

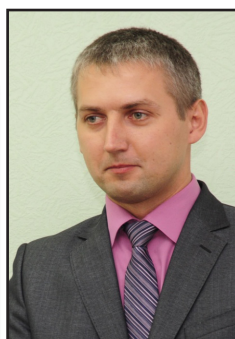


Снятие рисков гидроудара в системе охлаждения дизелей



Валентин КИСЕЛЁВ
Valentin I. KISELIOV

Евгений СЛИВИНСКИЙ
Evgeny V. SLIVINSKY



Сергей РАДИН
Sergey Yu. RADIN

Киселёв Валентин Иванович — доктор технических наук, профессор МИИТ, Москва, Россия.
Сливинский Евгений Васильевич — доктор технических наук, профессор Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина (ЕГУ), Елец, Россия.
Радин Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент ЕГУ, Елец, Россия.

Removing Hydraulic Impact Risk in Cooling System of Diesel Engines
(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 218)

Предложено техническое решение для обеспечения безопасной работы дизеля за счет более совершенной системы гидропривода вентилятора. Достижимый охлаждающий эффект позволяет устранить столь негативное явление, свойственное гидросистемам, как гидроудар, избежать разрушения трубопроводов при любых режимах использования гидропривода. В статье изложены принцип действия и расчетные характеристики демпфирующего устройства гидропривода вентилятора системы охлаждения дизеля тепловоза. Даны рекомендации к его применению.

Ключевые слова: тепловоз, дизель, безопасность, система охлаждения, гидравлический удар, вентилятор, гидропривод.

Охлаждающие системы дизелей (масляная и водяная) предназначены для отвода теплоты и обеспечения заданного температурного режима. В тепловозных дизелях 60% теплоты, выделяемой в момент сгорания топлива, должно отводиться такими системами [1, 2].

При этом в двигателях подобного типа, как и в любой другой гидравлической системе, нередко имеют место разрушения трубопроводов высокого давления, что обусловлено повышенной вязкостью масла, а также возникновением гидроудара [3, 4].

Известно, что гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с капельной жидкостью при внезапном изменении её скорости. Причем изменение давления тесно связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. Гидравлические удары чаще всего возникают при быстром закрытии или открытии запорных кранов или других устройств, управляющих потоком рабочей

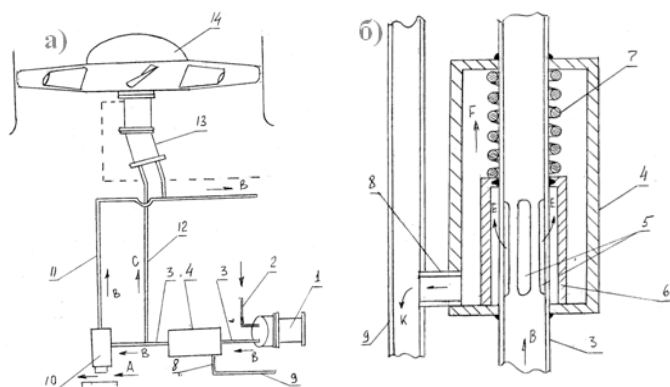


Рис. 1. Принципиальная схема части системы охлаждения масла дизеля (а) и конструкция узла предотвращения гидравлического удара в системе (б).

жидкости. Так, например, если в конце трубопровода, по которому рабочая жидкость движется со скоростью V_0 , произойдет мгновенное пересечение её потока преградой, то скорость частиц рабочей жидкости будет погашена, а их кинетическая энергия трансформируется в упругую деформацию стенок трубопровода и рабочей жидкости. В этом случае стенки трубопровода будут подвержены растяжению, а сама жидкость сжатию под действием повышенного давления $\Delta p_{уд}$. При этом на заторможенные частицы рабочей жидкости у возникшей преграды набегает другая, также теряя скорость своего движения, в результате чего рабочая жидкость перемещается навстречу движущейся со скоростью c , которая носит название «скорость ударной волны», а переходная область с изменяющимся давлением $\Delta p_{уд}$ называется «ударной волной» [5].

На основании описанного явления применительно к системам охлаждения масла и воды численные значения указанных параметров определяются формулами:

$$\sigma = \frac{2\pi[(r + \Delta r) - r]}{2\pi r} E = \frac{\Delta r}{r} E = \frac{\Delta p_{уд} r}{\delta},$$

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{\delta E}}},$$

$$\Delta p_{уд} = \rho V_0 c = \rho V_0 \frac{2l}{t},$$

где Δr — деформация стенки трубопровода;

E — модуль упругости материала трубопровода;

$\Delta p_{уд}$ — величина изменения давления после удара жидкости о преграду;

$2r$ — внутренний диаметр трубопровода;

σ — толщина стенки трубопровода;

δ — скорость распространения ударной волны;

ρ — плотность рабочей жидкости;

K — объёмный модуль рабочей жидкости;

V_0 — поступательная скорость движения потока рабочей жидкости;

l — длина трубопровода;

t — время срабатывания терморегулятора.

Для предотвращения разрушения и смягчения гидравлического удара в гидроприводах используют различные методы защиты:

— увеличение времени срабатывания запорных кранов;

— установка перед такими устройствами компенсаторов, гидроаккумуляторов, предохранительных клапанов;

— увеличение внутренних диаметров трубопроводов и их длины;

— самый простой и эффективный способ: увеличение толщины стенок трубопроводов.

Однако у последнего способа есть и недостаток, который заключается в увеличении металлоёмкости гидравлических систем.

Анализ значительного числа зарубежных и отечественных патентов SU500098 A1 от 25.01.1976 г., SU810539 A1 от 7.01.1981 г., UA 56555 A от 15.05.2003 г., RU2360177 от 15.05.2003 г., CN203162425 U от 28.08.2013 г., библиографических источников позволил обосновать техническое решение «Гидрообъёмный привод вентилятора», цель которого повышение надёжности систем охлаждения дизелей тепловозов в эксплуатации [6].

Данное техническое решение разработано в результате творческого содружества



коллективов кафедр Московского государственного университета путей сообщения и Елецкого государственного университета.

Гидрообъёмный привод вентиляторов, обозначенный на рис. 1, состоит из гидронасоса 1 с трубопроводом 2, по которому масло поступает от дизеля, и трубопровода высокого давления 3 с жестко закрепленным на нем кожухом 4 цилиндрической формы. Во внутренней полости цилиндрической формы кожуха выполнены сквозные пазы 5 и подвижно размещен стакан 6, подпружиненный винтовой пружиной сжатия 7. Кожух связан патрубком 8 с трубопроводом низкого давления 9. Трубопровод высокого давления 3 соединен с терморегулятором 10, а тот с помощью трубопровода 11 включен в систему гидрообъёмного привода и трубопроводом 12 связан с гидромотором 13, снабженным вентиляторным колесом 14.

При работе дизеля термодатчик 10 омывается смазочным маслом, движущимся по стрелке А (рис. 1а), и если температура масла не превышает 80 °С, то терморегулятор пропускает масло по стрелке В, давление которого создает гидронасос 1, в трубопровод 11, связанный с баком-фильтром (на рисунке не показан), и затем вновь поступает в гидронасос по трубопроводу 2 (также по стрелке В). При превышении маслом нормативной величины терморегулятор 10 срабатывает и перекрывает трубопровод 11, что позволяет маслу под давлением 11,5–11,8 МПа поступить в трубопровод 12 и, двигаясь по стрелке С, попасть в гидромотор 13, вентиляторное колесо 14 которого охлаждает секции холодильника. При снижении температуры масла до значения, рекомендуемого техническими условиями, терморегулятор 10 срабатывает и обеспечивает подачу масла в трубопровод 11 так, как уже описано. Однако при резком перекрытии трубопровода происходит значительный рост давления рабочей жидкости, а это влечет за собой разрыв трубопровода или выход из строя других составляющих его элементов.

Численное значение давления определяется формулой:

$$\Delta p_{уд} = \rho V_0 c = \rho V_0 \frac{2l}{t},$$

где ρ — плотность рабочей жидкости;

V_0 — поступательная скорость рабочей жидкости;

l — длина трубопровода;

t — время срабатывания приборов перекрытия трубопровода.

Анализируя представленную формулу, видим, что чем меньше величина t , тем больше $\Delta p_{уд}$, и поэтому для предотвращения разрыва трубопровода необходимо, чтобы терморегулятор перекрывал трубопровод 3 не резко (например, в течение 0,001 с), а гораздо медленнее (например, 1,5 с и более) [7].

Этому как раз способствует устройство (см. рис. 1б), о котором идет речь. При срабатывании терморегулятора по перекрытию трубопровода 3 давление масла возрастает и оно поступает по стрелкам Е через пазы 5 в полость стакана 6, а это обеспечивает создание силы F , которая переместит стакан 6 в том же направлении, сжав винтовую пружину 7, и позволит маслу поступить в трубопровод низкого давления 9 через патрубок 8 (по стрелке К). В итоге снижается величина давления $\Delta p_{уд}$ и, следовательно, исключается разрыв трубопровода в случае возникновения гидравлического удара.

Анализируя предложенное техническое решение, нетрудно заметить, что наиболее ответственным конструкционным элементом является винтовая пружина сжатия 7 (см. рис. 1), от геометрических параметров которой зависит в целом работоспособность самой конструкции устройства, предотвращающего разрыв трубопровода при возникновении гидравлических ударов.

Для выполнения расчёта геометрических параметров пружины предварительно определяется скорость распространения ударной волны:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho_{жс}}}}{\sqrt{1 + \frac{d_{мп}}{\delta_{ст}} \cdot \frac{E_{жс}}{E_{мп}}}}.$$

Величина скачка давления после удара масла о заслонку электрического терморегулятора находится по формуле:

$$\Delta p_{уд} = \rho V_0 c.$$

Время, в течение которого происходит закрытие заслонки электрического терморегулятора:

$$t = \rho V_0 \frac{2l}{\Delta p_{уд}}.$$

При этом напряжения, возникающие в трубопроводе от такого повышенного давления масла, имеют значения:

$$\sigma = \frac{2\pi[(\gamma + \Delta\gamma) - \gamma]}{2\pi\gamma} E = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} E = \frac{\Delta p_{уд}\gamma}{\delta}.$$

Полученное значение напряжений $\sigma = 1053,3 \text{ кгс/см}^2$ в 1,08 раза превышает $[\sigma] = 975 \text{ кгс/см}^2$, что свидетельствует о возможности разрушения трубопровода. (Расчет производится для параметров гидропривода вентилятора масляной системы тепловоза).

Более полная картина функциональной зависимости $\Delta p_{уд} = f(t)$, характеризующей изменение параметров ударной волны от скорости закрытия задвижки электрического терморегулятора, приведена на рис. 2.

График на рис. 2 показывает, что при времени срабатывания термоэлектрического регулятора $t = 0,014 \text{ с}$ давление масла в трубопроводе составляет 12 МПа, а при $t = 0,012 \text{ с}$ оно возрастает до 15 МПа, что в 1,34 раза выше рабочего. При времени же срабатывания порядка 0,008 с давление становится равным 22,5 МПа, что в 2,25 раза выше рабочего и способно разрушить трубопровод.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В качестве рекомендации по исключению разрушения трубопроводов подачи масла к вентилятору можно предложить использование продемонстрированного технического решения и одновременно произвести замену термоэлектрического регулятора на термопневматический, время срабатывания которого на перекрытие трубопровода следует выбирать в диапазоне более 0,012 с. Это позволит избежать

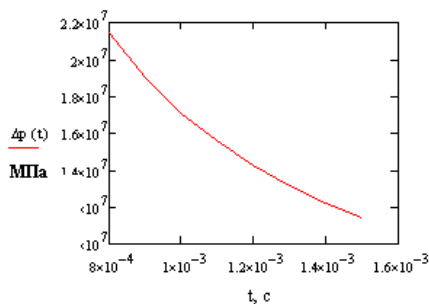


Рис. 2. Изменение давления ударной волны в зависимости от времени срабатывания регулятора давления.

развития удара в системе управления гидродвигателями вентиляторов, предназначенных для охлаждения дизелей тепловозов [8].

Результаты исследования, завершившегося созданием инновационной конструкции, предотвращающей разрушение масляных трубопроводов системы охлаждения дизеля, будут полезны НИИ, проектирующим локомотивы, а также предприятиям, ремонтирующим и эксплуатирующим магистральные и промышленные тепловозы как в нашей стране, так и за рубежом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жилин Г.А., Малинов М.С., Родов А.М., Сулимцев И.И., Шифрин М.Г. Пассажирский тепловоз ТЭП 70. — М.: Транспорт, 2003. — 423 с.
2. Данковцев В.Т., Киселев В.И., Четвергов В.А. Техническое обслуживание и ремонт локомотивов: Учебник / Под ред. В.А. Четвергова, В.И. Киселева — М.: УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2007. — 558 с.
3. Эксплуатация и техническое обслуживание подвижного состава: Учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / Под ред. В.А. Гапановича, В.И. Киселева, И.К. Лакина. — М.: ИРИС ГРУПП, 2012. — 576 с.
4. Кузьмич В.Д., Руднев В.С., Просвилов Ю.Е. Локомотивы. Общий курс: Учебник. — М.: УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2011. — 582 с.
5. Михальченко Г.С. и др. Теория и конструкция локомотивов: Учебник для вузов ж.-д. транспорта. — М.: Маршрут, 2006—584 с.
6. Решение ФИПС о выдаче патента РФ на изобретение по заявке № 2014110478/11 от 16.02.2015 г.
7. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: Учебник для машиностроительных вузов — М.: Машиностроение, 2004. — 392 с.
8. Филонов С.П. Тепловоз 2ТЭ116. — М.: Транспорт, 1996—334 с.

Координаты авторов: Киселёв В. И. — kiselev40@mail.ru, Сливинский Е. В. — evgeni_sl@mail.ru, Радин С. Ю. — radin81@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 27.04.2015, актуализирована 26.10.2015, принята к публикации 03.08.2015/27.10.2015.



REMOVING HYDRAULIC IMPACT RISK IN COOLING SYSTEM OF DIESEL ENGINES

Kiseliov, Valentin I., Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.
Slivinsky, Evgeny V., Yelets State University n.a. Ivan Bunin, Yelets, Russia.
Radin, Sergey Yu., Yelets State University n.a. Ivan Bunin, Yelets, Russia.

ABSTRACT

Technical solution is proposed to ensure safe operation of diesel thanks to improved hydraulic drive system of a fan. The achieved cooling effect can eliminate such a negative phenomenon peculiar to hydraulic systems, as hydraulic impact, to avoid

damage to pipelines under all application modes of hydraulic drive. The article describes operation principles and design characteristics of a damping device of fan hydraulic drive of locomotive's diesel cooling system. Recommendations regarding its application are suggested.

Keywords: locomotive, diesel engine, cooling system, hydraulic impact, fan, hydraulic drive.

Background. Cooling systems of diesel engines (regarding both oil and water cooling) are used for heat removal and maintenance of the set temperature. In diesel engines of locomotives 60% of heat, generated at the time of fuel combustion, is removed by such systems [1, 2].

In engines of this type, as well as in any other hydraulic system, failure of high pressure pipes occurs often, which is caused by increased oil viscosity and occurrence of hydraulic impact [3, 4].

Objective. The objective of the authors is to consider ways to remove hydraulic impact risk, arising in cooling systems of diesel engines, mounted on locomotives.

Methods. The authors use general scientific and engineering methods, comparative analysis, evaluation approach.

Results. It is known that hydraulic impact is an oscillatory process that occurs in an elastic pipe with dripping liquid at a sudden change in its speed. Moreover, the pressure change is closely related to elastic deformations of the fluid and the pipe walls. Hydraulic impacts arise often with the rapid closing or opening of shut-off valves or other devices that control power fluid flow. For example, if at the end of the pipeline, through which the power fluid moves at a speed V_0 , occurs instantaneous crossing of its flow with a barrier, the speed of particles of power fluid will be extinguished and their kinetic energy is converted into elastic deformation of the walls of the pipe and the power fluid. In this case, the pipe wall will be subject to tension and the fluid itself – to compression under the action of high pressure Δp_{imp} . Thus, other particles ride on stopped particles of power fluid near arising obstacle, the former particles also lose speed of their movement, whereby power fluid moves toward moving one with speed s , which is called – shock wave speed, and a transition area with changing pressure Δp_{imp} is called shock wave [5].

On the basis of described phenomenon in relation to oil and water cooling systems numerical values of these parameters are determined by the formulas:

$$\sigma = \frac{2\pi[(r + \Delta r) - r]}{2\pi r} E = \frac{\Delta r}{r} E = \frac{\Delta p_{imp} r}{\delta},$$

$$s = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{\delta E}}},$$

$$\Delta p_{imp} = \rho V_0 s = \rho V_0 \frac{2l}{t},$$

where Δr is deformation of pipeline wall;

E is elasticity modulus of the pipeline's material;
 Δp_{imp} is value of pressure change after fluid impact with an obstacle;

$2r$ is inner diameter of the pipeline;

δ is pipeline wall thickness;

s is speed of shock wave propagation;

ρ is density of power fluid;

K is bulk modulus of power fluid;

V_0 is travel speed of power fluid flow;

l is length of a pipeline;

t is response time of the thermostatic switch.

To prevent damage and to mitigate hydraulic impact in hydraulic drives different methods of protection are used:

– to increase the response time of shut-off valves;

– to install in front of such devices compensators, hydraulic accumulators, safety valves;

– to increase inner diameters of pipelines and their lengths;

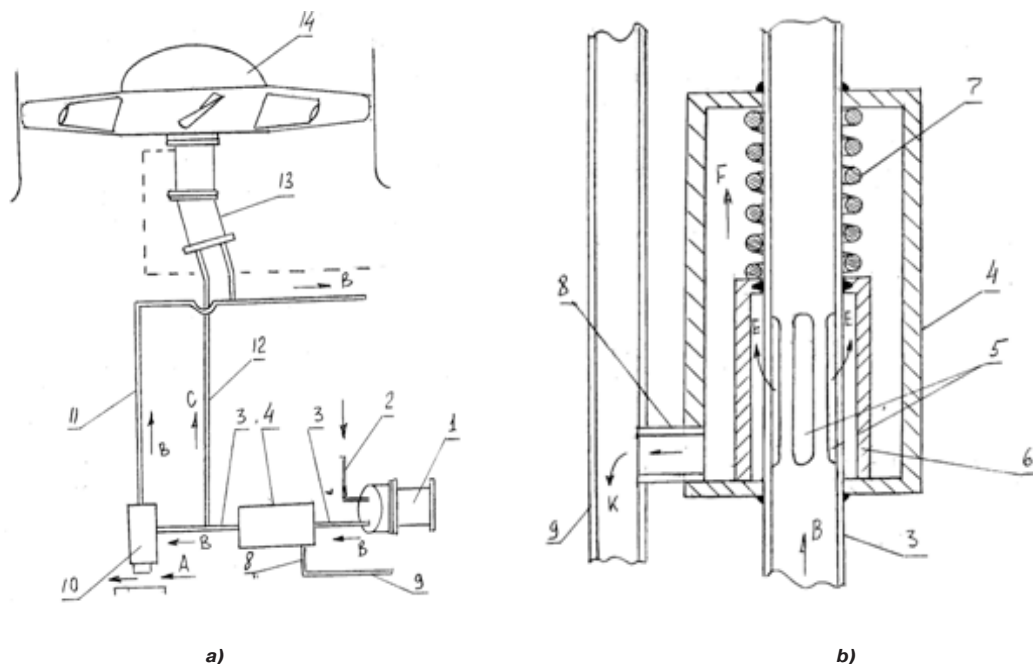
– and the simplest and the most effective way is to increase thickness of pipeline walls.

However, the latter method has a drawback, which consists in increasing metal intensity of hydraulic systems.

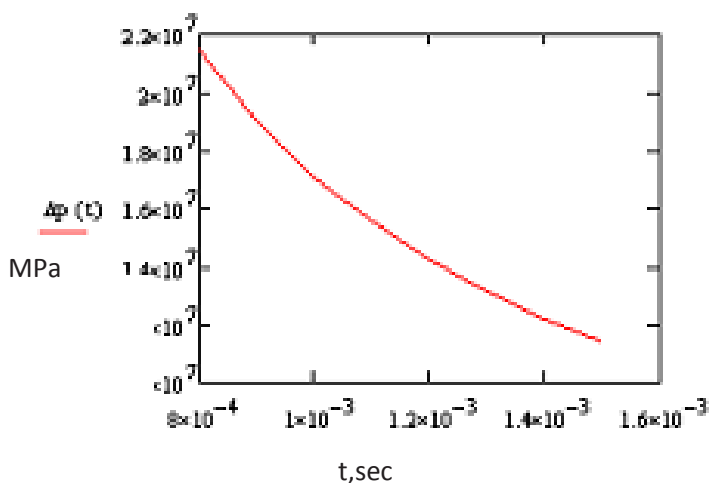
An analysis of a significant number of foreign and domestic patents, namely SU500098 A1 dated 25.01.1976, SU810 539 A1 dated 07.01.1981, UA 56 555 A dated 15.05.2003, RU2360177 dated 15.05.2003, CN203162425 U dated 28.08. 2013, bibliographic sources, allowed to justify a technical solution «Hydraulic volumetric drive of a fan», the aim of which is to improve reliability of diesel's cooling systems of locomotives in operation [6].

This technical solution is developed as a result of creative cooperation of teams of the departments of Moscow State University of Railway Engineering and Yelets State University.

Hydraulic volumetric drive of fans, indicated in Pic. 1 consists of a hydraulic pump 1 with a pipeline 2 through which oil flows from a diesel engine, and a high pressure pipe 3 with a cylinder-shaped casing 4 fixedly mounted thereon. In the inner cavity of a cylinder-shaped casing through slots 5 are made and glass 6 is movably positioned, spring-actuated by cylindrical compression spring 7. Cylinder-shaped casing pipe is connected via a branch pipe 8 with a low pressure pipeline 9. High pressure pipeline 3 is connected to a temperature controller 10 and the latter via the pipe 11 is included in the system of hydraulic volumetric drive and via pipeline 12 is connected with a hydraulic motor 13, equipped with a fan wheel 14.



Pic. 1. Schematic diagram of oil cooling system of a diesel engine (a) and design of a unit to prevent hydraulic impact in the system (b).



Pic. 2. A change in pressure of shock wave depending on the response time of pressure regulator.

During engine operation temperature sensor 10 is washed by lubricating oil moving along the arrow A (Pic. 1 a) and if the oil temperature is not greater than 80 °C, the temperature controller transmits oil along the arrow B, the pressure of which is created by hydraulic pump 1, into the pipeline 11 connected to the tank-filter (not shown) and then returns to the hydraulic pump through the pipeline 2 (also along the arrow B). When oil exceeds the normative value, thermostat 10 is activated and closes the pipeline 11 which allows oil under the pressure of 11,5–11,8 MPa to enter in the pipeline 12 and, moving along the arrow C, to enter the hydraulic motor 13, the fan wheel 14 of which cools refrigerator sections. When oil temperature reduces to the value of recommended specifications,

thermostat 10 is activated and supplies oil into the pipeline 11 as already described. However, at the sudden closing of a pipeline there is a significant increase in fluid pressure, and this entails a pipeline rupture or failure of other constituent elements.

Numerical value of the pressure can be determined by the formula:

$$\Delta p_{imp} = \rho V_0 s = \rho V_0 \frac{2l}{t},$$

where ρ is density of power fluid;

V_0 is forward speed of power fluid;

l is pipeline length;

t is response time of devices overlapping the pipeline.

Analyzing the formula, it is seen that the smaller is the value t , the more is Δp_{imp} and thus to prevent rupture of the pipeline it is necessary that thermostat overlaps pipeline 3 not sharply (for example during 0,001 sec), but much slower (e.g., 1,5 sec and more) [7].

This is facilitated by the device (see Pic. 1 b) under consideration. When the thermostat actuates on, overlapping the pipeline 3, oil pressure increases and it reaches along the arrows E through slots 5 into the cavity of the glass 6 which provides creation of force F , which displaces the glass 6 in the same direction, compressing a cylindrical compression spring 7 and allowing the oil to enter in the low pressure pipe 9 through the socket 8 (along the arrow K). As a result, the pressure value Δp_{imp} reduces, and consequently the risk of pipeline break in case of hydraulic impact is eliminated.

Analyzing the proposed technical solution it is easy to see that the most crucial structural element is a cylindrical compression spring 7 (see Pic. 1), the geometric parameters of which affect in general performance of the construction of the device, preventing a break in the pipeline in case of hydraulic impact.

To perform the calculation of spring geometric parameters the speed of shock wave propagation is determined at first:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_f}{\rho_f}}}{\sqrt{1 + \frac{d_s}{\delta_s} \cdot \frac{E_f}{E_s}}}$$

The magnitude of the pressure jump after the impact of oil with the electric thermostat valve is determined by the formula:

$$\Delta p_{imp} = \rho V_0 s.$$

The time during which the valve of the electric thermostat is closed:

$$t = \rho V_0 \frac{2l}{\Delta p_{imp}}$$

In this case voltage occurring in the pipeline from such high oil pressure have values:

$$\sigma = \frac{2\pi[(\gamma + \Delta\gamma) - \gamma]}{2\pi\gamma} E = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} E = \frac{\Delta p_{imp} \gamma}{\delta}$$

The resulting stress value $\sigma = 1053,3 \text{ kgf/cm}^2$ is 1,08 higher than $[\sigma] = 975 \text{ kgf/cm}^2$, which indicates the possibility of pipeline destruction. (The calculation is performed for parameters of the fan of hydraulic drive of locomotive's oil system).

A more complete picture of the functional dependence $\Delta p_{imp} = f(t)$, which characterizes the change in parameters of shock wave depending on the speed of closing electric thermostat valve is shown in Pic. 2.

The graph in Pic. 2 shows that at the response time of the thermoelectric controller $t = 0,014 \text{ sec}$ oil pressure in the pipeline is 12 MPa, and at $t = 0,012$

sec, it increases to 15 MPa, which is by 1,34 times higher than the operating. At the response time of about 0,008 sec pressure is 22,5 MPa, that is by 2,25 times higher than the operating pressure and can destroy the pipeline.

Conclusion. As a recommendation to eliminate damage to the pipeline feeding oil to the fan it can be offered to use the described technical solution and at the same time to substitute the thermoelectric controller with a thermos-pneumatic one, the response time of which to overlap the pipeline should be chosen not with the value of 0,012 secs, but a within a longer period. This will prevent impact development in the hydraulic control system of hydraulic motors of fans of locomotive's diesel cooling system [8].

Results of the study, culminated in the creation of an innovative design that prevents the destruction of oil pipes of the cooling system of a diesel engine, are recommended to be used by industrial research institutes, designing locomotives, as well as by enterprises, repairing and operating main and industrial locomotives in our country and abroad.

REFERENCES

1. Zhilin, G. A., Malinov, M. S., Rodov, A. M., Sulimtsev, I. I., Shifrin, M. G. Passenger locomotive TEP 70 [Passazhirskij teplovoz TEP 70]. Moscow, Transport publ., 2003, 423 p.
2. Dankovtsev, V. T., Kiseliov, V. I., Chetvergova, V. A. Maintenance and repair of locomotives: Textbook [Tehnicheskoe obsluzhivanie i remont lokomotivov: Uchebnik]. Ed. by Chetvergova, V. A., Kiseliov, V. I. Moscow, Training and methodological centre for railway education, 2007, 558 p.
3. Operation and maintenance of rolling stock: Textbook for rail transport universities [Ekspluatatsiya i tehnikeskoe obsluzhivanie podvizhnogo sostava: Uchebnoe posobie dlja vuzov zh-d transporta]. Ed. by V. A. Gapanovich, V. I. Kiseliov, I. K. Lakin. Moscow, IRIS GROUP, 2012, 576 p.
4. Kuzmich, V. D., Rudnev, V. S., Prosvirov, Yu. E. Locomotives. General Course. Textbook [Lokomotivy. Obshhij kurs Uchebnik]. Moscow, Training and methodological centre for railway education, 2011, 582p.
5. Mikhachenko, G. S. [et al]. Theory and design of locomotives: Textbook for railway transport universities [Teoriya i konstrukcija lokomotivov: Uchebnik dlja vuzov zh. - d. transporta]. Ed. by G. S. Mikhachenko. Moscow, Marshrut publ., 2006, 584p.
6. FIIP decision to grant a patent of the Russian Federation for an invention following the application № 2014110478 / 11 dated 16.02.2015.
7. Bashta, T. M., Rudnev, S. S., Nekrasov, B. B. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drive. Textbook for engineering universities [Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod. Uchebnik dlja mashinostroitel'nyh vuzov]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2004, 392 p.
8. Filonov, S. P. [et al]. Locomotive 2TE116 [Teplovoz 2TE116]. Moscow, Transport publ., 1996, 334 p.

Information about the authors:

Kiseliov, Valentin I. – D.Sc. (Eng.), professor of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia. kiselev40@mail.ru.

Slivinsky, Evgeny V. – D.Sc. (Eng.), professor of Yelets State University n.a. Ivan Bunin, Yelets, Russia. evgeni_sl@mail.ru.

Radin, Sergey Yu. – D.Sc. (Eng.), associate professor, head of department Mechanics and technological processes of Yelets State University n.a. Ivan Bunin, Yelets, Russia. radin81@mail.ru.

Article received 27.04.2015, revised 26.10.2015, accepted 03.08.2015/27.10.2015.