

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 625.08:621.226(043)

БУЖИНСКИЙ
Александр Дмитриевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОПРИВОДА
ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ЗА СЧЕТ
ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СИСТЕМ И
МИНИМИЗАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.05.04 – «Дорожные, строительные и
подъемно-транспортные машины»

Минск, 2010 г.

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель – Щемелев Анатолий Мефодьевич, кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры «Строительные дорожные подъемно-транспортные машины и оборудование», Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет».

Официальные оппоненты: Тарасик Владимир Петрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет».

Автушко Валентин Петрович, кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод», Белорусский национальный технический университет.

Оппонирующая организация – ОАО «Амкодор»

Защита состоится «03» ноября 2010, в 14⁰⁰ часов на заседании совета по защите диссертаций Д 02.05.12 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65, корп. 1, а. 202, тел. (8-017)267-98-93, телефон ученого секретаря совета: +37529 279 32 52.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке Белорусского национального технического университета

Автореферат разослан «30» сентября 2010 г.

Ученый секретарь совета по защите диссертаций, кандидат технических наук, доцент

_____ А.Н. Смоляк

ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение гидропривода в строительно-дорожных машинах, его высокая энергоемкость, потребляющая порой всю мощность двигателя, и невысокое значение коэффициента полезного действия (КПД) 60...80 %, делает актуальным и необходимым проведение исследований в направлении повышения эффективности гидропривода.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами. Работа выполнялась по госбюджетной теме ГБ-0602 (номер госрегистрации 2006563) «Методы проектирования, модернизации и эксплуатации строительных, дорожных, подъемно-транспортных машин с целью улучшения их характеристик». Проведенные исследования по диссертационной тематике соответствуют приоритетным направлениям научно-технической деятельности в Республике Беларусь на 2006–2010 годы (Ресурсосберегающие и энергоэффективные технологии производства конкурентоспособной продукции); приоритетным направлениям фундаментальных и прикладных научных исследований Республики Беларусь на 2006-2010 годы (Разработка систем энергосбережения и эффективного использования энергии); основным направлениям государственной научно-технической программы «Машиностроение» (Создание и освоение производства в республике новых поколений конкурентоспособной автотракторной, сельскохозяйственной и специальной техники на базе новых и высоких технологий). Проводимые исследования также соответствуют основным положениям, содержащимся в Директиве Президента Республики Беларусь №3 от 14 июня 2007 г. «Экономия и бережливость - главные факторы экономической безопасности государства».

Цель и задачи исследования.

Цель исследования: повышение эффективности гидропривода одноковшовых фронтальных погрузчиков за счет применения энергосберегающих систем (ЭС) и минимизации гидравлических сопротивлений.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие задачи:

- разработать технические решения ЭС, использующих потенциальную энергию рабочего оборудования (РО) одноковшовых фронтальных погрузчиков;
- разработать математическую модель ЭС, использующей потенциальную энергию РО погрузчика; с использованием разработанной модели на примере погрузчика МоАЗ-4048 провести теоретические исследования по оценке эффективности использования ЭС;

- разработать методику оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на его расход топлива. С ее помощью провести оценку гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048; по полученным результатам разработать рекомендации по снижению гидравлических сопротивлений в гидроприводе;

- разработать опытный образец ЭС, использующей потенциальную энергию РО погрузчика, и провести его экспериментальные исследования для проверки работоспособности системы и подтверждения адекватности теоретических выводов.

Для решения поставленных задач **использованы** метод имитационного моделирования, теория планирования эксперимента, метод конечных элементов, методы математического анализа. Результаты исследований подтверждены методом физического эксперимента.

Положения, выносимые на защиту:

- конструкция энергосберегающей системы одноковшового фронтального погрузчика, основанная на использовании потенциальной энергии его рабочего оборудования, отличающаяся непосредственным направлением рабочей жидкости из нагруженных полостей гидроцилиндров стрелы на входы двух насос-моторов, рабочие объемы которых выбираются с учетом соотношения $1/(\psi-1)$, где ψ - коэффициент мультипликации гидроцилиндров стрелы;

- методика расчета параметров разработанной энергосберегающей системы и оценки ее влияния на расход топлива одноковшового фронтального погрузчика, основанная на математической модели энергосберегающей системы, разработанной с учетом параметров двигателя (мощности, крутящего момента), трансмиссии (передаточных чисел, к.п.д.) и конструктивных особенностей гидропривода, связанных с установкой элементов энергосберегающей системы;

- методика оценки гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика, учитывающая уточненные значения коэффициентов местных сопротивлений арматуры гидропривода, режимы и структуру цикла его работы, и позволяющая определять мощность силовой установки и расход топлива погрузчика, необходимых на преодоление гидравлических сопротивлений;

- закономерности влияния геометрических параметров внутренних каналов арматуры гидросистемы погрузчика на величину коэффициентов местных сопротивлений данных элементов, позволяющие минимизировать гидравлические потери в элементах гидросистем на стадии проектирования погрузчика.

Автор самостоятельно получил все основные результаты диссертационных исследований и лично опубликовал 18 работ, в соавторстве

– 15 работ. Участвовал в совместных работах: составление планов докладов и статей и написание их с соавторами, разработка идей и подача заявок на изобретения. Общая концепция исследований разработана совместно с научным руководителем канд. техн. наук проф. А.М. Щемелевым. Результаты, отраженные в диссертационной работе, полученные соискателем самостоятельно: математическая модель ЭС, использующей потенциальную энергию РО; рекомендации по минимизации гидравлических сопротивлений; результаты экспериментальных исследований ЭС, использующей потенциальную энергию РО; методика оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на расход топлива; методика определения коэффициентов местных сопротивлений; закономерности влияния геометрических параметров каналов арматуры гидросистем на величину гидравлических сопротивлений; методика расчета параметров и оценки влияния ЭС на расход топлива одноковшового фронтального погрузчика.

Апробация результатов диссертации. Основные положения и результаты работы докладывались на научно-технических конференциях (НТК): Международной НТК «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (Могилев, 2005, 2007, 2008), Республиканской НТК аспирантов, магистрантов и студентов «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (Могилев, 2006, 2007, 2008), II международной научно-практической конференции «Ключевые аспекты научной деятельности - 2007» (Днепропетровск, 2007), VI международной НТК «Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин» (Новополоцк, 2007), Всероссийской научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации систем транспорта» (Тюмень, 2007), Международной НТК «Современные технологии, машины и материалы для зимнего содержания автомобильных дорог» (Могилев, 2008), Материалы международной НТК «Интерстроймех-2008» (Владимир, 2008), Международной НТК «Стройкомплекс - 2008» (Ижевск, 2008), Международной НТК «Современные проблемы машиноведения» (Гомель, 2008).

Опубликованность результатов диссертации. По теме диссертации опубликовано 33 работы: 8 статей в журналах из перечня изданий ВАК Беларуси общим объемом 1,9 авторского листа (из них 3 статьи в журналах Российской Федерации), 16 тезисов докладов конференций, получены 9 патентов Республики Беларусь на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, 5 глав, заключения, библиографического списка и приложений. Диссертация построена на основе комплексного

подхода к энергосбережению в одноковшовых фронтальных погрузчиках. Суть подхода заключается в:

- снижении энергозатрат за счет применения ЭС, использующей силу тяжести РО; для этого разработаны технические решения такой системы и составлена ее математическая модель (ГЛАВА 2); на основе математической модели проведена оценка эффективности работы ЭС на примере погрузчика МоАЗ-4048 (ГЛАВА 4); адекватность математической модели подтверждена методом физического эксперимента ЭС (ГЛАВА 5);

- оценке эффективности гидропривода и разработке мероприятий для минимизации гидравлических потерь (данный вопрос рассматривается в ГЛАВЕ 3), что приведет также к повышению эффективности использования разработанных ЭС.

Результаты исследований изложены на 188 страницах, включающих: 88 рисунков (54 л.), 32 таблицы (19 л.), 6 приложений (23 л.). Библиографический список включает 143 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, дана краткая характеристика рассматриваемых вопросов и подходов к их решению, представлена практическая ценность работы.

В первой главе приведен обзор и анализ тенденций и исследований в области развития, снижения энергозатрат и повышения энергоэффективности гидросистем погрузчиков, на основании чего сформулирована цель и задачи исследования.

Вопросам повышения эффективности гидрофицированных машин посвящены работы многих ученых и изобретателей (работы В.П. Автушко, А.В. Вавилова, А.В. Королева, А.Я. Котлобая, А.Н. Смирнова, А.Н. Смоляк, В.Н. Тарасова, Г.И. Темерязева, А.М. Щемелева, В.Ф. Щербакова, А.Е. Якушева и др.), при этом, основное их внимание уделяется созданию ЭС. Авторы предлагают разнообразные системы, которые работают на основе использования энергии попутных нагрузок, использования недогрузки двигателя внутреннего сгорания, регулировки гидроаппаратов и гидромашин.

Гораздо меньше внимания уделяется оценке эффективности гидропривода с точки зрения возникающих в нем гидравлических потерь и поиску путей их минимизации. Этому вопросу посвящены работы Т.М. Башты, А.В. Королева, А.Е.Якушева, и др.

На основании анализа исследований в данной области сделаны следующие выводы:

- одним из основных направлений создания ЭС является применение гидроаккумуляторов, что ведет к значительному усложнению гидросистемы и дополнительным потерям энергии из-за ее двойного преобразования;

- существующие ЭС, использующие потенциальную энергию РО, не полностью используют энергию рабочей жидкости (РЖ), что требует их дальнейшего совершенствования; при этом отсутствуют методики, позволяющие проводить расчет и оценку эффективности работы таких ЭС;

- ввиду того, что значительную часть рабочего цикла погрузчиков занимает транспортный режим работы, недостаточно внимания уделяется созданию ЭС для такого режима; существующие системы не рациональны по причине неполного исключения затрат энергии, отсутствуют методики оценки эффективности их работы;

- недостаточно рассмотрены вопросы оценки эффективности гидросистем и минимизации гидравлических потерь в их элементах, при этом отсутствуют методики, позволяющие оценить влияние гидравлических потерь на расход топлива машины с учетом режимов работы гидропривода и дальности транспортировки материала.

Таким образом, вопрос снижения энергозатрат в гидросистемах погрузчиков требует дальнейшего рассмотрения.

Во второй главе представлена ЭС, использующая потенциальную энергию РО, математическая модель, описывающая работу данной системы на примере одноковшового фронтального погрузчика и расчет параметров ЭС.

В базовых гидросистемах погрузчиков для ограничения скорости (исключения самопроизвольного опускания) РО и исключения кавитации используют дросселирование потока РЖ. Это не только приводит к рассеиванию энергии РЖ, находящейся под давлением РО, но и вызывает дополнительные затраты мощности. Трудности использования энергии РЖ при

опускании РО заключаются в разности объемов РЖ, подаваемой в штоковые и вытекаемой из поршневых полостей гидроцилиндров РО (что объясняется коэффициентом мультипликации). Данная задача решена в ЭС, представленной на рисунке 1.

Принцип работы предлагаемой ЭС основан на использовании энергии РЖ, находящейся под давлением весовой нагрузки РО в момент его опускания. При включении золотника распределителя 2 в положение опускания РО, РЖ из поршневых

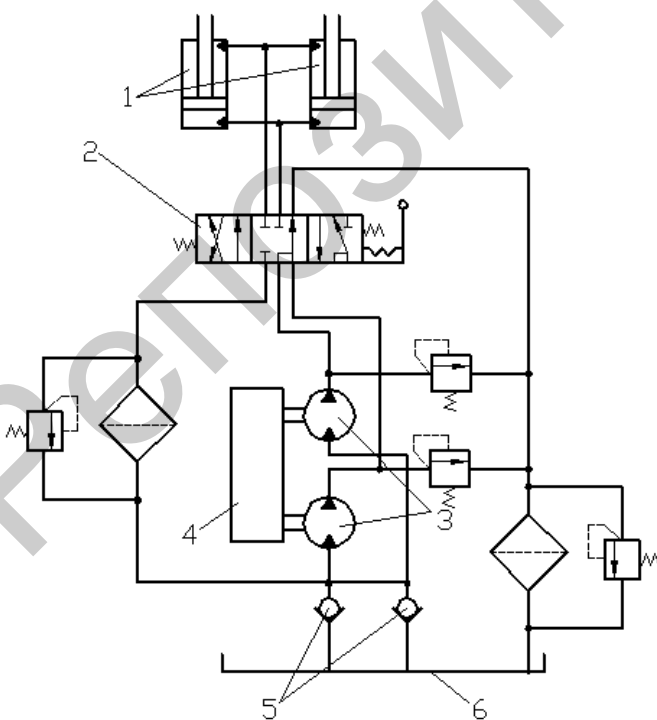


Рисунок 1 – Принципиальная схема ЭС

полостей гидроцилиндров 1 направляется на вход насос-моторов 3. Установленные в заборных трубопроводах обратные клапаны 5 препятствуют сливу РЖ в гидробак 6. При этом один из насос-моторов 3 подает РЖ в штоковые полости гидроцилиндров, а второй на слив. Это обеспечивает компенсацию разницы между объемом подаваемой в штоковые и вытекаемой из поршневых полостей гидроцилиндров 1 РЖ. При этом величины подач насос-моторов 3 должны иметь соотношение $1/(\psi - 1)$, где ψ - коэффициент мультипликации гидроцилиндров стрелы.

Для оценки эффективности предложенной ЭС выполнено моделирование работы данной системы на основе ее динамической модели (рисунок 2).

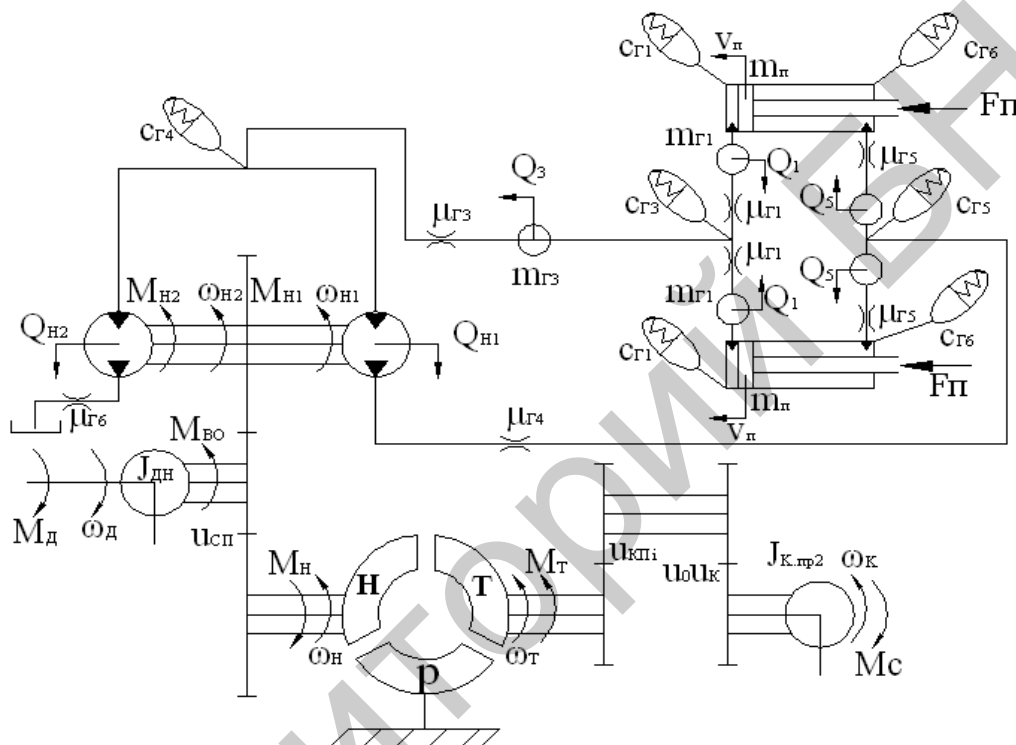


Рисунок 2 – Динамическая модель ЭС

Движение сосредоточенных масс ЭС, представленных на динамической модели (рисунок 2), описываются дифференциальными уравнениями.

Движение погрузчика на i -ой передаче описывается следующими уравнениями:

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{M_d - M_{BO} - (M_H - M_{ЭСС})/(u_{СП}\eta_{СП})}{J_{дн}}, \quad \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_T u_{ТРi} \eta_{ТРi} - M_C}{J_{К.пр2}} \quad (1)$$

где ω_d , ω_k – угловые скорости, соответственно, коленчатого вала двигателя и ведущих колес, рад/с; M_d – крутящий момент двигателя, Н·м; M_{BO} – приведенный к коленчатому валу двигателя момент сопротивления приводов вспомогательного оборудования, Н·м; M_C – момент сопротивления качению, Н·м; $M_{ЭСС}$ – крутящий момент, создаваемый ЭС, Н·м; M_H – крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора, Н·м; M_T –

крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора, Н·м; $J_{дн}$ – приведенный к маховику двигателя момент инерции, учитывающий моменты инерции двигателя и насосного колеса гидротрансформатора, кг·м²; $u_{ТРi}$, $u_{СП}$ – передаточные числа трансмиссии на i -ой передаче и согласующей передачи; $\eta_{ТРi}$, $\eta_{СП}$ – КПД трансмиссии на i -ой передаче и согласующей передачи; $J_{к.пр2}$ – момент инерции, приведенный к ведущим колесам, учитывающий моменты инерции турбинного колеса гидротрансформатора, ведущих и ведомых колес, поступательное движение машины, кг·м².

Движение поршней гидроцилиндров описывается уравнением:

$$\frac{dv_{п}}{dt} = \frac{F_{п} - P_{y1}A_{п} + P_{y6}A_{ш}}{m_{п}} \quad (2)$$

где $v_{п}$ – скорость поршня гидроцилиндра, м/с; $A_{п}$, $A_{ш}$ – площади поршневой и штоковой поверхностей поршня, м²; $m_{п}$ – масса поршня, кг; $F_{п}$ – усилие на штоке гидроцилиндра стрелы, Н.

Движение рабочей жидкости на соответствующих участках гидросистемы, описывается следующими уравнениями:

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{P_{y1} - P_{д1} - P_{y3}}{m_{r1}}, \quad \frac{dQ_3}{dt} = \frac{P_{y3} - P_{д3} - P_{y4}}{m_{r3}}, \quad \frac{dQ_5}{dt} = \frac{P_{y5} - P_{д5} - P_{y6}}{m_{r5}} \quad (3)$$

где Q_1 , Q_3 , Q_5 – расходы рабочей жидкости на участках гидросистемы, м³/с; P_{y1} , P_{y3} , P_{y4} , P_{y5} , P_{y6} – давления упругих элементов на участках гидросистемы, Па; $P_{д1}$, $P_{д3}$, $P_{д4}$, $P_{д5}$, $P_{д6}$ – потери давления в диссипативных элементах на участках гидросистемы, Па; m_{r1} , m_{r3} , m_{r5} – коэффициенты массы РЖ в участках гидросистемы, кг/м⁴.

Давления в упругих элементах гидросистемы определяются уравнениями:

$$\begin{aligned} \frac{dP_{y1}}{dt} &= c_{r1}(v_{п} \cdot A_{п} - Q_1), \quad \frac{dP_{y3}}{dt} = c_{r3}(2Q_1 - Q_3), \quad \frac{dP_{y4}}{dt} = c_{r4}(Q_3 - Q_{Н1} - Q_{Н2}), \\ \frac{dP_{y5}}{dt} &= c_{r5}(Q_{Н1} - 2Q_5), \quad \frac{dP_{y6}}{dt} = c_{r6}(Q_5 - v_{п}A_{ш}), \end{aligned} \quad (4)$$

где $Q_{Н1}$, $Q_{Н2}$ – подачи рабочей жидкости первым и вторым насосами гидросистемы соответственно, м³/с; c_{r1} , c_{r3} , c_{r4} , c_{r5} , c_{r6} – коэффициенты жесткости участков трубопроводов, Н/м⁵.

Перемещение поршня гидроцилиндра описывается уравнением:

$$\frac{dl_{п}}{dt} = v_{п}, \quad (5)$$

где $l_{п}$ – ход штока гидроцилиндра, м.

В ходе проведения экспериментальных исследований (ГЛАВА 5) ЭС проверена ее работоспособность. По результатам эксперимента

подтверждена адекватность представленной математической модели. Сопоставительный анализ результатов, полученных по математической модели, с экспериментальными данными показал, что их расхождение не превышает 13 %.

В третьей главе представлена разработанная методика оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на его расход топлива с учетом режимов работы гидропривода и дальности транспортировки материала. На основе данной методики проведена оценка гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048, по результатам чего предложены рекомендации по снижению гидравлических сопротивлений.

Основные положения методики заключаются в следующем.

Гидравлические потери в гидросистеме машины определяются по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{д}} + \Delta P_{\text{м}} \quad (6)$$

где ΔP - гидравлические потери в гидросистеме машины, Па; $\Delta P_{\text{д}}$ - потери давления по длине трубопроводов, Па; $\Delta P_{\text{м}}$ - потери давления в местных сопротивлениях, Па.

На преодоление возникающих гидравлических сопротивлений затрачивается мощность двигателя, расчет которой ведется по формуле:

$$\Delta N = \sum_{i=1}^n \Delta N_i = \frac{1}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{р}}} \cdot \sum_{i=1}^n Q_i \Delta P_i \quad (7)$$

где ΔN - затраты мощности на преодоление гидравлических сопротивлений, Вт; ΔP_i - гидравлические потери на i -ом участке гидросистемы, Па; $\eta_{\text{н}}$ - КПД насос-мотора; $\eta_{\text{р}}$ - КПД привода насос-мотора.

Затраты мощности требуют расхода топлива, величина которого определяется по формуле:

$$\Delta G_{\text{ч}} = \frac{q_{\text{уд}}}{3600 \cdot \rho_{\text{т}}} (t_{\text{з}} \cdot \Delta N_{\text{з}} + t_{\text{тр}} \cdot \Delta N_{\text{т}} + t_{\text{р}} \cdot \Delta N_{\text{р}} + t_{\text{тб}} \cdot \Delta N_{\text{т}}) \cdot n_{\text{ц}} \quad (8)$$

где $\Delta G_{\text{ч}}$ - часовой расход топлива на преодоление гидравлических потерь, л/ч; $q_{\text{уд}}$ - удельный расход топлива для данного типа двигателя, г/(кВт·ч); 3600 - коэффициент для перевода внесистемных единиц; $\rho_{\text{т}}$ - плотность топлива, кг/м³; $t_{\text{з}}$, $t_{\text{р}}$, $t_{\text{тр}}$, $t_{\text{тб}}$ - время загрузки, разгрузки, транспортирования материала и возврата машины в исходное положение соответственно, с; $\Delta N_{\text{з}}$, $\Delta N_{\text{р}}$, $\Delta N_{\text{т}}$ - средняя мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в гидросистеме при подъеме, опускании РО и транспортном режиме работы машины соответственно, кВт; $n_{\text{ц}}$ - количество циклов в час ч⁻¹.

Годовые затраты топлива на преодоление сопротивлений в гидросистеме:

$$\Delta G_{\text{год}} = T \cdot \Delta G_{\text{ч}} \cdot k_1 \quad (9)$$

где $\Delta G_{\text{год}}$ - годовой расход топлива на преодоление гидравлических сопротивлений, л; T – годовая наработка машины, ч; k_1 – коэффициент использования машины по времени.

Отличительной особенностью данной методики является возможность расчета затрат топлива на преодоление гидравлических сопротивлений в гидросистеме машины в процессе рабочего цикла.

Анализ существующих подходов к оценке эффективности гидросистем СДМ позволил выявить то обстоятельство, что имеющиеся в литературе данные по коэффициентам местных сопротивлений не содержат всего спектра исполнений элементов арматуры, используемых в погрузчике.

Поэтому на основе теории гидродинамики с использованием программного продукта, основанного на методе конечных элементов, предложена методика определения коэффициентов местных сопротивлений.

Суть методики заключается в моделировании течения РЖ по элементу. Для этого выполняется модель канала, задаются граничные условия, после чего создается конечно-элементная модель. В результате расчета определяется распределение давления в элементе (рисунок 3).

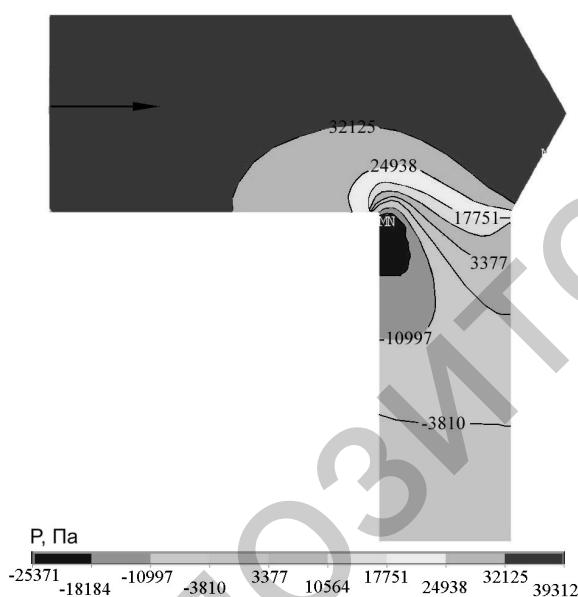


Рисунок 3 – Распределение давления в элементе

На основании распределения давления, определяется его перепад на элементе (как разница давления на входе и выходе), после чего по формуле Вейсбаха рассчитывается коэффициент местного сопротивления.

Используя данную методику, определены коэффициенты местных сопротивлений для элементов арматуры гидросистем СДМ. С использованием полученных коэффициентов местных сопротивлений произведена оценка эффективности работы гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048. В результате определены гидравлические сопротивления

и затраты мощности на их преодоление (рисунок 4) в зависимости от подачи насосов и режима работы гидросистемы. На основании затрат мощности определен расход топлива на преодоление гидравлических сопротивлений.

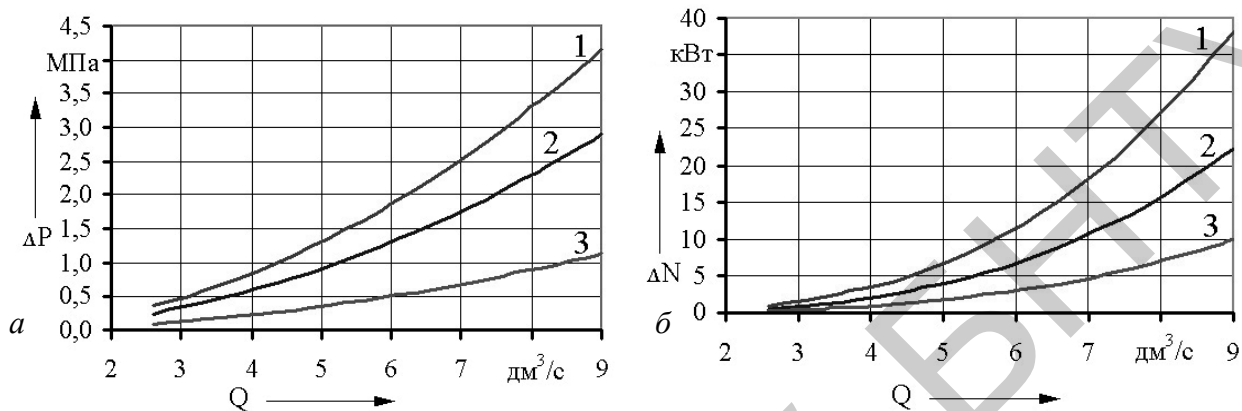
Как видно из графиков, потери давления могут достигать 4 МПа (рисунок 4, а), а затраты мощности при этом 38 кВт (рисунок 4, б). Это приводит к тому, что в процессе рабочего цикла затраты топлива на преодоление данных сопротивлений могут достигнуть 6,5 л/ч (23 % нормативного расхода топлива рассматриваемой машины).

Столь значительные затраты ресурсов на преодоление гидравлических

сопротивлений требуют поиска путей их снижения. Это может быть достигнуто следующим образом:

- снижением потерь давления в местных сопротивлениях;
- снижением потерь давления по длине трубопроводов;
- переходом на более высокое давление работы гидропривода;
- исключением гидравлических сопротивлений в транспортном режиме работы машины.

работы машины.



1 – опускание РО; 2 – подъем РО; 3 – транспортный режим работы гидросистемы

Рисунок 4 – Гидравлические сопротивления (а) и затраты мощности (б) на их преодоление в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048

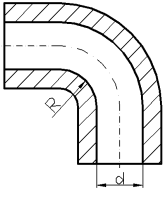
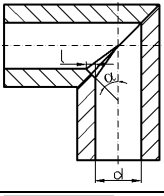
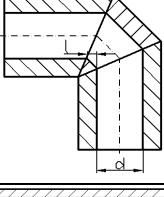
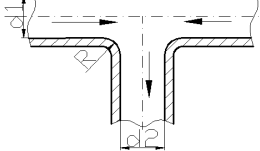
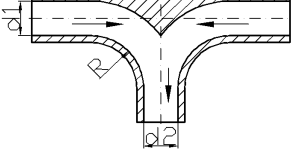
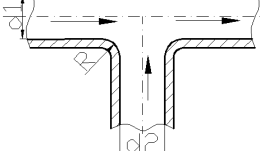
Что касается местных сопротивлений, то, как известно, потери в них могут быть снижены за счет исключения острых кромок на поворотах внутренних каналов элементов. В литературе имеются данные по коэффициентам местных сопротивлений при выполнении плавных переходов. Однако они не покрывают всего спектра возможных вариантов исполнений элементов.

Поэтому на основе теории планирования эксперимента и регрессионного анализа с применением предложенной методики определения коэффициентов местных сопротивлений получены функциональные зависимости коэффициентов местных сопротивлений для элементов арматуры гидросистем СДМ (таблице 1).

Отличительной особенностью полученных моделей является функциональная зависимость коэффициентов местных сопротивлений ξ от геометрических параметров внутренних каналов элементов арматуры, что позволяет использовать модели для автоматизированного расчета гидросистем, оценки влияния каждого из параметров на значение коэффициента, минимизировать сопротивления.

С помощью данных моделей определены геометрические параметры внутренних каналов элементов, обеспечивающие минимальные сопротивления, что может позволить снизить потери давления в местных сопротивлениях на величину до 74 %, применительно к погрузчику МоАЗ-4048.

Таблица 1 – Функциональные зависимости коэффициентов местных сопротивлений

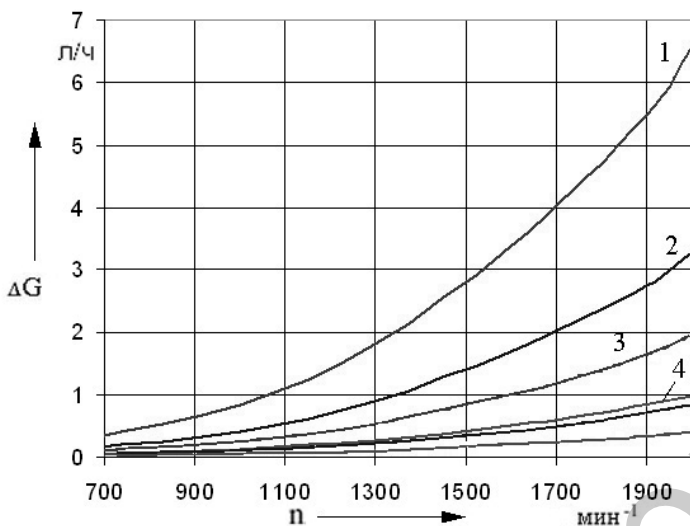
Элемент	Функциональные зависимости
	$\xi_1 = \frac{2}{22375} (3,25 + e^{0,94d+6,11} + e^{-2,56R+6,08} + e^{-0,89dR+7,01})$
	$\xi_2 = \frac{2}{22375} (4062 + 831d + 208\alpha - 2268l + 342d\alpha - 388dl - 751\alpha l - 27d^2 + 3060\alpha^2 + 1322l^2)$
	$\xi_3 = \frac{2}{22375} (6,4 + e^{0,25d+6,77} + e^{-4,33l+3,37} + e^{-0,24dl+8,21})$
	$\xi_4 = \frac{2}{22375} (5 + 1,28d_1 - 3,55d_2 - 0,33R + 4d_1^2 + 6,4d_2^2 + 3,74R^2 + e^{1,01d_1+9,17} + e^{-1,72d_2+9,15} + e^{-2,97R+5,01})$
	$\xi_5 = \frac{2}{22375} (4,96 + 1,19d_1 - 3,6d_2 - 0,32R + 3,98d_1^2 + 6,4d_2^2 + 3,66R^2 + e^{1,06d_1+9,02} + e^{-1,7d_2+9,21} + e^{-2,01R+6,43})$
	$\xi_6 = \frac{2}{22375} (6,4 - 1,52d_1 + 2,23d_2 - 0,54R + 6,06d_1^2 + 6,02d_2^2 + 5,7R^2 + e^{-1,03d_1+9,26} + e^{0,66d_2+10,27} + e^{-1,39R+7,81})$

В результате проведенного исследования даны рекомендации по снижению потерь давления по длине трубопроводов путем увеличения диаметров на наиболее энергоемких участках гидросистемы и снижения шероховатости их внутренней поверхности за счет применения более качественного проката, предварительной обработки или покрытия полимерами внутренней поверхности трубопроводов. При этом наблюдается сокращение потерь давления по длине трубопроводов до 57 %, применительно к погрузчику МоАЗ-4048, что позволяет снизить расход топлива на 3,5 % от его часового нормативного значения.

Что касается номинального давления работы гидропривода, то при его повышении в n раз, во столько же раз можно снизить подачу РЖ. Это не только позволит снизить запрапочные объемы гидросистемы, уменьшить типоразмеры используемых гидродвигателей и металлоемкость машины, но и сократить величину гидравлических потерь за счет снижения скорости движения РЖ.

Исследования по оценке эффективности работы гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048, выполненной согласно рекомендациям по снижению потерь давления за счет минимизации потерь в местных сопротивлениях и по длине трубопроводов, а также за счет перехода на более высокое давление, позволили получить следующие результаты (рисунок 5):

- потери давления в гидравлических сопротивлениях снижаются на 42...92 %;
- затраты мощности на их преодоление снижаются на величину 38...93 %;
- затраты топлива на преодоление гидравлических сопротивлений снижаются на величину 49...93 %.



- 1 – базовая гидросистема с номинальным давлением 16 МПа; 2 – гидросистема с предложенными изменениями и номинальным давлением 16 МПа; 3 – базовая гидросистема с номинальным давлением 24 МПа; 4 – гидросистема с предложенными изменениями и номинальным давлением 24 МПа; 5 – базовая гидросистема с номинальным давлением 32 МПа; 6 – гидросистема с предложенными изменениями и номинальным давлением 32 МПа

Рисунок 5 – Затраты топлива на преодоление гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048 в процессе рабочего цикла в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ДВС для различных исполнений гидросистемы

В рабочих циклах погрузчика значительную часть занимает транспортный режим работы, при котором насос гидросистемы перекачивает РЖ по контуру насос – распределитель – фильтр – бак, на что затрачивается мощность двигателя, а в результате и топливо. Поэтому одним из путей снижения энергозатрат в гидросистемах может быть применение ЭС для транспортного режима работы машины. Разработана ЭС, принцип работы которой заключается в отключении насосов гидросистемы РО в процессе транспортного режима, что исключает циркуляцию РЖ по гидросистеме, а, следовательно, затраты мощности и топлива на преодоление гидравлических сопротивлений.

В результате использования предложенных рекомендаций по минимизации гидравлических сопротивлений может быть обеспечено снижение расхода топлива рассматриваемого погрузчика, по сравнению с нормативным его значением, на величину до 16 %.

В четвертой главе представлена оценка эффективности применения ЭС, использующей потенциальную энергию РО, на примере погрузчика МоАЗ-4048.

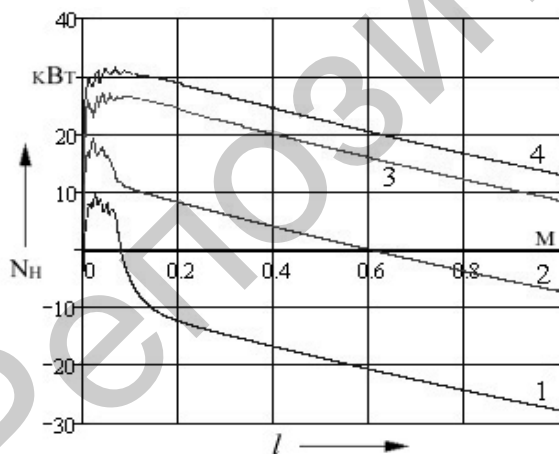
Для оценки эффективности ЭС приняты показатели качества:

- N_H – мгновенная мощность, затрачиваемая на привод насос-моторов в процессе опускания РО;
- $N_{Hц}$ - средняя мощность, затрачиваемая на привод насос-моторов;
- G_T – мгновенный расход топлива на привод насос-моторов в процессе опускания РО;
- G_p – расход топлива на привод насос-моторов за время опускания РО;
- ΔC - изменение себестоимости машино-часа работы в результате снижения расхода топлива.

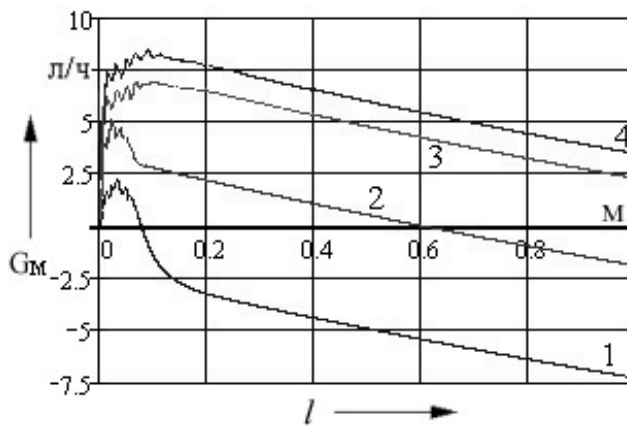
Оценка эффективности производилась для четырех исполнений погрузчика МоАЗ-4048:

- исполнение 1 - погрузчик с базовой гидросистемой без ЭС;
- исполнение 2 - погрузчик с базовой гидросистемой и оборудованный ЭС;
- исполнение 3 - погрузчик с гидросистемой, выполненной согласно рекомендациям по минимизации гидравлических сопротивлений и оборудованный ЭС;
- исполнение 4 - погрузчик с гидросистемой, выполненной согласно рекомендациям по минимизации гидравлических сопротивлений, с номинальным давлением гидросистемы, повышенным до 24 МПа и оборудованный ЭС.

С помощью составленной математической модели на ЭВМ моделировался период рабочего цикла погрузчика, когда он произвел выгрузку материала в транспортное средство и возвращается к месту загрузки. Изменение показателей качества при этом отражают графики на рисунках 6 и 7. Графики в отрицательной области системы координат означают, что энергия затрачивается, а в положительной – экономится.



1, 2, 3, 4 – номер исполнения погрузчика
Рисунок 6 – Мгновенная мощность, затрачиваемая на привод насосов в процессе опускания РО



1, 2, 3, 4 – номер исполнения погрузчика
Рисунок 7 – Мгновенный расход топлива на привод насосов в процессе опускания РО

Как видно из представленных на рисунках 6 и 7 графиков, применение ЭС не только снижает затраты мощности и топлива на привод насос-моторов в процессе опускания РО, но и позволяет выработать некоторую мощность,

что ведет к экономии топлива. Установлено, что применение ЭС в гидросистеме, выполненной согласно рекомендациям по минимизации гидравлических сопротивлений, на 78...99% более эффективно по сравнению с применением ее в базовой гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048.

При работе погрузчика на площадке с дальностью транспортирования материала 30 м снижение часового расхода топлива составит 0,91, 1,62 и 1,82 л для 2, 3 и 4-го исполнения машины соответственно, что составляет 3,4...6,5 % нормативного расхода топлива. При этом наблюдается снижение себестоимости машино-часа работы на 1,5...2,9 %.

Таким образом, применение предложенной ЭС позволяет снизить энергозатраты в гидросистеме машины и повысить ее топливную экономичность.

В пятой главе представлены экспериментальные исследования ЭС, использующей потенциальную энергию РО.

Исследования проводились на полигоне Белорусско-Российского университета. Экспериментальная установка создавалась на базе погрузчика ТО-18Б, в гидросистему которого была интегрирована ЭС. В ходе экспериментов замерялось давление на входе и выходе из насос-мотора гидросистемы (использовались датчики давления), подача насос-мотора (использовался датчик расхода), расход топлива (использовалась мерная тара).

Методика проведения полевых испытаний ЭС заключалась в моделировании схемы работы погрузчика на площадке, когда загрузка материала производится из штабеля, а выгрузка – в транспортное средство. Изменение контролируемых параметров в процессе проведения



Рисунок 8 – Изменение измеряемых параметров в процессе рабочего цикла погрузчика

значения полученной мощности рассчитана экономия топлива, которая составила 0,38 л/ч.

Экспериментальные исследования показали работоспособность предложенной ЭС. При этом сходимость результатов экспериментальных и расчетных значений находится в пределах 13 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации:

- разработана энергосберегающая система погрузчика, использующая потенциальную энергию рабочего оборудования, отличающаяся непосредственным направлением рабочей жидкости из нагруженных полостей гидроцилиндров стрелы на входы двух насос-моторов, рабочие объемы которых выбираются с учетом соотношения $1/(\psi-1)$, где ψ - коэффициент мультипликации гидроцилиндров стрелы, позволяющая снизить затрачиваемую на привод насос-моторов мощность и, как следствие, расход топлива погрузчика [26-А];

- разработана методика расчета параметров и оценки влияния предложенной энергосберегающей системы на расход топлива одноковшового фронтального погрузчика, основанная на математическом моделировании энергосберегающей системы с учетом параметров двигателя (мощности, крутящего момента), трансмиссии (передаточных чисел, к.п.д.) и конструктивных особенностей гидропривода, связанных с установкой элементов энергосберегающей системы. Так, применение энергосберегающей системы на примере погрузчика МоА3-4048 позволяет снизить энергопотери в гидросистеме, а в итоге и расход топлива на 3,4...6,5 % [5-А, 7-А, 18-А, 21-А];

- разработана методика оценки гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика, учитывающая уточненные значения коэффициентов местных сопротивлений арматуры гидропривода, режимы и структуру цикла его работы, и позволяющая определять мощность силовой установки и расход топлива погрузчика, необходимых на преодоление гидравлических сопротивлений. На основе данной методики проведена оценка гидросистемы погрузчика МоА3-4048, по результатам которой предложены рекомендации по снижению гидравлических сопротивлений, позволяющие обеспечить снижение расхода топлива рассматриваемого погрузчика на величину от 2 до 16 % [1-А, 2-А, 4-А, 9-А, 10-А, 13-А, 14-А, 17-А, 19-А, 20-А, 22-А, 23-А, 28-А]

- установлены закономерности влияния геометрических параметров внутренних каналов арматуры гидросистемы погрузчика на величину коэффициента местного сопротивления данных элементов, позволяющие минимизировать гидравлические потери в элементах гидросистемы на стадии проектирования погрузчика [3-А];

- проведены экспериментальные исследования энергосберегающей системы, использующей потенциальную энергию рабочего оборудования, которые подтвердили ее работоспособность, а также адекватность математической модели. Сопоставительный анализ результатов, полученных с использованием математической модели, и экспериментальных данных показал, что их расхождение не превышает 13 % [22-А, 24-А].

Рекомендации по практическому использованию результатов

ЭС, использующие потенциальную энергию РО (новизна которых подтверждена патентами на изобретение [26-А, 27-А]), могут использоваться не только на погрузчиках, но и на других строительно-дорожных машинах, РО которых работает в интенсивном режиме подъема-опускания. Предлагаемые системы могут устанавливаться как на вновь разрабатываемых машинах, так и на уже эксплуатируемых, путем интегрирования их в основную гидросистему. Математическая модель, методика расчета параметров и оценки эффективности использования могут использоваться на предприятиях, эксплуатирующих и разрабатывающих строительно-дорожные машины для предварительной оценки целесообразности использования предложенных систем.

ЭС для транспортного режима работы гидросистем СДМ (новизна которой подтверждена патентом на изобретение [28-А]) позволяет исключить циркуляцию рабочей жидкости по гидросистеме машины. Она может быть использована не только на погрузчиках, но и в других строительно-дорожных машинах, в рабочих циклах которых имеются периоды, когда гидросистема не используется. Использование предложенной системы исключает затраты мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в такие периоды рабочего цикла, что приводит к снижению расходуемого машиной топлива, а значит и себестоимости производимой продукции.

Методика оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на расход топлива и закономерности влияния параметров каналов элементов гидросистемы на величину гидравлических сопротивлений могут применяться и для других строительно-дорожных машин, имеющих гидропривод. Данные разработки целесообразно использовать на стадии проектирования гидропривода машин с целью определения и минимизации гидравлических сопротивлений.

Целесообразно стандартизировать элементы арматуры гидросистем строительно-дорожных машин (угольники, тройники и т.д.) с учетом изложенных в работе рекомендаций по снижению местных сопротивлений и организовать массовый выпуск таких элементов, что позволит снизить затраты на их производство и обеспечить потребности в них машиностроительных предприятий.

ЭС, использующая потенциальную энергию РО, внедрена в ОАО «Лавсанстрой». Разработки, касающиеся снижения энергозатрат при эксплуатации гидрофицированных мобильных машин, внедрены в учебный процесс кафедры «СДПТМиО» Белорусско-Российского университета, что позволяет повысить профессиональный уровень выпускаемых специалистов.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

Статьи в журналах из перечня изданий ВАК

1-А Бужинский А.Д. Гидравлические потери в гидросистеме погрузчика МоАЗ 4048 / А.Д. Бужинский // Вестник Могилевского государственного технического университета. – 2005. - № 2. – С. 31-34.

2-А Бужинский А.Д. Снижение энергопотерь в погрузчике МоАЗ-4048 за счет уменьшения потерь в тройниках гидросистемы / А. Д. Бужинский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2007. - № 1. – С. 15-25.

3-А Щемелев А.М., Бужинский А.Д., Науменко А.Е. Снижение энергопотребления в гидравлической арматуре строительных и дорожных машин / А.М. Щемелев, А.Д. Бужинский, А.Е. Науменко // Строительные и дорожные машины. – 2007. - №8. – С. 16-20.

4-А Щемелев А.М., Бужинский А.Д. Снижение энергопотерь в трубопроводах гидросистем машин / А.М. Щемелев, А.Д. Бужинский // Механизация строительства. – 2008. - № 10. – С. 18-22.

5-А Бужинский А.Д. Эффективность применения энергосберегающей системы погрузчика / А. Д. Бужинский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. - № 4. – С. 11-18.

6-А Щемелев А.М. Определение производительности одноковшовых фронтальных погрузчиков / А.М. Щемелев, А.Е. Науменко, А. Д. Бужинский, А.С. Шибeko // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. - № 4. – С. 55-61.

7-А Щемелев А.М. Энергосберегающая система фронтального погрузчика / А.М. Щемелев, А. Д. Бужинский // Строительные и дорожные машины. – 2009. - № 6. – С. 38-42.

8-А Щемелев А.М. Насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования погрузчика / А.М. Щемелев, А. Д. Бужинский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2009. - № 4. – С. 56-59.

Материалы научных конференций

9-А Бужинский А.Д. Влияние формы соединений трубопроводов гидравлической системы погрузчика на потери мощности / А.Д. Бужинский // Ключевые аспекты научной деятельности – ‘2007’: материалы II Международной науч.-практич. конф. студентов, аспирантов и преподавателей вузов, Днепропетровск, 16-31 января 2007 г.: Т.8. Днепропетровск: Наука и образование. – 2007. - С. 6 – 9.

10-А Бужинский А.Д. Минимизация потерь в тройниках гидросистем СДМ / Бужинский А.Д. // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых,

Могилев, 24-25 января 2007 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2007. - С. 59.

11-А Бужинский А.Д. Потери давления по длине трубопроводов в гидросистеме МоАЗ-4048 / Бужинский А.Д. // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: В 3 ч., Могилев, 19-20 апреля 2007 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2007. – Ч.2. - С. 10-11.

12-А Бужинский А.Д. Система рекуперации энергии рабочей жидкости / Бужинский А.Д. // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 26 января 2006 г./ М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. - С. 122.

13-А Бужинский А.Д. Снижение сопротивлений в гидросистеме СДМ за счет конструктивной оптимизации её элементов / А. Д. Бужинский, А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 26 января 2006 г./ М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. - С. 123.

14-А Бужинский А.Д. Снижение энергопотерь в погрузчике МоАЗ-4048 за счет уменьшения потерь в угольниках гидросистемы / Бужинский А.Д. // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. трудов VI международной научно-технической конференции, Новополоцк, 24-26 апреля 2007 г. / НАН Белоруссии, Бел.-Рос. ун-т [и др.]; редкол.: П.А. Витязя [и др.]. – Новополоцк, 2007. – С. 56-59.

15-А Бужинский А.Д. Энергосберегающая система грузоподъемной машины / А.Д. Бужинский // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар науч.-техн. конф., Могилев, 21-22 апр. 2005 г. / НАН Белоруссии, Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. - С. 230.

16-А Бужинский А.Д. Энергосберегающая система грузоподъемной машины / А.Д. Бужинский // Перспективные технологии, материалы и системы: сб. науч. тр. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 58-61.

17-А Бужинский А.Д. Повышение кпд гидросистем машин путем изменения рабочего давления / А.Д. Бужинский // Проблемы эксплуатации систем транспорта: Труды всероссийской научно-практической

конференции, Тюмень, 7 ноября 2007 г./ Тюменский гос. нефтегазовый ун-т; редкол.: Ю.Е. Якубовский [и др.]. – Тюмень, 2007. – С. 20-22.

18-А Бужинский А.Д. Эффективность применения системы энергосбережения погрузчика / А.Д. Бужинский // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Международной научно-технической конференции, Могилев, 17-18 апреля 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2008. – С. 13–14.

19-А Бужинский А.Д. Система энергосбережения гидрофицированной мобильной машины / А.Д. Бужинский // Современные технологии, машины и материалы для зимнего содержания автомобильных дорог: Материалы международной научно-технической конференции, Могилев, 13-15 февраля 2008 г./ М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2008. - С. 17.

20-А Бужинский А.Д. Анализ энергопотребления гидросистемой при работе машины в транспортном режиме / Бужинский А.Д. // Инетерстроймех-2008: материалы Международной научно-технической конференции, Владимир, 16-19 сентября 2008 г. / Фед. агенст. по образ, Владим. гос. ун-т [и др.]; редкол.: Б.Г. Ким [и др.]. – Владимир, 2008. – Т.2. – С. 170-174.

21-А Бужинский А.Д. Эффективность применения энергосберегающей системы погрузчика / А.Д. Бужинский // Проблемы и достижения строительного комплекса: труды Международной научно-технической конференции «Стройкомплекс - 2008», Ижевск, 15-17 января 2008 г./ Федер. агенств. по образованию Рос. Фед.; редкол.: В.А. Кудрявцев [и др.]. - Ижевск, 2008. - С. 84-87.

22-А Бужинский А.Д. Снижение энергозатрат в гидросистемах мобильных машин / А.Д. Бужинский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Международной конференции молодых ученых, Могилев, 20-21 ноября 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2008. – С. 3–7.

23-А Бужинский А.Д. Снижение энергозатрат при эксплуатации гидрофицированных мобильных машин / А.Д. Бужинский // Современные проблемы машиноведения: Международной научно-технической конференции, Гомель, 23-24 октября 2008 г. / М-во образования Респ. Бел. [и др.]; редкол.: С.И. Тимошина [и др.]. – Гомель, 2008. – С. 126.

24-А Бужинский А.Д. Экспериментальные исследования энергосберегающей системы погрузчика / А.Д. Бужинский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Международной конференции молодых ученых, Могилев, 20-21 ноября 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2008. – С. 80.

Патенты

25-А Гидросистема одноковшового фронтального погрузчика: пат. 9057 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / А.М. Щемелев, А.Д. Бужинский, С.Ю. Кудош; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20040228; заявл. 19.03.2004; опубл. 30.04.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 2.- С. 135.

26-А Энергосберегающая гидравлическая система погрузчика: пат. 9305 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / А.М. Щемелев, А.Д. Бужинский; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20041230; заявл. 24.12.2004; опубл. 30.06.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 3.- С. 97.

27-А Энергосберегающая гидравлическая система погрузчика: пат. 10291 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22 / А.Д. Бужинский, А.М. Щемелев; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20051302; заявл. 26.12.2005; опубл. 28.02.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 1.- С. 127.

28-А 26-А Энергосберегающая система землеройной машины: пат. 10578 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22 / А.Д. Бужинский, А.М. Щемелев; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20060758; заявл. 20.07.2006; опубл. 28.02.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 1.- С. 128.

29-А Система перевода двигателя гидрофицированной машины на холостые обороты: пат. 11282 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / А.М. Щемелев, В.К. Луженков, А.Е. Науменко, А.Д. Бужинский; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20070351; заявл. 04.04.2007; опубл. 30.10.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5.- С. 109.

30-А Гидравлическая система управления работой двигателя одноковшового экскаватора: пат. 11191 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / А.М. Щемелев, А.Д. Бужинский, А.Л. Скибицкий; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20070364; заявл. 05.04.2007; опубл. 30.10.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5.- С. 110.

31-А Гидросистема трехосного автогрейдера: пат. 11116 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / А.М. Щемелев, Е.В. Зезюлина, А.Е. Науменко, А.Д. Бужинский; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20070350; заявл. 04.04.2007; опубл. 30.10.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5.- С. 109.

32-А Энергосберегающая система управления работой двигателя гидрофицированной мобильной машины: пат. 12115 Респ. Беларусь, МПК6 E 02 F 9/22. / Щемелев А.М., Бужинский А.Д.; заявитель Белорусско-

Российский университет. - № а 20080257; заявл. 05.03.2008; опубл. 30.08.2009 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 4.- С. 127.

33-А Энергосберегающая гидросистема автобетоносмесителя: пат. 12744 Респ. Беларусь, МПК6 В 28С 5/00, В 60Р 3/16, F 15В 21/00. / Щемелев А.М., Бужинский А.Д., Наumenко А.Е.; заявитель Белорусско-Российский университет. - № а 20080640; заявл. 20.05.2008; опубл. 30.12.2009 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 6.- С. 76.

Репозиторий БНТУ

РЕЗЮМЕ

Бужинский Александр Дмитриевич

Повышение эффективности гидропривода одноковшовых фронтальных погрузчиков за счет применения энергосберегающих систем и минимизации гидравлических сопротивлений

Ключевые слова: гидросистема, энергосберегающая система, потери давления, коэффициент местного сопротивления, гидравлические потери, затраты мощности, расход топлива, методика, метод, математическая модель.

Цель работы: повышение эффективности гидропривода одноковшовых фронтальных погрузчиков за счет применения энергосберегающих систем и минимизации гидравлических сопротивлений.

В ходе проведенных исследований были использованы теории гидродинамики, механики, эксплуатации строительно-дорожных машин, планирования эксперимента, регрессионного анализа.

Научная новизна полученных результатов. Разработана ЭС, использующая потенциальную энергию рабочего оборудования погрузчиков, путем непосредственного направления рабочей жидкости из нагруженных полостей гидроцилиндров стрелы на входы двух гидронасосов, рабочие объемы которых соотносятся как $\frac{1}{\psi-1}$, где ψ - коэффициент мультипликации гидроцилиндров стрелы, позволяющая снизить затрачиваемую на привод гидронасосов мощность и, как следствие, расход топлива погрузчика. Разработана математическая модель данной ЭС погрузчика, учитывающая параметры двигателя (мощность, крутящий момент), трансмиссии (передаточные числа, к.п.д.) и конструктивные особенности гидропривода (связанные с установкой элементов ЭС), позволяющая на ЭВМ имитировать работу системы. На основании составленной математической модели разработана методика расчета параметров и оценки влияния ЭС на расход топлива одноковшового фронтального погрузчика, позволяющая проводить оценку эффективности использования разработанной ЭС. Работоспособность предложенной ЭС проверена методом физического эксперимента, по результатам которого подтверждена адекватность разработанной математической модели. Разработана методика оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на его расход топлива с учетом режимности работы гидропривода и дальности транспортирования материала. разработаны закономерности влияния параметров каналов элементов гидросистем на величину гидравлических сопротивлений, позволяющие минимизировать гидравлические потери в элементах гидросистем на стадии проектирования погрузчиков.

Область применения. Проектирование и эксплуатация гидрофицированных машин.

РЭЗЮМЕ

Бужынскі Аляксандр Дзмітравіч

Павышэнне эфектыўнасці гідрапрывада аднакаўшовых франтальных пагрузчыкаў за лік прымянення энергазберагаючых сістэм і мінімізацыі гідраўлічных супраціўленняў

Ключавыя словы: гідрасістэма, энергазберагаючая сістэма, страты ціску, каэфіцыент мясцовага супраціўлення, гідраўлічныя страты, затраты магутнасці, расход паліва, методыка, метады, матэматычная мадэль.

Мэта працы: павышэнне эфектыўнасці гідрапрывада аднакаўшовых франтальных пагрузчыкаў за лік прымянення энергазберагаючых сістэм і мінімізацыі гідраўлічных супраціўленняў.

У ходзе праведзеных даследаванняў былі выкарыстаны тэорыі гідрадынамікі, механікі, эксплуатацыі будаўніча-дарожных машын, планавання эксперыменту, рэгрэсійнага аналізу.

Навуковая навізна атрыманых вынікаў. Распрацавана ЭС, якая выкарыстоўвае патэнцыяльную энергію працоўнага абсталявання пагрузчыкаў шляхам непасрэднага накіравання працоўнай вадкасці з нагружаных поласцей гідрацыліндраў стралы на ўваходы двух гідранасосаў, працоўныя аб'ёмы якіх суадносяцца як $\frac{1}{\psi - 1}$, дзе ψ - каэфіцыент

мультиплікацыі гідрацыліндраў стралы, якая дазваляе панізіць магутнасць на прывад гідранасосаў, і, як следства, расход паліва пагрузчыка. Распрацавана матэматычная мадэль дадзенай ЭС пагрузчыка, якая ўлічвае параметры рухавіка (магутнасць, круцячы момант), трансмісіі (перадатчыныя лічбы к.к.дз.) і канструктыўныя асаблівасці гідрапрывада (звязаныя з устаноўкай элементаў ЭС), якая дазваляе на ЭВМ імітаваць работу сістэмы. На аснове састаўленай матэматычнай мадэлі распрацавана методыка разліку параметраў і ацэнкі ўплыву ЭС на расход паліва аднакаўшовага франтальнага пагрузчыка, якая дазваляе праводзіць ацэнку эфектыўнасці выкарыстання распрацаванай ЭС. Працаздольнасць прапанаванай ЭС правярана метадам фізічнага эксперыменту, па выніках якога пацверджана адэкватнасць распрацаванай матэматычнай мадэлі. Распрацавана методыка ацэнкі ўплыву гідраўлічных супраціўленняў у гідрасістэме пагрузчыка на яго расход паліва з улікам рэжымнасці працы гідрапрывада і далёкасці транспарціравання матэрыялу. Распрацаваны заканамернасці ўплыву параметраў каналаў элементаў гідрасістэм на велічыню гідраўлічных супраціўленняў, якія дазваляюць мінімізаваць гідраўлічныя страты ў элементах гідрасістэм на стадыі праектавання пагрузчыкаў.

Галіна прымянення. Праектаванне і эксплуатацыя гідрафіцыраваных машын.

SUMMARY

Buzhinski Aleaxandr

Increase in the hydraulic drive efficiency of one bucket front loaders by using energy-saving systems and minimizing hydraulic resistance

Key words: hydraulic systems, energy-saving systems, pressure loss, coefficient of local resistance, hydraulic losses, power consumption, fuel consumption, procedure, method, mathematical model.

The aim of the research work is to increase the efficiency of the hydraulic drive of front loaders by using energy-saving systems and minimizing hydraulic resistance.

Used in the research were theories of hydrodynamics, mechanical, maintains of road-building machines, planning of the experiment, regressive analysis.

Innovation of the research results The energy-efficient system has been developed. It uses potential energy of the working equipment of loaders by straight direction of working liquid from the loaded cavities of hydrocylinders of a loader boom on inlets of two hydropumps, working volumes of which correspond as $\frac{1}{\psi-1}$, where ψ is a intensifier ratio of hydrocylinders of a loader boom which makes it possible to lower the power supplied for a hydraulic pumps and as a result fuel consumption of the loader.

The mathematical model of the given energy-efficient system of the loader which takes into consideration characteristics of the engine (capacity, torque), transmission (transmission ratio, efficiency) and design features of a hydraulic actuator (connected with installation of the elements of the energy-efficient system) which makes it possible to simulate the work of the system on the computer. On the basis of the mathematical model the system parameter design procedure and estimation of influence of the energy-efficient system on fuel consumption of front bucket loader allowing to estimate efficiency of the developed energy-efficient system has been developed. Working capacity of the given energy-efficient system has been checked up by the method of physical experiment, which results proved the adequacy of the developed mathematical model. The technique of influence estimation of hydraulic resistance in loader hydrosystem on its fuel consumption taking into account the mode of work of the hydraulic actuator and transportation distance of the material has been developed, laws of influence of channel parameters of hydrosystem elements on the size of the hydraulic resistance which make it possible to minimize hydraulic losses in the elements of hydrosystems on the design stage of loaders.

The field of application includes design and operation of vehicles with hydraulic systems.