

## Литература

1. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
2. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
3. Хэй Н., Вест П.Д. Теплообмен в трубе с закрученным потоком // Теплопередача, сер. С. – 1975. – 33. – С.100–106.
4. Hwang J.J., Cheng C.S. Augmented heat transfer in a triangular duct by using multiple swirling jets // Journal of Heat Transfer. – 1999. – Vol. 121, – № 3. – P. 683–690.
5. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Гидродинамика закрученного потока в канале циклонного охлаждения лопатки ГТД // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №4/5 (40). – С.25–30.
6. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М. – Атомиздат. – 1974. – 408 с.
7. Hedlund C.R., Ligrani P.M. Local swirl chamber heat transfer and structure at different Reynolds numbers // Journal of Turbomachinery. – 2000. – Vol. 122. – pp. 375-385.
8. Harvey N.L. Cooling of gas turbine engine aerofoils // Patent of United States №7137781- F01D 5/18.- 2006.
9. Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №6. – С.70-75.
10. Haasenritter A., Weigand V. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004– 53187. – 10 p.
11. Khalatov A., Syred N., Bowen P., et al. Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation // ASME Paper № GT2000-237.-2000.
12. Халатов А.А., Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н. Влияние конфигурации ребер-турбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждаемом канале входной кромки лопатки // Промышленная теплотехника. – 2010. – в печати.

*Розглянуто питання розробки нового підходу в створенні та вдосконаленні газоочисних пристроїв на основі моделювання та розрахунку робочих гідродинамічних процесів з використанням Коефіцієнту гідродинамічної ефективності*  
**Ключові слова:** *газоочисні пристрої, Коефіцієнт гідродинамічної ефективності, масловіддільник*

*Рассмотрен вопрос разработки нового подхода в создании и совершенствовании газоочистных устройств на основе моделирования и расчета рабочих гидродинамических процессов с использованием Коэффициента гидродинамической эффективности*

**Ключевые слова:** *газоочистные устройства, коэффициент гидродинамической эффективности, маслоотделители*

*The question of developing the new approach in creation and improving gas-cleaning systems on the basis of modelling and calculation of working hydrodynamic processes with the use of hydrodynamic effectiveness factor is considered*

**Key words:** *gas-cleaning systems, hydrodynamic effectiveness factor, lubricant separator*

УДК 532.529

## ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ СИСТЕМ СУФЛИРОВАНИЯ ГТД

**А. С. Рыжков**

Начальник международного отдела  
Национальный университет кораблестроения имени адмирала  
Макарова  
пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, Украина, 54025

### Постановка проблемы

Новое тысячелетие перед мировой цивилизацией в целом и Украиной в частности ставит вопросы создания экологически чистой энергетики в разряд наиболее актуальных проблем. Это вызвано тем, что ста-

ционарные и транспортные энергетические установки (ЭУ) являются основным источником загрязнения атмосферы.

Газовые выбросы энергетических установок различны по происхождению, составу и параметрам. Ряд выбросов содержит дорогостоящие материалы,

обладает высоко- и низкопотенциальной энергией. Высокопотенциальную энергию используют путем применения котлов-утилизаторов. Повышение качества очистки позволяет не только уменьшить загрязнение окружающей среды, но и снизить потребление топлива утилизацией низкопотенциальной энергии газовых выбросов, сократить потери ценных материалов.

Представляется перспективным создание таких газоочистных устройств, в которых энергопотенциал газовых выбросов используется для процессов очистки. При этом ценные примеси возвращаются в технологическую цепочку элементов ЭУ, а опасные направляются в системы нейтрализации. Повышенными потенциальными возможностями в этом направлении обладают выпускные газы и масляные аэрозоли систем суфлирования ГТД, вентиляции картера ДВС и др. Поэтому их улавливание и возвращение в технологический процесс позволяет решать как экологические так и ресурсосберегающие проблемы. Для этих целей необходимо высокоэффективное газоочистное оборудование, использующее различные механизмы очистки [4, 5, 9, 10].

---

#### Анализ последних достижений и публикаций

---

Движение потоков в реальных газоочистителях, где имеют место значительные градиенты скоростей и концентраций в продольном и поперечном направлениях, описывается эллиптическими дифференциальными уравнениями, которые решаются конечно-разностными методами. Модели, позволяющие производить расчеты высокотурбулентных потоков, разработаны Сполдингом [3]. Широко известны работы института технической теплофизики Национальной академии наук Украины [3-8]. Центрального котлотурбинного института им. И.И.Ползунова (Россия), Института теплообмена АН Белорусии [3-8], Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова [3-8] и др. Для практических приложений наиболее эффективными считают методы, основанные на усреднении системы уравнений в частных производных, описывающих универсальные законы сохранения массы, энергии, импульса в турбулентной системе [3]. Эта система должна быть дополнена уравнениями состояния и связи параметров, а также начальными и граничными условиями. Наибольший прорыв в этом направлении произошел в связи с разработкой современных пакетов прикладных программ типа FLUENT [2], которые позволили численным методом производить решение сложных практических задач газодинамики аэрозольных сред.

**Цель настоящей работы** в разработке нового подхода в создании и совершенствовании газоочистных устройств на основе моделирования и расчета рабочих газодинамических процессов с использованием Коэффициента гидродинамической эффективности.

---

#### Результаты исследований

---

Метод расчета газодинамических характеристик газоочистных устройств предусматривает последо-

вательную процедуру численного интегрирования уравнений, моделирующих как газообразные вязкие потоки, так и течение струй жидкости. На первом этапе определяются газодинамические характеристики газообразной фазы с учетом турбулентности потоков, на втором – источниковые члены, моделирующие взаимное влияние жидкой и газообразной фаз, а также транспортные характеристики дисперсной фазы и распределение скоростей и траекторий внутри расчетной области. Такие расчеты проводят последовательно до достижения сходимости всех параметров во времени и пространстве. В работе предлагается математическая модель для расчета газодинамических характеристик потока в трубе Вентури на основе общего транспортного уравнения переноса переменной величины, аналогичное модели турбофоретического переноса частиц [4].

Для численного решения дифференциальных уравнений системы (1) использован метод центрального интегрирования (Nodal Point Integration) и пакет прикладной программы FLUENT [1], заключающийся во временной и пространственной дискретизации каждого контрольного объема (элемента) физической области. Это приводит к автоматическому удовлетворению уравнений сохранения и переноса импульса, теплоты и массы внутри всех разностных элементов и всей области потока. Источниковые члены в уравнениях аппроксимированы с использованием модифицированного метода Ньютона (Newton–Raphson Method) [1,3]. При теоретическом исследовании процессов использована равномерная двумерная разностная сетка  $160 \times 60$  в декартовой системе координатах (шаг изменения по осям  $x$  и  $y$  соответственно равен  $0,25$  и  $0,1$  мм, ширина сопла –  $10$  мм). Предполагалось, что в трубе Вентури профиль осевой скорости равномерен (скорость  $u_{xf} = U$  в расчетах изменялась от  $10$  до  $50$  м/с, компоненты  $u_{yf} = V = 0; u_{zf} = W = 0$ , кинетическая энергия турбулентности  $\epsilon = 0,1$  м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>, степень диссипации турбулентной энергии  $\epsilon = 1,11$  Дж/(кг·с). Начальными и граничными условиями для создания расчетных сеток есть геометрические размеры проточной части установки на основе её масштабного моделирования. Размер сетки составлял  $0,2 \times 0,5$  м, и строился из треугольных сегментов, которые имели среднюю площадь  $S = 25 \cdot 10^{-8}$  м<sup>2</sup> [8].

Впервые разработан новый подход в создании и совершенствовании газоочистных устройств энергетических установок на основе моделирования и расчета рабочих гидродинамических процессов с использованием **Коэффициента гидродинамической эффективности**:

$$K_{гэ} = S_{пол.}/S_{общ.} * 100\%$$

где  $S_{пол.}$  – полезная площадь сечения проточной части газоочистного оборудования, где наблюдаются рациональные значения гидродинамических характеристик потока, обеспечивающих рабочие процессы: составляющих скорости, степени диссипации турбулентной энергии, кинетической энергии турбулентности, статического давления и др.

$S_{общ.}$  – общая площадь сечения проточной части газоочистного оборудования.

Рациональные значения скорости определяются на основе экспериментальных и расчетных данных

для улавливания частиц различного диаметра за счет гидродинамических сил. Скорость потока (струи) должна лежать в интервале 20-50 м/с с целью осаждения частиц более 20 мкм. Скорость потока должна составлять 3-7 м/с для улавливания микрокапель – менее 5 мкм на проволоках (цилиндрах) сеточных коагуляторов.

При прохождении потока в одноволновых профилях НКИ - скорость потока должна составлять не более 5 м/с, что необходимо для исключения вторичного уноса капель.

**Для случаев теоретических расчётов полезной площадью принимаются сечения до границ струйного слоя или начала пограничного слоя**

Предложено считать совершенным гидродинамическим газоочистное оборудование с  $K_{гэ}$  свыше 85 %.

Наглядный пример расчёта коэффициента гидродинамической эффективности для маслоотделителей с пакетом из 10-ти и 20-ти профилей, рассчитанным на расход воздуха 450 м<sup>3</sup>/ч и 2000 м<sup>3</sup>/ч соответственно представлен на рис. 1 – рис. 4. Зелёным цветом выделена гидродинамически полезная площадь проточной части газоочистителя. Красным цветом показаны мёртвые зоны.  $K_{гэ}$  рассчитывался для начальных и конечных вариантов газоочистителей.

Начальный вариант имеет первичную геометрию проектируемого устройства. Конечный вариант – оптимизированного устройства. Для маслоотделителя с пакетом из 10-ти профилей в начальном варианте  $K_{гэ}$  составил всего 65%. В конечном варианте – 87 %.

Для маслоотделителя с пакетом из 20-ти профилей в начальном варианте  $K_{гэ}$  составил всего 62%. В конечном варианте – 93 %.

Показатели  $K_{гэ}$  конечных вариантов маслоотделителей в обоих случаях превышают 85%, что позволяет их считать высокоэффективными.

Применение Коэффициента гидродинамической эффективности позволило производить качественную оценку теоретических расчётов и выбирать наиболее эффективные варианты. Полученные результаты расчётов гидродинамики потока в проточной части маслоотделителя послужили основой для проектирования маслоотделителей нового поколения. Теоретический расчёт ранее неизученных зон течения газа позволил обратить внимание на определённые недостатки предыдущей модели маслоотделителя и, учтя их, спроецировать более эффективную модель. Также, расчёты значительно снизили производственные и временные затраты на разработку нового маслоотделителя.

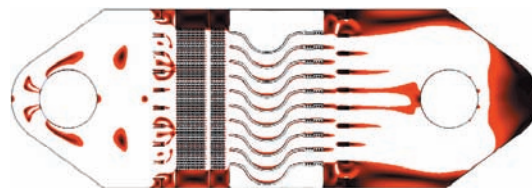
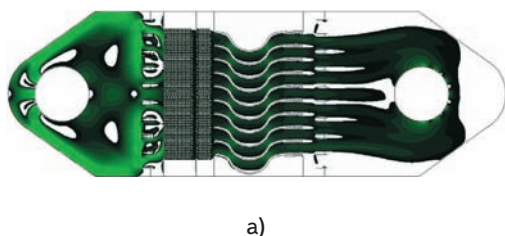


Рис. 1. Расчёт коэффициента гидродинамической эффективности начального варианта маслоотделителя с пакетом из 20-ти профилей: а) полезная рабочая площадь; б) не используемая площадь  
 $K_{гэ} = (196,04 \text{ см}^2 / 301,6 \text{ см}^2) * 100\% = 65\%$

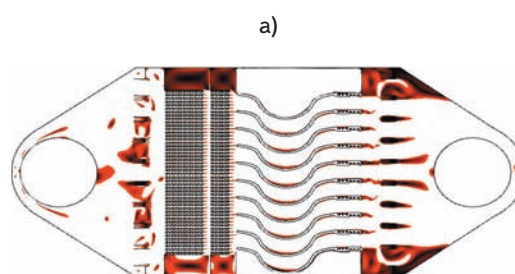
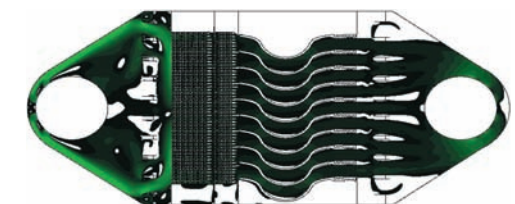


Рис. 2. Расчёт коэффициента гидродинамической эффективности конечного варианта маслоотделителя с пакетом из 10-ти профилей: а) полезная рабочая площадь; б) не используемая площадь  
 $K_{гэ} = (240,64 \text{ см}^2 / 276,6 \text{ см}^2) * 100\% = 87\%$

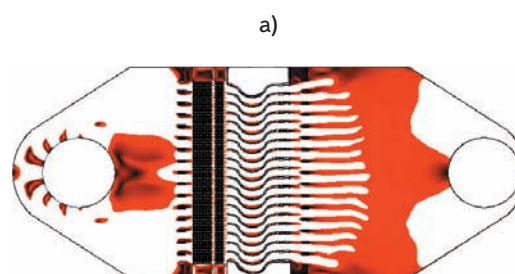
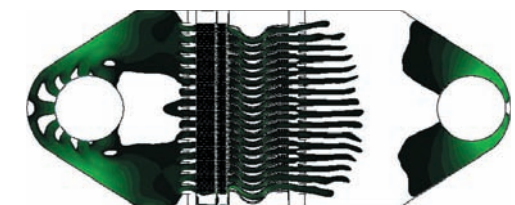


Рис. 3. Расчёт коэффициента гидродинамической эффективности начального варианта маслоотделителя с пакетом из 20-ти профилей: а) полезная рабочая площадь; б) не используемая площадь  
 $K_{гэ} = (503,99 \text{ см}^2 / 812,9 \text{ см}^2) * 100\% = 62\%$

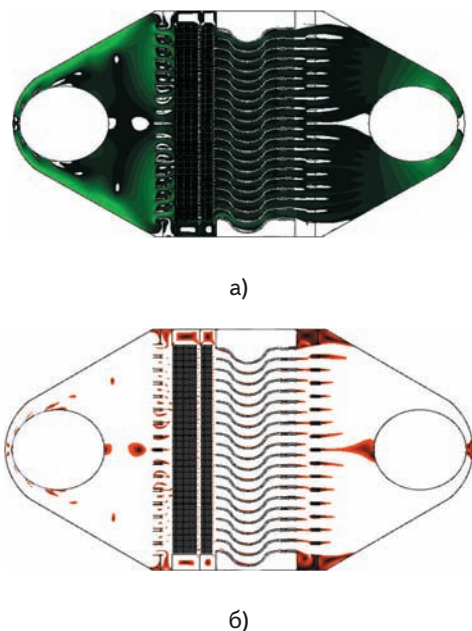


Рис. 4. Расчёт коэффициента гидродинамической эффективности конечного варианта маслоотделителя с пакетом из 20-ти профилей: а) полезная рабочая площадь; б) не используемая площадь  
 $K_{гз} = (747,16 \text{ см}^2 / 803,4 \text{ см}^2) * 100\% = 93\%$

#### Выводы

1. Впервые разработан новый подход в создании и совершенствовании газоочистных устройств энергетических установок на основе моделирования и расчёта рабочих гидродинамических процессов с использованием Коэффициента гидродинамической эффективности.

2. На основе общей математической модели произведены расчёты гидродинамических процессов в проточной части маслоотделителей с пакетом из 10-ти и 20-ти профилей, рассчитанными на расход в 450 м<sup>3</sup>/ч и 2000 м<sup>3</sup>/ч соответственно, с применением Коэффициента гидродинамической эффективности. Полученные результаты позволили внести значительные корректировки при проектировании маслоотделителей нового поколения при снижении производственных и временных затрат.

#### Литература

1. Роуч П. Вычислительная гидродинамика: Пер. с англ. М.: Мир, 1980.–660 с.
2. ANSWER. Version 4.00 // User's Manual. – Analytic & Computational Research, Inc., 2000. – 364 p.
3. Spalding D.B. Mathematical Models of Turbulent Flames: A Review // Combustion Science and Technology. – 1976. – Vol.13. – P.3–35.
4. Страус В. Промышленная очистка газов. – М.: Химия, 1981. – 583 с.
5. Рыжков А.С. «Исследование улавливания аэрозольей в неизотермических гидродинамических коагуляторах типа труба Вентури» // Промышленная теплотехника Международный научно –прикладной журнал том 26 №6, Киев, 2004.г. , С. 65-69.
6. Рыжков С.С., Рыжков А.С. «Когенерационные технологии по очистке выпускных газов судов» // Тезисы докладов 1-й Международной конференции «Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике», Киев, 2004 г.
7. Рыжков А.С. «Экспериментальные исследования гидродинамического коагулятора маслоотделителя» // Материалы 4 –й Международной научно-технической конференции «Проблемы экологии и энергосбережения в судостроении». Николаев, 2005, с. 171-172.
8. Защита атмосферы от промышленных загрязнений: Справочник. Ч. 1/ Под ред. С. Кальверта и Г.М. Инглунда. – М.: Металлургия, 1988. – 760 с.
9. Защита атмосферы от промышленных загрязнений: Справочник. Ч. 2/ Под ред. С. Кальверта и Г.М. Инглунда. – М.: Металлургия, 1988. – 770 с.
10. Рыжков С.С., Басок Б.И. Экологические ресурсосберегающие технологии для промышленной теплотехники на основе дисперсных двухфазных сред // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т. 23 ( 4–5). – С. 141–145.
11. Рижков С.С., Харитонов Ю.М., Благодатний В.В. Методи очищення повітряного середовища від забруднень: Методичні вказівки. – Миколаїв: УДМТУ. – 2002. – 56 с.