

Рисунок 1. Зависимость параметров систем электростартерного пуска с накопителем энергии от числа попыток $Z_{\text{п}}$

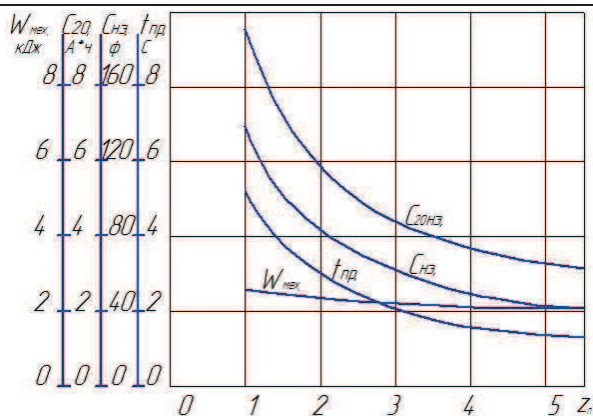


Рисунок 2. Зависимость массы систем электростартерного пуска $m_{\text{сэп}}$, объёма источников питания V_{Σ} и относительных параметров K_v, K_t от числа попыток пуска $Z_{\text{п}}$

Для расчёта параметров СЭП НЭ необходимы следующие параметры: постоянная времени; удельная энергия по массе – 0,5 Дж/кг; удельная энергия по объёму – 1 Дж/см³.

Результаты расчётов показывают, что для обеспечения пуска ДВС в течение 10 сек. со средней пусковой частотой $n=42 \text{ мин}^{-1}$ СЭП с АБ должен иметь следующие параметры: номинальная ёмкость АБ $C_{20}=29,3 \text{ Ач}$; объём АБ $V_{\text{аб}}=60,3 \text{ Дм}^3$; масса АБ $m_{\text{аб}}=12,1 \text{ кг}$; масса СЭП с АБ $m_{\text{сэп аб}}=19,6 \text{ кг}$.

Анализ расчётных данных позволяет сделать следующие выводы. С увеличением числа попыток пуска $Z_{\text{п}}$ уменьшается время одного прокручивания $t_{\text{пр}}$, что приводит к уменьшению требуемой механической работы электростартера $W_{\text{мех}}$, ёмкости НЭ и ёмкости АБ в зарядной цепи С20НЭ. Вследствие этого уменьшается суммарный объём источников питания (АБ и НЭ) СЭП, а также суммарная масса СЭП.

При числе попыток пуска $Z_{\text{п}} > 3$ объём источников питания (АБ и НЭ) и суммарная масса СЭП с НЭ становится меньше аналогичных показателей СЭП с АБ ($K_v < 1$ и $K_t < 1$). Таким образом, при $Z_{\text{п}} > 3$ СЭП с НЭ будет иметь меньшие габариты и массу, чем СЭП с АБ.

Литература

1. Чижков Ю.П., Малеев Р.А., Меркулов Р.В., Сенькин И.В. Определение основных параметров системы электростартерного пуска для автомобильного двигателя с емкостными накопителями энергии.

Влияние геометрии входного коллектора пластинчатого теплообменника на гидравлическую неравномерность течения теплоносителя

д.т.н. проф. Меркулов В.И., Сугоняев М.В.
 Университет машиностроения
mv.sugonyaev@gmail.com 8-916-456-82-91

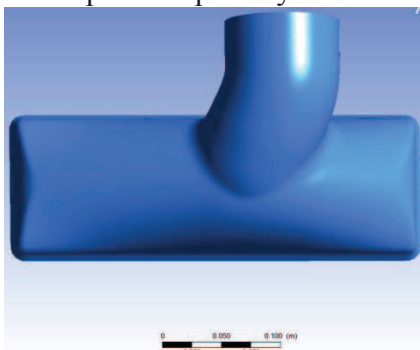
Аннотация. В статье рассмотрен анализ влияния различной геометрии входного по горячему теплоносителю патрубка пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника на неравномерность распределения потока по каналам матрицы. Сравниваются геометрии существующей конструкции и наиболее перспективные конструкционные решения.

Ключевые слова: геометрия входного патрубка, пластинчатые воздухо-воздушные теплообменники, неравномерность потока

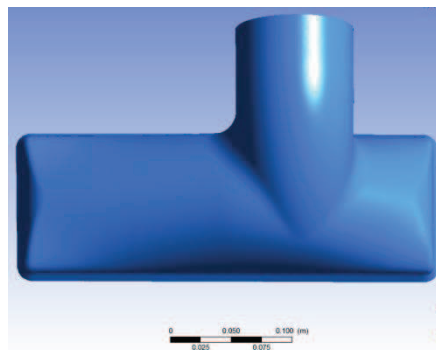
Опыт эксплуатации пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника показал наличие неравномерности эпюр скоростей охлаждаемого воздуха во входной крышке и, соответ-

ственно, матрице теплообменника. Это позволяет сделать выводы о повышенном гидравлическом сопротивлении теплообменника, что приведет к снижению эффективности и является причиной известных прочностных проблем теплообменника. Снижение данной неравномерности позволит теплообменнику на переходных режимах нагреваться и остывать равномернее, тем самым избегая нежелательных больших разниц температур соседних участков паяной алюминиевой матрицы.

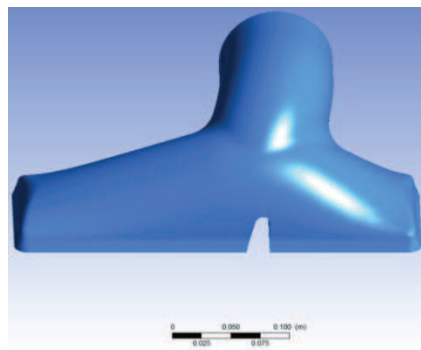
Для решения поставленной задачи были произведены гидравлические расчеты пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника с различными геометриями входного коллектора по горячему теплоносителю.



Коллектор с измененным углом поворота входного патрубка



Коллектор с увеличенным проходным сечением входного патрубка



Коллектор с рассекающей поток вставкой

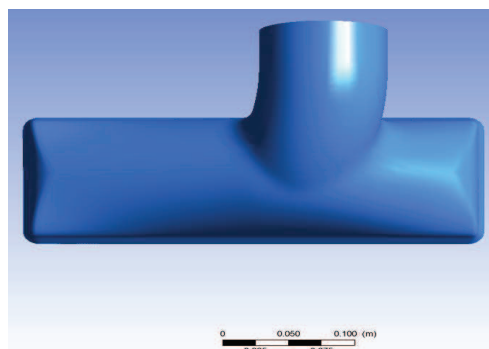
На рассмотрение были взяты следующие варианты конструкции:

- 1) коллектор с измененным углом поворота входного патрубка; коллектор загнут под более крутым углом для направления потока ближе к центру матрицы;
- 2) коллектор с увеличенным проходным сечением входного патрубка; коллектор сделан с большим диаметром входного патрубка для изначального перераспределения теплоносителя по большему количеству теплопередающих каналов.
- 3) коллектор с рассекающей поток вставкой; вставка служит для задания оптимального направления потока при минимальном дополнительном гидравлическом сопротивлении.

Расчеты проводились в конечно-элементном комплексе Ansys CFX.

В качестве граничных условий для решения задачи задавались: расход охлаждаемого и охлаждающего воздуха, температуры, давления, соответствующие условиям расчета исходной конструкции теплообменника. Следует отметить, что модель, используемая в расчете, упрощена. Каналы между разделительными пластинами не содержат теплопередающие гофры, необходимые для детального моделирования гидравлического процесса течения теплоносителей и теплообмена.

Однако модель полезна для оценки гидравлических характеристик, в частности распределения потока в коллекторах и матрице, для качественного, но не количественного представления о характере течения и поле распределения температуры и скоростей в матрице и крышках.



Стандартная модель коллектора

По результатам расчетов были определены: ΔP потери напора на гидравлическое сопротивление в коллекторах, ξ коэффициент потерь. Посчитана неравномерность распределения расхода ε по сечению матрицы теплообменника. Проведен сравнительный анализ полей распределения скоростей и температур охлаждаемого воздуха исходной конструкции теплообменника с предлагаемыми конструкциями.

$$\Delta P = P_{вх} - P_{вых} \quad (1)$$

$$\xi = \frac{\Delta P}{\frac{\rho W^2}{2}} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{W_{max} - W_{min}}{W_{max} + W_{min}} \quad (3)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

В качестве выводов можно привести следующие утверждения:

- Для существенного улучшения распределения потока охлаждаемого воздуха необходимо кардинально пересмотреть геометрию входной крышки, что может повлечь за собой изменение габаритных и присоединительных размеров, вариации можно проводить и при сохранении важных размеров неизменными.
- Представленный материал по оптимизации геометрии входных коллекторов пластинчатых теплообменников доказывает необходимость внедрения современных программ в процесс проектирования изделий, что позволит расширить информативность и объемы численных экспериментов различных вариантов конструкции.
- Вариант конструкции входного патрубка с увеличенным на 10мм диаметром позволил снизить потери напора на гидравлическое сопротивление на 5,1%, улучшить распределение охлаждаемого воздуха на 3%.
- Представленная работа доказывает необходимость дальнейшего анализа влияния геометрии входного коллектора на теплогидравлические характеристики с целью оптимизации режимов работы теплообменника.

Таблица 1

	Потери напора, ΔP	Коэффициент потерь, ξ	Неравномерность потока, ε
Исходная конструкция	356,31 Па	1,03	0,64
Измененный угол поворота	523,72 Па	1,1	0,64
Увеличенное проходное сечение	338,28 Па	1,002	0,61
Рассекающая поток вставка	561,09 Па	1,2	0,63

Литература

1. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Государственное Энергетическое Издательство, 1962. 158 с.
2. Гусенков А.П., Котов П.И. Длительная и неизотермическая малоцикловая прочность элементов конструкций. М.: Машиностроение, 1988. 264 с.
3. Хаузен Х. Теплопередача при противопотоке, прямопотоке, и перекрестном токе: Пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с., ил.