

УДК 629.3

С. А. Рынкевич, И. Ю. Хадкевич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

UDC 629.3

S. A. Rynkevich, I. Y. Khadkevich

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PHYSICAL PROPERTIES OF MOBILE MACHINES HYDRAULIC DRIVE

Аннотация

Приведен анализ закономерностей изменения диагностических параметров гидравлического привода мобильной машины. Получено математическое описание показателей оценки качества функционирования гидропривода при вариациях диагностических параметров и выявлены закономерности для их учета в алгоритмах диагностирования. Предложена методика оценки технического состояния гидропривода на основе анализа изменения диагностических параметров с учетом закономерностей отклонения параметров от допустимых значений, позволяющая повысить точность установления момента достижения параметрами своих предельно допустимых значений.

Ключевые слова:

гидравлический привод, мобильная машина, гидротрансформатор, диагностические параметры, диагностирование, эксперимент.

Abstract

The article analyzes patterns of change in diagnostic parameters of the mobile machines hydraulic drive. The mathematical description of the indicators has been obtained to evaluate the quality of hydraulic drive operation with the variations of diagnostic parameters, and the regularities have been found to be taken into account in diagnosing algorithms. The method for evaluating the technical condition of the hydraulic drive is offered, which is based on the analysis of changes in diagnostic parameters, taking into account the patterns of deviation of parameters from permissible values, and which improves the accuracy of determining the time when the parameters reach their maximum permissible values.

Key words:

hydraulic drive, mobile machine, hydraulic torque converter, diagnostic parameters, diagnosing, experiment.

Характеристики изменения ресурса элементов шестеренного насоса

В соответствии с требованиями ГОСТ 17335-79 в заводских условиях были проведены ресурсные испытания и испытания на надежность шестеренного насоса гидропривода самосвального землевоза и шахтного самосвала, которые выпускаются на заводе ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ»

(г. Могилев) (рис. 1).

Для испытаний масляных насосов и других элементов гидроприводов мобильных машин в заводских условиях создано специальное универсальное оборудование, показанное на рис. 2.

Были выбраны оцениваемые **параметры диагностирования** гидравлической, механической и тепловой природы: давление, расход и температура рабочей жидкости в магистралях, пода-

ча насоса, а также степень износа трущихся и сопрягаемых поверхностей гидроаппаратов.

Была разработана методика испы-

таний масляного насоса гидропривода и приведена гидравлическая схема стенда для их проведения.

а)

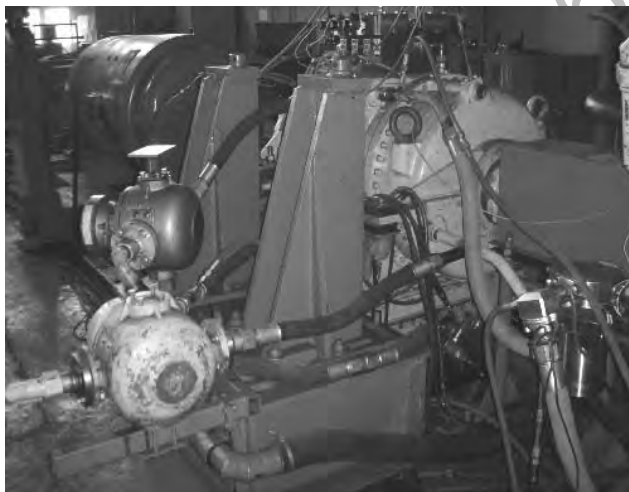


б)



Рис. 1. Землевозы и подземная техника Могилевского завода им. С. М. Кирова: а – самосвал-землевоз МоА3-75041 грузоподъемностью 27 т; б – самосвал шахтный МоА3-74052-9586 грузоподъемностью 25 т

а)



б)



Рис. 2. Испытания элементов гидропривода мобильных машин: а – экспериментальная установка для испытаний масляных насосов и других элементов гидропривода; б – секция масляного насоса в разобранном виде

Гидравлическая схема стенда для испытания масляного насоса гидропривода, созданного в условиях предприятия ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» (г. Могилев), представлена на рис. 3. В качестве рабочей жидкости для обкатки насосов используется масло марки «А» для гидросистем (ТУ 38.101.1282).

Перед установкой на стенд трущиеся поверхности насоса должны быть смазаны рабочей жидкостью. Обкатку насоса начинают без нагрузки с частоты вращения 300 мин^{-1} , прибавляя через каждые 5 мин $200 \dots 300 \text{ мин}^{-1}$, и доводят частоту вращения на холостом режиме до 900 мин^{-1} . Производят измерение производительности насоса при частоте 600 мин^{-1}

и температуре рабочей жидкости 80...90 °С.

При этом должна быть обеспечена производительность главной секции не менее 33 л/мин при противодавлении 0,95...1,05 МПа; производительность секции охлаждения гидротрансформатора – не менее 36 л/мин при противо-

давлении 0,35...0,45 МПа.

После измерения производительности насос нагружают давлением, начиная с частоты 1200 мин⁻¹: главную секцию насоса – 0,95...1,05 МПа; секции охлаждения гидротрансформатора – 0,35...0,45 МПа.

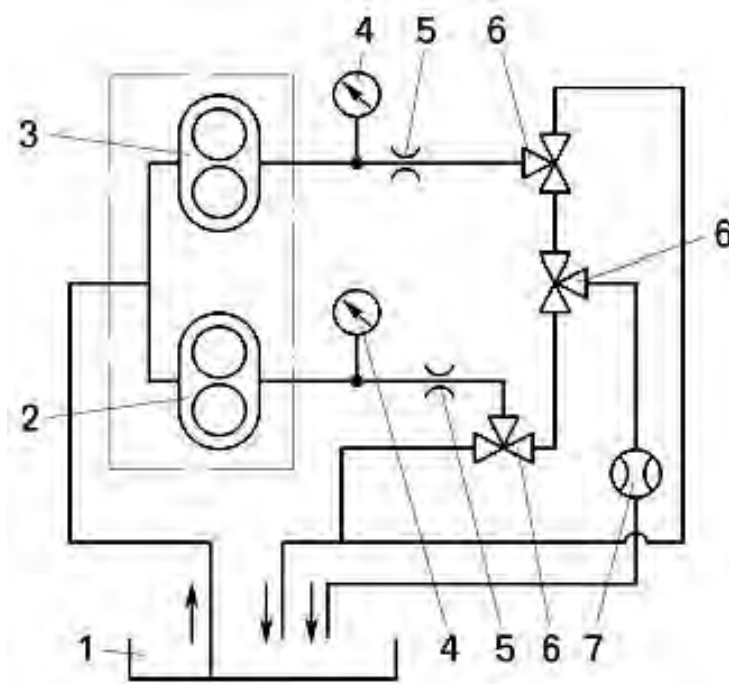


Рис. 3. Гидравлическая схема стенда для испытания двухсекционного масляного насоса: 1 – масляный бак; 2 – гидротрансформаторная секция насоса; 3 – главная секция насоса; 4 – манометр; 5 – дроссель; 6 – кран; 7 – расходомер

Прибавляя через каждые 5 мин 200...300 мин⁻¹, доводят частоту вращения под нагрузкой до 2000 мин⁻¹. Производят замеры производительности обеих секций масляного насоса при 600 мин⁻¹ и температуре рабочей жидкости 80...90 °С. При этом производительность главной секции должна быть 32...39 л/мин при противодавлении 0,95...1,05 МПа; производительность секции охлаждения гидротрансформатора – не менее 35 л/мин при противодавлении 0,35...0,45 МПа.

Если производительность в главной секции насоса более 39 л/мин, необходимо произвести повторно замер

производительности этой секции. Утечки масла через корпуса и уплотнения не допускаются.

Для испытаний насосов строительно-дорожных и других мобильных машин можно использовать специализированное стендовое оборудование, рекомендуемое соответствующими нормативными документами (ГОСТ 17752-81 *Гидропривод объемный и пневмопривод* и СП 12-105-2003 *Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин*). Один из таких стендов приведен на рис. 4.

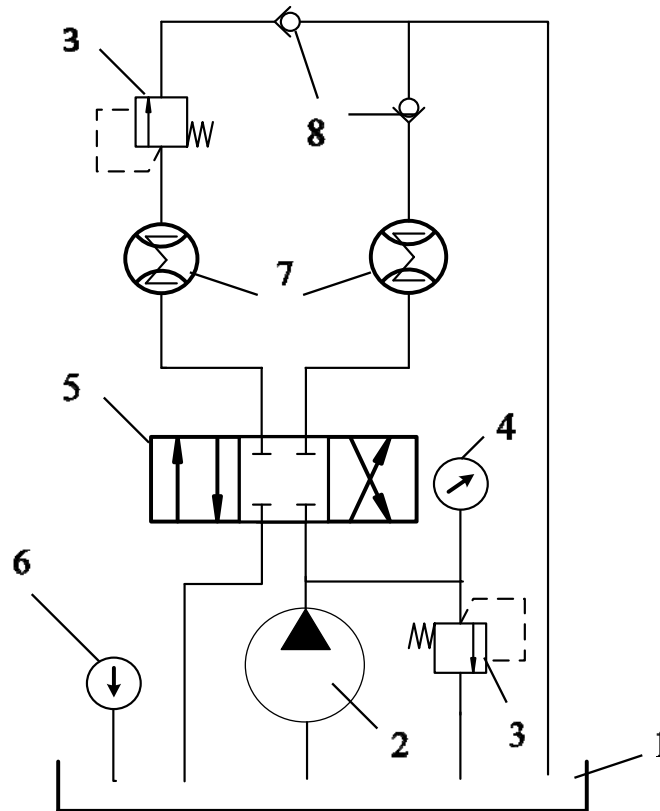


Рис. 4. Типовая схема специализированного стенда для диагностирования насоса: 1 – бак; 2 – испытуемый насос; 3 – предохранительный клапан; 4 – манометр (датчик давления); 5 – распределитель; 6 – термометр (датчик температуры); 7 – расходомер или датчик расхода; 8 – обратный клапан

На рис. 5 показаны расходные характеристики насоса, полученные после 380, 1700 и 3000 ч его обкатки при номинальном давлении в главной (0,4 МПа) и трансформаторной (1,0 МПа) секциях при температуре масла марки «А», равной 95 °С. В процессе ресурсных испытаний насос нагружался давлением в главной секции до 1,5 МПа, в трансформаторной – до 0,6 МПа, частота вращения доводилась до 2100 мин⁻¹. Расходные характеристики трансформаторной секции насоса имеют аналогичный вид.

Анализ графиков показывает, что производительность насоса (а значит, и его ресурс) в процессе эксплуатации снижается. При этом потери производительности насоса достигают 30 % – при низких и 15...20 % – при средних и больших частотах вращения вала.

В процессе испытаний производились частичная разборка насоса и замеры (микрометраж) толщины прокладок торцевого уплотнения в 6-ти точках и диаметра беговых дорожек обойм подшипников, установленных в корпусе насоса, а также радиальных зазоров подшипников. Определялись значения износа обойм подшипников и прокладок торцевого уплотнения. Оценивалась также потеря производительности насоса.

Была выявлена закономерность изменения общей работоспособности насоса.

На рис. 5 показаны результаты ресурсных испытаний партии насосов в отношении изменения износа беговых дорожек обойм подшипников $\Delta_{\text{н}}$ главной секции насоса. Сплошные линии ограничивают разброс данных по

величине износа для подшипников ведомого вала насоса, а пунктирные – для ведущего.

Результаты испытаний и закономерности изменения износа отме-

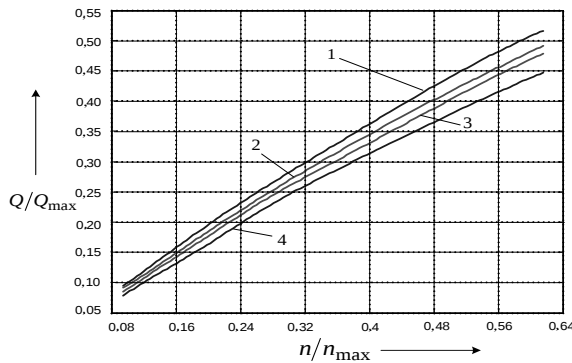


Рис. 5. Расходные характеристики насоса (главная секция): 1 – до испытаний; 2 – после 380 ч работы; 3 – после 1700 ч работы; 4 – после 3000 ч работы

Введем два диагностических параметра: величины износа Δ_u и скорости износа $\dot{\Delta}_u$. На основе аппроксимации результатов испытаний получена следующая модель процессов изнашивания отмеченных выше элементов подшипника насоса:

$$\Delta_u = \begin{cases} \frac{\Delta_1}{t_1^{0,5}} t^{0,5}, & t \leq t_1; \\ \Delta_1, & t_1 < t \leq t_2; \\ \Delta_1 + \frac{\Delta_{np} - \Delta_1}{t_{np}^2} t^2, & t_2 < t \leq t_{np}; \end{cases} \quad (1)$$

$$\dot{\Delta}_u = \begin{cases} \frac{\Delta_1}{2t_1^{0,5}} t^{-0,5}, & t \leq t_1; \\ 0, & t_1 < t \leq t_2; \\ \frac{2(\Delta_{np} - \Delta_1)}{t_{np}^2} t, & t_2 < t \leq t_{np}. \end{cases} \quad (2)$$

Аналогичные зависимости имеют величины износа трансформаторной секции насоса.

ченных элементов обрабатывались методом наименьших квадратов. Рис. 6 иллюстрирует график зависимости износа от времени.

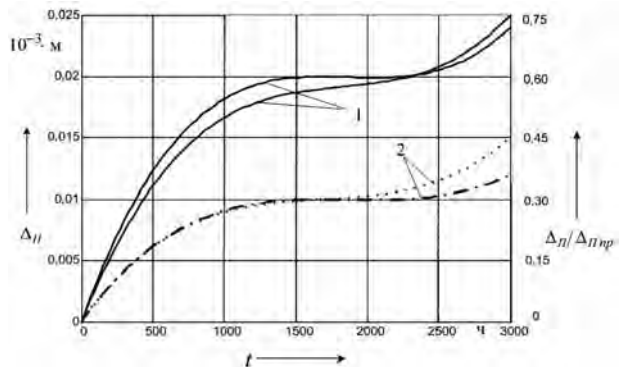


Рис. 6. Характеристика износа беговых дорожек обойм подшипников главной секции насоса: 1 – подшипник ведомого вала насоса; 2 – подшипник ведущего вала

На рис. 7 показана экспериментальная зависимость подачи двухсекционного насоса после определенной наработки от частоты вращения приводного вала в сравнении с эталонными (номинальными) характеристиками. Видно, что в связи с уменьшением ресурса и износом основных элементов происходит некоторое снижение подачи, а значит, и производительности насоса.

На рис. 8 приведены экспериментальные зависимости момента от частоты вращения насоса ГМП в сравнении с эталонными характеристиками.

Характеристики изменения ресурса фильтрующих элементов

Исследования фильтрующих элементов проводились в корпусе фильтров на заводском стенде, обеспечивающем расход жидкости в пределах 30...120 л/мин при температуре 20 и 80 °С.

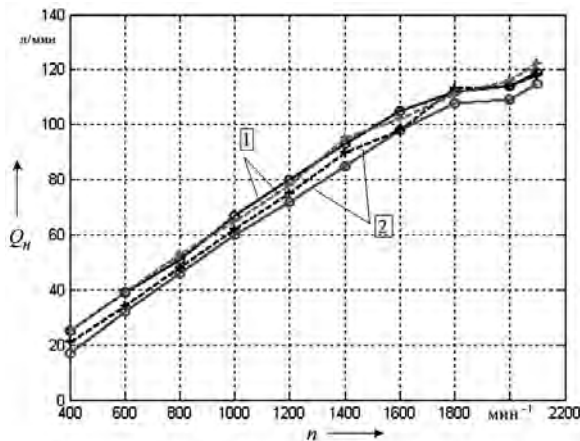


Рис. 7. Зависимость подачи насоса от частоты вращения приводного вала: 1 – главная секция; 2 – трансформаторная секция; — эталонные характеристики; - - - рабочие характеристики

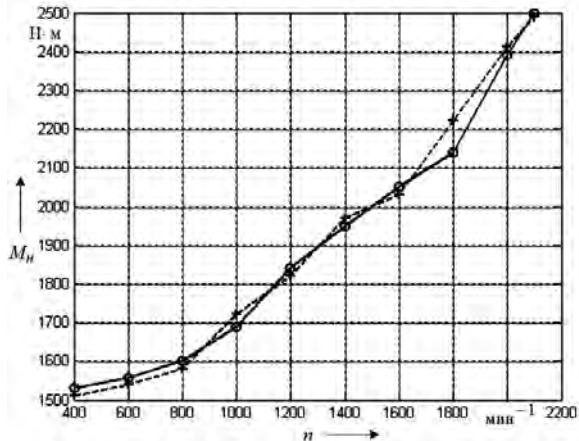


Рис. 8. Зависимость момента от частоты вращения приводного вала насоса: — эталонные характеристики; - - - рабочие характеристики

Схема стенда приведена на рис. 9. Расход жидкости измерялся расходомером, сопротивление фильтрующих эле-

ментов Δp определялось контрольным манометром класса 1,5 с ценой деления 0,002 МПа.

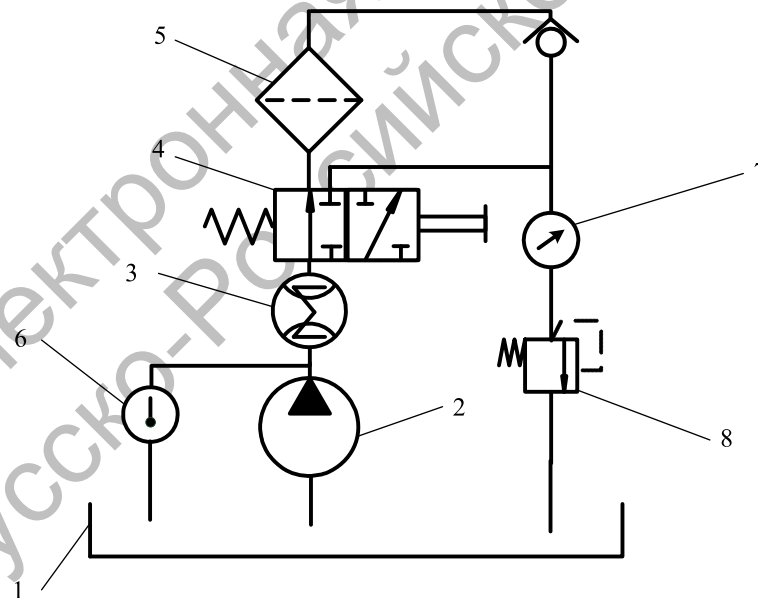


Рис. 9. Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний масляных фильтров гидропривода: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – расходомер; 4 – кран-распределитель; 5 – испытуемый фильтр; 6 – датчик температуры; 7 – контрольный манометр; 8 – клапан предохранительный

В качестве рабочей жидкости использовалось применяемое в гидроприводах карьерной и шахтной техники масло марки «А», вязкость которого

составляет $93,97 \cdot 10^{-2}$ Ст – при температуре $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $11,22 \cdot 10^{-2}$ Ст – при $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$. В одном положении крана-распределителя 4 (см. рис. 9) рабочая

жидкость идет через расходомер, а в другом – через испытуемый фильтр. Данный стенд позволяет определять сопротивления фильтрующих элементов фильтра в сборе и отдельно сопротивление корпуса фильтра без фильтрующих элементов, при этом сопротивление фильтрующих элементов можно найти путем вычитания из общего сопротивления фильтра сопротивления корпуса фильтра.

Основной диагностический параметр фильтров – гидравлическое сопротивление Δp , определяющее пропускную способность фильтрующих элементов. Гидравлическое сопротивление фильтра возрастает с течением времени в процессе эксплуатации гидропривода (с увеличением пробега машины).

Повышение значения Δp свидетельствует о засорении фильтрующего

элемента вследствие загрязнения рабочей жидкости и необходимости его очистки или замены. На величину Δp также сильно влияет температура (вязкость) рабочей жидкости.

На рис. 10 показана характеристика изменения сопротивления фильтрующих элементов в зависимости от изменения пробега, температуры рабочей жидкости и расхода. Графики показывают, что при температуре рабочей жидкости 20 °С зависимости носят регрессивный характер (степенная зависимость с показателем степени < 1), а при температуре 80 °С – прогрессивный (степенная зависимость с показателем степени > 1). Увеличение пробега машины (до 15...16 тыс. км), по сравнению с новыми фильтрующими элементами, повышает значение Δp в 5...7 раз.

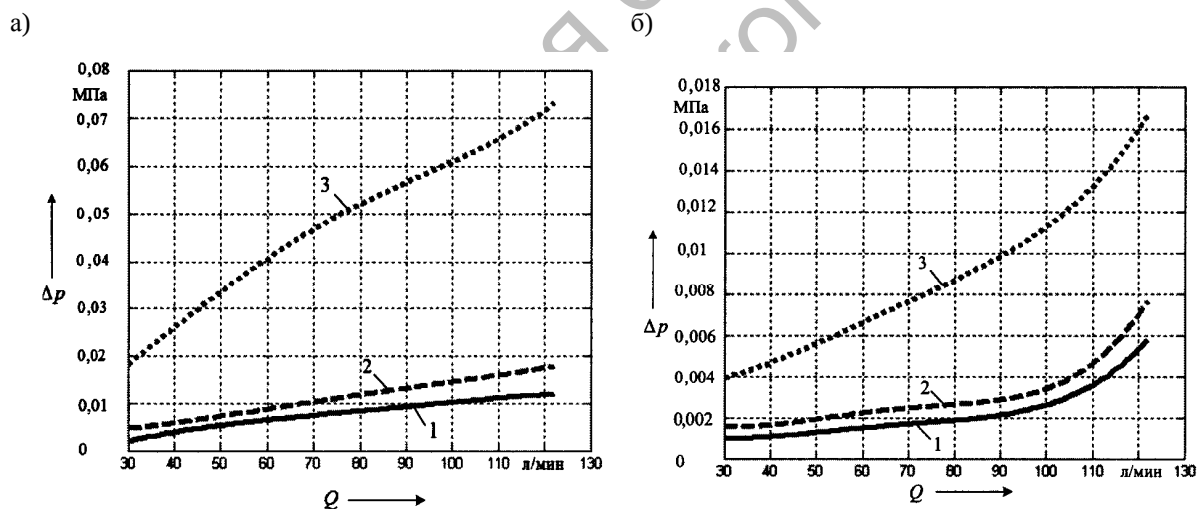


Рис. 10. Сопротивление фильтрующих элементов: а – при температуре рабочей жидкости 20 °С; б – при 80 °С; 1 – новые элементы; 2 – после пробега 10000 км; 3 – после пробега 16000 км

На рис. 11 даны ресурсные кривые фильтра ГМП, показывающие характер увеличения гидравлического сопротивления фильтра в зависимости от ресурса t машины, измеряемого в моточасах. Из графиков видно, что сопротивление фильтра Δp с увеличением ресурса значительно возрастает, что особенно

ощутимо при низких температурах жидкости и повышенных расходах.

На рис. 12 приведены экспериментальные характеристики, показывающие зависимость гидравлического сопротивления (перепада давления) фильтрующих элементов от расхода и температуры рабочей жидкости. Из

графиков видно, что при увеличении засоренности фильтров на 50 % (экспериментально это явление имитируется применением специальных фальш-фильтров) относительное со-

противление фильтра $\Delta p_{\phi} / \Delta p_{\phi, \text{нр}}$ возрастает в 1,5...2 раза – при больших и в 3...4 раза – при малых расходах масла.

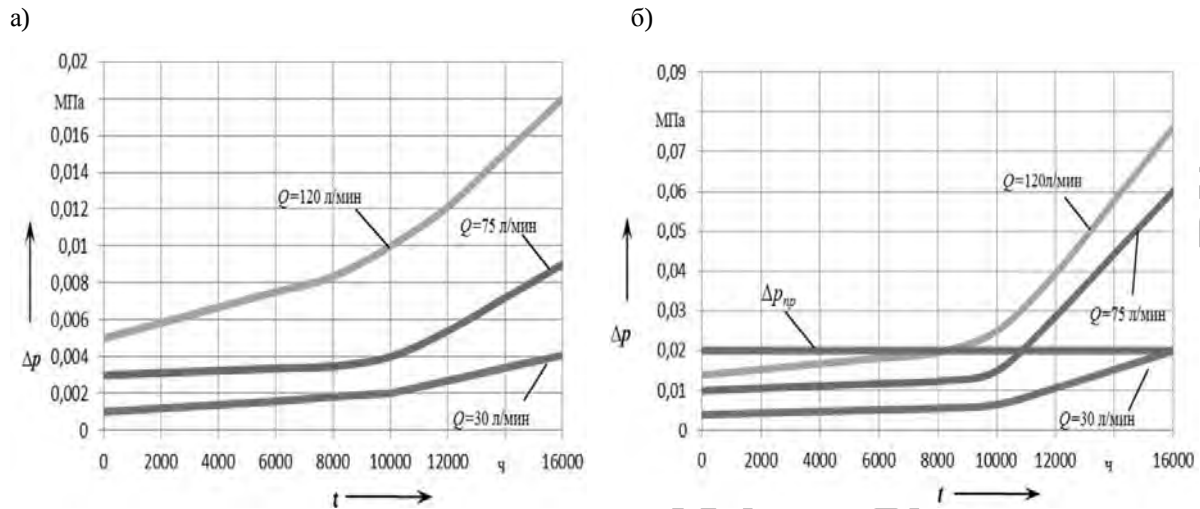


Рис. 11. Ресурсные характеристики фильтра ГМП: а – при температуре рабочей жидкости 80 °С; б – при 20 °С

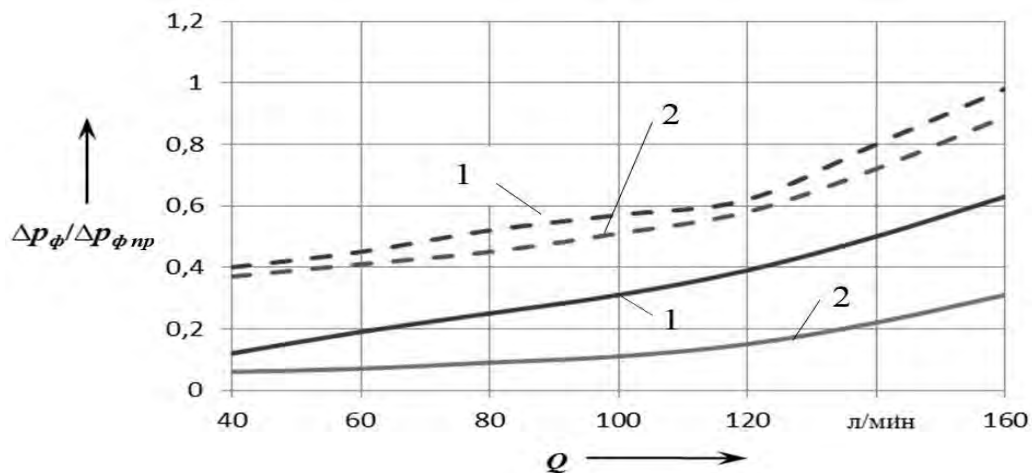


Рис. 12. Зависимость сопротивления фильтров от расхода и температуры рабочей жидкости: 1 – при температуре рабочей жидкости 30 °С; 2 – при температуре 70 °С; — ресурс 3000 ч; - - - степень засоренности фильтрующих элементов 50 %

Характеристики изменения ресурса золотниковых элементов, клапанов и уплотнительных элементов тормоза-замедлителя

При исследовании ресурса клапанов давления важными характеристиками являются изменение величины утечек расхода через них и изменение давления

их срабатывания в процессе эксплуатации гидропривода и износа основных элементов (пружин и т. д.).

В процессе заводских стендовых испытаний были установлены утечки масла $Q_{у,к}$ через перепускные клапаны эксплуатирующихся фильтров после определенной наработки (рис. 13). Эта-

лонный клапан был отрегулирован на номинальное давление начала открытия 0,23 МПа. Причем четкого начала от-

крытия опытных клапанов не наблюдалось ввиду наличия утечек масла.

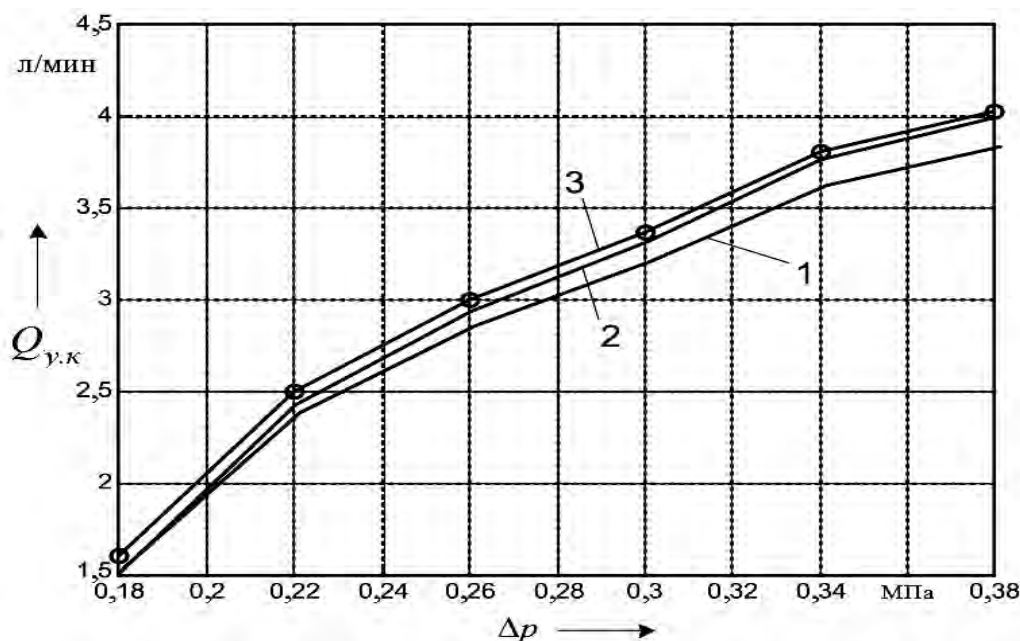


Рис. 13. Характеристики утечек масла через перепускные клапаны фильтров: 1– наработка 900 ч; 2 – наработка 1200 ч; 3 – наработка 1500 ч

На самосвалах БелАЗ предусмотрено автоматическое управление тормозом-замедлителем (ТЗ) в процессе движения, которое основывается на срабатывании защиты двигателя от превышения допустимой частоты вращения. Экспериментально были установлены причины возникновения расхода утечек через щелевое уплотнение ротора ТЗ. На рис. 14 дана зависимость величины расхода утечек через уплотнение ротора ТЗ от перепада давления при номинальном зазоре, находящемся в пределах 0,1...0,12 мм.

В процессе эксплуатации ТЗ возрастает величина биения b , мм, между уплотняемыми диаметрами ротора, что в значительной мере влияет на увеличение утечек жидкости $Q_{у.р}$ через уплотнение (рис. 15), причем величина зазора 0,3 мм принята предельно допустимой.

Характеристики изменения ресурса элементов гидротрансформатора

В процессе испытаний ГДТ в составе ГМП измерялись следующие параметры: изменение давления и расхода рабочей жидкости в круге циркуляции, а также расход масла, сливаемого регулятором давления ГДТ. Измерения производились на нейтрали, 1...5 ступенях, а также в стоповом режиме при включенной 6-й передаче.

Был получен ряд характеристик, отражающих зависимости гидравлического сопротивления Δp ГДТ и его фильтра от частоты вращения насосного колеса, для различных режимов.

Установлено, что данные характеристики отражают устойчивые тенденции развития физических процессов, что можно использовать при прогнозировании (рис. 16).

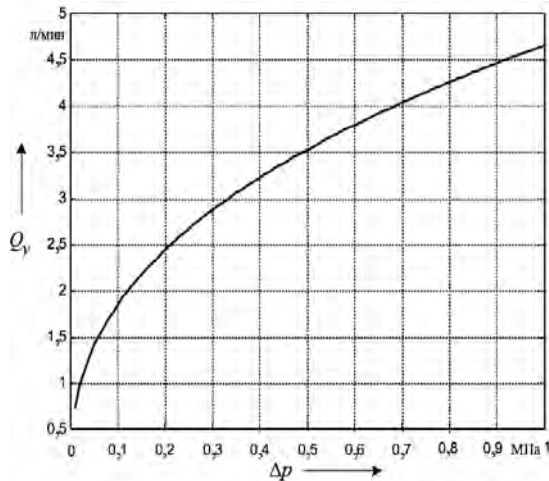


Рис. 14. Характеристика расхода утечек через уплотнение ротора тормоза-замедлителя

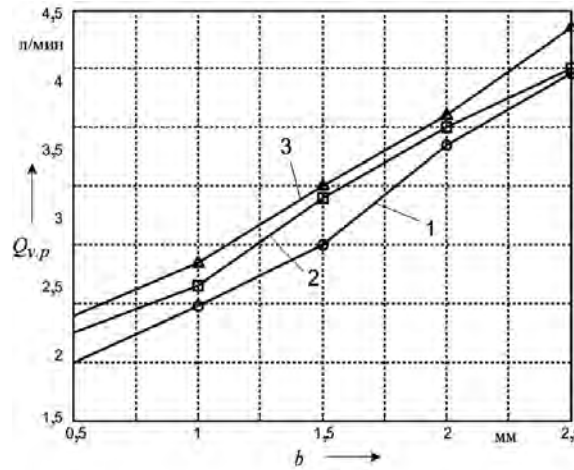


Рис. 15. Влияние величины биения ротора тормоза-замедлителя на расход утечек через уплотнение: 1 — наработка 2000 ч; 2 — наработка 4500 ч; 3 — наработка 6500 ч

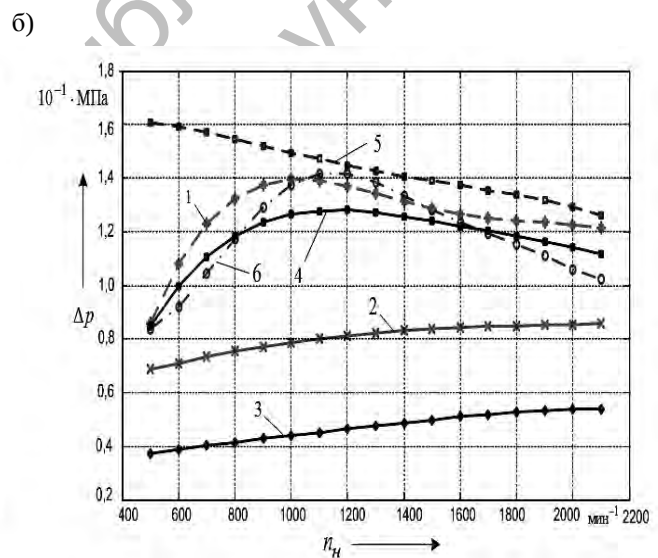
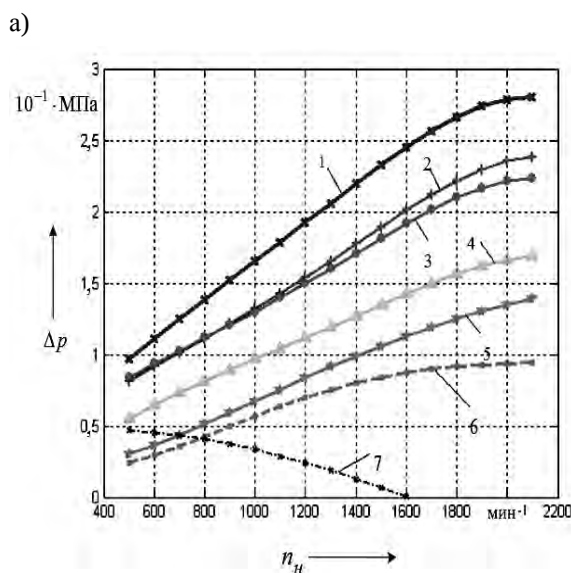


Рис. 16. Изменения давления в магистралях ГДТ мобильной машины: а — ГДТ в целом; б — фильтр ГДТ

На рис. 16, а отмечены следующие режимы работы ГДТ: 1 — регулятор давления отрегулирован на номинальное давление 0,5 МПа; 2 — регулятор давления отрегулирован на 20 % ниже номинального; 3 — давление на входе в ГДТ постоянно 0,4 МПа (расход постоянный) при $n_{об} = 1000$ мин⁻¹; 4 — регулятор давления ГДТ сливает на всасывание насоса ГДТ; 5 — регулятор давления отрегулирован на 50 % от номинального;

6 — выход из ГДТ заглушен (имитация засорения фильтров ГДТ); 7 — стоповый режим ГДТ.

Из графиков на рис. 16, а видно, что при снижении уровня настройки регулятора давления ГДТ гидравлическое сопротивление ГДТ падает (кривые 1, 2 и 5). В случае засорения фильтров ГДТ его гидравлическое сопротивление уменьшается в 2,5...3 раза по сравнению с рабочим режимом при номинальной

настройке регулятора (кривая 6).

Установлено, что при регулировке регулятора давления ГДТ на величину 0,5 МПа расход масла в круге циркуляции ГДТ изменяется от 50 до 75 л/мин в диапазоне частот 600...2100 мин⁻¹. При увеличении давления регулировки в 2 раза расход возрастает до 80...90 л/мин. Величина недоиспользованного расхода рабочей жидкости, сливаемой регулятором давления ГДТ, может достигать 90...95 л/мин. Отказы, связанные с неисправностью регулятора давления, отражаются на величине гидравлического сопротивления ГДТ.

На рис. 16, б отмечены следующие режимы: 1 – регулятор давления отрегулирован на номинальное давление 0,5 МПа; 2 – регулятор давления отрегулирован на 20 % ниже номинального; 3 – регулятор давления отрегулирован на 50 % от номинального; 4 – давление на входе в ГДТ постоянно 0,4 МПа (расход постоянный) при $n_{\text{об}} = 1000$ мин⁻¹; 5 – регулятор давления ГДТ сливает на всасывание насоса ГДТ; 6 – стоповый режим ГДТ.

Из рис. 16, б видно, что различные величины давления на входе в ГДТ определяют разные значения перепада давления на фильтре ГДТ (его гидравлическое сопротивление).

Некоторое снижение сопротивления фильтра ГДТ при высоких значениях частот вращения насосного колеса

объясняется увеличенной всасывающей способностью шестеренного насоса.

Выводы

1. Вышеприведенные характеристики несут ценную диагностическую информацию. По завершении обработки результатов эксперимента были получены зависимости (регрессионные уравнения) характеристик для различных режимов работы ГДТ, которые были использованы в базе данных контроллера в качестве эталонных для работоспособного состояния механизма. Это позволяет в процессе измерений текущих значений диагностических параметров производить требуемый сравнительный анализ и выявлять неработоспособное состояние.

2. Получено математическое описание показателей оценки работоспособности и качества функционирования элементов гидропривода мобильной машины при вариациях диагностических параметров в условиях функционирования ГП и выявлены закономерности для их учета в алгоритмах диагностирования.

3. Предложена методика оценки технического состояния ГП на основе анализа изменения диагностических параметров с учетом закономерностей отклонения параметров от допустимых значений, позволяющая повысить точность установления момента достижения диагностическими параметрами своих предельно допустимых значений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 11 сентября 2015 года

Сергей Анатольевич Рынкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: rynkev@tut.by.

Ирина Юрьевна Хадкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: irina-bru@mail.ru.

Sergey Anatolyevich Rynkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: rynkev@tut.by.

Iryna Yurevna Khadkevich, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: irina-bru@mail.ru.