

УДК 621.43

Д.О. Онищенко, В.В. Каменев, Н.С. Ложкин

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

**Численное исследование массового расхода охлаждающей жидкости
через центробежный насос внутреннего контура охлаждения
двигателя ДМ-21**

D.O. Onishchenko, V.V. Kamenev, N.S. Lozhkin

Bauman Moscow State Technical University

**Numerical study of the cooling fluid mass flow rate through the centrifugal
pump internal cooling circuit of the engine DM-21**

Центробежные насосы лопаточного типа нашли широкое применение в системе охлаждения современных двигателей. Для обоснования применения того или иного центробежного насоса необходимо знать его характеристики, в частности массовый расход охлаждающей жидкости. С этой целью проводят экспериментальные исследования и расчеты. В данной работе проведено численное исследование массового расхода охлаждающей жидкости через центробежный насос в программном модуле ANSYS Fluent. В качестве результатов представлены значения массового расхода охлаждающей жидкости на разных режимах работы и сравнение их с экспериментальными значениями. По итогам проведенного исследования определена математическая модель, использование которой дает хорошее согласование полученных результатов с результатами эксперимента. Результаты исследования будут полезны при обосновании применения того или иного центробежного насоса, а также при принятии конструктивных решений в ходе проведения модернизации насосного агрегата.

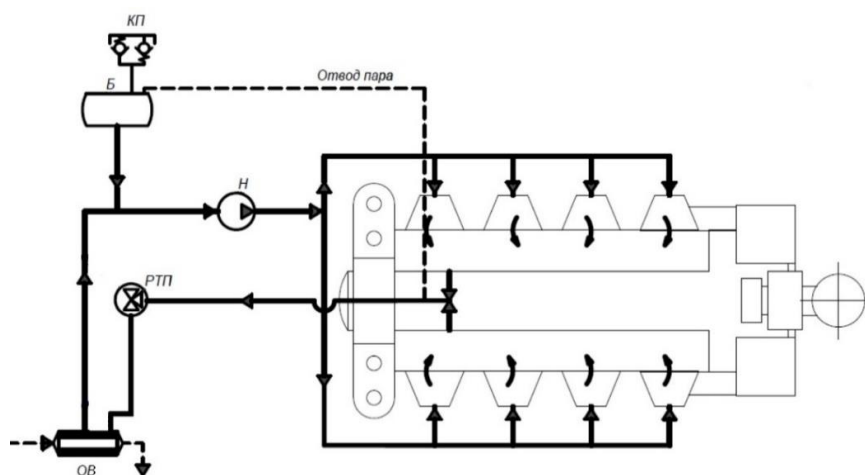
Ключевые слова: центробежный насос, охлаждающая жидкость, массовый расход, двигатель, $k - \varepsilon$ модели, программный модуль.

Centrifugal pumps vane type are widely used in modern engines cooling system. To justify the use of a centrifugal pump is necessary to know its characteristics, in particular the mass flow rate of the coolant. To this end, carry out experimental studies and calculations. In this paper, a numerical study of the coolant mass flow through the centrifugal pump in ANSYS Fluent software module. As the results of the study defined mathematical model that yields good agreement of the obtained results with the experimental results. According to the results of the study defined the mathematical model, the use of which gives good agreement between the results obtained with the experimental results. Results of the study will be useful in justifying the use of a centrifugal pump, as well as when making design decisions in the course of modernization of the pumping unit.

Keywords: centrifugal pump, coolant, mass flow rate, engine, $k - \varepsilon$ models, software tool.

Введение

Одной из тенденций развития современной индустрии двигателестроения является постоянное форсирование и модернизация существующих агрегатов.



*Рисунок 1 – Схема внутреннего контура охлаждения двигателя ДМ-21:
Б – бак расширительный; КП – клапан паровоздушный; Н – насос; ОВ –
охладитель воды; РТП – терморегулятор*

Это требует интенсификации работы системы охлаждения. Таким образом, эффективная работа системы охлаждения двигателя (рисунок 1), которая обеспечивает определенный температурный режим агрегата и предотвращает преждевременный износ его деталей является особенно актуальной задачей и во многом зависит от корректного выбора модели водяного насоса. В качестве последнего широко применяются центробежные насосы лопаточного типа, обладающие более высокой производительностью по сравнению другими. Для обоснования использования той или иной модели требуется знать его характеристики. С этой целью можно проводить экспериментальные исследования или аналитические расчеты, но на сегодняшний день наиболее эффективным способ с точки зрения соотношения затрат и качества полученных результатов является проведение CFD (Computational Fluid Dynamics) моделирования. Оно предназначено для оптимизации проектных разработок на ранних стадиях, позволяет снизить конечную стоимость продукции, сократить цикл разработки нового изделия и свести к минимуму количество натурных испытаний.

Целью работы является анализ течения охлаждающей жидкости во внутренних полостях насоса и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными, доказательство возможности получения корректных значений массового расхода охлаждающей жидкости, протекающей через центробежный насос в результате проведения численного исследования.

Проведение исследования

В работе рассмотрен центробежный насос лопаточного типа. На рисунке 2 представлены корпус с подводными патрубками и рабочее колесо насоса.



Рисунок 2 – Твёрдые модели корпуса с подводными патрубками и рабочего колеса насоса

Для достижения поставленной цели было проведено CFD моделирование в программном модуле ANSYS Fluent, основанном на методе контрольных объемов. Расчет проводился в 2 этапа, на рисунке 3 представлена схема. В ходе проведения расчетных исследований использовались следующие программные модули:

1. ANSYS ICEM CFD – создание сеточной модели;
2. ANSYS Fluent – гидродинамический расчет течения.

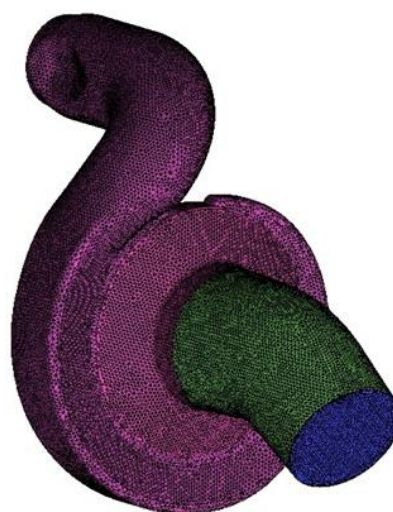
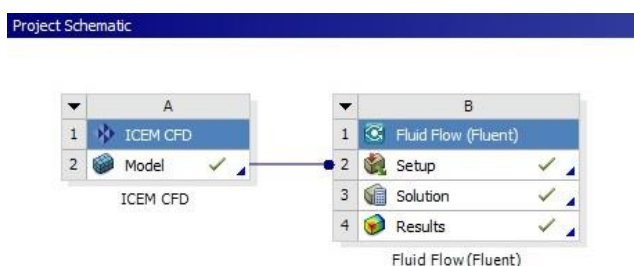


Рисунок 3 – Схема расчета

Рисунок 4 – Сеточная модель

Был выполнен анализ сеточной сходимости. Установлено, что оптимальное с точки зрения соотношения времени расчета и точности количество элементов должно быть 672077 – рисунок 5.

Сетки с меньшим количеством элементов дают существенно отличающиеся результаты, а с большим количеством не дают существенного отличия, но при этом требуют значительно большего количества времени для расчета. Для проведения CFD моделирования течения охлаждающей жидкости в программный модуль ANSYS Fluent [1] была загружена сеточная модель – рисунок 4, созданная в программном модуле ANSYS ICEM CFD [2].

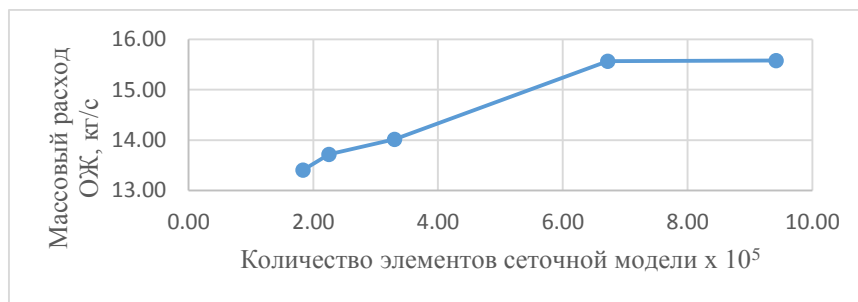


Рисунок 5 – Зависимость массового расхода охлаждающей жидкости от количества элементов в сеточной модели

Данная задача представляет собой моделирование турбулентного течения вязкой несжимаемой жидкости. Необходима постановка расчетной задачи, базирующейся на общей системе уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS) [3, 4, 5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) = 0; \\ \frac{\bar{\rho} (D\bar{W}_i)}{D\tau} = \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \overline{W_i' W_j'}); \\ \frac{\bar{\rho} (\partial \bar{H})}{\partial \tau} + \frac{\bar{\rho} \bar{W}_j (\partial \bar{H})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \overline{T' W_j'} \right) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \\ + \bar{\rho} \bar{G}_j \bar{W}_j - \bar{w}_r \bar{Q}_r - \nabla \bar{q}_R; \\ \bar{\rho} = \frac{p\bar{m}}{R\bar{T}}. \end{array} \right. \quad (1)$$

где W – скорость течения; x – перемещение; $\frac{D\bar{W}_t}{D\tau}$ – субстанциональная производная скорости по времени; $\bar{\tau}_{ij}$ – тензор вязких напряжений, определенный по усредненным значениям компонентов; G – объемная

сила; $\overline{\rho W_i' W_j'}$ – тензор рейнольдсовых напряжений, определенный по пульсационным составляющим скорости; H – энтальпия; λ – коэффициент теплопроводности; $c_p \overline{\rho T' W_j'}$ – турбулентный перенос энтальпии посредством флуктуации скорости; переменные с чертой сверху – усредненные значения по времени; «'» – пульсационные значения.

Для замыкания турбулентности требуется определить связь между напряжениями по Рейнольдсу и параметрами осредненного течения. Эта связь определяется с помощью моделей турбулентности [3, 4]. В моделях принимаются определенные допущения, на основе которых вводятся дополнительные уравнения, позволяющие найти все неизвестные. Было использовано семейство $k - \varepsilon$ – моделей турбулентности: Standard, RNG и Realizable [7, 8, 9]. Выбор этого семейства моделей обусловлен их устойчивостью к погрешностям, экономичностью и приемлемой точностью для широкого круга турбулентных потоков [4, 5]. Кроме того, данная задача не подразумевает моделирование отрывных течений, для которых рекомендуется применять другие модели турбулентности [3, 4, 6].

Для упрощения задачи был выбран стационарный метод расчета, а жидкость принята несжимаемой. Граничные условия представляют собой задание параметров течения охлаждающей жидкости на входе и выходе из внутренних полостей водяного насоса и подводящих патрубков, физические свойства охлаждающей жидкости (вода), частоту вращения рабочего колеса.

1. Частота вращения рабочего колеса 2250 об/мин;
2. Физические свойства охлаждающей жидкости при температуре 80°C приведены в таблице 1;

Таблица 1

Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	Динамическая вязкость, $\text{кг}/\text{м} \cdot \text{с}$
971,8	0,00036

3. Значения избыточного давления на входе и выходе из полостей водяного насоса и подводящих патрубков взяты из эксперимента.

Результаты исследования

В результате численного исследования были получены значения массового расхода охлаждающей жидкости на разных режимах работы в сравнении с экспериментальными данными – таблица 2 и рисунок 9. На рисунках 6 – 8 представлены изменения массового расхода охлаждающей жидкости в ходе проведения исследования с использованием разных моделей турбулентности на режиме №8.

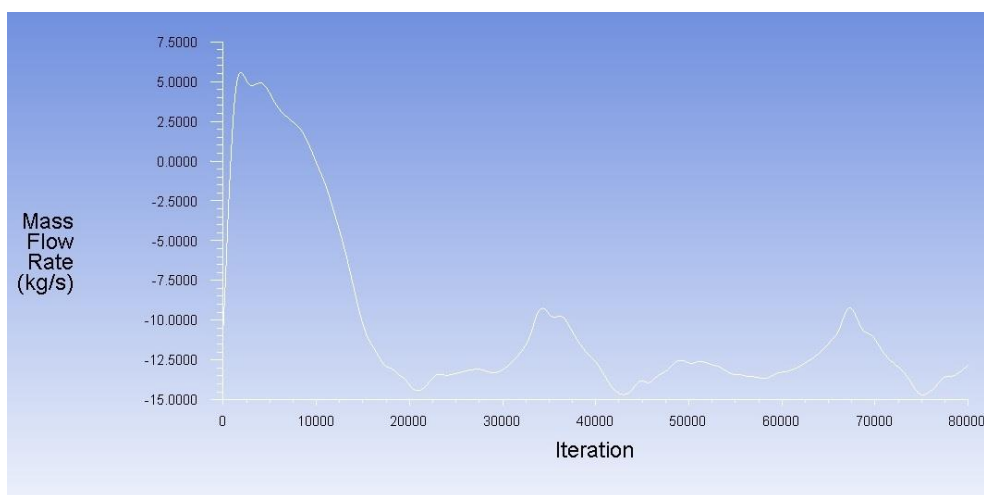


Рисунок 6 – Изменение массового расхода жидкости в ходе расчета на режиме №8 при использовании $k - \epsilon$ Standard модели турбулентности

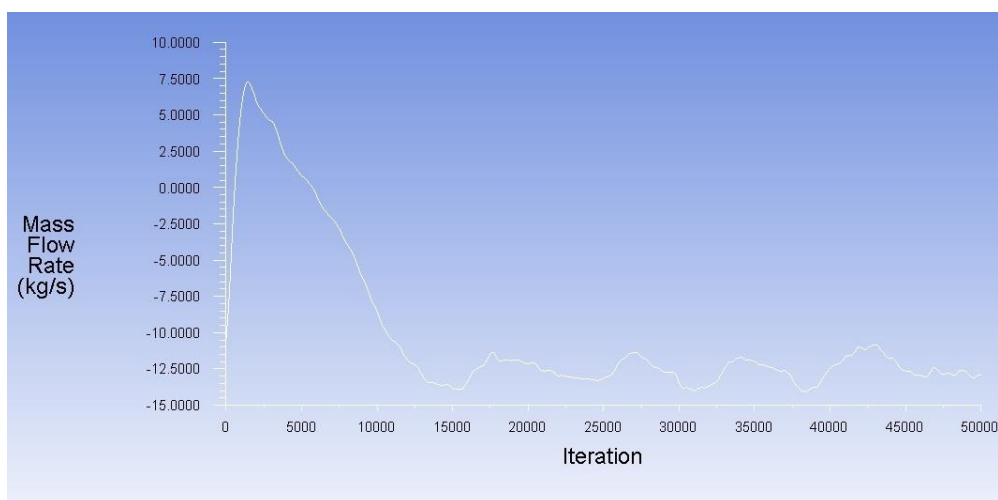


Рисунок 7 – Изменение массового расхода жидкости в ходе расчета на режиме №8 при использовании $k - \epsilon$ RNG модели турбулентности

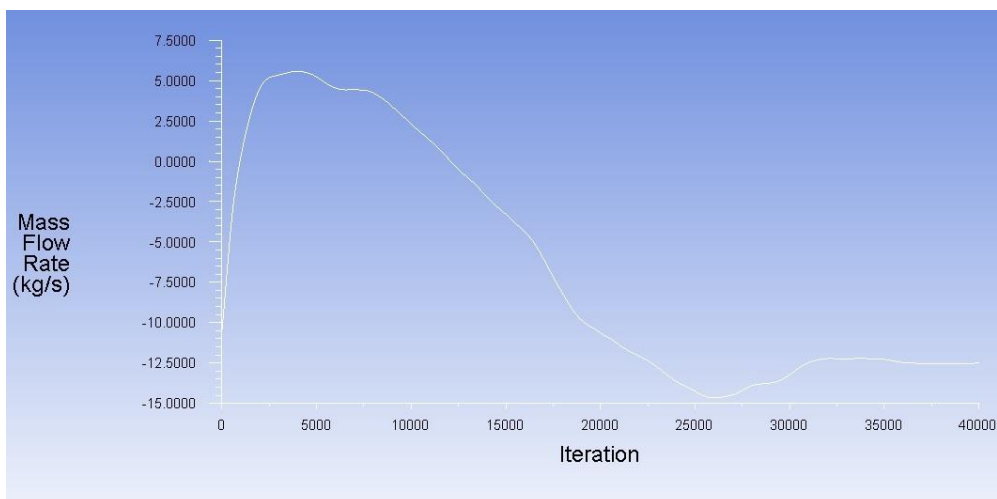


Рисунок 8 – Изменение массового расхода жидкости в ходе расчета на режиме №8 при использовании $k - \epsilon$ Realizable модели турбулентности

Таблица 2

№ режима		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Массовый расход, кг/с	Э	24,2	23,9	22,3	21,0	19,6	18,0	16,3	12,3	8,5
	Standard	19	18,4	17,8	16,5	15,6	14,2	13,7	12,5	11
	RNG	21,4	19,9	18,8	17,2	16,5	15,3	14,2	12,8	10,7
	Realizable	22,7	21,8	20,5	18,2	17,3	16	14,7	12,4	10,5

На рисунке 9 хорошо видно, что полученные в ходе численного исследования значения массового расхода охлаждающей жидкости через центробежный насос качественно согласуются с результатами эксперимента. Применение более тяжелых моделей турбулентности, возможно, поможет повысить качество согласования результатов, полученных CFD моделированием, с экспериментальными данными, однако это приведет к значительному повышению требований к вычислительным ресурсам.

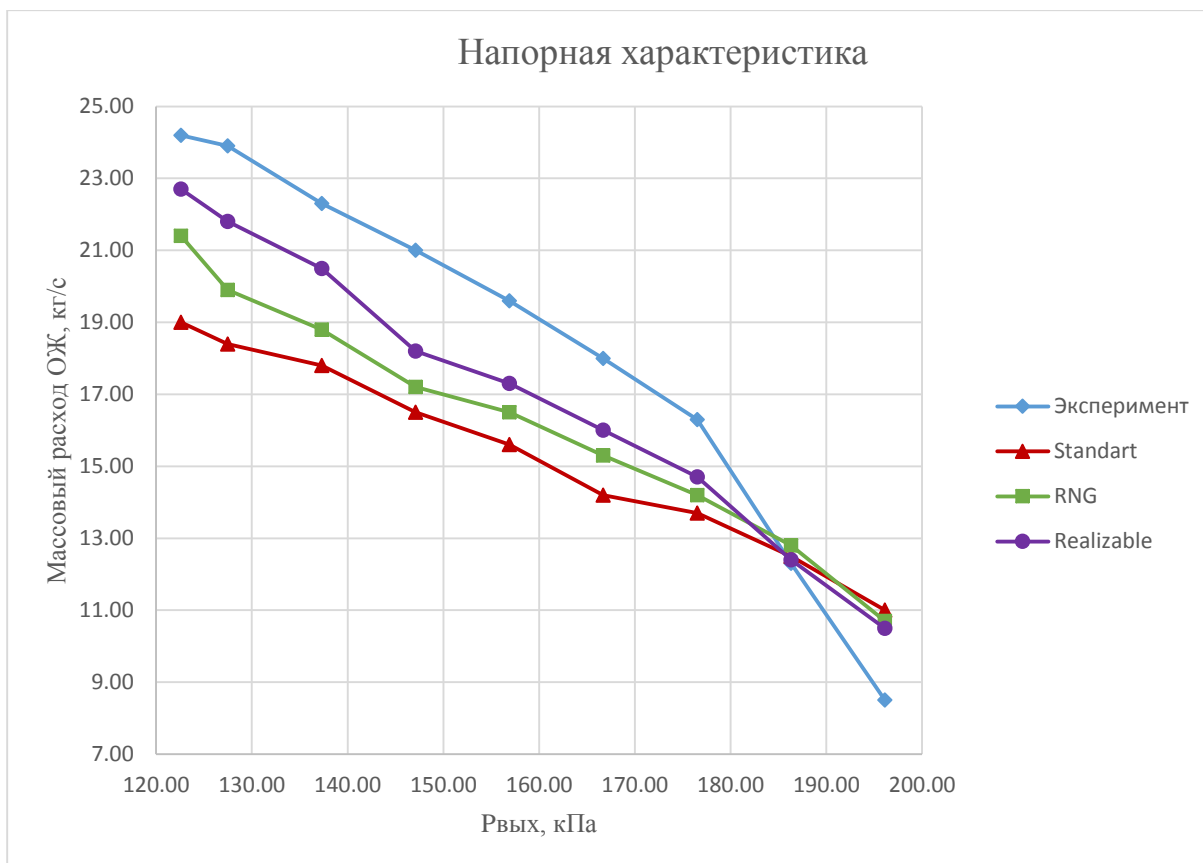


Рисунок 9 - Напорная характеристика водяного насоса при частоте вращения рабочего колеса 2250 об/мин

Выводы

1. Математическая модель, описанная в работе, является верифицированной, так как позволяет получить хорошее согласование с результатами проведенного эксперимента.
2. Среди примененного семейства $k - \epsilon$ – моделей турбулентности модель Realizable позволяет получить количественно наиболее близкий к эксперименту результат, кроме того, эта модель показала лучшую сходимость.
3. Предложенная математическая модель может быть успешно применена для оптимизации конструкции центробежных насосов системы охлаждения двигателей на ранних стадиях проектирования, тем самым сокращая цикл разработки сведением к минимуму количества натурных испытаний.

Литература

1. ANSYS ICEM CFD 14.5 User`s Guide. – 2012.
2. ANSYS Fluent 14.0 User`s Guide. – 2011.
3. Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых и комбинированных двигателей. Специальные главы.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
4. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А. *Трёхмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 85 с.
5. Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений.* Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 108 с.
6. Снигирев А.Ю. *Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений.* СПб, Изд-во Политехн. Ун-та, 2009. 143 с.
7. Launder В.Е., Spalding D.B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence.* – London: Academic Press, 1972. – 169 p.
8. *Renormalization group modeling and turbulence simulation* / S.A. Orszag, V. Yakhot, W.S. Flannery, F. Boysan, D. Choudhury, J. Maruzenwski, B. Patel // International conference on near-wall turbulent flows, Tempe, Arizona, 1993.
9. *A new $k - \varepsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows – Model development and validation* / T-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers fluids. – 1995. – No. 24(3). – P. 227-238.