

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В.А. Жуков, Ю.Н. Цветков (Санкт-Петербург)

Надежная и эффективная работа судовых энергетических установок обеспечивается функционированием основных систем, к которым относятся топливная, смазки, охлаждения, газотурбинного наддува. Повышение экономических и экологических требований, предъявляемых к судовым двигателям, обуславливает необходимость совершенствования конструкции систем и оптимизации режимов их работы. Решение указанных задач требует проведения научных исследований и опытно-конструкторских работ. Одним из наиболее перспективных методов научных исследований является численное моделирование изучаемых объектов и процессов. Моделирование с использованием специализированных пакетов программ позволяет исследовать сложные физические процессы.

Общим характерным признаком систем судовых энергетических установок является перемещение по элементам систем, замкнутым или разомкнутым контурам рабочих сред (жидких или газообразных): топлива, моторного масла, охлаждающей жидкости, надувочного воздуха, отработавших газов. Циркуляция сред сопровождается сложными теплофизическими процессами в турбулентных потоках: нагрев и охлаждение, фазовые превращения, кавитационные процессы. На характер протекания данных процессов существенное влияние оказывают как режимные параметры систем (температура среды и ее изменение, давление в системе, скорости течения и т.д.), так и свойства среды (плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность и т.д.).

Системы судовых энергетических установок характеризуются сложной формой трубопроводов, каналов, полостей, в которых имеют место потоки жидкостей и газов с изменяющимися режимами течения, как по участкам системы, так и по времени. Для обеспечения возможности верификации модели и получения достоверной информации о влиянии давления в трубопроводах и полостях на структуру потока и параметры теплообмена было принято решение о численном моделировании течения жидкости в цилиндрическом канале, моделирующем участок трубопровода системы СЭУ. Расчетная схема канала представлена на рисунке 1.

На входе в моделируемый участок задавались параметры жидкости, имеющей свойства дистиллированной воды с температурой $T_1 = 353,15$ К. Численное моделирование проводилось при различных значениях давления в трубе с использованием программного продукта Autodesk CFD, находящегося в свободном использовании, который реализует метод конечных элементов и позволяет решать задачи гидро-газодинамики и теплопереноса. В основе математической модели лежит система дифференциальных уравнений сплошности потока, течения вязкой жидкости и теплоотдачи.

На первом этапе численного моделирования с целью верификации модели при давлении 0,1 МПа, была получена структура потока, совпадающая с классической и описываемой в литературных источниках [1].

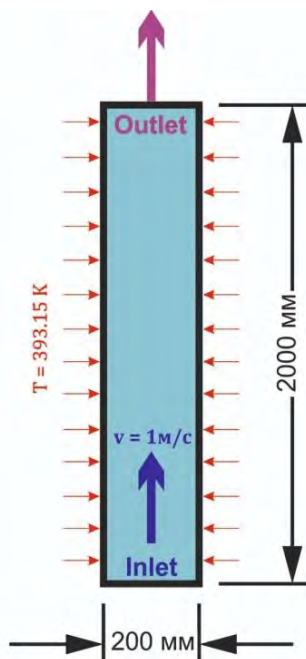


Рисунок 1 – Схема расчетной модели

Структура двухфазного потока характеризует объемное содержание паровой и жидкой фаз, их границы, распределение по сечению трубы. По мере нагрева потока массовые и объемные доли фаз изменяются, что сказывается на структуре потока и скоростях фаз. Предельными случаями являются однофазные потоки жидкости (масса пара равна нулю) и пара (жидкость отсутствует). Между этими предельными состояниями можно выделить ряд устойчивых сочетаний структуры потока и скорости фаз, характеризующихся режимами течения двухфазных потоков. Каждому режиму течения можно соотнести свои зависимости между расходными и истинными параметрами двухфазного потока. Совпадение характера распределения паровой фазы в потоке позволяет считать, что созданная математическая модель адекватно описывает протекающие в трубе процессы и численный эксперимент позволит получить достоверные результаты.

Первой задачей, которая решалась при проведении численного эксперимента, было определение влияния давления в трубе на структуру потока, так как именно она определяет характер протекания процессов теплопереноса [2].

На рисунке 2 приведено сравнение структуры потока в трубе при давлениях 0,1 и 0,5 МПа. В обоих случаях весь объем можно разделить на соответствующие зоны. Разница состоит в протяженности рассматриваемых зон: зона недогретой воды и зона поверхностного кипения более при повышенном давлении имеют большую протяженность. Это означает более длительный и постепенный переход к эмульсионному режиму, в котором начинает появляться тонкая пленка поверхностного кипения.

Протяженность зон I и II при давлении 0,1 МПа в сумме составляет 266 мм, а при давлении 0,5 МПа их суммарная протяженность – 848 мм. Таким образом, при повышении давления в трубе в 5 раз, участок без пленочного кипения увеличивается более чем в 3 раза. Присутствие пленочного режима кипения вызывает эрозионно-коррозионные разрушения поверхностей, которые наиболее вероятны в форсированных высокооборотных двигателях [3].

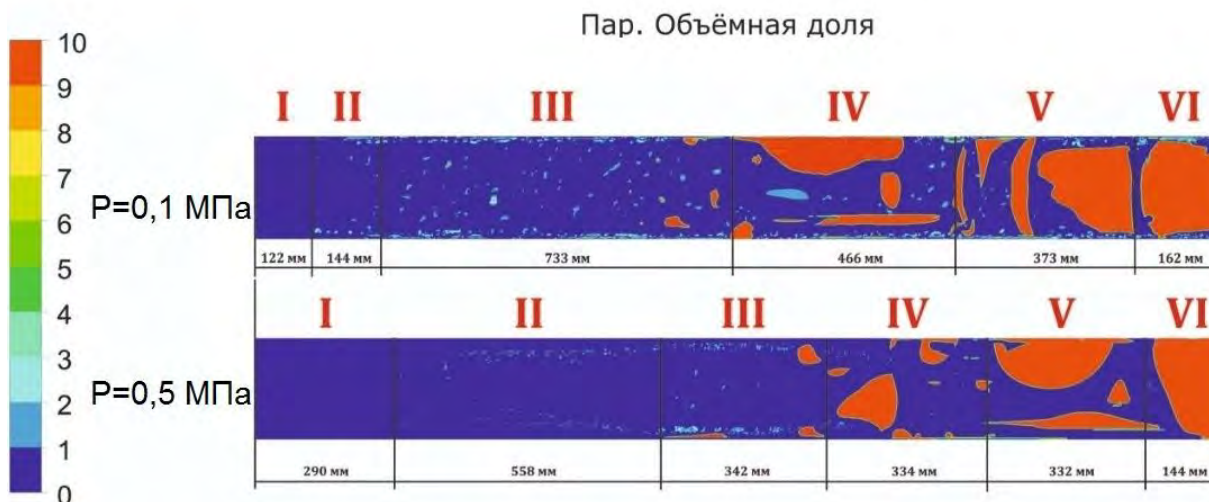


Рисунок 2 – Структура потоков при давлении 0,1 МПа и 0,5 МПа

При рассмотрении процессов в потоках жидкостей и газов необходимо различать случаи ламинарного и турбулентного режимов течения.

Расход жидкости при установившемся ламинарном течении вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической трубе круглого сечения описывается законом Пуазейля [4]:

$$Q = \frac{\pi \cdot R^4}{8\eta \cdot \ell} (p_1 - p_2) = \frac{\pi \cdot d^4}{128\eta \cdot \ell} \Delta p, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (1)$$

где

R – радиус трубопровода, м;

d – диаметр трубопровода, м;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давлений в трубе, Па;

η – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с;

ℓ – длина трубы, м.

Закон Пуазейля справедлив только для ламинарного течения и при условии, что длина трубы превышает длину начального участка, необходимую для развития ламинарного течения в трубе. Такие условия в реальных системах практически не встречаются, поэтому гораздо больший интерес представляет случай турбулентного течения жидкости. Заданные параметры математической модели обеспечивают режим развитого турбулентного течения в трубе.

Одной из наиболее существенных характеристик турбулентного потока является турбулентная вязкость. Присутствие пульсаций скорости и давлений приводит к изменению вязкости жидкости в потоке. В соответствии с гипотезой Прандтля турбулентная вязкость связана с градиентом осредненной скорости посредством некоторого расстояния, на котором моли рабочей среды, совершающие пульсации, сохраняют осредненные значения температуры и скорости пульсаций.

При турбулентном режиме течения возникают дополнительные касательные напряжения, величина которых в соответствии с гипотезой Прандтля определяется равенством:

$$\tau_T = \rho \cdot l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \cdot \frac{d\bar{u}}{dy}, \quad (2)$$

где \bar{u} – осредненная скорость среды, м/с;

l – длина пути перемешивания, м;

$l = \kappa \cdot y$, κ – константа турбулентности (для течений в трубах $\kappa \cong 0,1$),
 y – расстояние от стенки канала или обтекаемой поверхности, м;
 ρ – плотность среды, кг/м³.

По аналогии с коэффициентом динамической вязкости η , определяемой формулой Ньютона, вводится коэффициент турбулентной вязкости η_T [5]:

$$\eta_T = \rho l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \quad (3)$$

При турбулентных режимах течения с высокими значениями числа Рейнольдса коэффициент турбулентной вязкости оказывает существенное влияние на величину касательных напряжений в потоке, а, следовательно, и на процессы тепло- и массопереноса. В связи с этим были определены поля коэффициентов турбулентной вязкости при различных давлениях, представленные на рисунке 3.

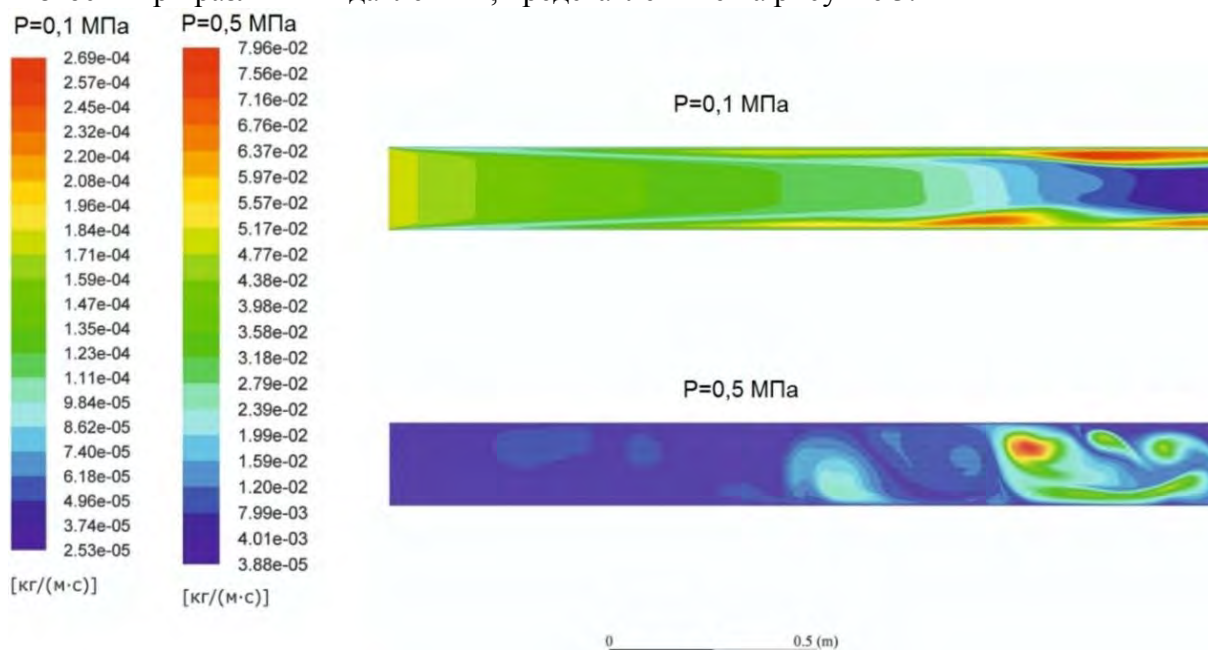


Рисунок 3 – Влияние давления на коэффициент турбулентной вязкости η_T

На режимах развитого турбулентного течения значение коэффициента λ_T существенно превосходит значение коэффициента λ , и именно турбулентная теплопроводность определяет интенсивность теплообмена. Поэтому следующим этапом исследований было определение влияния давления в трубопроводе на турбулентную теплопроводность.

Механизм распространения теплоты в турбулентных потоках жидкости можно представить как перенос энергии путем упругих колебаний. Такое представление о механизме переноса теплоты в жидкостях, выдвинутое А.С. Предводителевым, было использовано Н.Б. Варгафтиком для описания опытных данных по теплопроводности различных жидкостей. Для большинства жидкостей теория нашла подтверждение и позволила получить формулу коэффициента турбулентной теплопроводности следующего вида:

$$\lambda = A \frac{c_p \cdot \rho^{4/3}}{\mu^{1/3}}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)} \quad (4)$$

где A – коэффициент пропорциональный скорости распространения упругих волн в жидкости, не зависящий от природы жидкости, но зависящий от температуры, при этом $A \approx \text{const}$, $\text{м}^2 \cdot \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{кмоль})$;

c_p – удельная изобарная теплоемкость жидкости, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ – молекулярная масса, $\text{кг}/\text{кмоль}$.

Для нормальных и ассоциированных жидкостей была получена обобщенная формула Предводителя-Варгафтика:

$$\lambda = \frac{1}{\alpha} \cdot A_0 \cdot c_p \cdot \rho^{4/3} \cdot \mu^{1/3} \quad (5)$$

где α – коэффициент, учитывающий степень ассоциации жидкостей (для неассоциированных жидкостей $\alpha = 1$);

$A_0 = 1,54$ – универсальная величина для всех жидкостей при $T = 0,5T_{кр}$.

Согласно литературным данным для жидкостей справедливо равенство:

$$A_0 \cdot c_p \cdot \mu^{-1/3} = B \quad (6)$$

B – величина постоянная, не зависящая от температуры жидкости.

Это позволяет записать выражение теплопроводности неассоциированных жидкостей в виде:

$$\lambda = B \cdot \rho^{4/3}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \quad (7)$$

Полученное уравнение позволяет определить зависимость λ от температуры, если известна зависимость $\rho = f(t)$. Однако в двухфазном потоке эта зависимость является нелинейной, поэтому определение теплопроводности турбулентного потока осуществлялось методами численного моделирования.

Результаты численного моделирования с использованием приведенных зависимостей представлены на рисунке 4.

Для двухфазных потоков важным является изменение энтальпии в процессе теплообмена. Так как энтальпия двухфазного потока представляет собой энергию, которая может быть преобразования в теплоту при некотором постоянном давлении, то ее увеличение с повышением давления благоприятно сказывается на теплопередающих характеристиках потока. В случае вынужденного движения двухфазной жидкости по трубе энтальпия является показателем способности образовавшихся пузырьков переносить максимальное количество тепла в остальной объем. Результаты моделирования изменения удельной энтальпии при различных значениях давления представлены на рисунке 5.

При давлении 0,1 МПа увеличение удельной энтальпии более $1,6 \cdot 10^5$ Дж/кг приводит к появлению первых признаков поверхностного кипения в зоне I (рис. 2). При дальнейшем движении жидкости и повышении температуры, энтальпия незначительно повышается (до $1,63 \cdot 10^5$ Дж/кг на выходе из трубы). Образование пузырьков в зонах I и II в этом случае не происходит из-за недогрева жидкости до температуры кипения $T_{кип}$. Повышение энтальпии начинается в зоне III (эмульсионная зона), в которой начинается образовываться поверхностная пленка пристеночного кипения, приводящая к эрозионным разрушениям теплоотдающей поверхности. Повышение давления в трубе в 5 раз приводит к резкому повышению энтальпии (до $3,19 \cdot 10^5$ кДж/кг), при этом ее значение остается практически постоянным во всей пристеночной области потока. При

давлении 0,5 МПа в первых двух зонах жидкость также недогрета, но за счет повышения энтальпии в 2 раза (по сравнению с потоком при давлении 0,1 МПа), в зоне недогретой жидкости и в зоне поверхностного кипения теплопроводность повышается более чем в 5 раз. Эта особенность потока позволяет избежать начала эмульсионного режима, нежелательного с точки зрения ресурса охлаждаемых поверхностей.

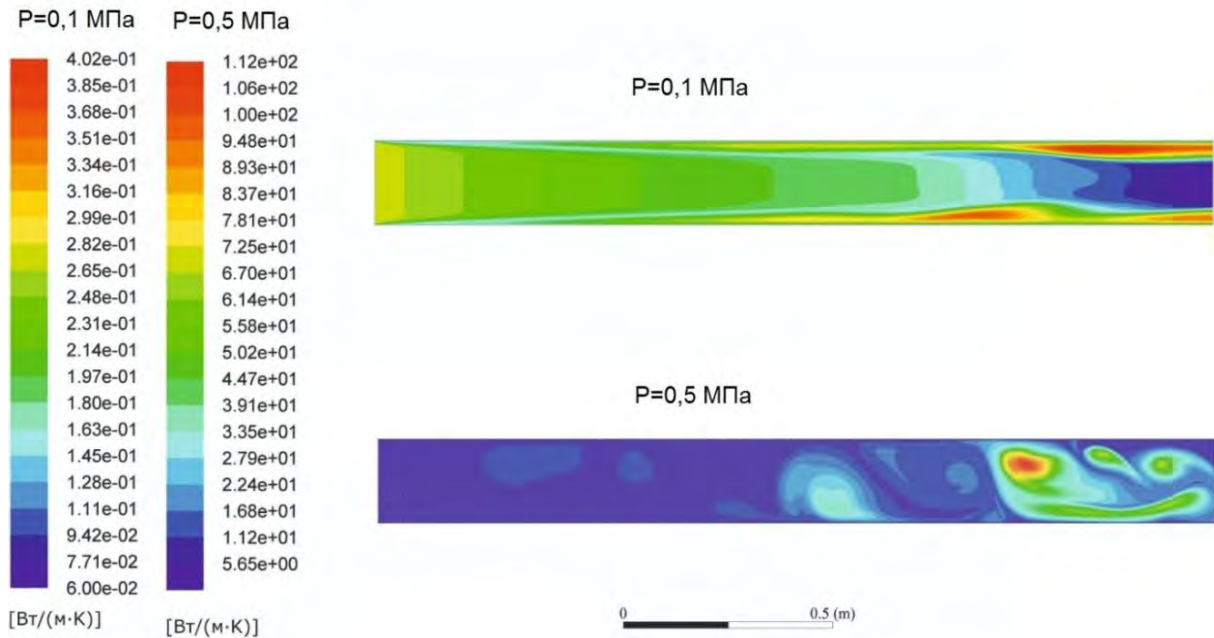


Рисунок 4 – Влияние давления на коэффициент теплопроводности потока при турбулентном режиме течения

Математическая модель, базирующаяся на дифференциальных уравнениях сплошности потока, течения вязкой жидкости и теплоотдачи позволяет адекватно описывать процессы тепло- и массопереноса в двухфазном турбулентном потоке в горизонтальной гладкой трубе и провести численное моделирование потока.

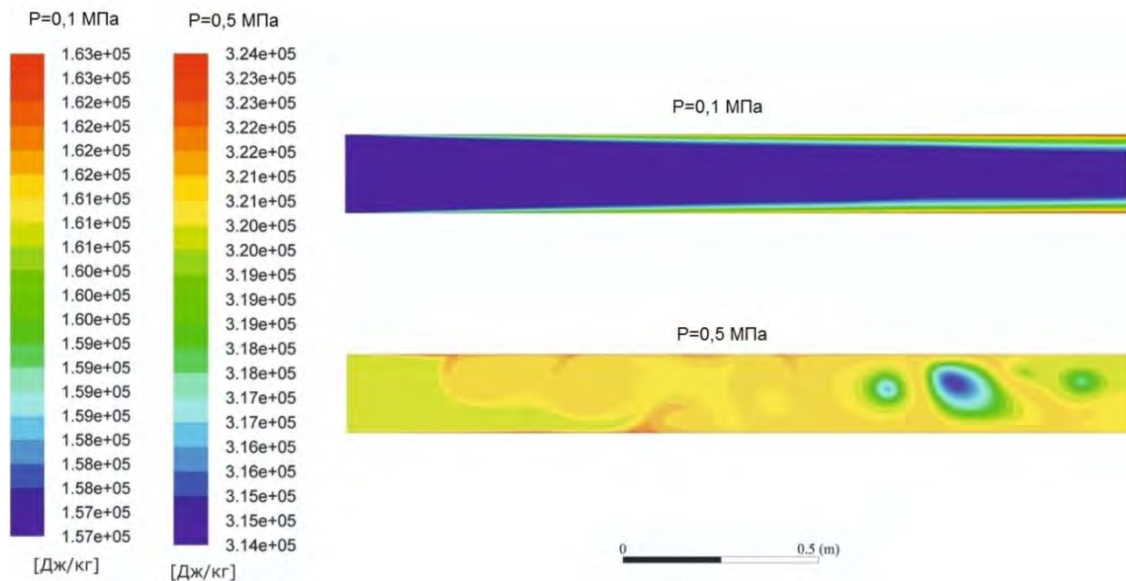


Рисунок 5 – Влияние давления на значение удельной энтальпии потока жидкости

Результаты численного моделирования позволили количественно оценить влияние давления в трубопроводе на структуру двухфазного потока и его

теплофизические параметры.

Определение содержания паровой фазы в потоке позволяет оценивать интенсивность кавитационных процессов на поверхностях канала и вероятность эрозионно-коррозионных разрушений материалов.

Полученные результаты могут быть использованы для рационального выбора параметров систем топливоподачи, смазки, охлаждения, газотурбинного наддува судовых двигателей.

Разработанная математическая модель может быть использована для исследования влияния физико-химических свойств рабочих сред на протекающие в системах процессы. С использованием созданной модели может проводиться модернизация общесудовых систем, функционирование которых связано с перекачиванием различных жидкостей.

Модель цилиндрического канала является основой для создания моделей каналов и полостей более сложных форм.

Литература

1. **Ерофеев В.Л., Пряхин А.С., Семенов П.Д.** Теплотехника в 2 т. Том 1. Термодинамика и теория теплообмена. М.: Изд-во Юрайт, 2016. 308 с.
2. **Исаченко В.П., Осипова В.П., Сукомел А.С.** Теплопередача. М.: Курс, 2015. 423 с.
3. **Безюков О.К., Жуков В.А.** Охлаждающие жидкости транспортных ДВС. – СПб.: СПГУВК, 2009. 263 с.
4. **Sutera S.P., Skalak R.** The history of Poiseuille's law // Annual review of fluid mechanics. 1993. Т. 25. С. 1–19.
5. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. 736 с.
6. **Танганов Б.Б., Бубеева И.А., Багаева Т.В.** Разработка теоретической модели оценки коэффициента теплопроводности в рамках плазмopodobной концепции растворов электролитов. М. : Изд. дом Акад. Естествознания, 2014. 89 с.
7. **Филиппов Л.П.** Явления переноса. М.: Изд-во МГУ, 1986. 120 с.