

УДК 621.225.7

Е.В. ХАЗЕЕВ; Д.Л. СТАСЕНКО, канд. техн. наук, доц.

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРОСИСТЕМЫ С ОБЪЕМНОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ ПО КРИТЕРИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

Важнейшим и сложным этапом исследований мобильных машин является их оптимизация. В настоящее время исследования, направленные на изучение и выбор методик оптимизации машин, являются приоритетным направлением в области машиностроения. В настоящей работе рассматриваются вопросы оптимизации гидросистемы колесного погрузчика CAT 962H с объемной адаптацией к нагрузке по критерию энергоэффективности. Полученные данные показывают снижение потерь давления на 44 % в оптимизированной гидросистеме. Общее энергопотребление гидросистемы соответствует повышению эффективности на 2 %. Оптимизированная работа прототипа регулятора оказывает существенное значение на потенциал повышения эффективности, следовательно, влияет на уровень давления в системе и на величину энергопотребления насоса. Предложенный энергетический анализ гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке позволяет определить наилучшие параметры работы гидросистем по критерию энергоэффективности.

Ключевые слова: гидросистема, адаптация к нагрузке, энергоэффективность

Введение. Гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке в настоящее время являются наиболее энергоэффективными гидросистемами при использовании в мобильных машинах. Величина давления адаптируется к наибольшей величине нагрузки на потребителе, а потери на регуляторе имеют минимальные значения. Данная особенность позволяет гидросистеме с объемной адаптацией к нагрузке обеспечивать улучшенные энергетические характеристики работы мобильной машины [1].

Однако в период эксплуатации величина перепада давления оказывает существенное влияние на переходные процессы, что обуславливает необходимость изучения динамических характеристик работы данного типа гидросистем.

Динамика работы, математическое моделирование и конструирование гидросистем с адаптацией к нагрузке в разное время рассматривались в работах С.Л. Горавского, Е.Я. Строка, Л.Д. Бельчика, М.И. Жилевича [2–4].

Цель работы — оптимизация гидросистемы колесного погрузчика CAT 962H с объемной адаптацией к нагрузке по критерию энергоэффективности с разработкой регулятора насоса.

Энергетический анализ гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке с приведенными пара-

метрами изменения внутренних потерь давления. Энергетический анализ исследуемой гидравлической системы с объемной адаптацией к нагрузке представлен на рисунке 1.

Ввод гидравлической энергии в систему с объемной адаптацией к нагрузке представим, как энергию насоса $E_{об,сумм}$ [5]:

$$E_{об,сумм} = \sum_{i=1}^n E_{об,i} = \sum_{i=1}^n \int P_{об,i} dt = \sum_{i=1}^n \int Q_{об,i} \cdot p_0 dt. \quad (1)$$

$E_{об,сумм}$ рассчитывается с использованием давления в системе p_0 и индивидуального расхода $Q_{об,i}$ на каждом участке нагрузки исследуемой системы, таким образом можно пренебречь величиной расхода, требуемой для работы регулятора насоса.

В случае когда представленный метод влияет на уровень давления в системе p_0 , необходимо учитывать дополнительные потери энергии, следовательно, величина $E_{об,сумм}$ не будет равна общей энергии, поступающей от насоса, в результате ее можно представить как сумму энергии индивидуальных расходов $Q_{об,i}$ всей системы.

Количество энергии $E_{потреб,i}$ необходимое для работы каждого отдельного потребителя, можно представить как [6]:

$$E_{потреб,i} = \int P_{потреб,i} dt = \int Q_{об,i} \cdot p_{LS,потреб,i} dt. \quad (2)$$

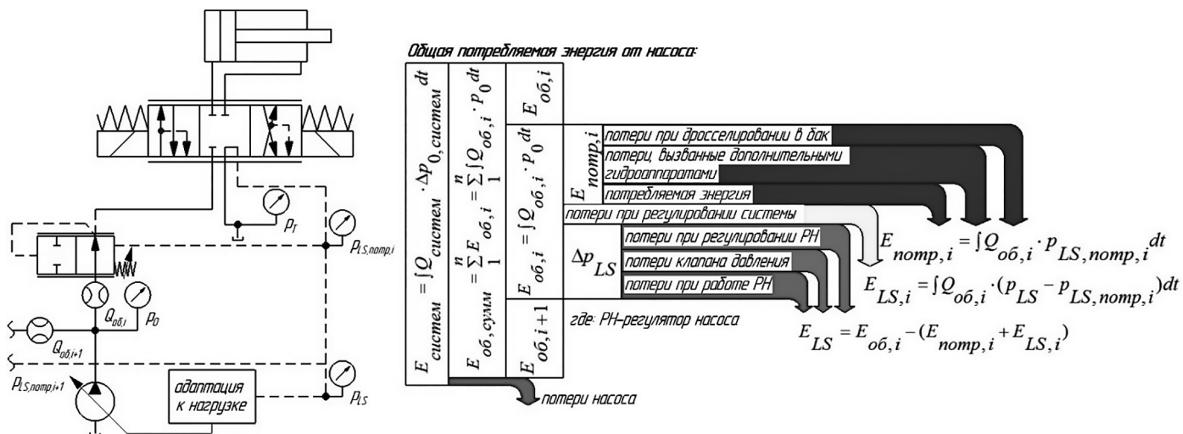


Рисунок 1 — Энергетический анализ гидравлической системы с объемной адаптацией к нагрузке

Количество энергии $E_{\text{потр},i}$ рассчитывается с использованием индивидуального расхода $Q_{\text{об},i}$ и индивидуального давления изменения нагрузки $p_{LS,\text{потр},i}$, следовательно, величина $E_{\text{потр},i}$ равна нулю, когда i -й потребитель не задействован системой, и изменяется в момент его эксплуатации.

Величина потери энергии $E_{LS,i}$ описывает потери на каждом участке системы:

$$E_{LS,i} = \int P_{LS,i} dt = \int Q_{\text{об},i} \cdot (p_{LS} - p_{LS,\text{потр},i}) dt. \quad (3)$$

Величина потери энергии $E_{LS,i}$ формируется за счет разницы давлений Δp между отдельными уровнями давления изменения нагрузки $p_{LS,i}$ и величиной давления изменения нагрузки всей системы p_{LS} .

Величина потерь энергии E_{LS} , вызванная перепадом давления Δp_{LS} , рассчитывается вычитанием суммы количества энергии, необходимой для работы каждого отдельного потребителя $E_{\text{потр},i}$ и потерь энергии на каждом участке системы $E_{LS,i}$ из количества энергии, требуемой для работы i -го участка системы $E_{\text{об},i}$:

$$E_{LS} = \sum_1^n (E_{\text{об},i} - (E_{\text{потр},i} + E_{LS,i})) = \sum_1^n \int P_{LS} dt. \quad (4)$$

Для определения внутренних потерь давления в системе рабочий цикл погрузчика САТ 962Н проанализируем в соответствии с выведенными величинами (рисунок 2).

Величина перепада давления $\Delta P_{LS} = p_{LS} - p_{LS,i}$ каждого потребителя во время работы колесного погрузчика приведена на рисунке 3. Данная гидросистема анализировалась в качестве системы как с одним, так и несколькими потребителями. Полученные данные для системы с одним потребителем выведены путем наложения уровней давления линии адаптации к нагрузке на каждом временном шаге работы системы [7].

При работе двух потребителей на диаграмме показано, что величина перепада давления на каждом потреби-

теле $\Delta p_{LS,i}$ превышает 6 МПа, т. е. больше на 6 % по отношению к общей продолжительности работы 13 с.

Для случая работы одного потребителя продолжительность увеличивается на 17 %. Основные результаты анализа приведены в таблице 1.

Системы с одним и двумя потребителями анализировались по формулам (1)–(4). Полученные результаты приведены в таблице 2.

Энергетический анализ показал, что общее энергопотребление $E_{\text{об,сумм}}$ с одним потребителем на 246 кДж выше, чем с несколькими. В обоих вариантах системы количество энергии $E_{\text{потр},i}$ остается одинаковым. Помимо этого, анализ показал, что для системы с одним потребителем 20 % общего энергопотребления рассматриваются как системные потери давления в гидравлическом контуре. Полученные результаты указывают на существенный потенциал для оптимизации и повышения энергоэффективности [8].

Разработка оптимизированной системы с объемной адаптацией к нагрузке. Диаграмма зависимости давления от расхода P/Q оптимизированной системы с объемной адаптацией к нагрузке представлена на рисунке 4.

В результате измененной величины перепада давления Δp потери давления и энергии в системе снижаются. Таким образом, реализация повышения величины давления на самом нагруженном потребителе может быть достигнута за счет увеличения рабочей нагрузки. Рассмотрим оптимизированную гидросистему машины (рисунок 5) [9]. Необходимый потенциал давления достигается за счет установки в систему вспомогательного блока. Данный блок снабжен линией промежуточного давления, которая расположена между напорной и сливной линиями.

Таблица 1 — Анализ рабочего цикла мобильной машины, (% времени) в момент, когда Δp превышает 6 МПа

Исполнительный элемент	Система с несколькими потребителями, %	Система с одним потребителем, %
Стрела	6	17
Ковш	0	8
Шток	16	24
Поворотный привод	16	29

Таблица 2 — Энергетический анализ рабочего цикла мобильной машины по энергетическим формулам (1)–(4)

Исследуемый параметр	Система с несколькими потребителями, %	Система с одним потребителем, %
$E_{\text{об,сумм}}$	Насос 1473кж	Насос 1473кж
$E_{\text{потр},i}$	69	59
$E_{LS,i}$	11	22
$E_{LS,i}$, стрела	2,6	7,6
$E_{LS,i}$, шток	0,2	1,5
$E_{LS,i}$, ковш	5,3	6,9
$E_{LS,i}$, поворотный привод	2,9	6,0
E_{LS}	20	19

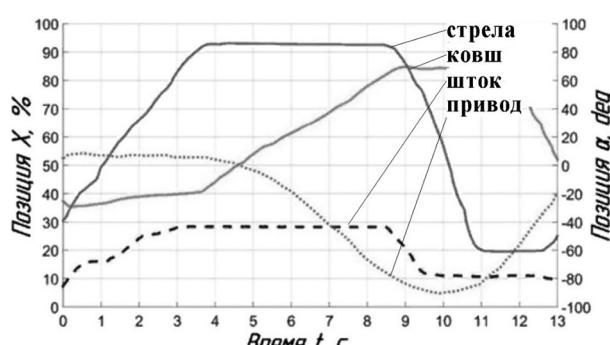


Рисунок 2 — Рабочий цикл мобильной машины

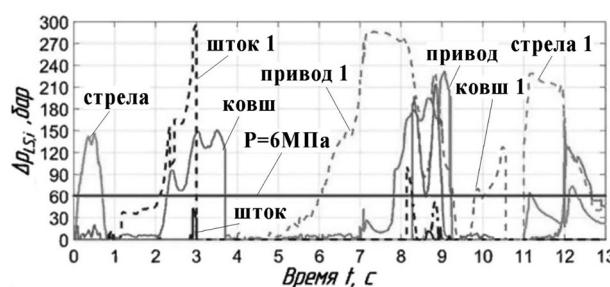
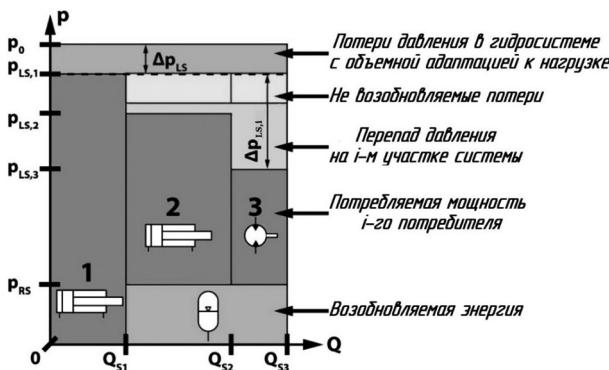


Рисунок 3 — Анализ величины перепада давления ΔP_{LS} на каждом потребителе

Рисунок 4 — Диаграмма зависимости давления от расхода P/Q

Особенностью оптимизированной системы является регулятор насоса (рисунок 6), который выполнен в виде двух пропорциональных клапанов с гидравлическим управлением и пружиной, противодействующей величине p_{LS} . Регулятор обеспечивает настройку величины давления на каждом потребителе и плавное их перемещение [10].

Расчет регулятора насоса можно представить в виде равновесия сил для золотника клапанов:

$$p_{LS} \cdot A_{LS} > p_{RS} \cdot A_{RS} \cdot x_A + p_{LS,\text{потр},i} \cdot A_{LS,\text{потр},i} + F_{\text{пруж}} \cdot \text{with} \cdot x_A = A_i \quad (5)$$

где p_{LS} — давление в системе с объемной адаптацией; p_{RS} — давление вспомогательном блоке; A_i — площадь управления; $p_{LS,\text{потр},i}$ — давление на i -м потребителе; $F_{\text{пруж}}$ — усилие пружины; x_A — коэффициент отношения поверхностей подключенного дифференциального цилиндра. Для двухштокового цилиндра или гидравлического двигателя x_A равно единице, в противном случае x_A всегда больше единицы.

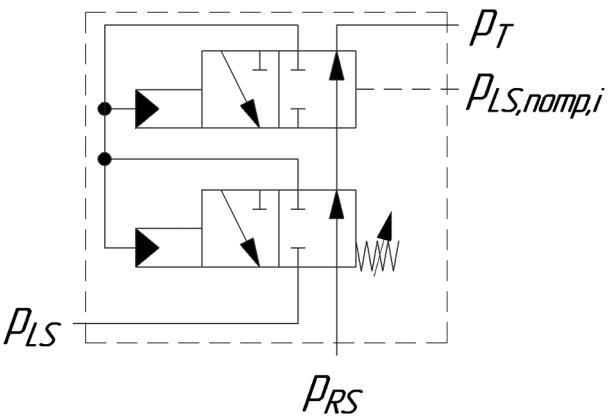


Рисунок 6 — Принципиальная гидравлическая схема регулятора насоса

Используя выражение (5) и подразумевая, что площадь управления $A_{LS} = A_{RS} = A_{LS,\text{потр},i} = A_i$, можно выделить три различных случая работы регулятора.

Случай 1:

$$p_{LS} < p_{RS} \cdot x_A + p_{LS,\text{потр},i} + \frac{F_{\text{пруж}}}{A_i}. \quad (6)$$

Случай 2:

$$p_{LS} = p_{RS} \cdot x_A + p_{LS,\text{потр},i} + \frac{F_{\text{пруж}}}{A_i}. \quad (7)$$

Случай 3:

$$p_{LS} > p_{RS} \cdot x_A + p_{LS,\text{потр},i} + \frac{F_{\text{пруж}}}{A_i}. \quad (8)$$

В случае 1 уравнение (6) применимо к потребителям с высокой или максимальной нагрузкой. Если привод соответствует данному условию, то возникает повышение давления в сливной линии, следовательно, изменяется

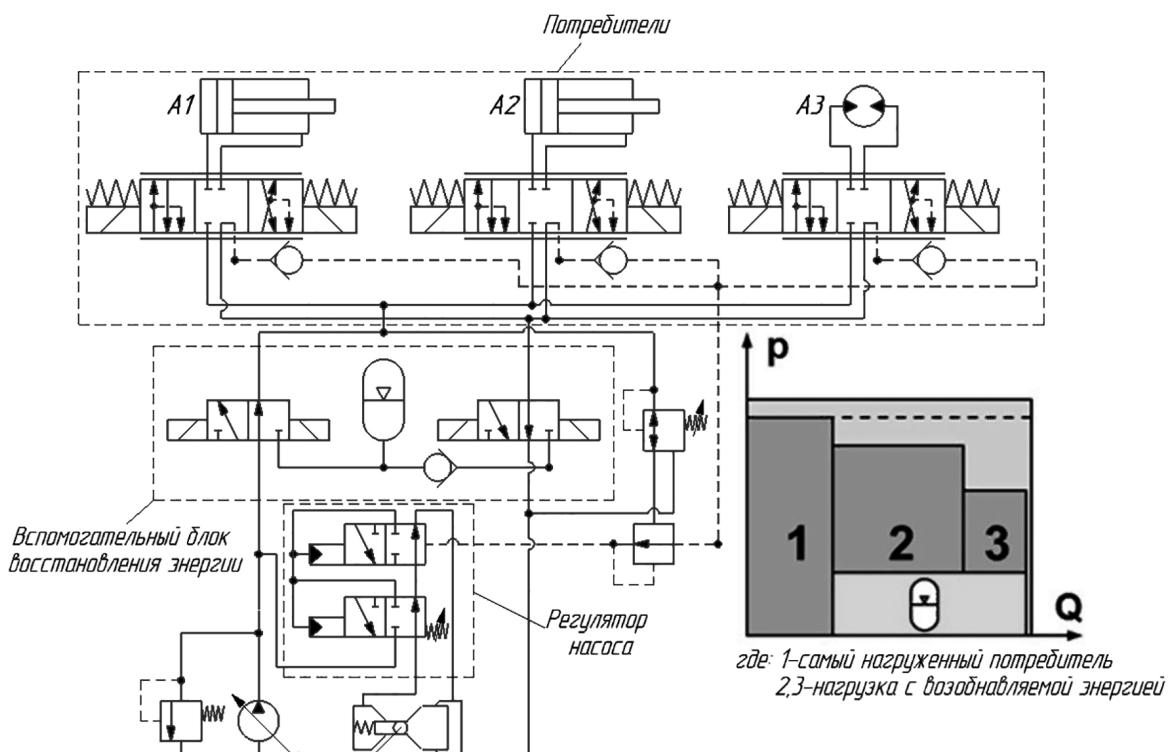
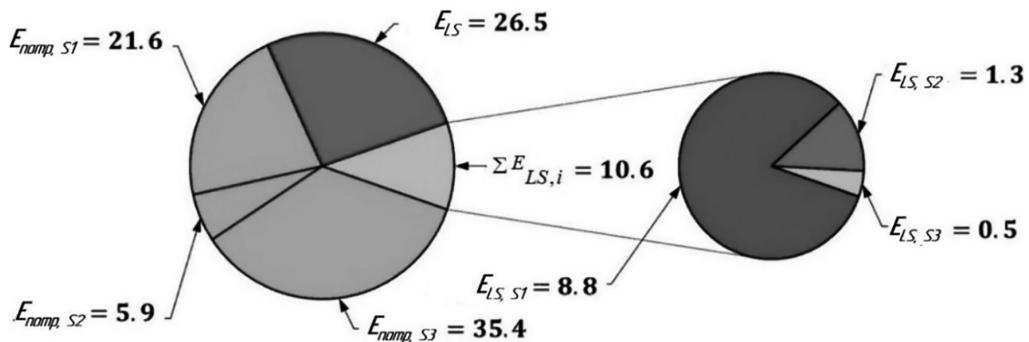
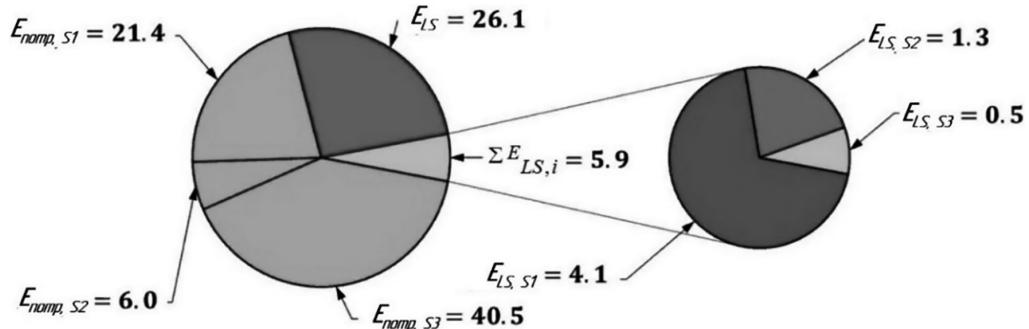


Рисунок 5 — Оптимизированная гидравлическая система с объемной адаптацией к нагрузке

Рисунок 7 — Энергетический анализ E (%) начальной гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузкеРисунок 8 — Энергетический анализ E (%) оптимизированной гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке

уровень давления в системе p_0 и увеличиваются потери энергии. Таким образом, потери давления в системе не могут быть уменьшены.

В случае 2 уравнение (7) показывает, что силы давления с обеих сторон создают равновесие. Регулятор изменяет расход и давление в сливной линии, тем самым влияя на величину индивидуального давления изменения нагрузки $p_{LS,\text{потреб},i}$ i -го потребителя, следовательно, потери давления снижаются.

В случае 3 уравнение (8) возникает при работе потребителей с малой нагрузкой. Потери энергии за счет аккумулятора возобновляются. Регулятор полностью закрывается, а рабочая жидкость поступает во вспомогательный блок. Давление в блоке противодействует давлению подачи подключенного потребителя, увеличивая давление на i -м участке системы [11].

Результаты оптимизации гидросистемы колесного погрузчика CAT 962Н с объемной адаптацией к нагрузке. Экспериментальные данные были получены путем анализа рабочего цикла колесного погрузчика. Эталонная система мощностью около 125 кВт имеет двухконтурную гидросистему с объемной адаптацией к нагрузке. Путем сравнения величин давлений насоса в обоих контурах и определения максимального значения давления на каждом потребителе система была преобразована в одноконтурную.

На завершающей стадии исследование проводилось в рамках цикла работы погрузчика с использованием начальной и оптимизированной гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке. После чего полученные результаты были сравнены между собой. Результаты анализа эталонного цикла представлены на рисунке 7 [12].

Круговая диаграмма показывает, что 37,1 % потребляемой энергии приходится на потери во время цикла загрузки ковша, при этом 10,6 % из них приходится на потери давления в системе. В свою очередь потери энергии $E_{LS,i}$ возникают из-за высокого перепада давле-

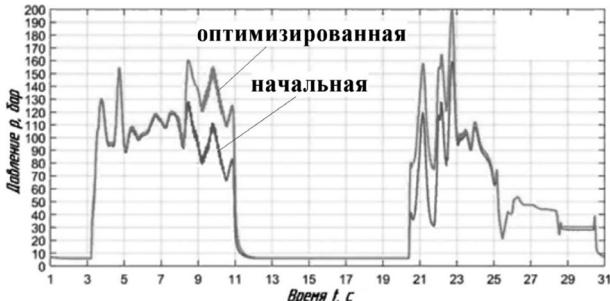


Рисунок 9 — Сравнительный анализ уровня давления в начальной и оптимизированной гидросистемах с объемной адаптацией к нагрузке

ния Δp_{LS} , составляющего около 3–4 МПа, что связано со снижением вибрации в участке нагружения.

Результаты анализа оптимизированной гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке (рисунок 8) показывают, что сумма потерь энергии может уменьшаться до 44 %.

Сравнение параметров оптимизированной и начальной гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке приведено на рисунке 9.

Заключение. Подводя итог, можно сделать вывод, что предложенный метод оптимизации может снизить потери давления начальной гидросистемы погрузчика с объемной адаптацией к нагрузке. Полученные данные показывают снижение потерь давления на 44 % в оптимизированной гидросистеме. Оптимизированная работа регулятора оказывает существенное влияние на потенциал повышения энергоэффективности, т. к. он влияет на уровень давления в системе и на энергопотребление насоса.

Список литературы

- Стасенко, Д.Л. Сравнительный анализ гидросистем с адаптацией к нагрузке мобильных машин / Д.Л. Стасенко,

- А.А. Гинзбург, Е.В. Хазеев // Научно-технический союз машиностроения «ИНДУСТРИЯ 4.0»: VI междунар. науч. конф. «Зимняя сессия», Боровец, 8–11 дек. 2021 г. — Боровец, 2021. — С. 189–192.
2. Горавский, С.Л. Повышение энергоэффективности работы сервораспределителя системы управления навесным устройством трактора / С.Л. Горавский // Энергетика и ТЭК. — 2009. — № 1. — С. 44–45.
3. Строк, Е.Я. Улучшение мощностного баланса гидравлических систем мобильных машин / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Д.Е. Строк // Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр.: в 2 т. / БНТУ; под ред. И.П. Филонова; редкол.: И.П. Филонов [и др.]. — Минск, 2004. — Вып. 20, т. 2. — С. 264–266.
4. Жилевич, М.И. Диагностирование и безопасная эксплуатация гидроприводов машин по состоянию / М.И. Жилевич, А.В. Королькович, В.С. Шевченко // Весці НАН Беларусі. Серыя фіз.-тэхн. науак. — 2010. — № 2. — С. 42–45.
5. Rathi, R.N. A load sensing hydraulic system as applies to hydraulic lift cranes / R.N. Rathi // 31st National Conference on Fluid Power. — 1975.
6. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцори. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.
7. Гинзбург, А.А. Сравнение однопоточных гидросистем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке по уровню потерь мощности / А.А. Гинзбург, Д.Л. Стасенко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2018. — № 3(44). — С. 67–74.
8. Стасенко, Д.Л. Повышение энергоэффективности гидросистемы колесного погрузчика CAT 962H / Д.Л. Стасенко, Е.В. Хазеев // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. — 2023. — № 4. — С. 14–21.
9. Инструкция по эксплуатации погрузчика CAT 962H / Caterpillar. — 2005. — 20 с.
10. Патент RU 2276237C2, МПК E02F 9/22 (2006.01). Гидросистема мобильной машины: № 2004124086/03: заявлено 06.08.2004; опубл. 10.05.2006 / В.П. Баторшин, Е.С. Голоскин, А.М. Петров; заявитель ООО «Инженерно-технологический центр». — URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2276237C2_20060510 (дата обращения 15.05.2025).
11. Гинзбург, А.А. Направления повышения энергетической эффективности и надежности гидравлических LS-систем / А.А. Гинзбург, Е.В. Хазеев // Механизмы развития научно-технического потенциала: материалы I Междунар. науч.-практич. Интернет-конф., Днепр, 11–12 нояб. 2021 г. — Днепр, 2021. — С. 101–103.
12. Хазеев, Е.В. Повышение энергоэффективности гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке / Е.В. Хазеев, Д.Л. Стасенко // Вестник Брестского государственного технического университета. — 2024. — № 1(133). — С. 110–115.

Khazeyeu Ya.V., Stasenko D.L.

Optimization of a hydraulic system with volumetric adaptation to load by the criterion of energy efficiency

The most important and complex stage of mobile machine research is their optimization. Currently, research aimed at studying and selecting machine optimization methods is the most important and priority direction in the field of mechanical engineering. This paper considers the issues of optimization of the hydraulic system of the CAT 962H wheel loader with volumetric adaptation to the load according to the energy efficiency criterion. The obtained data show a decrease in pressure losses by 44 % in the optimized hydraulic system. The total energy consumption of the hydraulic system corresponds to an increase in efficiency by 2 %. Optimized operation of the regulator prototype has a significant effect on the potential for increasing efficiency, therefore, affects the pressure level in the system and the amount of energy consumption of the pump. The proposed energy analysis of the hydraulic system with volumetric adaptation to the load makes it possible to determine the best operating parameters of hydraulic systems according to the energy efficiency criterion.

Поступило в редакцию 26.06.2025.