

УДК (УДК) 656.1:62-82

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГЕРМЕТИЗАЦИИ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА ГИДРОСИСТЕМЫ

## INVESTIGATION OF THE PROCESS OF DEPRESSURIZATION OF THE HYDRAULIC DISCHARGE PIPELINE

Воскресенский Г.Г., Иванченко С.Н.  
Voskresenskij G.G., Ivanchenko S.N.Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)  
Pacific national university (Khabarovsk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье рассмотрены устройства для защиты гидравлических систем от аварийных выбросов рабочей жидкости при разгерметизации трубопроводов. Представлена информация о влиянии гидравлического масла, используемого в качестве рабочей жидкости, на окружающую среду. Установлено, что гидравлическое масло, разлившееся на поверхности в результате аварийного выброса при разгерметизации нагнетательных трубопроводов, относится к отходам 3 класса опасности. Период восстановления окружающей среды после вредного воздействия разлившегося гидравлического масла составляет не менее десяти лет и является нарушением экологических и санитарно-эпидемиологических требований. Разработана математическая модель, включающая уравнения расходов гидравлического масла и утечек из поврежденной части нагнетательного трубопровода, объема разлившегося гидравлического масла, интенсивности изменения давления в нагнетательной и сливной магистралях. Представлены результаты численного анализа математической модели о влиянии параметров гидравлической системы на динамику изменения давления в нагнетательной и сливной магистралях с целью поиска информационных параметров для создания устройств, исключающих значительные потери рабочей жидкости. Установлено, что информационным параметром для создания системы защиты гидросистемы от аварийных выбросов гидравлического масла является производная давления.

**Ключевые слова:** разгерметизация нагнетательных трубопроводов, объем утечек.

**Дата принятия к публикации:** 11.12.2019  
**Дата публикации:** 25.03.2020

**Сведения об авторах:**

**Воскресенский Геннадий Гаврилович** – доктор технических наук, профессор, кафедра «Транспортно-технологические машины в строительстве и горном деле», ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,  
e-mail: 004179@pnu.edu.ru.

**Иванченко Сергей Николаевич** – доктор технических наук, профессор, ректор ФГБОУ ВО «Ти-

**Abstract.** In the article the review of devices for protection of hydraulic systems from emergency emissions of working fluid at depressurization of pipelines is given. The information on the influence of hydraulic oil used in the working fluid quality on the environment is presented. It has been established that hydraulic oil spilled on the surface as a result of emergency discharge during depressurization of discharge pipes belongs to the waste of the 3rd hazard class. The period of recovery of the environment after the harmful effects of spilled hydraulic oil is at least ten years and is a violation of environmental and sanitary-epidemiological requirements. A mathematical model has been developed that includes the equations of hydraulic oil flows and leaks from the damaged part of the discharge pipeline, the volume of spilled hydraulic oil, the intensity of pressure changes in the discharge and discharge lines. The results of numerical solution of mathematical models on the impact parameters of the hydraulic system on the dynamics of pressure changes in the injection and drain lines in search of information parameters for building devices that exclude significant loss of working fluid. It is established that the pressure derivative is the information parameter for the creation of the system of protection of the hydraulic system from emergency emissions of hydraulic oil

**Keywords:** discharge depressurization of pipelines, leakage volume.

**Date of acceptance for publication:** 11.12.2019  
**Date of publication:** 25.03.2020

**Authors' information:**

**Gennadij G. Voskresenskij** – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Transport and Technological Machines in Construction and Mining, Pacific National University,  
e-mail: 004179@pnu.edu.ru.

**Sergej N. Ivanchenko** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector of Pacific national university,

хоокеанский государственный университет»,  
e-mail: [sni@mail.khstu.ru](mailto:sni@mail.khstu.ru).

‡ e-mail: [sni@mail.khstu.ru](mailto:sni@mail.khstu.ru).  
‡

## 1. Введение

Гидравлический привод получил широкое применение в строительных, дорожных и горных машинах по сравнению с механическим вследствие высокой эффективности, и их компактности приводов, так как мощность к исполнительным механизмам передается по трубопроводам, а не механическими передачами. Масса строительных и карьерных экскаваторов на 30...40% меньше, чем экскаваторов с канатным приводом. Мощность гидропривода соизмерима с мощностью основного двигателя [2, 4, 10, 13].

В то же время, практика эксплуатации машин с гидроприводом показала, что при повышении давления возможны разрушения трубопроводов, чаще гибких рукавов высокого давления, особенно в зимнее время при пуске привода после перерывов в работе из-за существенного повышения вязкости и запаздывания срабатывания предохранительных клапанов.

Разгерметизация трубопроводов приводит к потерям рабочей жидкости, которая загрязняет грунт на строительных площадках, почву на лесозаготовках, а соприкасаясь с грунтовыми водами, негативно влияет на окружающую среду [5-9, 13].

Проблема создания экологически чистых, безопасных для окружающей среды гидроприводов приобретает все большую актуальность.

Разрушение рукавов высокого давления происходит практически мгновенно из-за некачественного обжатия металлической запорной арматуры и поэтому важно оценить величину потерь рабочей жидкости.

Объем разлившегося гидравлического масла на поверхность зависит от мощности установленного гидропривода, времени реакции машиниста на отказ работы исполнительных механизмов при совершении его управляющего воздействия. Оно составляет 20...25% минутного расхода насосов, достигая 50...100 литров для машин мощностью 100...150 кВт [13].

Гидравлическое масло, разлившееся на поверхности, относится к отходам 3 класса опасности, т.е. к умеренно опасным отходам. Несмотря на это, период восстановления вредного воздействия после аварийной ситуации составляет не менее десяти лет. Аварийный выброс рабочей жидкости является явным нарушением экологических и санитарно-эпидемиологических требований [7, 8, 13].

В свою очередь, замены жидкости в случае аварии сами по себе довольно затратные, что является экономической стороной данной проблемы. Стоимость двухсот литров гидравлического масла импортного производства в среднем достигает до ста тысяч рублей.

Таким образом, проблема защиты гидросистемы от аварийных выбросов рабочей жидкости является экономической и, в значительной мере, экологической.

## 2. Материалы и методы

Целью работы является исследование процессов разгерметизации гидросистем мобильных машин и создание устройств их защиты от потерь рабочей жидкости. Исследование динамических характеристик гидропривода позволяет получить информационные параметры, определяющие структуру систем защиты гидросистем.

Разрушение трубопроводов наступает вследствие пиков давления при запаздывании срабатывания предохранительных клапанов, особенно в зимнее время, а также некачественного обжатия запорной арматуры.

Одна из первых работ по разработке устройств защиты гидросистем от аварийных выбросов из гидросистем выполнена Ю.Н. Смирновым в Ленинградском механическом институте [11]. В исследованиях [2, 12] представлены результаты конструкторских разработок в ограничении аварийных выбросов рабочей жидкости. В Тихоокеанском государственном университете создан аварийный клапан, успешно примененный на экскаваторе ЭО-4124 [1]. В предлагаемом

устройстве при разрушении рукава высокого давления рабочая жидкость от насоса направляется через аварийное устройство в бак, минуя разрушенный участок гидросистемы. Утечки рабочей жидкости на поверхность грунта сокращаются в несколько десятков раз.

Расчетная схема гидропривода представлена на рис. 1.

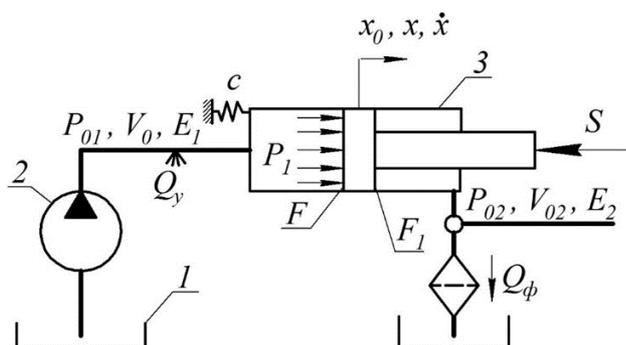


Рис. 1. Расчетная схема гидропривода

Рабочая жидкость из бака 1 насосом 2 направляется в гидроцилиндр 3, на шток которого действует сила  $S$ . Гидроцилиндр 3 рабочего оборудования закреплен на базовой части машины, характеризующийся приведенной упругостью  $C$ . При достижении давления  $P_0$ , соответствующему давлению разрыва трубопровода, происходят утечки рабочей жидкости в окружающую среду, поршень гидроцилиндра под действием упругой составляющей смещается и формирует дополнительный расход утечек, кроме утечек из насоса 2. Давление в трубопроводе снижается и освобождается объем рабочей жидкости, вызванный её сжимаемостью, а шток останавливается.

Уравнение расходов из поврежденной части трубопровода выразим [3, 5, 10] как

$$Q_H^T - \sigma P + \frac{V_0}{E} \frac{dP}{dt} + XF = Q_y, \quad (1)$$

где  $Q_H^T$  - теоретическая производительность насоса,  $\text{см}^3/\text{с}$ ;  $\sigma$  - коэффициент утечек в насосе,  $\text{см}^5/\text{кг}\cdot\text{с}$ ;  $V_0$  - объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали,  $\text{см}^3$ ;  $E$  - приведенный модуль упругости рабочей жидкости и гидросистемы,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $P$  - давление,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $F$  - площадь поршня,  $\text{см}^2$ ;  $Q_y$  - величина расхода утечек,  $\text{см}^3/\text{с}$ .

Коэффициент утечек выразим в виде

$$\sigma = \frac{(1-\eta) \cdot Q_H^T}{P_H},$$

где  $\eta$  - объёмный коэффициент полезного действия гидронасоса ( $\eta = 0,94 \dots 0,96$ );  $P_H$  - нормальное давление,  $\text{кг}/\text{см}^2$ .

Расход утечек  $Q_y$  запишем в линеаризированной форме:

$$Q_y = \frac{\delta Q}{\delta P} \cdot P_1, \text{ или } Q_y = A \cdot P_1,$$

где  $A$  - коэффициент утечек,  $\text{см}^5/\text{кг}\cdot\text{с}$ .

В результате разрушения трубопровода давление резко снижается, а затем остается постоянным, определяемым сечением разрушенной части трубопровода,  $P_{\text{уст}}$ .

Расход утечек рабочей жидкости в этот период будет составлять

$$Q_y = A \cdot P_{\text{уст}}.$$

Можно предложить, что этот расход утечек будет равен производительности насоса, тогда

$$A = \frac{Q_H^T - \sigma \cdot P_{\text{уст}}}{P_{\text{уст}}} = \frac{Q_H^T}{P_{\text{уст}}} \left[ 1 - \frac{P_{\text{уст}}}{P_H} \cdot (1-\eta) \right],$$

или

$$A = \frac{Q_H^T - \sigma}{P_{\text{уст}}}.$$

Перемещение поршня  $X$  под действием упругих сил составляет

$$X = \frac{(P_0 - P_1) \cdot F}{C}.$$

Скорость перемещения поршня определим с допущением, что инерционными силами можно пренебречь.

С учетом принятых условий и допущений уравнение (1) примет вид

$$\frac{dP_1}{dt} = a_0 - a_1 \cdot P_1, \quad (2)$$

где

$$a_0 = Q_H^T \cdot \left( \frac{V_0}{E} + \frac{F^2}{C} \right)^{-1},$$

$$a_1 = (\sigma + A) \cdot \left( \frac{V_0}{E} + \frac{F^2}{C} \right)^{-1}.$$

Давление  $P$  в нагнетательной магистрали определяется решением уравнения (2)

$$P_1 = P_{01} \cdot e^{-a_1 t} + \frac{a_0}{a_1} \cdot (1 - e^{-a_1 t}). \quad (3)$$

Интенсивность изменения давления

$$\frac{dP_1}{dt} = -a_1 P_{01} e^{-a_1 t} + a_0 e^{-a_1 t}. \quad (4)$$

Величина расхода утечек

$$Q_y = A \cdot P_1.$$

Объем жидкости, разлившейся из гидросистемы

$$V_y = \int Q_y \cdot dt.$$

$$V_y = AP_0 \int e^{-a_1 t} dt + \frac{Aa_0}{a_1} \int dt - \frac{Aa_0}{a_1} \int e^{-a_1 t} dt + C,$$

$$V_y = \frac{AP_0}{a_1} (1 - e^{-a_1 t}) + \frac{Aa_0}{a_1} t - \frac{Aa_0}{a_1^2} (1 - e^{-a_1 t}).$$

Численные расчеты приведены для экскаватора ЭО-4124. Исходные данные для расчета:

$$Q_H^T = 3000 \text{ см}^3/\text{с}; P_0 = 250 \text{ кг}/\text{см}^2; F = 200 \text{ см}^2;$$

$$V_0 = 10000 \text{ см}^3; E = 5000 \text{ кг}/\text{см}^2; \eta_H = 0,95;$$

$$\sigma = 0,6 \text{ см}^5/\text{кг} \cdot \text{с}; A = 119,4 \text{ см}^5/\text{кг} \cdot \text{с};$$

$$a_0 = 882 \text{ кг}/\text{см}^2 \cdot \text{с}; a_1 = 35,3 \text{ с}^{-1};$$

$$a_0/a_1 = 25 \text{ кг}/\text{см}^3.$$

С учетом числовых значений получены уравнения

$$P_1 = 250e^{-35,3t} + 25(1 - e^{-35,3t}), \quad (5)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = -8825e^{-35,3t} + 882e^{-35,3t}, \quad (6)$$

$$Q_y = 119,4P(t),$$

$$V_y = 845,6(1 - e^{-35,3t}) + 3000t - 23,95(1 - e^{-35,3t}).$$

Результаты расчетов показывают, что процессы снижения давления происходят кратковременно до 0,1 с. Интенсивность изменения давления может быть важным информационным параметром для создания устройств, исключаящих значительные потери рабочей жидкости. Объем утечек рабочей жидкости определяется производительностью насоса и временем утечек с учетом значений деформируемого объема гидросистемы и рабочей жидкости.

В сливной магистрали стационарный процесс течения рабочей жидкости через фильтр нарушается в момент разрыва трубопровода в нагнетательной магистрали. Поршень гидроцилиндра под действием сжатой

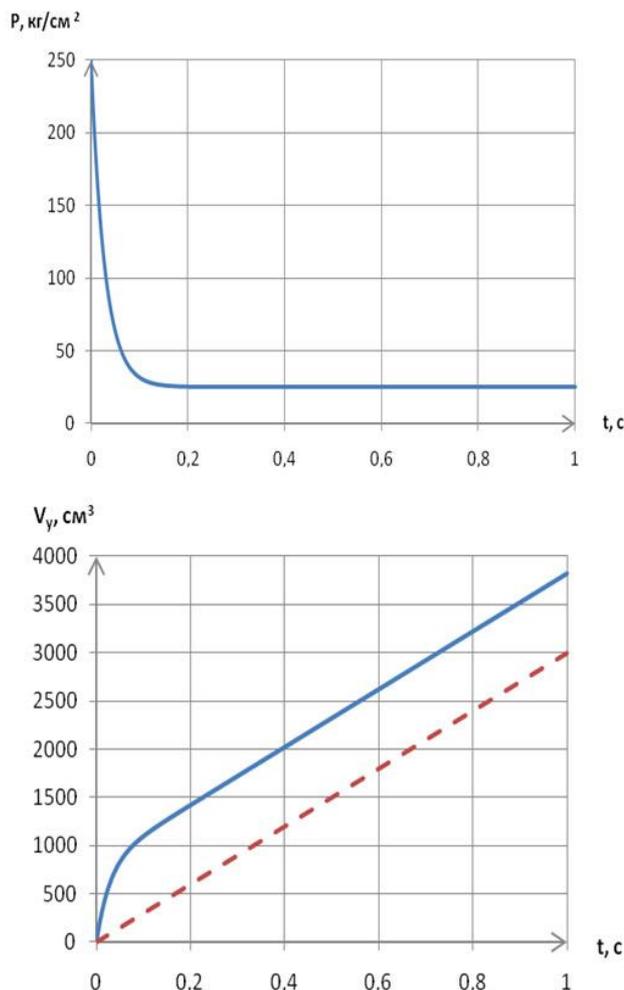


Рис. 2. Графики переходных процессов в нагнетательной магистрали гидросистемы при разрыве трубопроводов

пружины смещается вправо и уравнение расхода в сливной магистрали имеет вид

$$Q_\phi + Q_x = Q_{\delta\text{эф}}, \quad (7)$$

где  $Q_\phi$  - расход рабочей жидкости через фильтр,  $\text{см}^3/\text{с}$ ,

$$Q_\phi = kP_2;$$

$Q_x$  - расход рабочей жидкости, вызванный перемещением гильзы гидроцилиндра, под действием усилий сжатой пружины,  $\text{см}^3/\text{с}$ ,

$$Q_x = \dot{x}F_1;$$

$$Q_{\delta\text{эф}} = -\frac{V_{02}}{E_2} \frac{dP_2}{dt},$$

где  $P_2$  - давление в сливной магистрали,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $k$  - коэффициент расхода рабочей жидкости через фильтр,  $\text{см}^5/\text{кг} \cdot \text{с}$ ;  $\dot{x}$  - скорость перемещения гильзы гидроцилиндра,  $\text{см}/\text{с}$ ;  $Q_{\delta\text{эф}}$  - расход, определяемый сжимае-

мостью рабочей жидкости, см<sup>3</sup>/с; V<sub>2</sub> – объем рабочей жидкости в сливной магистрали, см<sup>3</sup>; E<sub>2</sub> – модуль упругости сливной магистрали, кг/см<sup>2</sup>.

Уравнение (7) можно выразить

$$kP_2 - \frac{FF_1}{c}(a_0 - a_1P_{01})e^{-a_1t} = -\frac{V_{02}}{E_2} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

После преобразований уравнение (8) можно представить

$$\frac{dP_2}{dt} + B_1 \cdot P_2 = -B_2 \cdot e^{-a_1t}, \quad (9)$$

где

$$B_1 = k \frac{E_2}{V_{02}}, \quad B_2 = \frac{E_2}{V_{02}} \cdot \frac{F \cdot F_1}{c} \cdot (a_1 \cdot P_{01} - a_0).$$

Решением уравнения (9) является зависимость:

$$P_2 = \left( P_{20} + \frac{B_2}{a_1 - B_1} \right) e^{-B_1t} + \frac{B_2}{a_1 - B_1} e^{-a_1t}. \quad (10)$$

Скорость изменения давления

$$\frac{dP_2}{dt} = -B_1 \left( P_{20} - \frac{B_2}{a_1 - B_1} \right) e^{-B_1t} - \frac{a_1 B_2}{a_1 - B_1} e^{-a_1t}. \quad (11)$$

Расчеты выполнены для значений:

$$F = 200 \text{ см}^2; F_1 = 137 \text{ см}^2; E_2 = 150 \text{ кг/см}^2; \\ V_{02} = 5000 \text{ см}^3; P_{01} = 250 \text{ кг/см}^2; k = 1000; \\ a_0 = 35,3 \text{ с}^{-1}; P_{02} = 3 \text{ кг/см}^2; B_1 = 30; \\ c = 28500 \text{ кг/см}; a_1 = 35,3 \text{ с}^{-1}; a_0 = 882; \\ B_1 = 229.$$

С учетом численных значений P<sub>2</sub> и  $\frac{dP_2}{dt}$

примут вид:

$$P_2 = 40,2e^{-30t} + 43,3e^{-35,3t}, \quad (12)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = 1206e^{-30t} - 1524e^{-35,3t}, \quad (13)$$

На графиках (рис. 3) представлены расчетные значения, полученные с помощью соотношений (12) и (13).

Результаты расчетов показали, что давление в нагнетательном трубопроводе снижается до установившегося за 0,1 с, а в сливном трубопроводе наблюдается возможное проявление кавитации (рис. 2, 3) из-за перемещения цилиндра под действием упругости рабочего оборудования и ходовой части.

Испытания аварийного устройства, разработанного в работе [1], показали, что возможны ложные срабатывания, вызванные колеба-

ниями давления в сливной магистрали при переключении секций гидрораспределителя.

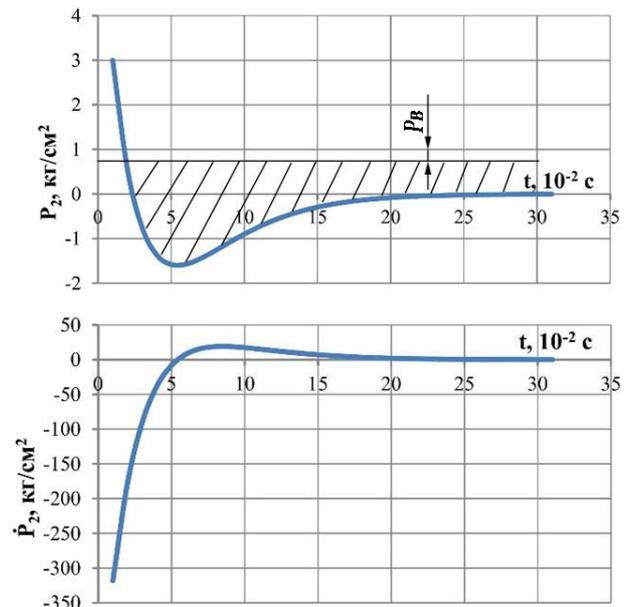


Рис. 3. Графики переходных процессов в сливной магистрали гидросистемы при разрыве трубопроводов

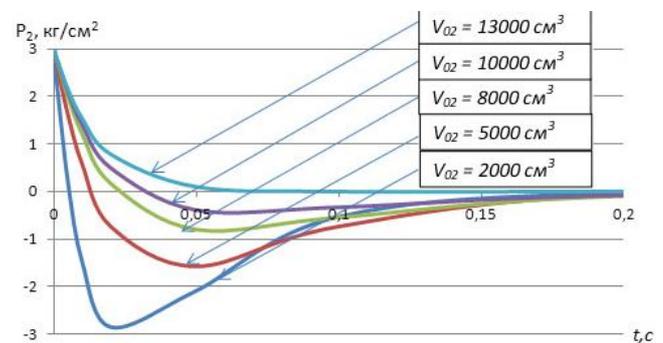


Рис. 4. График влияния объема рабочей жидкости в сливной магистрали (V<sub>02</sub>) на изменение давления в ней (P<sub>2</sub>)

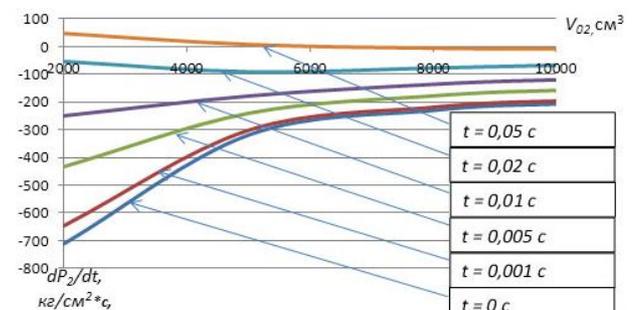


Рис. 5. График влияния объема рабочей жидкости в сливной магистрали (V<sub>01</sub>) на интенсивность изменение давления в сливной магистрали (dP<sub>1</sub>/dt) в момент t

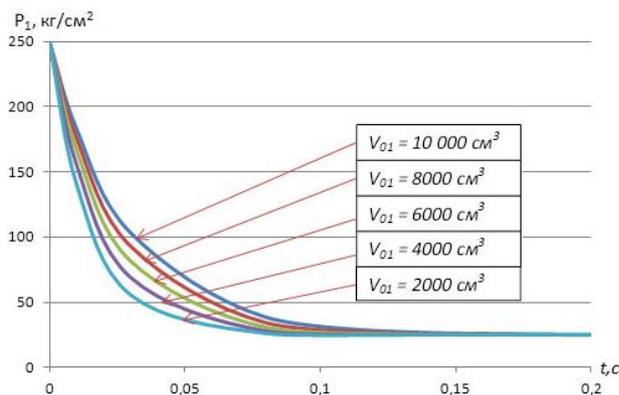


Рис. 6. График влияния объема рабочей жидкости в нагнетательной магистрали ( $V_{01}$ ) на изменение давления в нагнетательной магистрали ( $P_1$ )

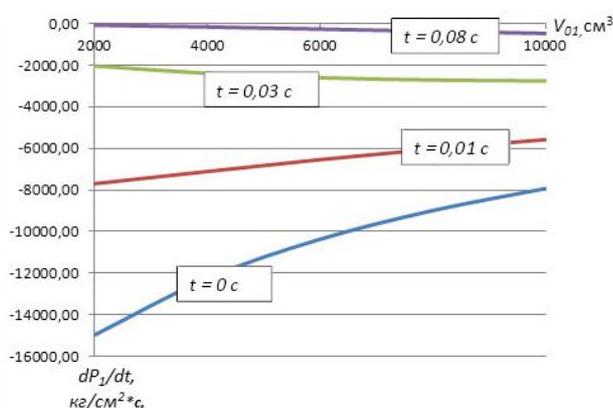


Рис. 7. График влияния объема рабочей жидкости в нагнетательной магистрали ( $V_{01}$ ) на интенсивность изменение давления в нагнетательной магистрали ( $dP_1/dt$ ) в момент времени  $t$

Изменения давления не могут быть информационным параметром для создания системы защиты от аварийного выброса рабочей жидкости. Положение поршня в гидроцилиндре определяет объемы  $V_{01}$  и  $V_{02}$  в магистралях. Имеется возможность рассчитать производные от изменения давления во времени, которые обладают большей информа-

тивностью для разработки систем защиты от аварийных выбросов рабочей жидкости.

Результат расчетов изменения давления и производных от объемов представлены на рис. 4-7. Значения производных  $\frac{dP_1}{dt}$  и  $\frac{dP_2}{dt}$  зависят от объема  $V_{01}$ ,  $V_{02}$  и времени действия давления. Анализ значений производных показал, что этот параметр может быть использован в качестве информационного для создания системы защиты гидросистемы от аварийного выброса рабочей жидкости.

### 3. Заключение

При разрушении нагнетательного трубопровода давление в сливной магистрали так же резко снижается и возникает вероятность проявления кавитации в сливном трубопроводе.

Расчеты по зависимостям (3), (4), (12) и (13) показывают, что интенсивность изменения давления в сливной магистрали значительно меньше, чем в нагнетательной магистрали. Поэтому интенсивность изменения давления в нагнетательной магистрали может быть принята в качестве информационного параметра для создания устройства, переключающего подачу рабочей жидкости от насоса на слив в бак при разрыве трубопровода.

Современные гидравлические системы мобильных машин снабжены датчиками давления в нагнетательной и сливной магистралях. Золотниковое устройство, установленное на выходе насоса, может включаться при достижении предельных значений информационных параметров. Испытания устройства [1] на экскаваторе ЭО-4121А показали, что утечки рабочей жидкости при открытии крана, установленного на нагнетательном трубопроводе не превысили 0,5 л.

### Список литературы

1. Гидравлическая система: А.с. 1492114 СССР / Воскресенский Г.Г., Львов Е.Н., Лещинский А.В., Гурков А.В.; заявл. 08.04.88; опубл. 30.12.89, Бюл. № 48. 3 с.
2. Батаршин В.П., Зенков С.А. Исследование отсечного клапана // Исследование и испытание отсечного клапана строитель-

### References

1. Inventor's certificate USSR 1492114. *Hydraulic system*. Voskresensky G.G., Lvov E.N., Leszczynski A.V., Gurkov A.V. Declared 08.04.1988. Published 30.12.1989. (In Russian)
2. Batarshin P.V., Zenkov S.A. Investigation of the shut off valve. In: *Issledovanie i*

ных машин и оборудования: сб. научн. трудов. Хабаровск, 1993. С. 78–92.

3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочник. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.

4. Галдин Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод. Омск: СибАДИ, 2009. 272 с.

5. Гредел Т.Е., Алленби Б.Р. Промышленная экология. М.: Изд-во ЮНИТИ, 2004. 527 с.

6. Грин Н., Стаут У., Тейлор Д. Биология. М.: Мир, 1993. 368 с.

7. Женихов Ю.Н., Иванов В.Н. Обращение с опасными отходами. Тверь: ТГТУ, 2004. 224 с.

8. Игнатов В.Г., Кокин А.В. Экология и экономика природопользования. Ростов-на-Дону: Феникс, 2003. 512 с.

9. Исидоров В.А. Экологическая химия. СПб.: Химиздат, 2001. 304 с.

10. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. М.: МГИУ, 2003. 352 с.

11. Смирнов Ю.Н. К расчету аварийного автоматического запорного клапана // Проблемы гидроавтоматики: сб. научн. трудов. М.: 1969. С. 76-85.

12. Фомин Н.А., Макалин В.С., Сизынцев Н.Е. Эффект отсечного клапана // Механизация строительства. 1990. №10. С. 2–4.

13. Сайдлер А.А., Воскресенский Г.Г. К вопросу о разгерметизации гидросистемы мобильных машин // Ученые заметки ТОГУ. 2013. С. 1453–1456.

† *ispytanie otsechnogo klapana stroitelnykh mashin i oborudovaniya* [Research and testing of the valve of construction machinery and equipment]. Khabarovsk, 1993, pp. 78-92. (In Russian)

† 3. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika: Spravochnik* [Engineering hydraulics: a Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1971. 672 p. (In Russian)

† 4. Galdin N.S. *Gidravlicheskie mashiny, obemnyy gidroprivod* [Hydraulic machines, volumetric hydraulic drive]. Omsk, SibADI, 2009. 272 p. (In Russian)

† 5. Gredel T.E., Allenbi B.R. *Promyshlennaya ekologiya* [Industrial ecology]. Moscow, UNITY, 2004. 527 p. (In Russian)

† 6. Green N., Staut U., Tejlor D. *Biologiya* [Biology]. Moscow, Mir, 1993. 368 p. (In Russian)

† 7. Zhenikhov Yu.N., Ivanov V.N. *Obrashchenie s opasnymi othodami* [Hazardous waste management]. Tver, TSTU, 2004. 224 p. (In Russian)

† 8. Ignatov V.G., Kokin A.V. *Ekologiya i ekonomika prirodopolzovaniya* [Ecology and Economics of nature management]. Rostov na Donu, Feniks, 2003. 512 p. (In Russian)

† 9. Isidorov V.A. *Ekologicheskaya khimiya* [Ecological chemistry]. Saint Petesburg, Khimizdat, 2001. 304 p. (In Russian)

† 10. Lepeshkin A.V., Mikhaylin A.A., Sheypak A.A. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydropneumatic]. Moscow, MGIU, 2003. 352 p. (In Russian)

† 11. Smirnov Yu.N. To calculation of the emergency automatic shut-off valve. In: *Problemy gidroavtomatiki* [Problems of hydraulic automation]. Moscow, 1969. pp. 76-85. (In Russian)

† 12. Fomin N.A., Makalin V.S., Sizintsev N.E. Effect of the shut off valve. *Mechanization of construction*, 1990, No. 10, pp. 2–4. (In Russian)

† 13. Sajdler A.A., Voskresenskij G.G. On the issue of hydraulic depressurization of mobile machines. *Uchenye zametki TOGU*, 2013, pp. 1453-1456. (In Russian)