



КОМПЬЮТЕРНАЯ МЕХАНИКА

УДК 621.522.4, 004.942

И.А. ПОПОВ, чл.-корр. АН Республики Татарстан, д-р техн. наук
профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, заведующий лабораторией
моделирования физико-технических процессов¹
E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Ю.В. ЖУКОВА, канд. физ.-мат. наук, доц.
ведущий научный сотрудник лаборатории турбулентности²
E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

А.Д. ЧОРНЫЙ, канд. физ.-мат. наук, доц.
заведующий лабораторией турбулентности²
E-mail: anchor@hmti.ac.by

Т.А. БАРАНОВА
старший научный сотрудник лаборатории турбулентности²
E-mail: bartat@tut.by

И.Г. КУХАРЧУК
научный сотрудник лаборатории турбулентности²
E-mail: doomer1979@mail.ru

В.М. ГУРЕЕВ, д-р техн. наук
ведущий научный сотрудник лаборатории моделирования физико-технических процессов¹
E-mail: victor.gureev@kai.ru

В.М. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, доц.
директор Института механизации и технического сервиса³
E-mail: mvm-mail@mail.ru

И.А. ПОПОВ-младший
студент Института механизации и технического сервиса³
E-mail: iaropov-2004@yandex.ru

¹Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, г. Казань, Республика Татарстан, Российская Федерация

²Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

³Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Республика Татарстан, Российская Федерация

Поступила в редакцию 23.06.2025.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ОХЛАДИТЕЛЕ МАСЛА СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ: ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В настоящей статье представлены результаты, служащие методической основой при создании цифрового двойника маслоохладителя системы смазки дизельного двигателя. На первом этапе проведена декомпозиция маслоохладителя на отдельные узлы, а также созданы математическая и компьютерная модели узлов маслоохладителя системы смазки двигателя. На втором этапе проведено численное моделирование гидродинамических и тепловых процессов при работе узлов маслоохладителя с целью верификации и валидации моделей с привлечением экспериментальных данных.

На основе результатов расчетов выработаны рекомендации по повышению точности построения математической и компьютерной модели цифрового двойника маслоохладителя, а также предложены подходы к усовершенствованию конструкции.

Ключевые слова: система смазки, маслоохладитель, регулятор давления, потери давления, цифровой двойник, математическая модель, достоверная компьютерная модель, численное моделирование

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-5-17>

Введение. При проектировании новых образцов поршневых двигателей расчет гидродинамических и тепловых процессов в системах смазки является актуальной задачей, поскольку охлаждение масла и обеспечение его бесперебойной циркуляции является неотъемлемой частью надежного функционирования двигателей. В настоящее время для тепловых и гидродинамических расчетов широко используются методы вычислительной гидрогазодинамики (CFD — Computational Fluid Dynamics) и пакеты прикладных программ, такие как ANSYS, FlowVision, «ЛОГОС».

Одной из современных тенденций в автомобилестроении при проектировании новых образцов техники является применение цифровых двойников (ЦД) — цифровой (численной) копии объекта, в которой реализованы все процессы и явления в объекте и вокруг него [1–4] и которая имеет двусторонние информационные связи с объектом и/или его составными частями [5]. Применение на практике цифрового двойника помогает обнаружить проблемы функционирования как отдельных узлов, так и выпускаемого изделия в целом, что позволяет производить более качественный продукт [6–8].

Данная статья является прямым продолжением цикла работ по созданию цифрового двойника системы смазки для последующего численного исследования и оценки возможности модернизации системы с целью снижения гидравлического сопротивления и повышения эффективности. Описание системы смазки ранее было представлено в работах [9–11], в том числе расчет героторного насоса [10] и маслопроводов [9].

Для создания ЦД систем смазки двигателей могут применяться подходы одномерного [12, 13] численного моделирования. Однако при детальной разработке компонентов систем смазки чаще используются трехмерные CFD-модели [14, 15]. Для масляного фильтра и маслоохладителя обычно применяются модели пористых сред, которые основаны на использовании результатов экспериментальных измерений зависимости расхода от перепада давления для получения констант модели пористой среды.

Работа [14] выделяется наиболее детальным описанием комплексной трехмерной CFD-модели всей системы смазки 16-цилиндрового двигателя. Расчетная область включает в себя объемный ше-

стеренчатый насос, клапан регулирования давления, подшипники, поршневые пальцы, форсунки охлаждения поршня, масляный радиатор, масляный фильтр. Учитывалось движение регулирующего клапана в зависимости от давления масла в системе. Результаты показывают, что большая часть перепада давления в системе и расхода приходится на подшипники, подъемники и форсунки охлаждения поршней, что подтверждает важность трехмерной обработки этих компонентов по сравнению с относительно эмпирической нулевой или одномерной обработкой.

Исследования характеристик героторных насосов расчетными методами [16–25], в том числе с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики (CFD), в настоящее время востребованы и актуальны [26–28], при этом CFD-методы выступают инструментом прогнозирования характеристик насосов данного типа и дают возможность проводить оптимизацию их конструкции.

Определяющее значение при создании ЦД играет принцип декомпозиции, позволяющий рассматривать цифровой двойник изделия как совокупность ЦД его составных частей с установленными между ними связями. В ходе проведенной декомпозиции системы смазки двигателя для детального рассмотрения выделены отдельные узлы — картер с системой забора масла, героторный насос, крышка маслоохладителя и сам маслоохладитель, главная масляная магистраль и ее ответвления для разбрызгивания масла на поршневую группу, смазку и охлаждение подшипников коленчатого и распределительного валов, смазку и охлаждение элементов газораспределительного механизма.

Таким образом, объектом настоящего исследования является узел системы смазки в виде крышки маслоохладителя рядного 6-цилиндрового дизельного двигателя с рабочим объемом 8,9 л. *Цель работы* — описание методической основы создания ЦД одного из узлов системы смазки дизельного двигателя для последующего расчетного восстановления его рабочих характеристик, анализа процессов в нем, модификации конструкции.

Объект исследования. Численные исследования систем смазки на основе их ЦД являются инструментом анализа для последующей оптимизации систем по критическим параметрам. Как уже упоминалось выше, в настоящей работе рассма-

тривается блок крышки маслоохладителя — один из основных элементов системы смазки дизельного двигателя. Масло, служащее в двигателе для смазки трущихся и ударных частей, также необходимо и для охлаждения узлов двигателя. На рисунке 1 показано, как от героторного насоса масло 1 поступает по каналу 2 к крышке маслоохладителя, где установлены маслоохладитель 7, а перед ним — термостат 8, клапан регулировки давления (в позиции 3 — закрыт, в позиции 4 — открыт), фильтр 12. При открытом термостате поток масла 10 проходит мимо маслоохладителя 7, подается в канал 14 и далее к полнопоточному фильтру 12 и регулятору давления масла в позициях 3 или 4. При закрытом термостате поток масла поступает на вход 11 маслоохладителя 7 и после него по патрубку 13 направляется по каналу 14 к полнопоточному фильтру 12 и регулятору давления масла в позициях 3 или 4. После фильтра 12 масло поступает в главную масляную магистраль. Регулятор давления масла 4 открывается, когда после насоса давление становится больше 517 кПа. Масло пропускается в разгрузочный канал, позволяя части масла 6 вернуться в поддон картера. При закрытом клапане 3 масло в полном объеме поступает к фильтру 12. Далее по каналу в крышке маслоохладителя масло направляется по каналу 5 к масляному фильтру 12, откуда отфильтрованное и охлажденное поступает в главную масляную магистраль.

Комплектация крышки маслоохладителя показана на рисунке 2.

В рассматриваемом случае цифровой двойник крышки маслоохладителя с маслоохладителем, фильтром и клапаном регулировки давления как изделия состоит из компьютерной модели каналов и маслоохладителя, валидированной и верифицированной математической модели происходящих гидродинамических и тепловых процессов, набора режимных параметров и условий эксплуатации, а также критериев оптимальной эксплуатации, что позволяет точно воспроизвести его работу.

Компьютерная геометрическая модель объекта исследования. На данном этапе работы произ-

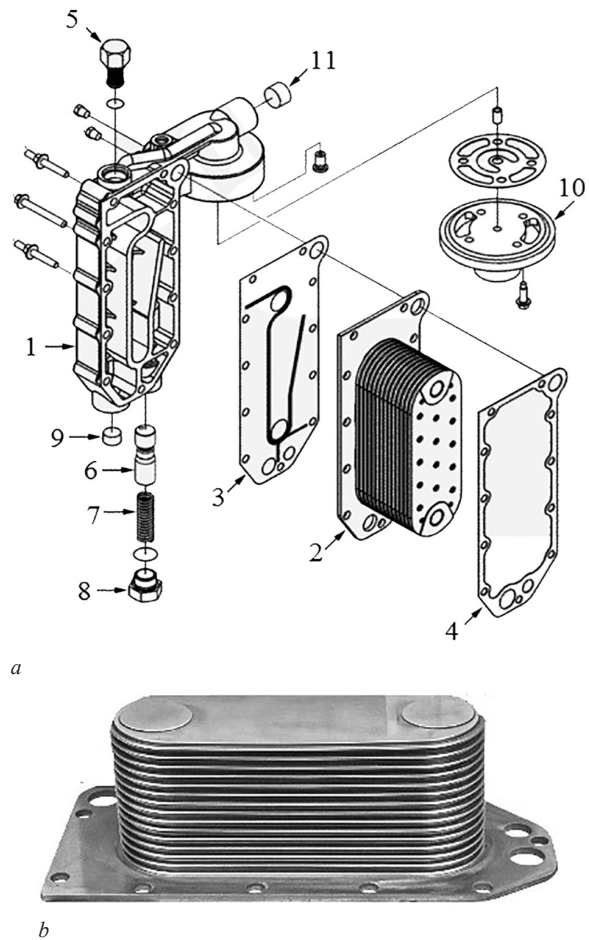


Рисунок 2 — Комплектация блока крышки маслоохладителя системы смазки двигателя (а) и теплообменная матрица (b) маслоохладителя: 1 — корпус крышки маслоохладителя; 2 — маслоохладитель; 3 — прокладка крепления маслоохладителя к крышке; 4 — прокладка крепления маслоохладителя к корпусу двигателя; 5 — термостат; 6 — клапан регулировки давления; 7 — пружина клапана; 8 — регулировочная гайка; 9 — входной патрубок для масла в крышку маслоохладителя; 10 — крепление фильтра; 11 — выходной патрубок из крышки маслоохладителя в главную масляную магистраль

Figure 2 — Engine lubrication system oil cooler cover assembly (a) and heat exchange matrix (b) of the oil cooler: 1 — oil cooler cover housing; 2 — oil cooler; 3 — oil cooler mounting gasket to the cover; 4 — oil cooler mounting gasket to the engine housing; 5 — thermostat; 6 — pressure control valve; 7 — valve spring; 8 — adjusting nut; 9 — oil inlet to the oil cooler cover; 10 — filter mount; 11 — outlet from the oil cooler cover to the main oil line

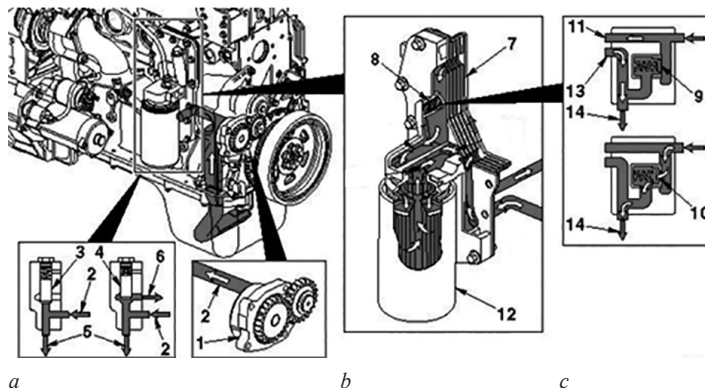


Рисунок 1 — Схема забора масла из поддона картера (а), подключения масляного насоса (b) и потоки масла в крышке маслоохладителя системы смазки двигателя (c)

Figure 1 — Diagram of oil intake from crankcase sump (a), oil pump connection (b) and oil flows in the oil cooler cover of the engine lubrication system (c)

ведена декомпозиция блока крышки маслоохладителя на отдельные составные части — канал до входа в маслоохладитель, маслоохладитель, канал от выхода из маслоохладителя до регулятора давления масла и входа в масляный фильтр. Создание компьютерной модели было произведено в пакете Siemens NX. Внешний вид и 3D-модель крышки маслоохладителя 1 с каналом 2 от входа масла в крышку 3 до маслоохладителя, термостатом (посадочное место 4), маслоохладителем (вход 5 и выход 6), выходным каналом 7 с редукционным клапаном давления 8, входным патрубком масляного фильтра 9, выходом в главную масляную магистраль 10, каналом сброса масла в картер 11 показаны на рисунке 3. Далее исследования проводились отдельно для входного канала 2 при закрытом термостате 4; выходного канала 7 с редукционным клапаном давления 8 при закрытом термостате 4; маслоохладителя.

Одна из основных задач при создании компьютерной модели — это соответствующая под-

готовка исходной геометрической модели к условиям расчета. Помимо ее упрощения в целях снижения трудозатрат для проведения расчета, необходимо также адаптировать некоторые элементы геометрии.

В связи с этим расчетная область пластинчатого маслоохладителя была упрощена с целью исключения саблевидных заусенцев, возникающих при обработке штампованных пластин и поверхностей, имеющих скругления, особенности геометрии которых приводят к значительному увеличению количества элементов расчетной сетки, но при этом не оказывают влияние на поток охлаждающей жидкости (рисунок 4).

Масло из крышки маслоохладителя попадает в систему плоских каналов пластинчатого теплообменника с внутренним оребрением. Снаружи плоские каналы омываются охлаждающей жидкостью (антифризом). Для течения антифриза имеется полость, образованная крышкой масло-

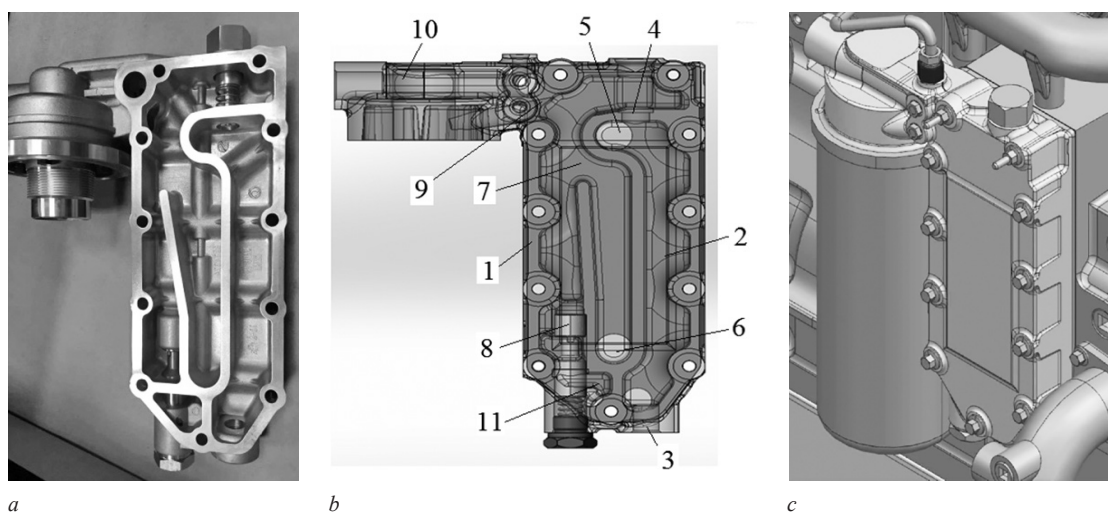


Рисунок 3 — Внешний вид (a) и 3D-модель в разрезе (b) и сборке (c) крышки масляного охладителя с термостатом, редукционным клапаном давления, входным патрубком масляного фильтра

Figure 3 — External view (a) and 3D model in section (b) and assembly (c) of oil cooler cover with thermostat, pressure reducing valve, oil filter inlet

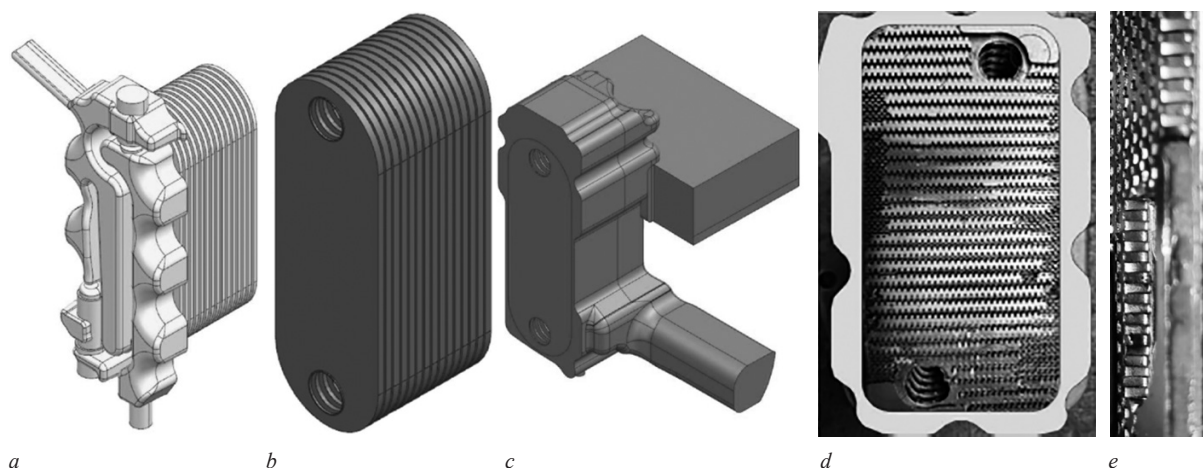


Рисунок 4 — Расчетные домены маслоохладителя: a — плоские масляные каналы; b — стенки маслоохладителя; c — каналы охлаждающей жидкости; d — наложение теплообменной матрицы на домен крышки маслоохладителя; e — пример вида рассеченного оребрения в каналах для потока масла

Figure 4 — Calculated domains of the oil cooler: a — flat oil channels; b — oil cooler walls; c — coolant channels; d — superimposition of the heat exchange matrix on the oil cooler cover domain; e — example of the type of dissected finning in the channels for oil flow

охлаждателя, его матрицей и углублением в корпусе двигателя.

Определение размеров внутреннего оребрения в каналах для масла в маслоохладителе производилось косвенным методом — сравнением параметров оребрения с известными размерами крышки маслоохладителя. Это связано с тем, что конструкция маслоохладителя неразъемная и восстанавливается по отдельным элементам. При анализе конструкции маслоохладителя его фотография накладывалась на домен теплообменника от двигателя (см. рисунок 4 *d*) и далее средствами измерений программного комплекса NX определялись высота ребра со стороны масла (4 мм), ширина ребра (1,2 мм) и занятый ими объем (15 % объема всей пластины), что позволило определить коэффициент пористости — 0,85. Количество рядов ребер — 28, количество ребер в ряду — 68. Площадь внутренней поверхности ребра без интенсификаторов — 0,018329 м². Отношение площади интенсификаторов к площади ребра теплообменника без интенсификаторов составляло 0,5. Полученное отношение далее использовано для текущей модели маслоохладителя при построении математической модели.

Клапан регулировки давления системы смазки имеет сложную геометрию (рисунок 5 *a*), которая позволяет увеличивать расход масла постепенно, избегая резких скачков падения давления в системе. При плавном открытии клапана масло начинает стравливаться из системы через проточку в штоке клапана в полость канала слива

в картер. Масло действует на клапан сверху, для чего имеется проток в клапане. Площадь верхней площадки клапана за вычетом отверстия для перетока масла составляет 370,59 мм² — по данной величине можно произвести расчет усилия, с которым масло воздействует на клапан, преодолевая усилие пружины. Усилие пружины регулируется крышкой. Усилия на верхний и нижний поясок проточки компенсируют друг друга. Клапан имеет холостой ход до того момента, когда выточка в штоке клапана соединит канал масла в крышке маслоохладителя с каналом слива масла в картер (см. рисунок 5 *b*). При движении штока клапана площадь сечения выточки в нем увеличивается. Далее при движении клапана масло начинает поступать через выточку штока в сливное отверстие. В исследованиях клапан регулировки давления открыт на 0, 25, 50, 75 и 100 %.

Расчетная область и сетка. Расчетная конечно-объемная сетка создавалась с использованием пакета ANSYS Meshing. Она состояла из тетраэдральных элементов и призматических пограничных слоев. Пристеночные области расчетной сетки описывались призматическими элементами, имеющими 7 слоев с коэффициентом роста 1,3.

Размер ячеек разработанных компьютерных моделей для узлов маслоохладителя определяется из условия корректного и подробного описания геометрии деталей. В соответствии с этим, расчетная сетка для входного канала состоит из 4 млн элементов, максимальный размер составляет 1 мм

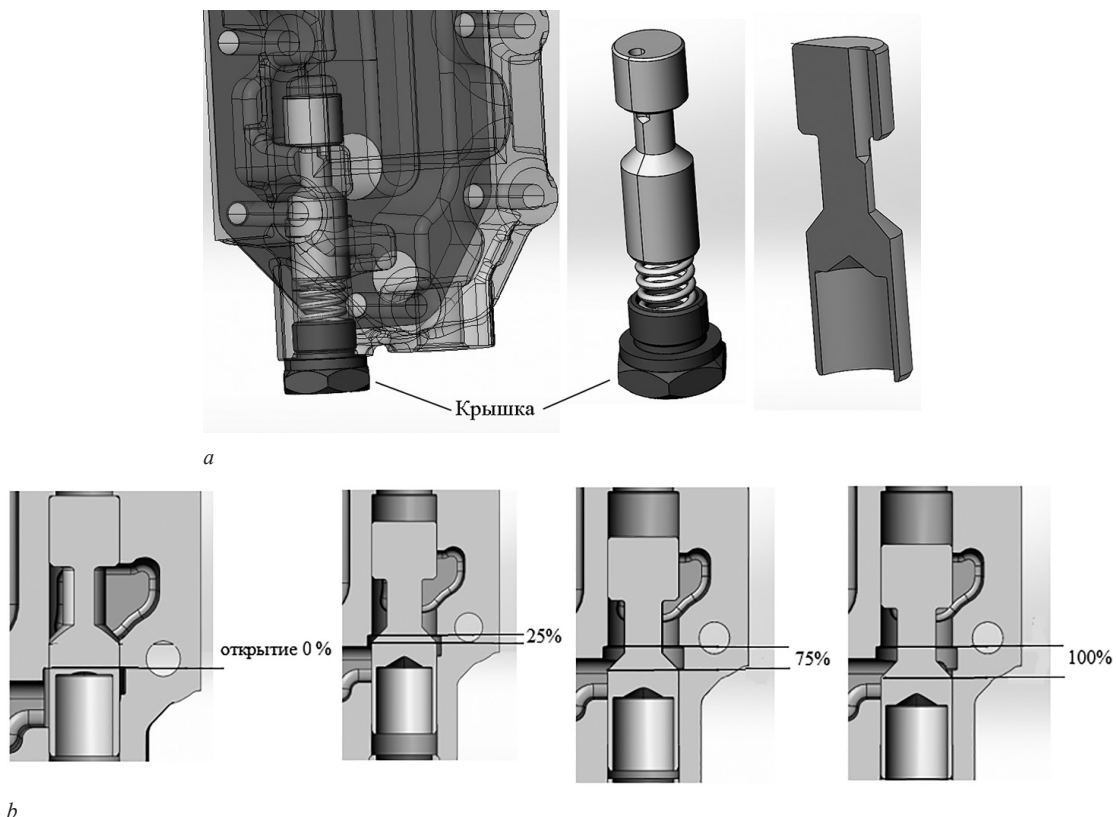


Рисунок 5 — 3D-модель редукционного клапана давления (*a*) и различные положения открытия клапана (*b*)
Figure 5 — 3D model of the pressure reducing valve (*a*) and different valve opening positions (*b*)

(рисунок 6 а). Количество элементов расчетной сетки выходного канала составила 12,6 млн, максимальный размер — 0,7 мм (см. рисунок 6 б). Расчетная сетка каналов теплообменника, по которым течет масло, включает 40,9 млн элементов, максимальный размер которых 1,5 мм, а минимальный — 0,15 мм (рисунок 7). Дополнительно для создания расчетной сетки стенок пластин использовано программное обеспечение ICEM CFD ввиду слишком малой толщины стенки и достаточно сложной геометрии.

После построения расчетных сеток для разработанных компьютерных моделей они передавались в газодинамический решатель ANSYS CFX.

Математическая модель гидродинамических и тепловых процессов. Перед началом работ с компьютерной и математической моделями проводятся их обязательная верификация и валидация на примере изделия в базовой комплектации, функционирующего на номинальных режимах. При достижении точности не ниже 90–95 % достоверная компьютерная и математическая модели цифрового двойника используется для моделирования

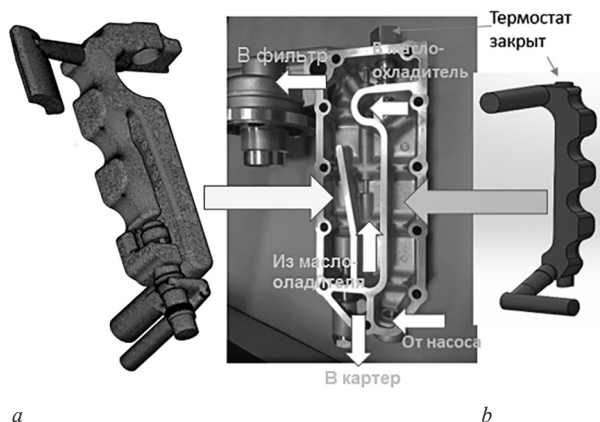


Рисунок 6 — Фрагменты расчетной сетки:
а — входного канала; б — выходного канала
Figure 6 — Fragments of the calculation grid:
a — inlet channel; b — outlet channel



Рисунок 7 — Фрагменты расчетной сетки маслоохладителя
Figure 7 — Fragments of the calculation grid of the oil cooler

различных режимов эксплуатации, модификации конструкции и проверки технико-экономической адекватности принимаемых решений.

Математическая модель гидродинамических и тепловых процессов в маслоохладителе, описывающая движение теплоносителя и его тепловое взаимодействие с окружением, использует осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса, замкнутые с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, уравнение неразрывности и уравнение энергии в формулировке для энтальпии. Подробное описание математической модели, ее верификация и валидация на примере главной масляной магистрали, входного участка от картера и героторного насоса представлено в [9–11]. Отклонение расчетных значений потерь давления в теплообменной матрице маслоохладителя от экспериментальных данных составило 1,81–5,99 % в диапазоне расходов 0,68–1,2 кг/с.

Особенности математической модели для каждого из узлов определяются граничными условиями и теплофизическими свойствами теплоносителя. Для входного и выходного каналов задавались теплофизические параметры рабочего тела (моторное масло SAE 15W40) при рабочей температуре 107 °С для входного канала и 100 °С для выходного канала. На входе в расчетную область и для входного, и для выходного каналов задавался массовый расход для следующих расчетных точек: 0; 35; 75; 110; 140; 145; 150 л/мин, что соответствует 0; 0,48; 1,03; 1,51; 1,92; 2,0; 2,06 кг/с. На выходе из расчетной области задано условие нулевого среднеинтегрального давления (атмосферное давление).

Для расчетной модели маслоохладителя на входе в расчетную область задавалось условие массового расхода 0,67; 0,74; 0,89; 1,04; 1,19 кг/с и рабочая температура масла 95,6 °С; на выходе задавалось условие нулевого среднеинтегрального давления (атмосферное давление).

При численном моделировании процессов теплообмена и гидродинамики в каналах для масла в маслоохладителе, в которых присутствуют сложные элементы (оребрение) с масштабом на несколько порядков меньше характерного размера самой конструкции, для исключения необходимости описания расчетной сеткой мелких элементов используется модель пористого тела, позволяющая учесть влияние регулярно установленных мелкомасштабных элементов конструкции на падение давления. Опыт применения модели пористого тела, в том числе и авторами данной статьи, представлен в [29–32].

Анализ результатов численного исследования гидродинамических и тепловых процессов. В ходе численного исследования для каждой из рассматриваемых расчетных областей определены и построены поле давления, распределение скорости и линий тока. Это позволило определить потери давления в каждой расчетной области при

различных расходах масла и зафиксировать основные причины гидравлических потерь, включая перераспределения потоков, местные сужения и расширения, застойные зоны.

Входной канал. В рабочей точке при расходе масла 140 л/мин перепад давлений на канале составляет 85 480 Па, скорость достигает 3–7 м/с на отдельных участках. Как показано на рисунке 8, резкие повороты на 90 град, имеющиеся в канале, значительно снижают локальное давление, при этом в зоне второго поворота присутствует локальный отрыв потока. Имеются ускорения потока в зонах сужения канала из-за наличия заходов в бобышки крепежа крышки маслоохладителя, что создает дополнительные местные потери давления.

Канал между насосом и теплообменником. В результате серии гидравлических расчетов получена гидравлическая характеристика канала между насосом и теплообменником, показанная на рисунке 9. При изменении расхода моторного масла от 0 до 150 л/мин перепад давления меняется от 0 до 94 235 Па.

Выходной канал. Для выходного канала необходимо определить степень перераспределения

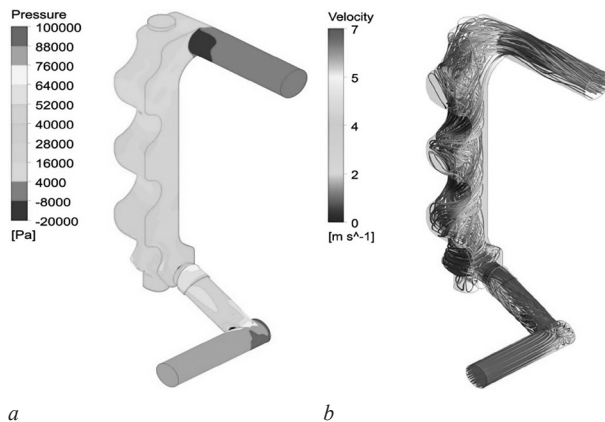


Рисунок 8 — Поле давления (а), распределение скорости и линии тока (б) во входном канале

Figure 8 — Pressure field (a), velocity distribution and current lines (b) in the inlet channel

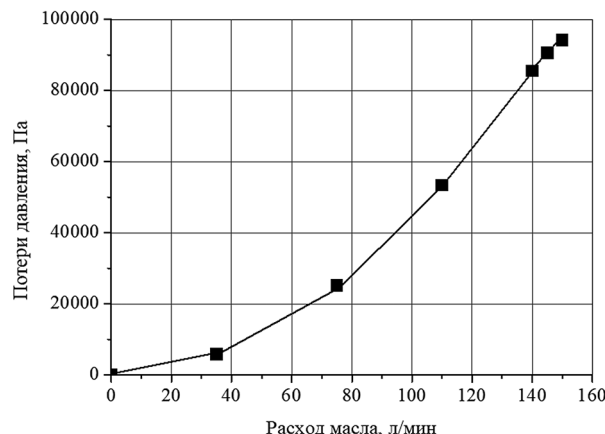


Рисунок 9 — График зависимости потерь давления от расхода масла во входном канале крышки маслоохладителя
Figure 9 — Graph of pressure loss dependence on oil flow rate in the inlet channel of the oil cooler cover

расхода масла при различных степенях открытия клапана по каналам, идущим к фильтру и на слив в картер при заданных давлениях на выходе из крышки маслоохладителя. Дополнительно уточнялись потери давления при течении масла через данный расчетный домен по направлению к фильтру и далее — в главную масляную магистраль.

Численное исследование проведено для двух предельных случаев — при нулевых избыточных давлениях масла на выходах в сторону фильтра и на слив через клапан, а также при нулевом избыточном давлении на слив через клапан и предельном избыточном давлении в сторону масляного фильтра 345 кПа (согласно паспорту). Полученные распределения давления, скорости и визуализированная структура потока показывают сложный характер течения, возникновение застойных зон и завихренность потока масла (рисунок 10).

Анализ результатов исследований позволил определить гидравлическую характеристику крышки маслоохладителя с редукционным клапаном от выхода из маслоохладителя до фильтра в зависимости от суммарного расхода масла через домен и различной степени открытия клапана (рисунок 11). Показано, что загрязнение фильтра и изменение гидравлического сопротивления главной масляной магистрали и всех отборов масла значительно (до 1,9 раз) сказывается на перераспределении расхода масла при открытии клапана.

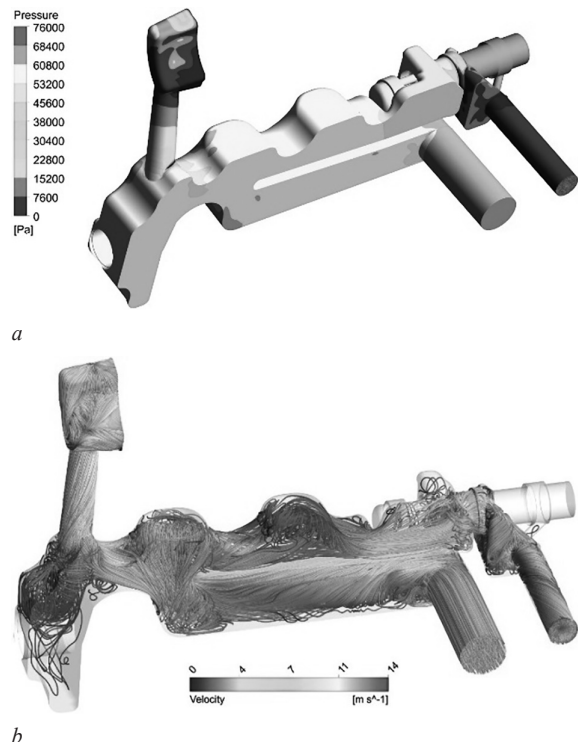


Рисунок 10 — Поле давления (а) и линии тока (б), окрашенные значениями скорости, в выходном канале крышки маслоохладителя до клапана регулирования давления и фильтра при степени открытия клапана 20,7 %

Figure 10 — Pressure field (a) and current lines (b), colored by velocity values, in the outlet channel of the oil cooler cover up to the pressure control valve and filter at a valve opening degree of 20.7 %

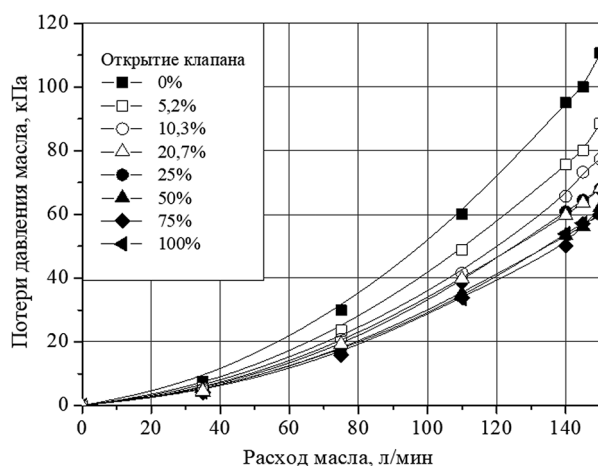


Рисунок 11 — Зависимость потери давления от выхода из маслоохладителя до фильтра от суммарного расхода масла через домен и при различной степени открытия клапана
Figure 11 — Pressure loss dependence on the outlet from the oil cooler to the filter on the total oil flow rate through the domain and at different degrees of valve opening

Результаты численного моделирования показали, что даже при наименьшей степени (25 %) открытия клапана в него поступает значительное количество масла (26 %). При большей степени открытия клапана через него на слив в картер поступает большее количество масла, однако рост расхода не высок: при 50 % открытия — 28,5 % масла, при 75 % открытия — 29,4 %, при 100 % открытия — 29,1 % (рисунок 12). Результаты носят оценочный характер, так как неизвестны гидравлические потери в масляном фильтре и в системе смазки за ним.

Согласно руководству по эксплуатации, потери давления на масляном фильтре могут достигать 345 кПа, после чего открывается перепускной клапан в нем. Расчеты проведены при давлении на входе в масляный фильтр, близком к 345 кПа. Результаты численного исследования показали резкое

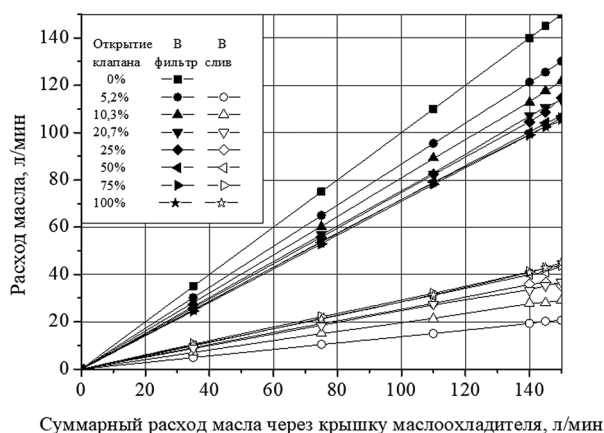


Рисунок 12 — Зависимость расхода масла в фильтр и на слив через клапан от суммарного расхода масла через крышку маслоохладителя и при различной степени открытия клапана
Figure 12 — Dependence of oil flow rate into the filter and to drain through the valve on the total oil flow rate through the oil cooler cover and at different degrees of valve opening

перераспределение расхода масла в картер и в сторону масляного фильтра. Даже при наименьшем (25 %) открытии клапана в него поступает значительно большее количество масла (69,3 %). При большем открытии клапана через него на слив в картер поступает большее количество масла, однако рост расхода не высок: при 50 % открытия — 81,4 % масла, при 75 % открытия — 83,6 %, при 100 % открытия — 88,6 %. Видно, что давление, создаваемое фильтром, а также всей масляной магистралью после фильтра, оказывает значительное влияние на перераспределение потоков при открытии редукционного клапана (рисунок 13).

Исходя из полученных результатов, определена область ориентировочных значений расхода масла в фильтр в зависимости от степени открытия клапана и давления масла в масляном фильтре (рисунок 14). Определена кривая среднего значения расхода масла при разном открытии клапана регулировки давления и давления масла в масляном фильтре.

Маслоохладитель. Проведенные исследования позволили определить потери давления по тракту масла в маслоохладителе. При расходе масла 1,43 кг/с сопротивление теплообменной матрицы по потоку масла составило 135,53 кПа. Результаты расчетов при расходе масла 1,43 кг/с и расходе охлаждающей жидкости 4,9 кг/с показывают высокую степень совпадения с результатами эксперимента (таблица). Эксперимент проводился на стендах производителя двигателя, описанного в [9]. В ходе эксперимента проводились замеры расхода охлаждающей жидкости через маслоохладитель, ее температуры и давления на входе и выходе из маслоохладителя, расхода масла, его температуры и давления на входе и выходе из маслоохладителя штатными приборами измерения испытательного стенда компании AVL.

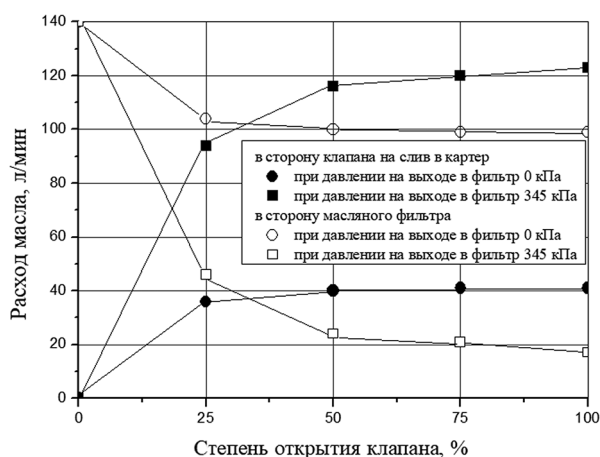


Рисунок 13 — Перераспределения расхода масла при различном открытии клапана регулировки давления и давления на выходе из крышки маслоохладителя в сторону масляного фильтра
Figure 13 — Oil flow redistribution with different opening of the pressure control valve and pressure at the outlet of the oil cooler cover towards the oil filter



Рисунок 14 — Среднее значение расхода масла при различных степенях открытия клапана регулировки давления и область ориентировочных значений расхода масла в фильтр при различных значениях давления масла на выходе из крышки маслоохладителя в сторону масляного фильтра

Figure 14 — Average oil flow rate at different degrees of opening of the pressure control valve and area of reference values of the oil flow rate into the filter at different oil pressures at the outlet of the oil cooler cover towards the oil filter

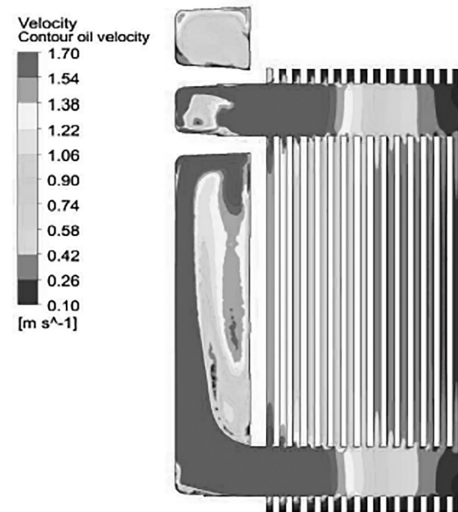
Таблица — Сравнение экспериментальных и расчетных данных по температуре масла и охлаждающей жидкости в маслоохладителе

Table — Comparison of experimental and calculated data on oil and coolant temperature in the oil cooler

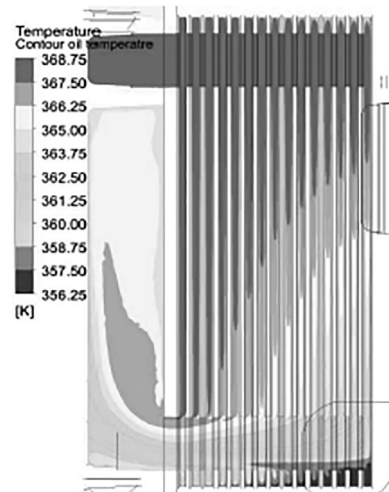
Показатель	Значение, °C	
	Эксперимент	Расчет
Температура масла на входе	95,6	95,6
Температура масла на выходе	92,3	92,1
Температура жидкости на входе	83,1	83,1
Температура жидкости на выходе	84	84,1
Разница температур масла на входе и выходе	3,3	3,5
Разница температур жидкости на входе и выходе	0,9	1,0

Полученные результаты также позволили визуализировать распределение скорости и температуры масла и охлаждающей жидкости в маслоохладителе (рисунок 15). Анализ результатов показывает значительную неравномерность распределения масла по каналам маслоохладителя и соответствующую неравномерность охлаждения масла. Необходимо проведение оптимизации формы подводящих и отводящих патрубков (конусность) для улучшения распределения масла по каналам.

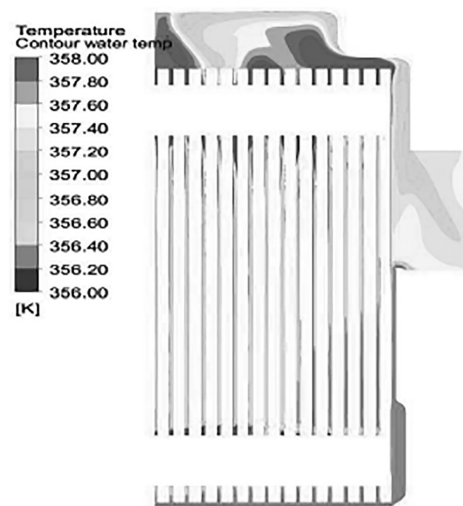
Закключение. 1. Представлены методические основы создания цифрового двойника системы смазки дизельного двигателя, дополненные результатами [9], позволяющие восстановить рабочие характеристики системы смазки, проанализировать процессы в ней, предложить изменения



a



b



c

Рисунок 15 — Поле скорости (a) и температуры (b) масла, поле температуры охлаждающей жидкости (c) в вертикальном сечении каналов маслоохладителя

Figure 15 — Velocity field (a) and temperature field (b) of oil, coolant temperature field (c) in vertical section of oil cooler channels

в конструкции. В работе реализован подход по снятию параметров с испытательного стенда и передаче их в расчетную модель. Ограниченность предложенного варианта цифрового двойника заключается в том, что он базируется на верифицированной и валидированной математической модели, основанной на осредненных по Рейнольдсу уравнениях Навье–Стокса, замкнутых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, уравнении неразрывности и уравнении энергии в формулировке для энтальпии, что требует значительных временных затрат и не позволяет ему работать в реальном времени.

2. Предложен подход к созданию цифрового двойника маслоохладителя системы смазки дизельного двигателя с использованием ПО ANSYS. Проведены верификация и валидация математической модели маслоохладителя, расхождение с экспериментальными данными — менее 5 %. Многовариантные расчеты позволили оценить потери давления в основных узлах маслоохладителя, получить распределения скорости, давления и температуры масла и охлаждающей жидкости, а также определить места, в которых наблюдаются отрывные зоны, приводящие к росту местных потерь давления, что позволило выработать рекомендации по оптимизации конструкции.

3. Полученные результаты могут быть использованы для формирования цифрового двойника на основе моделей пониженного порядка (ROM — Reduced Order Model), например, на основе нейронной сети, которая позволяет в режиме реального времени обрабатывать данные, поступающие от физического объекта.

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Соглашения о предоставлении субсидии из федерального бюджета на финансовое обеспечение выполнения государственного задания на оказание государственных услуг, шифр FZSU-2023-0004 и в рамках Соглашения о консорциуме между КНИТУ-КАИ и Институтом тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси.

Список литературы

- Grievess, M.W. Digital twins: past, present, and future / M.W. Grievess // The Digital Twin / eds. by N. Crespi, A.T. Drobot, R. Minerva. — Springer, 2023. — P. 97–121. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3031-21343-4_4.
- Grievess, M. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems / M. Grievess, J. Vickers // Transdisciplinary perspectives and complex systems: new findings and approaches / eds by F.J. Kahlen, S. Flumerfelt, A. Alves. — Springer, 2017. — P. 85–113. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-38756-7_4.
- Цифровые двойники в высокотехнологичной промышленности. Краткий доклад / А.И. Боровков, А.А. Гамзикова, К.В. Кукушкин, Ю.А. Рябов. — СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. — 62 с. — DOI: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/i20-130>.
- Блинов, В.Л. Цифровые двойники турбомашин: учеб. пособие / В.Л. Блинов, С.В. Богданец; науч. ред. О.В. Комаров; М-во науки и высш. образования РФ. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2022. — 162 с.
- Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения: ГОСТ Р 57700.37-2021. — Введ. 16.09.2021. — М.: Российский институт стандартизации, 2021. — 15 с.
- Цифровые двойники: вопросы терминологии / А.И. Боровков, Ю.А. Рябов, Л.А. Щербина, А.А. Гамзикова. — СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. — 28 с.
- Дозорцев, В.М. Цифровые двойники в промышленности: жизнь после хайпа / В.М. Дозорцев // Автоматизация в промышленности. — 2023. — № 12. — С. 3–9. — DOI: <https://doi.org/10.25728/avtprom.2023.12.01>.
- Прохоров, А. Цифровой двойник. Анализ, тренды, мировой опыт / А. Прохоров, М. Лысачев; под ред. А. Боровкова. — М.: ООО АльянсПринт, 2020. — 401 с.
- Определение потерь давления в главной масляной магистрали и форсунках системы смазки дизельных двигателей большегрузных автомобилей: численное моделирование / А.Д. Чорный, И.А. Попов, Ю.В. Жукова [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 3(68). — С. 28–35. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-28-35>.
- Численное моделирование героторного насоса системы смазки дизельных двигателей / И.А. Попов, Ю.В. Жукова, А.Д. Чорный [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 4(69). — С. 28–38. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-28-38>.
- Hydrodynamics and heat transfer in intricately shaped channels of power units of transportation systems / I.A. Popov, V.M. Gureev, M.V. Gureev [et al.] // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. — 2024. — Vol. 97, iss. 7. — P. 1840–1853. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-024-03066-y>.
- A tridimensional CFD analysis of the lubrication circuit of a non-road application diesel engine / E. Frosina, A. Senatore, D. Buono [et al.] // SAE Technical Paper. — 2013. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-24-0130>.
- Исследование параметров системы смазки двигателя грузового автомобиля при различных рабочих температурах моторного масла / Р.Р. Салахов, А.М. Ермаков, Р.М. Хисматуллин [и др.] // Грузовик. — 2022. — № 4. — С. 3–9.
- Engine lubrication system model for sump oil temperature prediction / S. Zoz, S. Strepek, M. Wiseman, C. Qian // SAE Technical Paper. — 2001. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-1073>.
- Transient, three dimensional CFD model of the complete engine lubrication system / S. Dhar, H. Afjeh, C. Srinivasan [et al.] // SAE Int. J. Engines. — 2016. — Vol. 9, iss. 3. — P. 1854–1862. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1091>.
- Ivanović, L. Design, modeling and simulation of gearing for improving gerotor pump performance / L. Ivanović // Advances in hydraulic and pneumatic drives and control 2020 / eds by J. Stryczek, U. Warzyńska. — Springer, 2020. — P. 15–27. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-59509-8_2.
- Саенко, В.П. К расчету героторных гидромашин / В.П. Саенко, Р.Н. Горбатько // Вестник машиностроения. — 2004. — № 7. — С. 13–16.
- Altare, G. Advances in simulation of gerotor pumps: an integrated approach / G. Altare, M. Rundo // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. — 2017. — Vol. 231, iss. 7. — P. 1221–1236. — DOI: <https://doi.org/10.1177/09544062176946>.
- Modelling approach on a gerotor pump working in cavitation condition / D. Buono, F.D.S. di Cola, A. Senatore [et al.] // Energy Procedia. — 2016. — Vol. 101. — P. 701–709. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.089>.
- Pellegrini, M. Numerical simulation of gerotor pumps considering rotor micro-motions / M. Pellegrini, A. Vacca // Meccanica. — 2017. — Vol. 52, iss. 8. — P. 1851–1870. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012-016-0536-6>.
- Pellegrini, M. A simulation model of Gerotor pumps considering fluid-structure interaction effects: formulation and validation motions / M. Pellegrini, V.H.B. Manne, A. Vacca // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2020. — Vol. 140. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106720>.
- Rundo, M. Models for flow rate simulation in gear pumps: a review / M. Rundo // Energies. — 2017. — Vol. 10, iss. 9. — DOI: <https://doi.org/10.3390/en10091261>.
- Design analysis and parametric optimization of gerotor oil pump for improving volumetric efficiency / A. Kamal, K. Kaundabalarman, K. Rath, A. Muley // SAE Technical Paper. — 2016. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-28-0113>.

24. Schweiger, W. Gerotor pumps for automotive drivetrain applications: a multi domain simulation approach / W. Schweiger, W. Schoefmann, A. Vacca // SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems. — 2011. — Vol. 4, iss. 3. — P. 1358–1376. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-2272>.
25. A virtual prototype for fast design and visualization of Gerotor pumps / J. Pareja-Corcho, A. Moreno. B. Simoes [et al.] // Applied Sciences. — 2021. — Vol. 11, iss. 3. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app11031190>.
26. Sang, X. Numerical simulation of an inner engaging gerotor based on the optimization of inlet and outlet cavities / X. Sang, X. Zhou, X. Liu // 5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering. — China: Atlantis Press. — 2015. — P. 1691–1695. — DOI: <https://doi.org/10.2991/icadme-15.2015.313>.
27. Design of gerotor pump and influence on oil supply system for hybrid transmission / M. Huang, C. Shi, Y. Zhu [et al.] // Energies. — 2021. — Vol. 14, iss. 18. — DOI: <https://doi.org/10.3390/en14185649>.
28. Design and CFD analysis of gerotor with multiple profile (ellipse–involute–ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm / J.H. Bae, H.S. Kwak, S. San, C. Kim // Proceedings of Institute of Mechanical Engineering. Part C: Journal of mechanical engineering science. — 2016. — Vol. 230, iss. 5. — P. 804–823. — DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406215583888>.
29. Определение рациональных компоновочных решений для аппарата воздушного охлаждения масла систем смазки компрессорных установок с использованием методов физического и численного моделирования / М.В. Гуреев, И.И. Хабибуллин, А.Н. Скрыпник [и др.] // Вест. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. — 2020. — Т. 65, № 2. — С. 215–223. — DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2020-65-2-215-223>.
30. Experimental and numerical study of the characteristics of fin-tube oil radiators of power engineering devices / A.N. Skrypnik, A. Ermakov, R. Kalimullin [et al.] // Heat Transfer Research. — 2020. — Vol. 51, iss. 14. — P. 1261–1271. — DOI: <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2020035459>.
31. Multi-Scale CFD modeling of plate heat exchangers including offset-strip fins and dimple-type turbulators for automotive applications/ A.D. Torre, G. Montenegro, A. Onorati [et al.] // Energies. — 2019. — Vol. 12, iss. 15. — DOI: <https://doi.org/10.3390/en12152965>.
32. Agarwal, A. Modelling and numerical investigation of the effectiveness of plate heat exchanger for cooling engine oil using ANSYS CFX / A. Agarwal // International Journal of Heat and Technology. — 2021. — Vol. 39, no. 2. — P. 653–658. — DOI: <https://doi.org/10.18280/ijht.390237>.

POPOV Igor A., Corresponding Member of TAS, D. Sc. in Eng.

Professor of the Department for Heat and Power Engineering, Head of the Laboratory of Modeling Physical and Technical Processes¹

E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

ZHUKOVA Yuliya V., Ph. D. in Phys. and Math., Assoc. Prof.

Leading Researcher of Turbulence Laboratory²

E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

CHORNY Andrei D., Ph. D. in Phys. and Math., Assoc. Prof.

Head of Turbulence Laboratory²

E-mail: anchor@hmti.ac.by

BARANOVA Tatsiana A.

Senior Researcher of Turbulence Laboratory²

E-mail: bartat@tut.by

KUKHARCHUK Igor G.

Researcher of Turbulence Laboratory²

E-mail: doomer1979@mail.ru

GUREEV Victor M., D. Sc. in Eng.

Leading Researcher of Laboratory of Modeling Physical and Technical Processes¹

E-mail: victor.gureev@kai.ru

MEDVEDEV Vladimir M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Director of the Institute of Mechanization and Technical Service³

E-mail: mvm-mail@mail.ru

POPOV Igor A. Jr.

Student of the Institute of Mechanization and Technical Service³

E-mail: iapopov-2004@yandex.ru

¹Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI, Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation

²A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

³Kazan State Agrarian University, Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation

HYDRODYNAMIC AND THERMAL PROCESSES IN THE OIL COOLER OF THE LUBRICATION SYSTEM OF DIESEL ENGINES: NUMERICAL SIMULATION

This article presents the results that serve as a methodological basis for creating a digital twin of an oil cooler in a diesel engine lubrication system. At the first stage, the oil cooler was decomposed into individual components, and mathematical and computer models of the oil cooler components in the engine lubrication system were developed. At the second stage, numerical modeling of hydrodynamic and thermal processes during the operation of the oil cooler components was conducted to verify and validate the models based on experimental data. Based on the calculations, recommendations were developed to improve the accuracy of constructing mathematical and computer models of the oil cooler's digital twins, as well as approaches to enhance the design.

Keywords: lubrication system, oil cooler, pressure regulator, pressure drops, digital twin, mathematical model, validated computer model, numerical simulation

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-5-17>

References

- Grievies M.W. Digital twins: past, present, and future. *The digital twin*, 2023, pp. 97–121. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3031-21343-4_4.
- Grievies M., Vickers J. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems. *Transdisciplinary perspectives and complex systems: New findings and approaches*, 2017, pp. 85–113. DOI: https://doi.org/10.1007/9783-319-38756-7_4.
- Borovkov A.I., Gamzikova A.A., Kukushkin K.V., Ryabov Yu.A. *Tsifrovye dvoyniki v vysokotekhnologichnoy promyshlennosti. Kratkiy doklad* [Digital twins in the high-tech industry. Brief report]. Saint Petersburg, POLITEKh-PRESS Publ., 2019. 62 p. DOI: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/i20-130> (in Russ.).
- Blinov V.L., Bogdanets S.V. *Tsifrovye dvoyniki turbomashin* [Digital twins of turbomachines]. Ekaterinburg, Uralskiy universitet Publ., 2022. 162 p. (in Russ.).
- State Standard R 57700.37-2021. *Kompyuternye modeli i modelirovaniye. Tsifrovye dvoyniki izdeliy. Obshchie polozheniya* [Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions]. Moscow, Rossiyskiy institut standartizatsii Publ., 2021. 15 p. (in Russ.).
- Borovkov A.I., Ryabov Yu.A., Shcherbina L.A., Gamzikova A.A. *Tsifrovye dvoyniki: voprosy terminologii* [Digital twins: issues of terminology]. Saint Petersburg, POLITEKh-PRESS Publ., 2021. 28 p. (in Russ.).
- Dozortsev V.M. *Tsifrovye dvoyniki v promyshlennosti: zhizn posle khaypa* [Digital twins in industry: life after hype]. *Avtomatizatsiya v promyshlennosti*, 2023, no. 12, pp. 3–9. DOI: <https://doi.org/10.25728/avtprom.2023.12.01> (in Russ.).
- Prokhorov A., Lysachev M. *Tsifrovoy dvoynik. Analiz, trendy, mirovoy opyt* [Digital twin. Analysis, trends, world experience]. Moscow, AlyansPrint Publ., 2020. 401 p. (in Russ.).
- Chorny A.D., et al. Opredelenie poter davleniya v glavnoy maslyanoy magistrali i forsunkakh sistemy smazki dizelnykh dvigateley bolshzegruznykh avtomobiley: chislennoe modelirovaniye [Determining the pressure losses in the main oil line and injectors of the lubrication system of diesel engines of heavy vehicles: numerical simulation]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2024, no. 3(68), pp. 28–35. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-28-35> (in Russ.).
- Popov I.A., et al. Chislennoe modelirovaniye gerotornogo nasosa sistemy smazki dizelnykh dvigateley [Numerical modeling of hydrodynamic processes in the gerotor pump of the lubrication system of diesel engines]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2024, no. 4(69), pp. 28–38. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-28-38> (in Russ.).
- Popov I.A., et al. Hydrodynamics and heat transfer in intricately shaped channels of power units of transportation systems. *Journal of engineering physics and thermophysics*, 2024, vol. 97, iss. 7, pp. 1840–1853. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-024-03066-y>.
- Frosina E., et al. A tridimensional CFD analysis of the lubrication circuit of a non-road application diesel engine. *SAE Technical Paper*, no. 2013-24-0130, 2013. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-24-0130>.
- Salakhov R.R., Ermakov A.M., Khismatullin R.M., Smolyakov Yu.A., Razvalyaev S.V. Issledovanie parametrov sistemy smazki dvigatelya gruzovogo avtomobilya pri razlichnykh rabochnikkh temperaturakh motornogo masla [Investigation of the parameters of the lubrication system of a truck engine at various operating oil temperatures]. *Truck*, 2022, no. 4, pp. 3–9 (in Russ.).
- Zoz S., Strepek S., Wiseman M., Qian C. Engine lubrication system model for sump oil temperature prediction. *SAE Technical Paper*, no. 2001-01-1073, 2001. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-1073>.
- Dhar S., Afjeh H., Srinivasan C., Ranganathan R., Jiang Y. Transient, three dimensional CFD model of the complete engine lubrication system. *SAE international journal of engines*, 2016, vol. 9, iss. 3, pp. 1854–1862. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1091>.
- Ivanović L. Design, modeling and simulation of gearing for improving gerotor pump performance. *Advances in hydraulic and pneumatic drives and control 2020*, 2020, pp. 15–27. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-59509-8_2.
- Saenko V.P., Gorbatyuk R.N. K raschetu gerotornykh gidromashin [To the calculation of gerotor hydraulic machines]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2004, no. 7, pp. 13–16 (in Russ.).
- Altare G., Rundo M. Advances in simulation of gerotor pumps: an integrated approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of mechanical engineering science*, 2017, vol. 231, iss. 7, pp. 1221–1236. DOI: <https://doi.org/10.1177/09544062176946>.
- Buono D., et al. Modelling approach on a gerotor pump working in cavitation condition. *Energy procedia*, 2016, vol. 101, pp. 701–709. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.089>.
- Pellegrini M., Vacca A. Numerical simulation of Gerotor pumps considering rotor micro-motions. *Meccanica*, 2017, vol. 52, iss. 8, pp. 1851–1870. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012016-0536-6>.
- Pellegrini M., Manne V.H.B., Vacca A. A simulation model of Gerotor pumps considering fluid-structure interaction effects: Formulation and validation motions. *Mechanical systems and signal processing*, 2020, vol. 140. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106720>.
- Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: a review. *Energies*, 2017, vol. 10, iss. 9. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10091261>.
- Kamal A., Kaundabalarman K., Rathi H., Muley A. Design analysis & parametric optimization of gerotor oil pump for improving volumetric efficiency. *SAE Technical Paper*, no. 2016-28-0113, 2016. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-28-0113>.

24. Schweiger W., Schoefmann W., Vacca A. Gerotor pumps for automotive drivetrain applications: a multi domain simulation approach. *SAE international journal of passenger cars – mechanical systems*, 2011, vol. 4, iss. 3, pp. 1358–1376. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-2272>.
25. Pareja-Corcho J., et al. A virtual prototype for fast design and visualization of gerotor pumps. *Applied sciences*, 2021, vol. 11, iss. 3. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11031190>.
26. Sang X., Zhou X., Liu X. Numerical simulation of an inner engaging gerotor based on the optimization of inlet and outlet cavities. *Proc. 5th International conference on advanced design and manufacturing engineering*. Shenzhen, 2015, pp. 1691–1695. DOI: <https://doi.org/10.2991/icadme-15.2015.313>.
27. Huang M., Shi C., Zhu Y., Zhang J., Zhang F. Design of gerotor pump and influence on oil supply system for hybrid transmission. *Energies*, 2021, vol. 14, iss. 18. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14185649>.
28. Bae J.H., Kwak H.S., San S., Kim C. Design and CFD analysis of gerotor with multiple profile (ellipse–involute–ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm. *Proceedings of Institute of Mechanical Engineering. Part C: Journal of mechanical engineering science*, 2016, vol. 230, iss. 5, pp. 804–823. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406215583888>.
29. Gureev M.V., et al. Opređenje racionalnykh komponovochnykh resheniy dlya apparata vozdushnogo okhlazhdeniya masla sistem smazki kompressornykh ustanovok s ispolzovaniem metodov fizicheskogo i chislennogo modelirovani [Use of experimental and numerical simulation methods for rational design of the air cooling apparatus for lubrication systems of compressors]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2020, vol. 65, no. 2, pp. 215–223. DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2020-65-2-215-223> (in Russ.).
30. Skrypnik A.N., et al. Experimental and numerical study of the characteristics of fin-tube oil radiators of power engineering devices. *Heat transfer research*, 2020, vol. 51, iss. 14, pp. 1261–1271. DOI: <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2020035459>.
31. Torre A.D., Montenegro G., Onorati A., Khadilkar S., Icarelli R. Multi-scale CFD modeling of plate heat exchangers including offset-strip fins and dimple-type turbulators for automotive applications. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 15. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12152965>.
32. Agarwal A. Modelling & numerical investigation of the effectiveness of plate heat exchanger for cooling engine oil using ANSYS CFX. *International journal of heat and technology*, 2021, vol. 39, no. 2, pp. 653–658. DOI: <https://doi.org/10.18280/ijht.390237>.