

Научная статья

УДК 66.011; DOI: 10.61260/2304-0130-2025-1-13-21

## МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕНА В ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОЖАРНОЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

✉ Кузьмин Анатолий Алексеевич;

Пермяков Алексей Александрович;

Романов Николай Николаевич.

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, Санкт-Петербург, Россия

✉ [kaa47@mail.ru](mailto:kaa47@mail.ru)

*Аннотация.* Установлено, что одним из возможных конструктивных решений применительно к задаче интенсификации процесса теплообмена является термическое импульсное нагружение системы охлаждения. Сформированная модель импульсного охлаждения двигателя пожарной насосной станции была реализована при помощи комплекса MatLab/Simulinc. Доказана адекватность разработанной модели в достаточно широком диапазоне расхода охлаждающей жидкости. Исследована зависимость относительного коэффициента теплообмена от числа Струхала, связанного с частотой импульсов, которая варьировалась изменением частоты модуляции потока охлаждающей жидкости, а также ее расхода.

*Ключевые слова:* пожарная насосная станция, система охлаждения, пульсирующий режим течения, пульсационный клапан

**Для цитирования:** Кузьмин А.А., Пермяков А.А., Романов Н.Н. Модель теплообмена в пульсирующей системе охлаждения двигателя пожарной насосной станции // Надзорная деятельность и судебная экспертиза в системе безопасности. 2025. № 1. С. 13–21. DOI: 10.61260/2304-0130-2025-1-13-21.

### Введение

Для обеспечения пожарной безопасности людей в зданиях и сооружениях используется набор инженерных систем, к одной из которых относится внутреннее противопожарное водоснабжение, которое представляет собой комплекс устройств и сооружений для подачи воды к очагу горения под требуемым напором и с достаточным расходом. Такая система включает в себя ряд трубопроводов и устройств, которые обеспечивают подачу воды, а также специальную (пожарную) насосную станцию (ПНС). Выбор характеристик ПНС обусловлен предполагаемым методом пожаротушения, наличия водисточника, а также архитектурно-планировочной характеристикой защищаемого объекта. Стационарные ПНС располагаются в зданиях, сооружениях – в модулях или блоках. Мобильные ПНС могут передвигаться и применяются подразделениями пожарной охраны для забора воды из пожарных водоемов с последующей ее подачей к объекту [1].

Дизельные ПНС представляют собой смонтированный на единой раме комплекс, основными компонентами которого являются дизельный двигатель, как правило, с жидкостной системой охлаждения и пожарный – центробежный насос значительной производительности. В ходе работы дизельного двигателя при сгорании топлива выделяется значительное количество тепла, которое необходимо отводить от блока цилиндров [2].

Блок цилиндров двигателя ПНС является оболочкой, функционирование которой предполагает неравномерное тепловое воздействие, следствием которого температурные напряжения, возникающие у различных конструктивных элементов, проявляются в виде деформаций, поэтому задача интенсификации процесса охлаждения представляется достаточно актуальной. Одним из возможных решений применительно изотропным оболочкам является термическое импульсное нагружение, которое рассматривается в работах [3, 4]. Так, в работе [5] утверждается, что увеличение осредненного по времени коэффициента теплоотдачи при пульсирующем режиме течения и небольших числах Рейнольдса достигает 3,5 раза при относительной амплитуде колебания скорости, равной четырем.

Пульсации потока обычно создают при помощи поршневого насоса путем периодического байпасирования потока [6]. Однако из-за частотной модуляции двигателя и перекачки жидкости насосом по трубопроводу требуются дополнительные энергетические расходы [7]. Другой способ генерации пульсаций предполагает применение электромагнитного клапана или возвратно-поступательного насоса, что делает эффект экономии энергии недостаточным [8]. Поэтому повышение эффективности теплообмена системы охлаждения двигателя и снижение потребления энергии пульсационным устройством поставило новые проблемы в разработке модели пульсационного теплообмена [9].

Таким образом, ставится задача разработки модели пульсационного теплообмена в ортотропной оболочке при действии движущегося импульсного локального источника тепла применительно к оптимизации системы охлаждения двигателя ПНС.

### Материалы и методы исследования

В работе [10] предложена схема охлаждения, реализующая модель пульсационного теплообмена системы охлаждения дизельного двигателя ПНС. Устройство, увеличивающее эффективность процесса охлаждения блока цилиндров двигателя ПНС, представлено на рис. 1.

Охладитель воды 5, блок цилиндров 1 и первый гидроаккумулятор 6 образуют систему пульсирующей циркуляции охлаждающей воды.

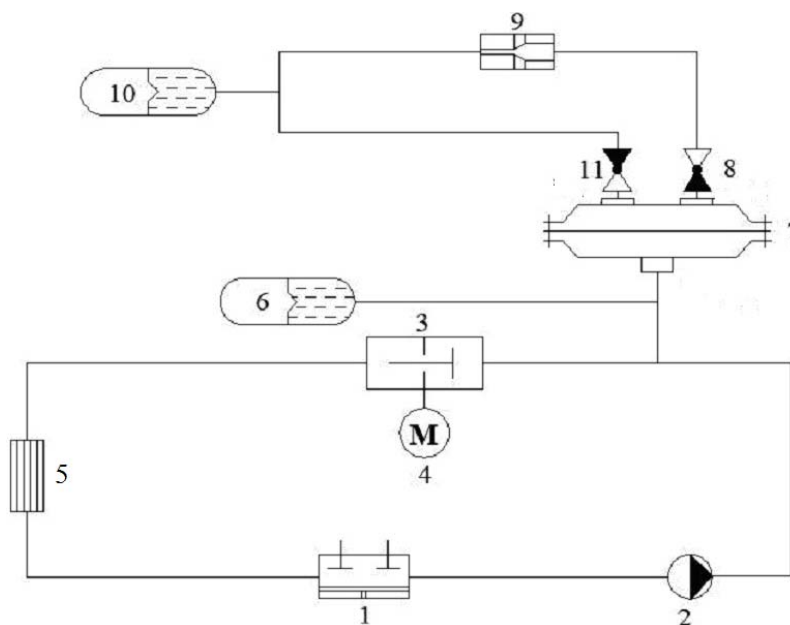


Рис. 1. Схема системы импульсного охлаждения двигателя ПНС:

1 – блок цилиндров; 2 – центробежная водяная помпа; 3 – пульсационный клапан; 4 – приводной электрический двигатель; 5 – локальный теплообменник; 6 – первый гидроаккумулятор; 7 – мембранный усилитель; 8 – первый обратный клапан; 9 – коническая трубка; 10 – второй гидроаккумулятор; 11 – второй обратный клапан

Охлаждающая вода, двигаясь по трубопроводу от центробежной водяной помпы 2 через пульсационный клапан 3, поступает к охлаждаемому блоку цилиндров 1. В магистрали между центробежной водяной помпой 2 и пульсационным клапаном 3 подключен первый гидроаккумулятор 6. Для сглаживания в трубопроводе возможных изменений давления охлаждающей жидкости используется пульсационный клапан 3, управление которым осуществляется приводным электрическим двигателем.

Охлаждающая жидкость, протекающая через полости блока цилиндров 1, подается на вход центробежной водяной помпы 2, и проходя через пульсационный клапан 3, создает перепад давления для формирования пульсирующего потока.

Генерируемый пульсирующий поток поступает по трубопроводу в охлаждающий контур гильзы цилиндра. Теплообменник 5 охлаждается водой, поступающей в перекачку из магистральной линии. Охлажденная вода поступает по трубопроводу в гильзу цилиндра 1 дизельного двигателя, образуя замкнутый пульсирующий цикл.

Охлаждающая вода с высокой скоростью подается к эластичной мембране мембранного нагнетателя 7. Жидкость, которая образует перепад давления, поступает под давлением на вход с мембранного нагнетателя 7, затем в нижнюю полость мембранного нагнетателя 7 для деформации эластичной мембраны. После деформации эластичной мембраны жидкость в полости мембранного нагнетателя 7 выталкивается через первый клапан 8 и поступает в коническую трубку 9 через первый односторонний клапан 8. Величина статического давления уменьшается, и второй гидравлический аккумулятор 10, соединенный с конической трубкой 9, компенсирует колебания давления жидкости 9. После увеличения скорости жидкость продолжает протекать по трубопроводу ко второму одностороннему клапану 11. После прохождения через второй односторонний клапан 11 поток охлаждающей жидкости поступает обратно в мембранный нагнетатель 7 и воздействует на эластичную мембрану. При увеличении температуры давление в системе пульсирующей циркуляции возрастает из-за действия эластичной мембраны, скорость пульсирующей жидкости увеличивается из-за повышения давления, и эффективность теплообмена также возрастет после увеличения скорости.

Ключевым элементом системы импульсного охлаждения двигателя ПНС, изображенной на рис. 1, является мембранный усилитель, который обеспечивает импульсную модуляцию потока охлаждающей жидкости. Примерная схема одного из вариантов конструктивного исполнения такого устройства описывалась в работе [11] и изображена на рис. 2.

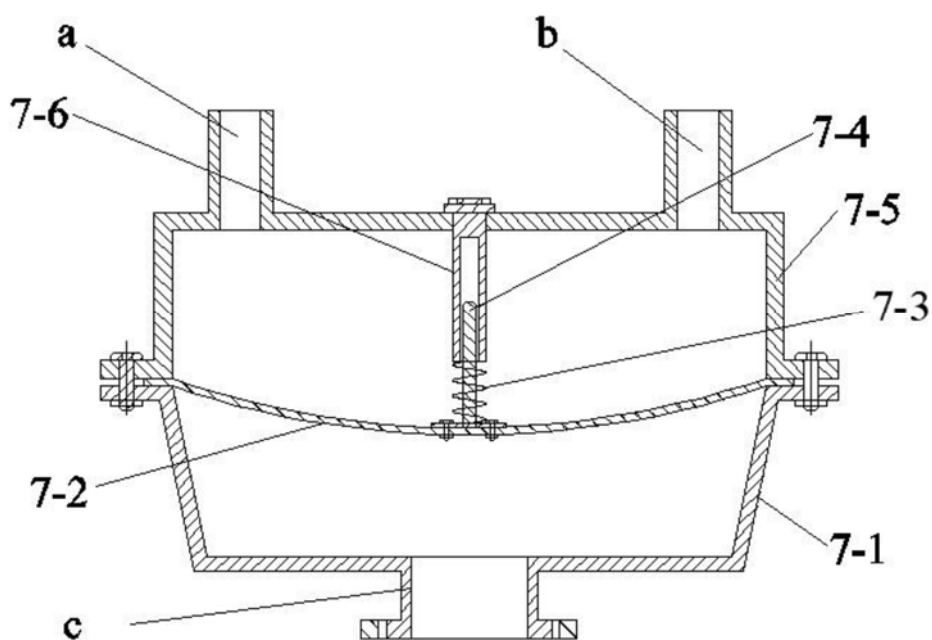


Рис. 2. Схема мембранного усилителя

Как показано на рис. 2, внешняя часть мембранного усилителя 7 содержит нижнюю полость 7-1, имеющую входное отверстие **с**, и верхнюю полость 7-5, имеющую первое выходное отверстие **а** и второе выходное отверстие **б**. Нижняя полость 7-1 сохраняет одинаковую высоту. Верхняя полость 7-5 представляет собой цилиндрическую оболочку без дна.

Диаметр нижней части корпуса мембранного усилителя 7-1 меньше диаметра его верхней части. В свою очередь, верхняя часть корпуса мембранного усилителя 7-5 имеет

цилиндрическую форму. Диаметр корпуса 7-5 равен диаметру верхней части корпуса 7-1. Корпус мембранного усилителя 7-1 в своей нижней части через фланцевое соединение с подключается к трубопроводу.

Между нижней частью корпуса мембранного усилителя 7-1 и его верхней частью 7-5 герметически закреплена диафрагма 7-2, выполненная из эластичного материала, размеры которой превышают размеры корпуса 7-5. Герметизация диафрагмы 7-2 обеспечивает невозможность утечки охлаждающей жидкости.

В эксперименте, описанном в работе [10], получены результаты исследования сравнительной эффективности охлаждения блоков цилиндра двигателя при наличии или отсутствии мембранного усилителя. Исследовалось также влияние мембранного усилителя на пульсирующее давление в трубопроводе при одинаковой частоте пульсаций для трех возможных пульсирующих частот:  $f_1=1,43$  Гц;  $f_2=1,70$  Гц;  $f_3=2,85$  Гц при расходе охлаждающей жидкости в трубопроводе 0,182 л/с и 0,22 л/с.

### Математическая модель прямого метода решения задачи

Постановка прямой задачи теплообмена между охлаждающей жидкостью и поверхностью твердого тела предполагает решение уравнения теплопроводности при задании начальных и граничных условий. При переходе на стационарный режим прогрева тела генерирующий модуль математической модели формирует изменения величины теплового потока, который обуславливает изменения граничных условий. Функцией такого модуля является создание временной зависимости температур в сечении исследуемой оболочки применительно возможным стандартным формам, например, пластины или полого цилиндра.

Математическая модель прямого метода решения задачи предполагает решение уравнения теплопроводности в условиях воздействия на наружную поверхность оболочки импульсно-модулированного теплового потока.

Условие задачи теплообмена между охлаждающей жидкостью и поверхностью твердого тела предполагает изменение за короткий промежуток времени плотности теплового потока по параболическому закону:

$$\frac{q}{q_{\max}} = \frac{4t}{t_{\max}} \left( 1 - \frac{t}{t_{\max}} \right).$$

Решение уравнения теплопроводности для точки, расположенной на поверхности, для пульсирующего теплового потока выглядит так:

$$T_s(t) = T_o + \frac{4 \cdot q_{\max}}{\sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c}} \cdot \left[ \sqrt{\frac{\Gamma(2)}{\Gamma(2,5)}} \cdot \left( \frac{t}{t_{\max}} \right)^3 - \sqrt{\frac{\Gamma(3)}{\Gamma(3,5)}} \cdot \left( \frac{t}{t_{\max}} \right)^5 \right],$$

где  $\Gamma(x)$  – гамма-функция, которая вычисляется на основе алгоритма Стирлинга, а в качестве безразмерного времени для этой модели задается критерий Фурье:

$$t = Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2},$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности охлаждающей жидкости;  $R$  – характерный линейный размер канала.

### Математическая модель обратного метода решения задачи

Рассматривается полая ортотропная оболочка неотрицательной гауссовской кривизны, по которой движется импульсный носитель тепла по закону  $x_u=x(\tau)$ ;  $y_u=y(\tau)$ . Тогда уравнения теплопроводности принимают вид:

$$h^2 \cdot \nabla_\lambda^2 \cdot T_1 - \mu_4 \cdot T_1 - \mu_3 \cdot T_2 - \frac{h^2}{a} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = -(\mu_4 \cdot t_1 + \mu_2 \cdot t_2 + W_1), \quad (1)$$

$$h^2 \cdot \nabla_\lambda^2 \cdot T_2 - (1 + \mu_4) \cdot T_2 - 3 \cdot \mu_3 \cdot T_2 - \frac{h^2}{a} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = -3 \cdot (\mu_4 \cdot t_{21} + \mu_2 \cdot t_1 + W_2), \quad (2)$$

где

$$T_1(x, y, \tau) = \frac{1}{2 \cdot h} \cdot \int_{-h}^h t(x, y, z, \tau) \cdot dz; \quad T_2(x, y, \tau) = \frac{1}{2 \cdot h} \cdot \int_{-h}^h t(x, y, z, \tau) \cdot dz.$$

Применяя к уравнениям (1) и (2) преобразование Фурье по пространственным координатам  $x$  и  $y$  и преобразование Лапласа по временной координате  $\tau$ , используя модифицированную форму алгоритма SIMPLE, необходимо осуществить переход к системе линейных алгебраических уравнений в пространстве трансформата, решение которой позволяет сформировать модель процесса пульсационного теплообмена в ортотропной оболочке. Сформированная модель импульсного охлаждения двигателя ПНС была реализована при помощи программно-аппаратного комплекса MatLab/Simulinc, особенности использования которого подробно описаны в работе [12].

Решение обратной задачи прогрева полой ортотропной оболочки неотрицательной гауссовской кривизны, по которой движется импульсный носитель тепла, основано на применении метода конечных объемов на разнесенных сетках. Для решения дифференциальных уравнений, описывающих конвективную компоненту теплопередачи, использовалась процедура QUICK третьего порядка точности. Применительно к учету возможного влияния диффузионных составляющих процесса охлаждения ортотропной оболочки использовались центральные разности второго порядка точности. Это позволило учесть влияние процесса испарения охлаждающей жидкости на колебания давления ее потока на основе расчета объемных долей компонентов [13].

Для решения дифференциальных уравнений использовалась сетка, неравномерная как в аксиальных, так и в радиальных координатах. Стягивание узлов расчета происходит вблизи оси потока охлаждающей жидкости, сечения оболочки и пограничного слоя вблизи ее наружных стенок. Область численного моделирования имеет форму цилиндра диаметром в 10 диаметров ортотропной оболочки. Первый расчетный узел от стенки находился на расстоянии  $y=U/\nu=0,3 \div 0,5$ , где  $U$  – скорость движения охлаждающей жидкости на срезе оболочки.

Корректный выбор постоянной сгущения для пограничного слоя позволил обеспечить просчет не менее 10 узлов. Цифровая модель сформировалась в сетке размерами  $200 \times 256$  просчитываемых узлов, при этом соблюдалось соотношение  $x/(2R)=10$ , где  $R$  – внутренний радиус ортотропной оболочки. При уменьшении количества просчитываемых узлов, располагаемых на оси абсцисс, необходимо поддерживать оптимальное соотношение линейных размеров элементарных объемов. Была проведена также контрольная проверка сформированной модели на сетке, содержащей  $300 \times 400$  элементарных объемов.

### Результаты моделирования

Исследована зависимость относительного коэффициента теплообмена  $ER = Nu/Nu_o$  от числа Струхала ( $St_D = f \cdot D/U$ ), которое связано с частотой импульсов  $f$ . Здесь  $Nu$  – коэффициент теплоотдачи при использовании частотно-модулированного потока охлаждающей жидкости;  $Nu_o$  – коэффициент теплоотдачи при использовании стационарного потока;  $f$  – частота модуляции потока;  $D$  – внутренний диаметр трубопровода;  $U$  – средняя скорость потока охлаждающей жидкости. Режим движения охлаждающей жидкости на входе трубопровода определялся в процессе предварительного расчета потока охлаждающей жидкости для трубы диаметром  $D=15$  мм и длиной  $20 \cdot D$ .

Зависимость относительного коэффициента теплообмена  $ER = Nu/Nu_o$  от частоты модуляции потока охлаждающей жидкости представлена на рис. 3.

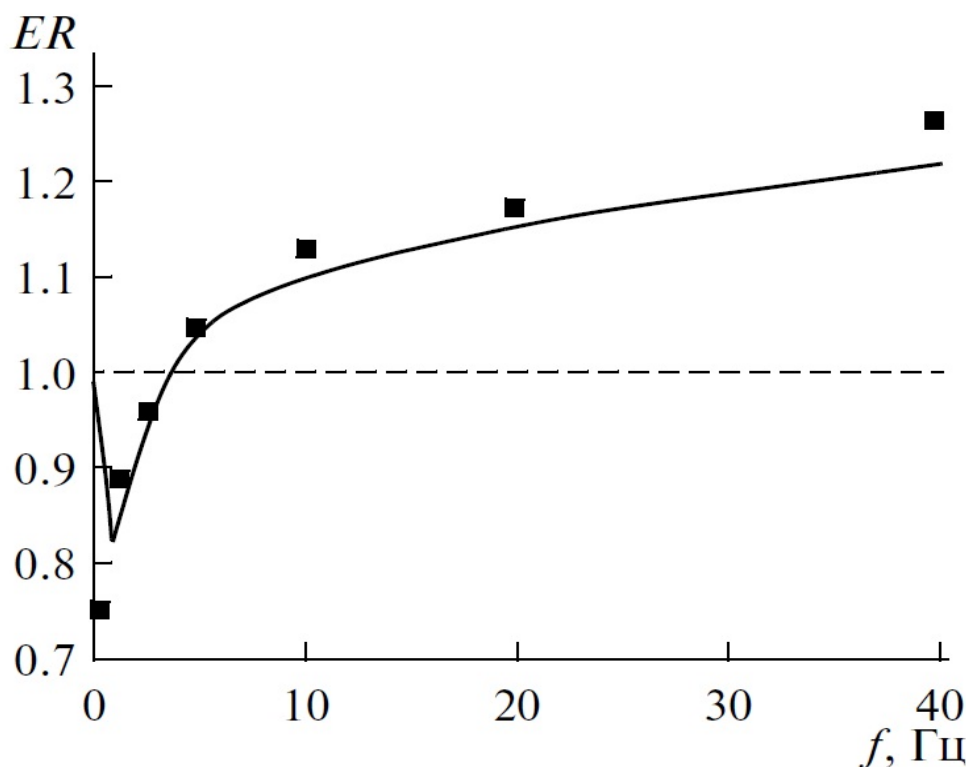


Рис. 3. Сопоставление расчетных (линия) и экспериментальных (точки) данных соотношений коэффициентов теплообмена [14], осредненных по времени и по поверхности для различных частот модуляции потока

В диапазоне инфрачастот ( $f < 5$  Гц) наблюдается уменьшение интенсивности процесса теплообмена. По мере увеличения частоты  $f$  наблюдается определенная интенсификация процесса теплообмена ( $ER > 1,2$  для частоты  $f = 40$  Гц). Можно отметить удовлетворительное соответствие результатов численных расчетов с экспериментами [14] во всей области исследованных частот  $f$ .

Экспериментальные данные, представленные в работе [15], позволили оценить адекватность разработанной модели импульсной системы охлаждения двигателя ПНС в достаточно широком диапазоне расхода охлаждающей жидкости. Зависимость относительного коэффициента теплообмена  $ER = Nu/Nu_o$  от расхода охлаждающей жидкости представлена на рис. 4.

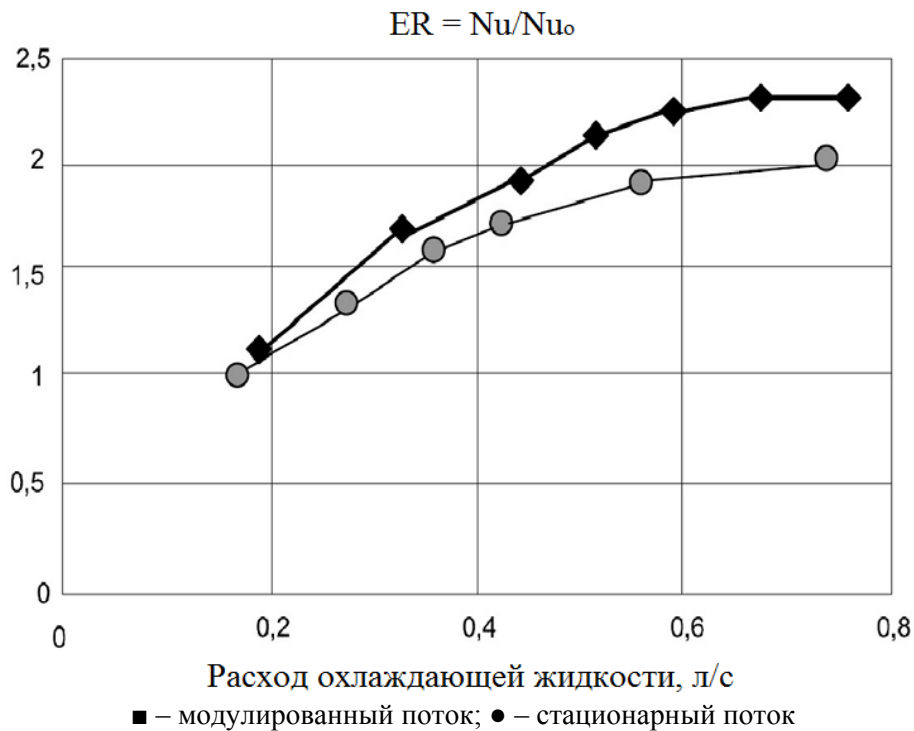


Рис. 4. Сопоставление расчетных (линия) и экспериментальных (точки) данных соотношений коэффициентов теплообмена [15] для различных расходов жидкости

И для импульсного, и для стационарного потока охлаждающей жидкости ее средний расход составил 0,37 л/с. Расход жидкости в ходе натурного эксперимента варьировался в пределах  $0,17 \div 0,75$  л/с. В результате есть возможность выявить зависимость величины коэффициента теплоотдачи от расхода охлаждающей жидкости. Предполагая, что в пределах колебания температуры жидкости коэффициент теплопроводности материала стенки вблизи охлаждаемой поверхности остается постоянным, можно сделать вывод, что изменение коэффициента теплоотдачи происходит в основном за счет процессов, протекающих в пограничном слое, на которые влияет, в том числе и характер движения охлаждающей жидкости.

### Выводы

Установлено, что одним из возможных конструктивных решений применительно к задаче интенсификации процесса теплообмена является термическое импульсное нагружение системы охлаждения двигателей ПНС.

Исследована зависимость относительного коэффициента теплообмена от числа Струхала, связанного с частотой импульсов, которая варьировалась изменением частоты модуляции потока охлаждающей жидкости, а также ее расхода.

Показано, что увеличение осредненного по времени коэффициента теплоотдачи при пульсирующем режиме течения и небольших числах Рейнольдса достигает 3,5 раза при относительной амплитуде колебания скорости, равной четырем.

Предложена схема охлаждения, реализующая модель пульсационного теплообмена системы охлаждения дизельного двигателя ПНС, основным элементом которой является мембранный усилитель, обеспечивающий импульсную модуляцию потока охлаждающей жидкости.

Сформированная модель импульсного охлаждения двигателя ПНС была реализована при помощи программно-аппаратного комплекса MatLab/Simulinc и доказала адекватность разработанной модели в достаточно широком диапазоне расхода охлаждающей жидкости.

**Список источников**

1. Горбачева М.П., Аткарская Е.А. Насосная станция как основной элемент системы противопожарного водоснабжения // Проблемы и перспективы развития строительства, теплогазоснабжения и энергообеспечения: материалы VIII Нац. конф. с междунар. участием. Саратов: Саратовский гос. аграр. ун-т им. Н.И. Вавилова, 2018. С. 103–106.
2. Долгушин А.И., Карасев П.П. Применение дизельных пожарных насосных установок в качестве резервного источника автоматического пожаротушения высотного здания // Безопасность. Достоверность. Информация. 2008. № 79. С. 54–55.
3. Авраменко Л.Е., Шевченко В.П. Теплопроводность и термоупругость тонких изотропных оболочек при импульсном нагреве движущимся источником тепла // Прикладная механика. 2006. Т. 42. № 11. С. 85–92.
4. Горюнов А.В., Молодожникова Р.Н., Прокофьев А.И. Односторонний импульсный нагрев цилиндрической оболочки переменной толщины // Труды МАИ. 2016. № 88. С. 21–28.
5. Thermal stress and deformation in moderately thick shells of revolution of functionally graded material under thermal impulsive loading / S. Takezono [et al.] // Transactions of the Japan society of mechanical engineers. 2000. Vol. 66. № 645. P. 1060–1067.
6. Levin P. A general solution 3D quasi-steady-state problem of a moving heat source on a semi-infinite solid // Mechanics research communications. 2007. Vol. 35. P. 151–157.
7. Flow resistance of low-frequency pulsatile turbulent flow in mini-channels / N. Zhuang [et al.] // International journal of heat and fluid flow. 2017. Vol. 65. P. 21–32. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.03.005.
8. Yuan H., Ding Yu., Li R. Experimental research on enhanced heat transfer based on pulsating flow of marine plate heat exchanger // Energy conservation technology. 2017. № 35 (5). P. 433–437.
9. Макеев А.Н. Импульсная система теплоснабжения общественного здания: дис. ... канд. техн. наук. Саранск, 2010. 153 с.
10. Zhou Yu., Liu Z., Golyanin A. Study on the effect of diaphragm booster on the pulsed heat transfer of cooling system // Bulletin of science and practice. 2020. № 6 (4). P. 214–222. DOI: 10.33619/2414-2948/53/25.
11. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 239 с.
12. Методы и средства информационно-операционной поддержки теплотехнических расчетов в решении задач пожарной безопасности / А.А. Кузьмин [и др.]. СПб.: С.-Петерб. ун-т ГПС МЧС России, 2023. 196 с. ISBN 978-5-907724-23-5.
13. The research progress of heat transfer enhancement of pulsating flow in tube / D. Zhang [et al.] // Energy conservation technology. 2016. № 3. P. 7.
14. Пахомов М.А., Терехов В.И. Влияние частоты импульсов на теплообмен в точке торможения импактной турбулентной струи // Теплофизика высоких температур. 2023. Т. 51. № 2. С. 287.
15. Лысяков А.И., Кудашев А.П., Левцев С.Ф. Использование импульсного режима для интенсификации теплообмена в контуре ГВС с пластинчатыми теплообменниками // Образование. Наука. Научные кадры. 2023. № 5. С. 213–217.



**Информация о статье:** статья поступила в редакцию: 02.02.2025; принята к публикации: 28.02.2025

*Информация об авторах:*

**Кузьмин Анатолий Алексеевич**, доцент кафедры физико-технических основ обеспечения пожарной безопасности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат педагогических наук, доцент, e-mail: kaa47@mail.ru, SPIN-код: 3604-7853

**Пермяков Алексей Александрович**, начальник кафедры физико-технических основ обеспечения пожарной безопасности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат педагогических наук, доцент, e-mail: ftoopb@igps.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2081-6934>, SPIN-код: 3604-7853

**Романов Николай Николаевич**, доцент кафедры физико-технических основ обеспечения пожарной безопасности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат технических наук, доцент, e-mail: nik57nik@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8254-9424>, SPIN-код: 4828-4313