

УДК 621.225.001.4

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НАСОС-КЛАПАН-ГИДРОВРАЩАТЕЛЬ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – Работа посвящена моделированию рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с серийным и модернизированным гидравлическими вращателями, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, а также исследованию динамики изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей с учетом конструктивных особенностей их вытеснительной и распределительной систем, взаимосвязи всех элементов исследуемой гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

**Ключевые слова** – гидравлическая система, гидравлический вращатель, нерегулируемый шестеренный насос, клапан прямого действия, динамика, вытеснительная система, распределительная система.

**Постановка проблемы.** Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромоторов вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе и гидравлические вращатели планетарного типа. Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей серии РПГ [1,2]. Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя плане-

тарного типа РПГ-6300 является наличие низких значений его выходных характеристик, особенно коэффициента полезного действия (КПД).

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования динамики изменения функциональных параметров гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники, что не позволяет улучшить его выходные характеристики.

*Анализ последних исследований.* Разработанная математическая модель [3-5] рабочих процессов, описывающая работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя, а также проведенные параметрические исследования [6] позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей, а так же провести моделирование переходных процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» как с серийным, так и с модернизированным гидровращателями.

Таким образом, для улучшения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов, и более рационального их использования необходимо исследовать динамику гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель».

*Формулирование целей статьи (постановка задания).* Цель работы – улучшение выходных характеристик гидравлического вращателя, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов путем исследования динамики изменения его функциональных параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

*Основная часть.* Одной из важных задач исследования 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.

Моделирование рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», включающей в себя нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа по-

зволили обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Для исследования динамики гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [7,8], позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа приняты следующие исходные данные [8]:

– 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  $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$  – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна  $\omega_n = 225 \text{ с}^{-1}$ ; 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  $\eta_{об} = 0,95$ , гидромеханический КПД  $\eta_{г.м} = 0,85$ ;

– гидровращатель планетарного типа: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен  $V_{зв} = 6300 \text{ см}^3$ ; 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 (ат-

мосферное) давление равно  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ ; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах  $m_0 = 0,025$ .

При моделировании переходных процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», насос имел постоянную угловую скорость, а подачу. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, который соответствует расходам рабочей жидкости как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей. Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Моделирование работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» заключалось в подключении к нерегулируемому шестеренному насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной нагрузкой на его «валу».

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 1) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа при разгоне установлено, что «забросы» давления рабочей жидкости (рис. 1, а) в момент пуска серийного и модернизированного гидровращателей (не заполненных рабочей жидкостью - «сухих») находятся в допустимых пределах и не превышают значений  $33 \text{ МПа}$  для модернизированного и  $30 \text{ МПа}$  для серийного гидровращателей. Далее на протяжении  $0,1 \text{ с}$  (время работы предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении  $27 \text{ МПа}$ . В период времени с  $0,5$  по  $2,5 \text{ с}$  значения давления рабочей жидкости для серийного гидровращателя постепенно уменьшаются, по отношению к модернизированному, и, с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим  $16 \text{ МПа}$  для модернизированного и  $12,5 \text{ МПа}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на  $22\%$  выше, чем у серийного. Необходимо также отметить, что амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на  $12\%$  больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от  $8$  до  $23 \text{ МПа}$  для модернизированного и от  $4,9$  до  $22 \text{ МПа}$  для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) показывают, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение  $0,2 \text{ с}$  происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью (в этот момент гидровращатели выполняют роль

пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а)) и «валы» гидровращателей неподвижны. В течение времени с 0,2 по 0,25 с происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений частоты вращения равным  $15 \text{ мин}^{-1}$  для модернизированного и  $11,8 \text{ мин}^{-1}$  для серийного гидровращателей. В период времени с 0,5 по 2,5 с значения частоты вращения для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются по сравнению с модернизированным, и, с затухающими колебаниями значений частот вращения для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим  $9 \text{ мин}^{-1}$  для модернизированного и  $6 \text{ мин}^{-1}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного.

Необходимо также отметить, что амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у обоих гидровращателей практически одинакова и находится в диапазоне от 15 до  $3,8 \text{ мин}^{-1}$  для модернизированного и от 11,9 до  $0,6 \text{ мин}^{-1}$  для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 1, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений 23000 и 18000  $H \cdot м$ , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 с (время работы предохранительного клапана) крутящие моменты устанавливаются на значениях 19500  $H \cdot м$  для модернизированного и 16500  $H \cdot м$  для серийного гидровращателей. В период с 0,5 по 2,5 с значения крутящего момента у серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются, по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значения крутящих моментов обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 11300 и 7500  $H \cdot м$ , соответственно для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 34% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 3 % больше, чем у модернизированного и находятся в диапазоне от 19800 до 6300  $H \cdot м$  для модернизированного и от 16350 до 2500  $H \cdot м$  для серийного гидровращателей.

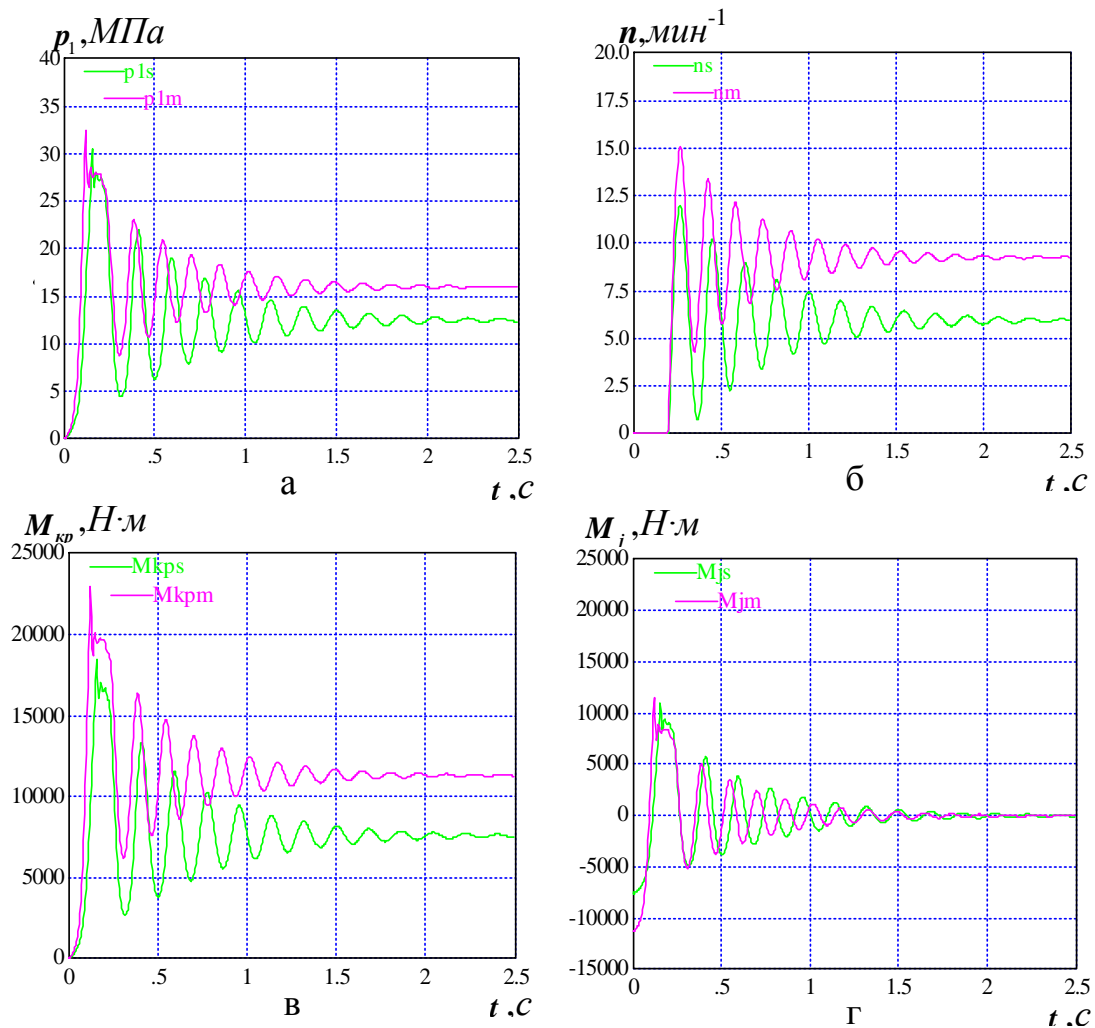


Рис. 1. Зависимости изменения давления (а), частоты вращения (б), крутящего (в) и инерционного (г) моментов гидровращателей, при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

— серийный гидровращатель  
 — модернизированный гидровращатель

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 1, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения инерционных моментов, также аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений 11000 и 10700  $\text{H}\cdot\text{m}$ , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 с (время работы предохранительного клапана) значения инерционных моментов устанавливаются на значениях 8700  $\text{H}\cdot\text{m}$  для модернизированного и 9200  $\text{H}\cdot\text{m}$  для серийного гидровращателей. В период с 0,5 по 2,5 с значения инерционных моментов для обоих гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования изменения расходов рабочей жидкости (рис. 2)

гидровращателей при разгоне в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с полной нагрузкой на его «валу» показывают, что подача насосов (рис. 2, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в исследуемой системе не изменяется в процессе разгона, и соответственно равна  $63 \text{ л/мин}$  для модернизированного и  $49,5 \text{ л/мин}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насосов для обеспечения работы модернизированного гидровращателя на  $21,5 \%$  выше, чем для серийного.

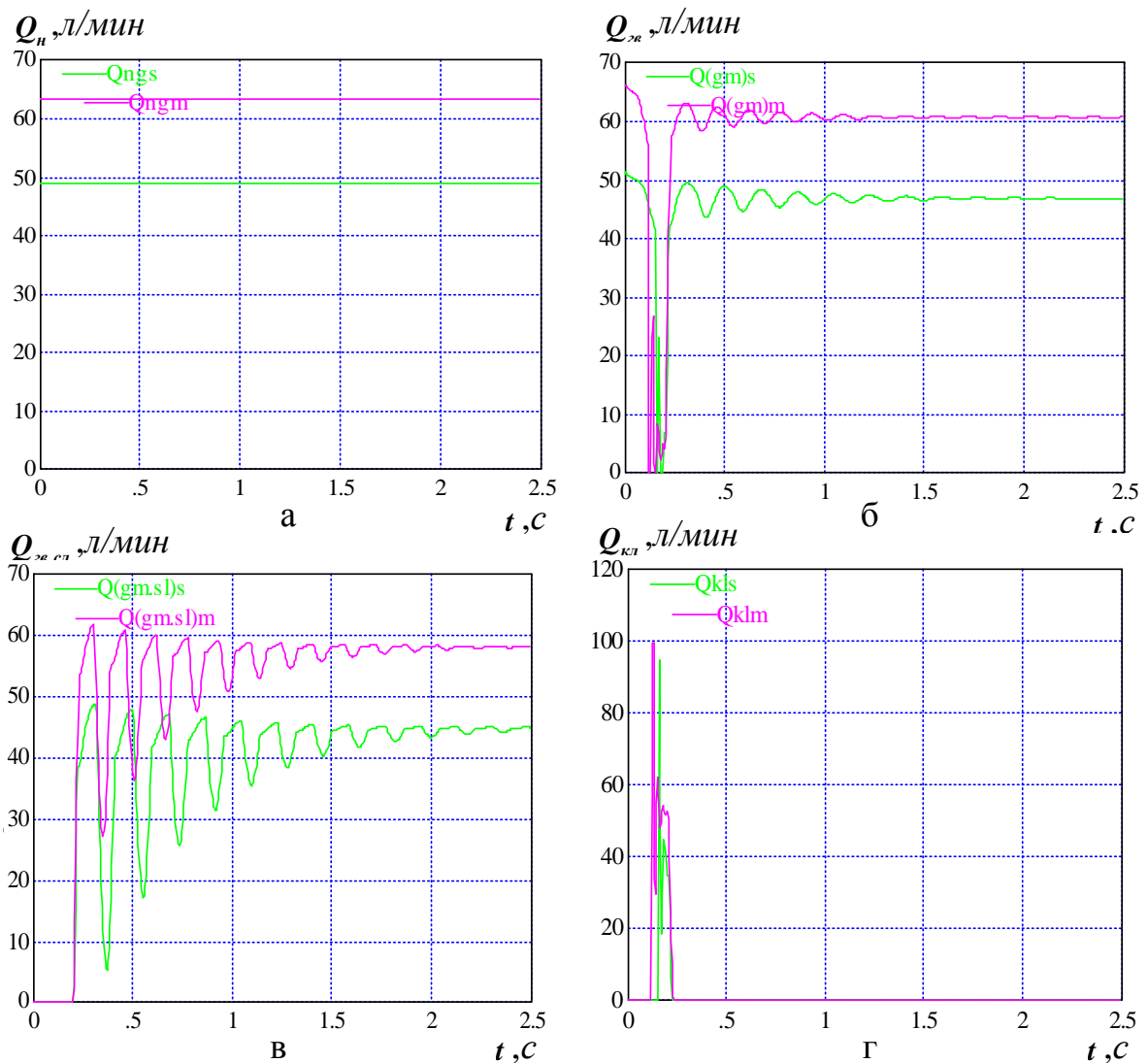


Рис. 2. Зависимости изменения подачи насосов (а), обеспечивающих работу серийного и модернизированного гидровращателей, расходов, подводимых (б) и выходящих (в) из гидровращателей, расходов, проходящих через предохранительный клапан (г) при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 2, б) в исследуемой системе, показывают, что в начальный момент времени к гидровращателям подводится вся рабочая жидкость, подаваемая насосами, и ее расход равен  $63 \text{ л/мин}$  для модернизированного и  $49,5 \text{ л/мин}$  для серийного гидровращателей. В период времени от  $0,05$  до  $0,125 \text{ с}$  происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). Далее в течение  $0,075 \text{ с}$  для модернизированного и  $0,035 \text{ с}$  для серийного гидровращателей рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с  $0,2 \text{ с}$ , количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к  $2,0 \text{ с}$  выходит на номинальные значения расходов  $60,5 \text{ л/мин}$  для модернизированного и  $48 \text{ л/мин}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, для модернизированного гидровращателя на  $21\%$  выше, чем для серийного.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, выходящей из гидровращателей (рис. 2, в), в исследуемой системе показывает, что в период времени от  $0$  до  $0,2 \text{ с}$  рабочая жидкость не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени в гидровращателе отсутствует рабочая жидкость (следовательно, он «сухой»). Это согласуется с отсутствием вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) в рассматриваемый промежуток времени. Начиная с  $0,2 \text{ с}$ , количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными количеством подводимой рабочей жидкости, к  $2,0 \text{ с}$  выходит на номинальные значения  $59 \text{ л/мин}$  для модернизированного и  $45 \text{ л/мин}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расходов жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, у модернизированного гидровращателя на  $24\%$  выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний расходов жидкости, поступающей на слив из серийного гидровращателя на  $24\%$  больше, чем из модернизированного и находится в диапазоне от  $61,5$  до  $28 \text{ л/мин}$  для модернизированного и от  $49$  до  $5 \text{ л/мин}$  для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 2, г) показывает, что для модернизированного гидровращателя в период времени от  $0$  до  $0,125 \text{ с}$  предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя  $0,125 \text{ с}$ , происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабо-



чей жидкости через него, и в течение 0,015 с расход жидкости через клапан устанавливается на значении около 52 л/мин. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя 0,2 с происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к модернизированному гидровращателю.

Аналогично срабатывает предохранительный клапан и для серийного гидровращателя (рис. 1, г), но с учетом того, что производительность насоса у системы с серийным гидровращателем на 21% ниже, открытие клапана происходит на 0,01 с позже, и в течение 0,01 с расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 45 л/мин. При достижении времени разгона серийного гидровращателя 0,2 с, так же как и у модернизированного, происходит резкое отключение предохранительного клапана, а следовательно, весь поток рабочей жидкости направляется к серийному гидровращателю.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей при разгоне (рис.3) в системе «насос-клапан-гидровращатель», с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу», установлено, что в период времени от 0 до 0,2 с изменение объемного КПД (рис. 3, а) не происходит, так как в рассматриваемый период времени в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с, значения объемного КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями объемного КПД, к 2,5 с выходят на номинальные показатели, равные 0,93 для модернизированного и 0,82 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД у модернизированного гидровращателя на 12% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний объемного КПД у серийного гидровращателя на 42 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,45 для модернизированного и от 0,98 до 0,07 для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения гидромеханического КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, б) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» показывает, что в период времени от 0 до 0,2 с изменения гидромеханического КПД не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с, значения гидромеханического КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими колебаниями к 2,5 с выходят на номинальные показатели, равные 0,71 для модернизированного и 0,61 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное зна-

чение гидромеханического КПД у модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний механического КПД у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,28 для модернизированного и от 0,98 до 0 для серийного гидровращателей.

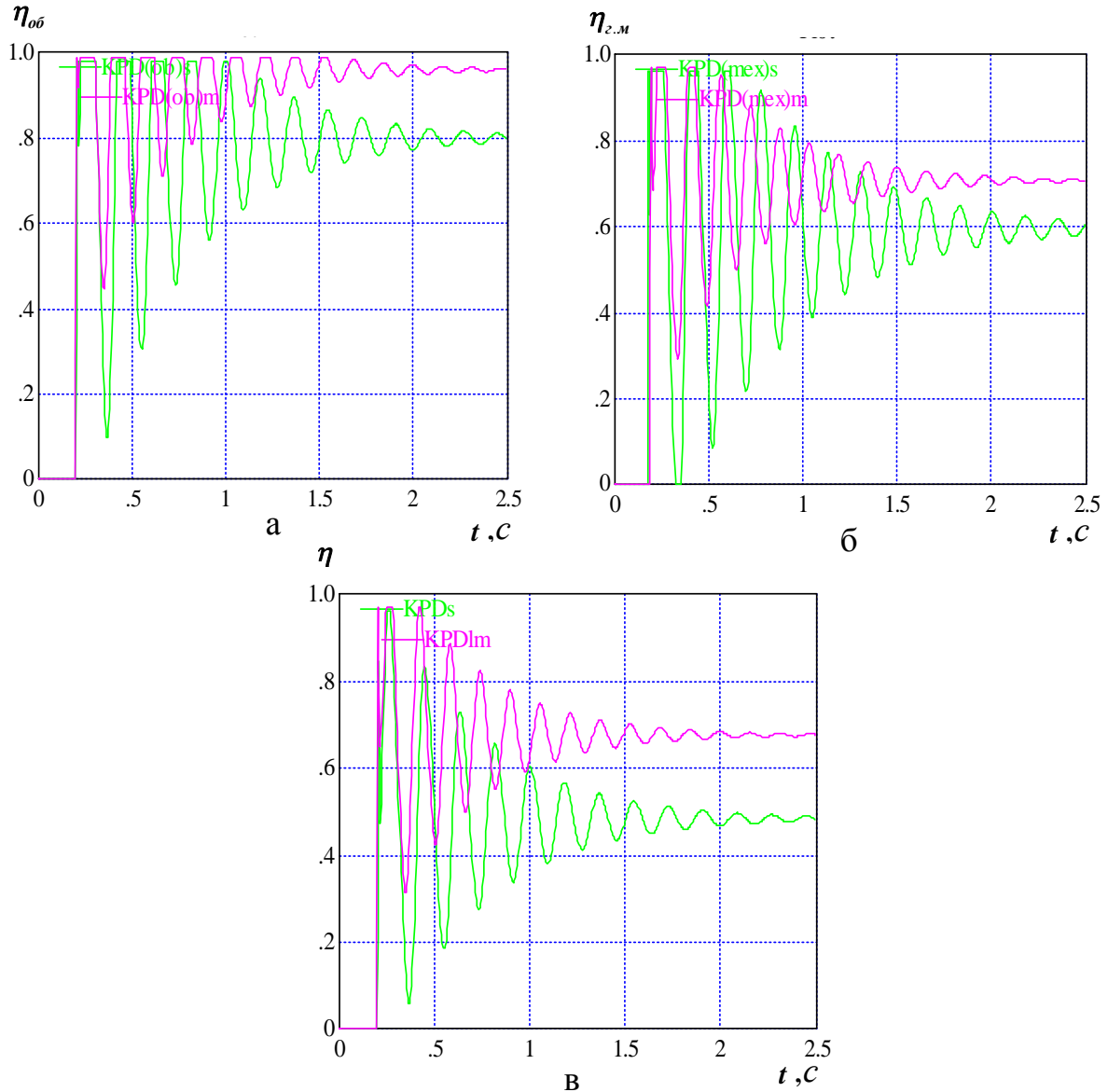


Рис. 3. Зависимости изменения объемного (а), гидромеханического(б) и общего (в) КПД гидровращателей при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:  
— серийный гидровращатель  
— модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования изменения общего КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, в) показывает, что в период времени от 0 до 0,2 с изменений общего КПД не происходит, так как в

рассматриваемый период, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с  $0,2\text{ с}$ , значения общего КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями общего КПД, к  $2,5\text{ с}$  выходят на номинальные показатели, равные  $0,66$  для модернизированного и  $0,5$  для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на  $14\%$  выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на  $29\%$  больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от  $0,98$  до  $0,32$  для модернизированного и от  $0,98$  до  $0,05$  для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне (рис.4) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу» показывают, что «забросы» затраченных мощностей (рис. 4, а) в момент пуска «сухих» гидровращателей значительно превышают свои номинальные значения и находятся в пределах  $27,5\text{ кВт}$  для модернизированного и  $21,5\text{ кВт}$  для серийного гидровращателей. В период времени с  $0,1\text{ с}$  для модернизированного и  $0,125\text{ с}$  для серийного гидровращателей (время работы предохранительного клапана) и до  $0,2\text{ с}$  значения затраченных мощностей резко падают практически до нулевой отметки. По истечении  $0,2\text{ с}$ , значения затраченных мощностей резко возрастают до  $25\text{ кВт}$  для модернизированного и  $18,5\text{ кВт}$  для серийного гидровращателей и со значительными затухающими колебаниями, устанавливаются равными  $16\text{ кВт}$  для модернизированного и  $10\text{ кВт}$  для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что установившееся значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на  $37\%$  выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на  $22\%$  меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от  $27,5$  до  $0\text{ кВт}$  для модернизированного и от  $21,5$  до  $0\text{ кВт}$  для серийного гидровращателей.

Анализ моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение  $0,2\text{ с}$  происходит заполнение их рабочих камер (в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а) и «валы» гидровращателей неподвижны. Начиная с  $0,2\text{ с}$  происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений полезной мощности, равным  $22,5\text{ кВт}$  для модернизированного и  $13,7\text{ кВт}$  для серийного гидровращателей. В период с  $0,2$  по  $2,5\text{ с}$  значения полезной мощности серийного и модернизированного гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальный режим  $11\text{ кВт}$  для модерни-

зорованого і  $5 \text{ кВт}$  для серійного гидравлических вращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 54% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 25 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 22,5 до 4,9 кВт для модернизированного и от 13,7 до 0,5 кВт для серийного гидровращателей.

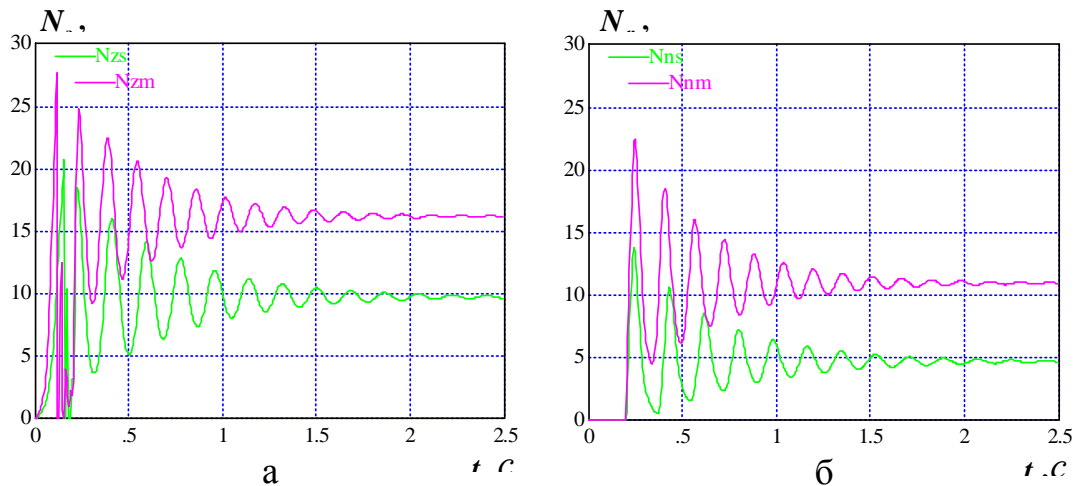


Рис. 4. Зависимости изменения затраченной (а) и полезной (б) мощностей при разгоне системы «насос-клапан-гидровращатель»:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» (рис. 1-4) с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

**Выводы.** Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель», включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа, а также проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-

гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Принятые начальные условия, ограничения и допущения позволили провести моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями с рабочим объемом  $V_{зб} = 6300 \text{ см}^3$ , а также обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что номинальные значения давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного; частоты вращения – на 33% выше, чем у серийного; крутящего момента – на 34% выше, чем у серийного; подачи насосов для обеспечения работы гидровращателей – на 21,5 % выше, чем для серийного; расхода рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям – на 21% выше, а поступающей из гидровращателей на слив – на 24% выше, чем у серийного; полезной мощности – на 54% выше, чем у серийного; объемного КПД – на 12% выше, а гидромеханического и общего КПД – на 14% выше, чем серийного.

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Литература:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н.Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
3. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 45-61.
4. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *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.
5. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гід-

равліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 29-41.

6. *Волошина А.А.* Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, т.1. – С. 30-40.

7. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.4. – С. 81-94.

8. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, т.1. – С. 76-87.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ НАСОС-КЛАПАН-ГІДРООБЕРТАЧ

Панченко А.І., Волошина А.А.

**Анотація** – робота присвячена моделюванню робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-клапан-гідрообертач» з серійним і модернізованим гідравлічними обертачами, за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim, а також дослідженню динаміки зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідрообертачів з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем, взаємозв'язку всіх елементів досліджуваної гідравлічної системи та їх взаємодії з робочою рідиною.

## INVESTIGATION OF DYNAMICS OF THE PUMP-VALVE-HYDRAULIC ROTATOR SYSTEM

A. Panchenko, A. Voloshina

### *Summary*

A paper is devoted to modeling of the working processes taking place in the hydraulic system, which includes a pump, a valve and a serial or modernized hydraulic rotator. The modeling is performed by means of Vissim simulation application. Investigation of dynamics of changing in functional characteristics of conventional and upgraded hydraulic rotators is also presented. Structural features of displacing and distribution systems of hydraulic rotators, the relationship between all the elements of the studied hydraulic system and their interaction with the working fluid are taken into account during the investigation.