKS AS A PART OF THE HYDRAULIC UNIT

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

The article presents the justification of required initial conditions, limitations and assumptions which allow to model a hydraulic unit operation. The unit includes a driving diesel engine, non-adjustable gear pump, an indirect safety valve, a serial and a modernized planetary hydraulic rotator. The design features of the displacers

and their distribution systems as well as the shaft loading have been taken into account. The modeling of the studied hydraulic unit with the serial and modernized planetary hydraulic rotators was performed by means of the Vissim imitation modeling software set. The model describes the operation of the hydraulic unit with planetary hydraulic rotators. The hydraulic unit is considered as the whole unit with the connection between all its elements and relationship with the working fluid. This enables to study the dynamics of the output characteristics of the serial and modernized planetary hydraulic rotators which work as a part of the hydraulic unit under real-time use. The dynamics of the output characteristics of the serial and modernized planetary hydraulic rotators is investigated depending on the features of the movement of the displacing system elements and losses in the flow-through parts of the distribution system as well as the features of the hydraulic elements which make up the hydraulic unit of mobile machinery tools drive, including working fluid.