

УДК 537.322.11: 662.994

Выбор оптимального метода интенсификации теплообмена для повышения эффективности термоэлектрического генератора*

А.И. Леонтьев, Д.О. Онищенко, Г.А. Арутюнян

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

E-mail: George.arut@yandex.ru

Приведено обоснование актуальности применения методов рекуперации энергии отработавших газов. Описан принцип работы термоэлектрического генератора, предложен вариант его конструкции, а также проведено сравнение эффективности различных конструктивных методов интенсификации теплообмена. Конструкции сравниваются с базовой конфигурацией без интенсификаторов теплообмена по отношению коэффициентов газодинамического сопротивления ζ/ζ_0 и отношению безразмерных критериев Nu/Nu_0 . По результатам сравнительного анализа сделаны выводы о применимости методов интенсификации теплообмена в конструкции термоэлектродгенераторов для транспортных средств различного назначения.

Ключевые слова: термоэлектрический генератор, двигатель внутреннего сгорания, интенсификация теплообмена, энергия отработавших газов.

Введение

В современных двигателях доля энергии сгоревшего топлива, которая расходуется на полезную мощность, составляет в среднем 35 % [1, 2]. До 37 % приходится на энергию, выделяющуюся при сгорании топлива, которая выводится вместе с отработавшими газами. Это составляет большой потенциал как по повышению эффективности рабочего процесса поршневых двигателей, так и по утилизации тепловых потерь.

Одним из актуальных способов повышения эффективности и экономичности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является утилизация тепловых потерь путем применения термоэлектрических генераторов (ТЭГ) [3, 4]. Работа термоэлектрических батарей, которые лежат в основе термоэлектрического генератора, основана на эффекте Зеебека, который заключается в возникновении электродвижущей силы на контактах батареи при наличии разности температур на ее сторонах, которые называются холодной и горячей сторонами. ТЭГ позволяет преобразовывать тепловую энергию непосредственно в электрическую. Особенностью этой конструкции является отсутствие движущихся частей, за счет чего достигается бесшумность работы и большая автономность.

Для достижения высоких показателей эффективности преобразования термоэлектрического генератора его конструкция должна удовлетворять двум требованиям:

* Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (субсидия № 14.577.21.0113, идентификационный номер RFMEFI57714X0113).

- обеспечение высокой теплоотдачи от отработавших газов,
- низкое сопротивление течению отработавших газов.

Чтобы обеспечить выполнение этих противоречивых критериев, необходимо при проектировании достичь оптимального баланса между эффективностью теплоотдачи и низким сопротивлением течению отработавших газов.

Конструкция термоэлектрогенератора

Целью настоящей работы является оценка влияния конструкции проточной части термоэлектрического генератора на его эффективность путем сравнительного анализа различных методов интенсификации теплообмена.

Для достижения цели разрабатывается имитационная математическая модель термоэлектрического генератора, с помощью которой проводится моделирование процесса работы. Эта модель применяется для оценки эффективности работы термоэлектрических генераторов с различной конструкцией проточной части.

ТЭГ (рис. 1) имеет осесимметричную конструкцию с сечением проточной части в форме шестигранника. Термоэлектродгенератор рассматриваемого типоразмера предназначен для установки в выпускной системе легкового автомобиля. Отработавшие газы проходят через внутреннюю часть горячего теплообменника. Расположенный внутри проточной части вытеснитель обеспечивает их течение вблизи стенок горячего теплообменника. Термоэлектрические батареи прижимаются к внешним граням горячего теплообменника с помощью пластин, действующих через жидкостные теплообменники.

Для повышения эффективности работы термоэлектродгенератора могут применяться различные конструкции для интенсификации теплообмена. В работе [5] рассматривалась комбинация продольного оребрения и вытеснителя-завихрителя. Функция вытеснителя заключается в направлении отработавших газов ближе к стенкам горячего теплообменника для повышения их температуры. В рассматриваемой конструкции на вытеснителе также расположены направляющие ребра для закрутки потока отработавших газов и повышения турбулентности. Интенсификация теплообмена с помощью продольных ребер исследуется во многих работах (см., например, [6, 7]). В работе [8] предлагается интенсификация теплообмена за счет ребер, расположенных под углом к потоку в случайном порядке, на которых турбулизация достигается за счет областей со срывом потока и образованием завихрений. Также известны методы смерчевой интенсификации теплообмена [4, 9–11], где повышение теплоотдачи происходит за счет нанесения на поверхность лунок или выступов преимущественно сферической формы.

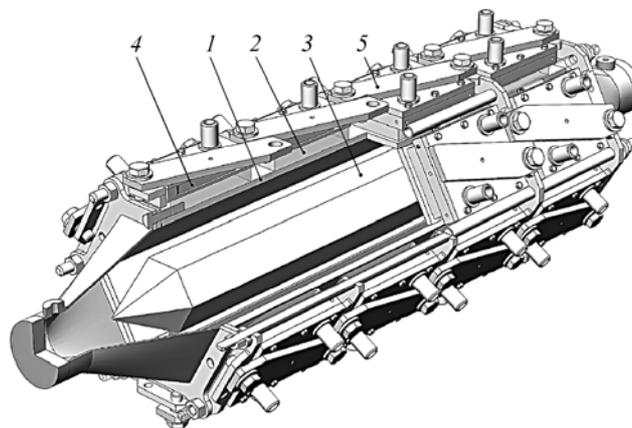


Рис. 1. Общий вид термоэлектрического генератора.

1 — горячий теплообменник, 2 — термоэлектрическая батарея, 3 — вытеснитель,
4 — жидкостный теплообменник, 5 — прижимная пластина.

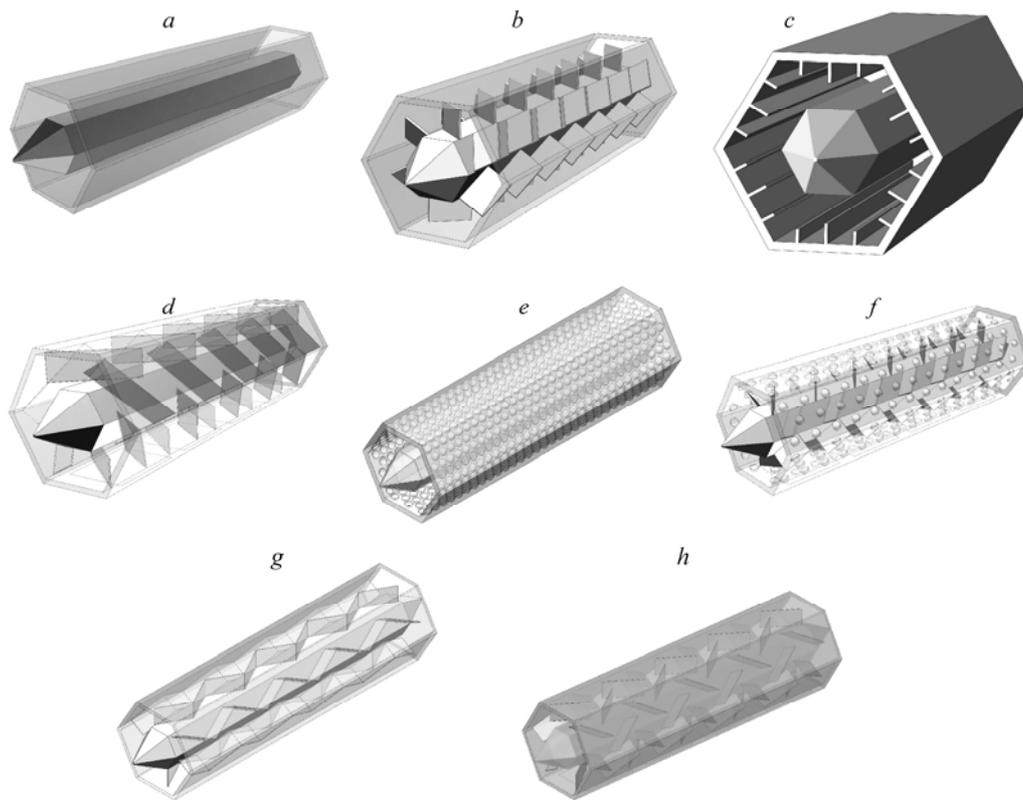


Рис. 2. Конструкции проточной части.

a — гладкая стенка, *b* — ребрение на вытеснителе, *c* — продольное ребрение, *d* — ребрение под углом к потоку, *e* — луночная поверхность, *f* — луночная поверхность и вытеснитель-турбулизатор, *g* — ребрение гофрой, *h* — разнонаправленные ребра.

Несмотря на большое количество работ, вопрос о сравнительной эффективности приведенных методов интенсификации теплообмена при их применении в термоэлектрическом генераторе осесимметричной конструкции остается открытым, так как в большинстве работ рассматриваются конструкции разного размера при разных граничных условиях без расчета безразмерных показателей газодинамической эффективности.

Целью настоящей работы является проведение сравнительного анализа различных конструкций проточной части ТЭГ для определения метода интенсификации теплообмена, обладающего наибольшей газодинамической эффективностью. Сравнение проводится для распространенных конструкций термоэлектрических генераторов, перспективных методов интенсификации теплообмена и их комбинаций. Рассматриваемые конструкции интенсификаторов теплообмена представлены на рис. 2. Конструкция с гладкой стенкой без интенсификаторов теплообмена рассматривается в качестве базовой, относительно нее будут рассчитываться параметры эффективности других конструкций. Для иллюстрации работы ТЭГ необходимо описать течение отработавших газов через его внутренний объем, а также процессы теплоотдачи от отработавших газов к стенкам теплообменника и процессы теплопроводности в деталях термоэлектрогенератора.

Описание расчетной модели

Движение и теплообмен газа описываются системой дифференциальных уравнений Навье–Стокса, состоящей из уравнений сохранения количества движения, уравнения

сохранения энергии и неразрывности [12]. При решении используется осреднение по Фавру [13]. Рассматривается стационарное течение гомогенных отработавших газов.

Для описания турбулентного течения используется модифицированная k - ε модель турбулентности (Lam–Bremhorst k - ε модель [14]), в которой для замыкания системы уравнений Навье–Стокса используются два дополнительных уравнения для переноса кинетической энергии турбулентности и переноса диссипации турбулентности:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B,$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right) - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k},$$

где k — кинетическая энергия турбулентности, Дж/кг, ε — диссипация энергии турбулентности, Дж/(кг·с), $P_B = -g_i \partial \rho / (\sigma_B \rho \partial x_i)$ — коэффициент, отвечающий за генерацию турбулентности, $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_B, C_B$ — константы.

Для вычисления тензора рейнольдсовых напряжений используется гипотеза Буссинеска:

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}.$$

Турбулентная вязкость определяется по формуле:

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho k^2 / \varepsilon.$$

Особенностью рассматриваемой модели являются демпфирующие функции, которые определяются по формулам:

$$f_\mu = \left(1 - e^{-0,025 R_y} \right)^2 (1 + 20,5 / R_T), \quad f_1 = 1 + (0,05 / f_\mu)^3, \quad f_2 = 1 - e^{-R_T^2},$$

где $R_y = \rho \sqrt{k} y / \mu$, $R_T = \rho k^2 / (\mu \varepsilon)$, y — расстояние до стенки, м. Эти функции обеспечивают уменьшение турбулентной вязкости и энергии турбулентности и увеличение диссипации турбулентности при низких значениях числа Рейнольдса. Данная модель отличается надежностью и возможностью описания пристеночных свойств течения без завышенных требований к сетке.

Для описания пограничного слоя используется двухуровневая модель, в которой принимаются два разных подхода для описания тонких и толстых пограничных слоев [15]. Выбранная модель с учетом модифицированной формулировки обеспечивает получение результатов без необходимости значительного измельчения сетки и без существенных затрат машинного времени, что позволяет провести сравнительный анализ большого количества конструкций. В работе [15] было продемонстрировано получение адекватных результатов при использовании рассмотренной модели.

Выбранный программный комплекс реализует численное решение системы дифференциальных уравнений Навье–Стокса и уравнений модели турбулентности методом конечных объемов. Теплопроводность в деталях ТЭГа описывается уравнением Фурье [16]:

$$\partial u / \partial t = a^2 \Delta u,$$

где u — температура, К, a — коэффициент теплопроводности, м²/с. Геометрическая модель разбивается на декартовы кубические элементы [17]. Такой тип разбиения не привязывает границы элементов к границам разделения сред (рис. 3). При этом

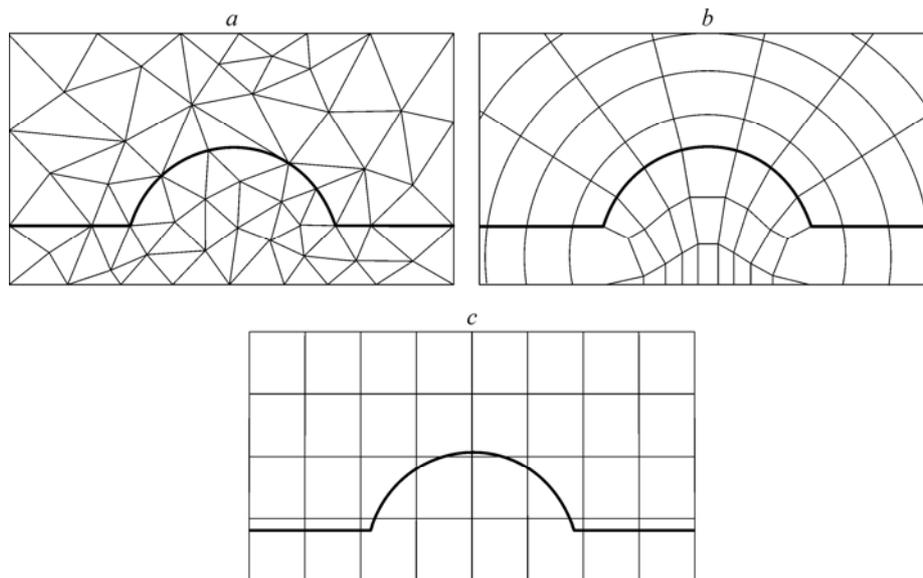


Рис. 3. Схемы разбиения сетки.

a — неструктурированная пристеночная, *b* — структурированная пристеночная, *c* — декартова.

в некоторых ячейках сетки могут находиться несколько сред: твердые тела, жидкости, и газы. В этом случае в одной ячейке сетки могут располагаться несколько контрольных объемов, соответствующих различным средам. Благодаря этому возможно разрешение тонких стенок, толщина которых меньше размера ячейки сетки. К преимуществам этого метода относится возможность создания регулярной сетки, что уменьшает погрешности, возникающие из-за деформированных элементов, а также сокращает машинное время, необходимое для разбиения на объемы. Нерегулярности сетки возникают в ячейках, включающих несколько сред, но число таких нерегулярностей невелико и оно снижается с уменьшением размера ячеек.

Создание сетки происходит в несколько этапов. Изначально создается базовая сетка, которая затем постепенно улучшается в процессе расчета. Сетка измельчается в областях со сложной геометрией, а также в узких каналах и в местах соприкосновения различных сред. Её измельчение происходит за счет разбиения кубической ячейки на восемь более мелких новых ячеек. При разбиении на контрольные объемы производится локальное измельчение сетки на поверхности соприкосновения отработавших газов с горячим теплообменником. Сетка измельчается преимущественно на два порядка. В случае наличия оребрения в области ребер размер сетки подбирается так, чтобы размер элемента был не больше толщины ребра.

Преимуществом регулярной сетки с кубическими ячейками является значительное сокращение времени, необходимого для ее построения, благодаря чему возможно провести моделирование для большого количества различных конструкций.

Предварительные расчеты показали, что при обеспечении достаточного расхода температура охлаждающей жидкости, протекающей через теплообменники, незначительно изменяется по длине термоэлектрического генератора. Так как в первую очередь рассматривается течение отработавших газов, то для сокращения времени расчета и требуемых вычислительных ресурсов течение охлаждающей жидкости не моделируется, а в качестве граничного условия используется температура на холодной стороне термоэлектрических батарей (ТЭБ).

Работа двигателя рассматривается на номинальном режиме. Скорость потока отработавших газов в этом случае вычисляется исходя из расхода отработавших газов и диаметра патрубков выпускной системы двигателя легкового автомобиля.

Расчеты проводились со следующими начальными и граничными условиями: температура отработавших газов на входе в ТЭГ составляет 800 °С, их скорость на входе в ТЭГ — 153,8 м/с, температура на холодной стороне ТЭБ — 86 °С, давление окружающей среды — 101325 Па, температура окружающей среды — 20 °С.

Анализ результатов моделирования

На рис. 4 представлены линии тока отработавших газов, позволяющие судить о характере течения и о распределении температуры отработавших газов.

В базовом варианте ТЭГа наблюдается незначительное падение температуры по длине термоэлектрогенератора вблизи наружной грани. Оребрение на вытеснителе приводит к небольшому увеличению перепада температур. Продольные ребра обеспечивают большее падение температуры.

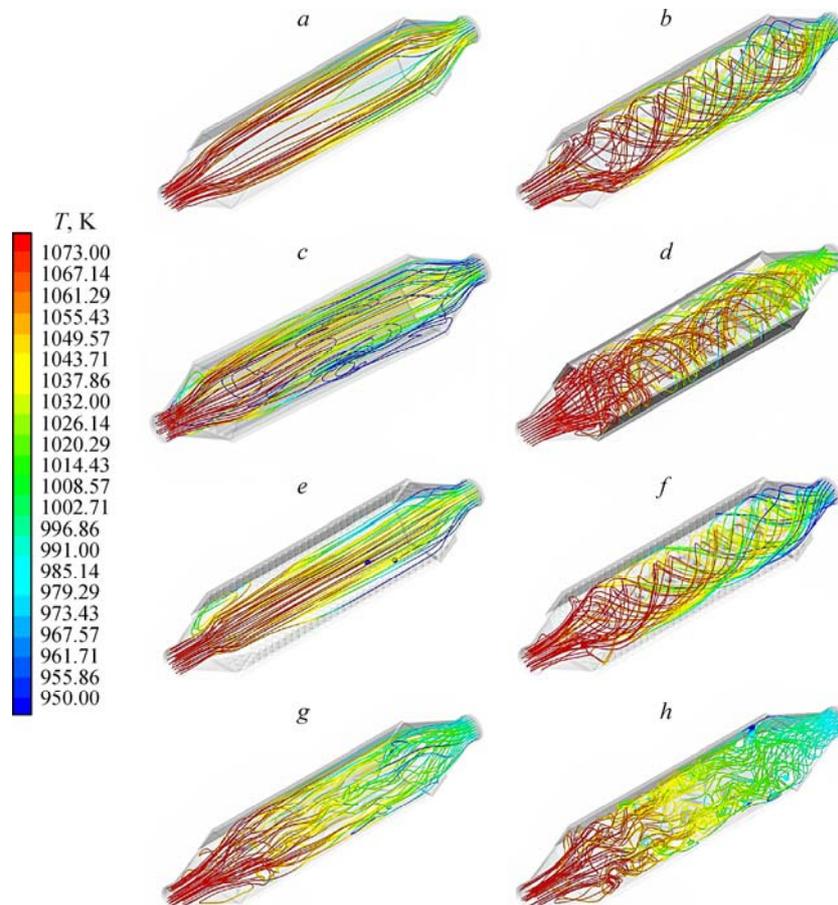


Рис. 4. Линии тока и распределение температуры отработавших газов для разных конструкций проточной части.

a — гладкая стенка, *b* — оребрение на вытеснителе, *c* — продольное оребрение, *d* — оребрение под углом к потоку, *e* — луночная поверхность, *f* — луночная поверхность и вытеснитель-турбулизатор, *g* — оребрение гофрой, *h* — разнонаправленные ребра.

Ребра, расположенные под углом к потоку отработавших газов на наружной грани термоэлектрогенератора, приводят к неравномерному изменению температуры, что позволяет судить о наличии закрутки потока и турбулентном течении. Совместное использование вытеснителя-турбулизатора и лунок на наружной поверхности приводит к равномерному снижению температуры по длине ТЭГа, при этом перепад температур сравним с предыдущим вариантом. Оребрение гофрой обеспечивает равномерное снижение температуры, давая при этом наибольший температурный перепад.

В базовом варианте отсутствуют интенсификаторы теплообмена, поэтому течение отработавших газов имеет невозмущенный характер и линии тока параллельны оси ТЭГа. Использование в конструкции вытеснителя-турбулизатора отдельно или совместно с луночной поверхностью обеспечивает равномерную закрутку потока. Лунки на поверхности проточной части не оказывают значительного влияния на течение отработавших газов в крупном масштабе, а создают локальные завихрения [18].

Применение продольных ребер способствует преимущественно прямолинейным линиям тока с отдельными завихрениями в области расширения проточной части, в то время как оребрение под углом к потоку и в особенности оребрение гофрой и разнонаправленными ребрами приводят к сильно возмущенному течению с крупными завихрениями. Сложность траектории течения отработавших газов позволяет ожидать от этих конструкций высоких показателей теплоотдачи, но также и значительного падения давления.

Сравнение различных методов интенсификации теплообмена проводится по величинам теплового потока, проходящего через ТЭБ, а также по величине перепада давления. Эти параметры позволяют количественно оценить электрическую мощность и газодинамическое сопротивление, которые могут быть обеспечены термоэлектрическим генератором при использовании рассматриваемых вариантов конструкции проточной части.

Применение различных методов интенсификации неизбежно приводит к увеличению газодинамического сопротивления. Для сравнения различных конструкций используются безразмерные критерии Nu/Nu_0 , ξ/ξ_0 , где Nu_0 — критерий Нуссельта для конструкции без интенсификаторов теплообмена, ξ_0 — коэффициент потерь для конструкции без интенсификаторов теплообмена. Для оценки рациональности применения различных методов интенсификации теплообмена сравнение проводится по отношению $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$. Критерий Нуссельта является безразмерным коэффициентом теплоотдачи и рассчитывается по формуле $Nu = \alpha \cdot l / \lambda$, где λ — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К), l — характерный размер, м [16]. В качестве характерного размера используется длина проточной части горячего теплообменника.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле $\alpha = q / \Delta T$, где q — плотность теплового потока через поверхность теплообмена, Вт/м², ΔT — разность температур стенки горячего теплообменника и отработавших газов, °С [16]. Коэффициент сопротивления ξ определяется по формуле $\xi = 2 \cdot \Delta P / (\rho V^2)$, где ΔP — потери давления, Па, ρ — плотность отработавших газов, кг/м³, V — средняя скорость потока отработавших газов, м/с.

Параметры, позволяющие оценить рациональность применения интенсификаторов, представлены в таблице. Наибольший тепловой поток через ТЭБ обеспечивает конструкция с совместным использованием луночной поверхности и вытеснителя-турбулизатора. Несколько меньший тепловой поток через термоэлементы обеспечивают интенсификаторы в виде ребер, расположенных под углом к потоку, разнонаправленных ребер

Таблица

Сравнение методов интенсификации

№ п/п	Конструкция проточной части	Тепловой поток, Вт	Перепад давления, Па	Nu/Nu_0	ξ/ξ_0	$(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$
1	Гладкая стенка	5317	955	–	–	–
2	Оребрение на турбулизаторе	7804	4705	1,52	4,93	0,309
3	Продольное оребрение	7546	1921	1,61	2,01	0,801
4	Оребрение под углом к потоку	7593	4846	1,47	5,07	0,291
5	Луночная поверхность	7184	2357	1,35	2,47	0,547
6	Лунки и турбулизатор	8748	4875	2,08	5,10	0,408
7	Оребрение гофрой	7661	2787	1,47	2,92	0,505
8	Разнонаправленные ребра	8644	6419	1,42	6,72	0,211

и продольных ребер. Раздельное использование луночной поверхности и вытеснителя-турбулизатора отличаются наименьшими значениями теплового потока.

Наибольшее сопротивление создается при использовании разнонаправленных ребер, это объясняется наличием большого количества острых кромок, на которых происходит отрыв потока и образование завихрений. Наименьшее сопротивление создают продольные ребра и луночная поверхность, несколько большее — оребрение гофрой. Таким образом, наименьшее сопротивление создают конструкции, в которых линии тока отработавших газов имеют прямолинейную форму.

Заключение

Наибольшее значение отношения $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$ наблюдается у конструкции с продольными ребрами, несколько меньшее значение этот показатель имеет для луночной поверхности и оребрения гофрой. Наконец, наименьшее значение наблюдается для конструкции с разнонаправленными ребрами, что объясняется высоким значением газодинамических потерь.

На основе сравнительного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Эффективность работы термоэлектрического автомобильного генератора в большой степени определяется конструкцией теплообменника, поэтому необходимо тщательно выбирать метод интенсификации теплообмена.

2. Наибольшее увеличение теплового потока обеспечивают конструкции с оребрением, расположенным под углом к оси термоэлектрического генератора, что приводит к закрученному и завихренному потоку. Но в то же время эти конструкции приводят к повышению сопротивления течению отработавших газов, что вызывает увеличение газодинамических потерь.

3. Самыми рациональными из рассмотренных являются варианты с наибольшим значением отношения $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$: конструкция с продольным оребрением и с луночной поверхностью. Эти конструкции подходят для применения на стационарных установках и транспортных средствах большой массы, так как они могут обеспечить наибольшее общее повышение эффективности.

4. В зависимости от назначения термоэлектрического генератора актуальным может оказаться применение и других методов интенсификации теплообмена.

5. В случае применения термоэлектрического генератора на компактных транспортных средствах, например, мотоциклах и легковых автомобилях, для обеспечения достаточной эффективности при ограниченных геометрических размерах и с целью снижения массы может потребоваться применение конструкций, обеспечивающих большую теплоотдачу, даже при условии увеличения газодинамических потерь. В этом случае могут быть применены конструкции с совместным использованием лунок и вытеснителя-турбулизатора, а также оребрение гофрой.

Список литературы

1. **Онищенко Д.О.** Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля и снижение тепловых нагрузок на его основные детали: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М., 2012.
2. **Кавтарадзе Р.З.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
3. **Коржуев М.А., Свечникова Т.Е.** Термодинамические ограничения полезной мощности автомобильных термоэлектрических генераторов и перспективы их использования на транспорте // Термоэлектричество. 2013. № 3. С. 58–75.
4. **Леонтьев А.И., Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С., Панкратов С.А.** Повышение эффективности рабочего процесса поршневого двигателя путем прямого преобразования теплоты выпускных газов в электрическую энергию // Теплофизика высоких температур. 2016. № 54. С. 99–107.
5. **Bass J.C., Elsner N.B., Leavitt F.A.** Performance of the 1 kW thermoelectric generator for diesel engines // AIP Conf. Proc. 1994. Vol. 316, No. 1. P. 295–298.
6. **Kumar S., Heister S.D., Xu X., Salvador S., Meisner G.P.** Thermoelectric generators for automotive waste heat recovery systems. Part I. Numerical modeling and baseline model analysis // J. of Electronic Materials. 2013. Vol. 42, No. 4. P. 665–674.
7. **Vázquez J., Sanz-Bobi M.A., Palacios R., Arenas A.** State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles // Proc. of the 7th European Workshop on Thermoelectrics. Pamplona, Spain, 2002. Paper 17. P. 79–86.
8. **Liu X., Deng Y.D., Chen S., Wang W.S., Xu Y.** A case study on compatibility of automotive exhaust thermoelectric generation system, catalytic converter and muffler // Case Studies in Thermal Engng. 2014. Vol. 2. P. 62–66.
9. **Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Попов И.А., Каськов С.И., Щелчков А.В.** Разработка фундаментальных основ создания прототипов энергоэффективных теплообменников с поверхностной интенсификацией теплообмена // Тр. 4-ой РНКТ. 2006. Т. 1. С. 253–257.
10. **Митрофанова О.В.** Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах с завихрителями (аналитический обзор) // Теплофизика высоких температур. 2003. Т. 41, № 4. С. 587–633.
11. **Бурцев С.А., Киселёв Н.А., Леонтьев А.И.** Особенности исследования теплогидравлических характеристик рельефных поверхностей // Теплофизика высоких температур. 2014. Т. 52, № 6. С. 895–898.
12. **Абрамович Г.Н.** Прикладная газовая динамика. В 2 ч. 5-е изд. Ч. 1. М.: Наука, 1991. 600 с.
13. **Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А.** Трехмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 85 с.
14. **Bremhorst K., Lam C.** A modified form of the k - ϵ model for predicting wall turbulence // J. of Fluids Engng. 1981. Vol. 103, No. 3. P. 456–460.
15. **Enhanced** turbulenc modeling in solidworks flow simulation // Technical paper. Dassault systemes, SolidWorks corporation. Waltham, USA. 2013. P. 1–21.
16. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. 3-е изд. М.: Энергия, 1975. 488 с.
17. **Advanced** boundary Cartesian meshing technology in Solidworks Flow simulation // Technical paper. Dassault systemes. Solidworks corporation. Waltham, USA, 2013. P. 1–31.
18. **Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И.** Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.

*Статья поступила в редакцию 19 декабря 2015.,
после доработки — 30 марта 2016 г.*