

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)
Факультет: Автотракторный
Кафедра: «Двигатели внутреннего сгорания
и электронные системы автомобилей»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент профессор
кафедры «АТ» ФГБОУ ВПО ЮУрГУ
д.т.н., доцент

_____ / Е.А. Задорожная

«_____» _____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой «ДВС и
ЭСА»,

д.т.н., доцент

_____ / В.Е. Лазарев

«_____» _____ 2017 г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к выпускной квалификационной работе (магистерской диссертации)
на тему «Повышение эффективности жидкостно-масляного теплообменника дизеля
за счет увеличения теплоотдающей поверхности трубок»

ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00.00 ПЗ

Руководитель работы:

д.т.н., профессор

_____ / Е.А. Лазарев

«_____» _____ 2017 г.

Автор работы:

магистрант группы П-209

_____ / К.В. Богомолов

«_____» _____ 2017 г.

Нормоконтролер:

к.т.н., доцент

_____ / В.В. Шишков

«_____» _____ 2017 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	11
ВВЕДЕНИЕ.....	13
1. ОХЛАЖДЕНИЕ СМАЗОЧНОГО МАСЛА И ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ В ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛ.....	15
1.1. Особенности теплового баланса и доля теплоты, отводимой смазочным маслом в зависимости от режима работы дизеля.....	17
1.2. Типы маслоохладителей и конструкции матриц.....	25
1.2.1. Трубчатые матрицы.....	28
1.2.2. Кожухотрубные матрицы.....	30
1.2.3. Матрицы типа труба в трубе.....	33
1.3. Виды и схемы движения теплоносителей.....	35
1.4. Цели и задачи исследования.....	37
2. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦАХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ	39
2.1. Критерии подобия и основные критериальные уравнения теплообмена.....	39
2.2. Способы повышения эффективности теплообмена в матрицах маслоохладителей дизелей.....	46
2.3. Влияние интенсивности движения теплоносителей на процесс теплопередачи в матрицах маслоохладителей.....	50
2.4. Влияние формы теплообменных поверхностей на интенсивность теплообмена.....	55
3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛЯ ДИЗЕЛЯ.....	60
3.1. Интенсивность теплообмена в штатной конструкции матрицы маслоохладителя.....	68
3.2. Оценка эффективности теплообмена в предлагаемой конструкции элементов матрицы маслоохладителя.....	75

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		9

3.3. Влияние материала элементов на тепловое состояние матрицы.....	81
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	91

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		10

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

α – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от ВМТ, град ПКВ;
коэффициент избытка воздуха;

N_e – номинальная мощность, кВт, л.с.;

M – крутящий момент, Н*м;

g_e – удельно-эффективный расход топлива, г/кВт*ч;

p – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя, МПа;

P_{max} – максимальное давление цикла, МПа;

p_0 – давление окружающей среды; давление перед впускными клапанами;

p_k – давление перед впускными клапанами;

p_r – давление остаточных газов, МПа;

η_v – коэффициент наполнения

ΔT – подогрев свежего заряда

φ – угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от начала горения, град ПКВ;

φ_z – условная продолжительность сгорания топлива, град ПКВ;

β_0 – химический (теоретический) коэффициент молекулярного изменения;

β – действительный коэффициент молекулярного изменения;

T – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя, К;

T_0 – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами, К;

T_r – температура остаточных газов, К;

T_{max} – максимальная температура цикла, К;

T_y – температура рабочего тела в цилиндре двигателя в момент воспламенения, К;

v – текущий удельный объем рабочего тела, м³/кг;

v_a – удельный объем рабочего тела в конце такта впуска, м³/кг;

ε – степень сжатия;

i – число цилиндров;

D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, м;

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		11

Θ_y – установочный угол опережения зажигания, град ПКВ;

L_i – индикаторная работа цикла, МДж/кг;

M – общее число молей газа, кмоль;

M_0 – действительное количество воздуха, расходуемое на сжигание одного кг топлива, кмоль;

L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания одного кг топлива, кмоль/кг;

V – полный объём рабочего тела, м³;

V_c – объём камеры сгорания, м³;

V_h – рабочий объём цилиндра, м³;

R – универсальная газовая постоянная, МДж/(кмоль*град);

$\lambda = r/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

γ – коэффициент остаточных газов;

μ_{c_p}, μ_{c_v} – мольные теплоёмкости соответственно при постоянном давлении и при постоянном объёме, МДж/град;

ВМТ – верхняя мёртвая точка;

НМТ – нижняя мёртвая точка;

град ПКВ – градусы поворота коленчатого вала;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

P_e – среднее эффективное давление, МПа;

ξ – коэффициент эффективности сгорания;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);

ρ – плотность, кг/м³;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);

Re – критерий Рейнольдса;

Nu – критерий Нуссельта;

Pr – критерий Прандтля;

F – поверхность, площадь теплообмена, м²;

E – модуль упругости, Па;

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		12

ВВЕДЕНИЕ

Масло форсированных двигателей подвержено значительному нагреву, поэтому такие моторы оснащаются системами охлаждения масла. В ряде двигателей для этой цели используются жидкостно-масляные теплообменники.

При нагреве двигателя нагреву подвергается и масло, циркулирующее в системе смазки, и чем мощнее двигатель, тем в более сложных тепловых условиях работает масло. Перегрев моторного масла чреват серьезными проблемами - изменяется вязкость масла, повышается интенсивность его выгорания и разложения, и в целом ухудшаются его рабочие характеристики. Перегретое масло обеспечивает недостаточно качественную смазку трущихся деталей, а также усложняет охлаждение двигателя, а это уже может вылиться в разнообразные поломки силового агрегата вплоть до заклинивания.

Поэтому на многих двигателях внутреннего сгорания в систему смазки вводится дополнительный элемент, обеспечивающий охлаждение масла. На бензиновых моторах чаще применяется традиционный масляный радиатор, а на дизелях, которые в целом нагреваются меньше, используются жидкостно-масляные теплообменники (ЖМТ) или водомасляные теплообменники.

Отвод тепла от радиатора осуществляется просто набегающим потоком воздуха, а в теплообменнике тепло от масла отводится потоком охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения силового агрегата. ЖМТ имеет как преимущества перед традиционным радиатором, так и недостатки.

Из преимуществ стоит отметить два. Во-первых, температура масла в ЖМТ не опускается ниже температуры охлаждающей жидкости, а это значит, что в деталях двигателя, соприкасающихся одновременно с маслом и ОЖ, возникает меньше напряжений, и в целом мотор работает в лучшем температурном режиме. Во-вторых, теплообменник можно устанавливать в любом удобном месте на двигателе, при этом можно отказаться от длинных трубопроводов и множества соединений. Для работы радиатора, как известно, необходим поток воздуха, что вызывает сложности с его установкой и требует применения дополнительных деталей.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		13

Из недостатков водомасляного теплообменника можно отметить его более сложную конструкцию, необходимость технического обслуживания и ремонта. Кроме того, ЖМТ - это довольно сложный агрегат, в котором необходимо обеспечить герметичность, что иногда становится причиной проблем (в частности, из-за старения прокладок и разбалтывания креплений). Радиатор в этом плане более надежен и прост. Однако в большинстве случаев на дизельных двигателях эффективнее работают именно теплообменники.

В настоящее время водомасляные теплообменники широко применяются на отечественных двигателях КАМАЗ и ЯМЗ, также ЖМТ нашли применение во многих современных грузовиках зарубежного производства и даже в компактных моторах легковых автомобилей.

Воздушно - масляные теплообменники наиболее часто встречающиеся теплообменники. Воздушно - масляные теплообменники состоят из радиатора, вентилятора, защитного кожуха и термостата. Внутри радиатора теплообменника циркулирует охлаждаемое масло. Вентилятор теплообменника создает воздушный поток через радиатор. Для поддержания температуры в установленном диапазоне теплообменники комплектуются термостатом. Термостат может выполнять функцию управления теплообменником, к примеру, отключать теплообменник при остывании рабочей жидкости до нужной температуры.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		14

1 ОХЛАЖДЕНИЕ СМАЗОЧНОГО МАСЛА И ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ В ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЯХ

Система смазки двигателей представляет собой комплекс устройств и агрегатов, связанных масляными магистралями с общим резервуаром и обеспечивающих подачу к трущимся поверхностям двигателя необходимого количества отфильтрованного масла.

Слой масла, находящийся между трущимися поверхностями, частично или полностью предотвращает их соприкосновение при взаимодействии и тем самым уменьшает износ этих поверхностей и снижает механические потери в двигателе. Благодаря этому увеличивается срок службы двигателя, улучшаются его мощностные, экономические и экологические показатели.

Важной функцией системы смазки является охлаждение маслом деталей двигателя, особенно таких, как подшипники кривошипно-шатунного механизма и механизма передачи так как охлаждение их другим способом затруднено или вообще невозможно.

Условия смазки и смазочные масла для отдельных узлов и деталей двигателя выбирают в зависимости от нагрузки на трущиеся поверхности, скорости взаимного перемещения этих поверхностей, тепловой напряженности деталей, длительности их работы и других факторов. Для трущихся пар, работающих в наиболее тяжелых условиях, т. е. при высоких удельных давлениях и окружных скоростях (подшипники коленчатого и распределительных валов), необходимо обеспечить наиболее благоприятные условия трения - жидкостное трение, при котором смазочный слой имеет толщину, достаточную для полного отделения друг от друга трущихся поверхностей.

Опыт эксплуатации автомобильных поршневых двигателей внутреннего сгорания показал, что температура смазочного масла в картере должна поддерживаться в пределах 80 - 95°C. Однако масло, омывая горячие детали двигателя, нагревается до более высокой температуры и поэтому нуждается в дополнительном охлаждении.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		15

Система смазки двигателей автомобилей и тракторов, предназначенных для работы в тяжелых дорожных условиях или с продолжительными максимальными нагрузками, снабжают водомасляными теплообменниками.

Такие теплообменники в систему смазки чаще всего включаются параллельно, а масло прокачивается через них либо отдельным масляным насосом (секцией), либо циркуляционным насосом общей системы смазки.

Масляные радиаторы охлаждаются воздухом или жидкостью из системы охлаждения двигателя. Воздухомасляные радиаторы делаются обычно из оребренных трубок и устанавливаются перед радиатором системы охлаждения двигателя или в поток воздуха, создаваемый вентилятором в двигателях воздушного охлаждения. Интенсивность охлаждения масла зависит при этом от температуры окружающего воздуха. Водомасляные радиаторы омываются водой из системы охлаждения двигателя. По своей конструкции они могут быть трубчатыми или пластинчатыми. Такие радиаторы имеют ряд существенных преимуществ. В частности, позволяют с большей стабильностью поддерживать температуру масла, а после пуска двигателя ускоряют его прогрев.

При последовательном включении масляные радиаторы снабжают редукционным клапаном, который необходим в случаях засора радиатора или повышения давления в системе вследствие загустения масла при холодном пуске. В системах с сухим картером радиатор включают в магистраль, отводящую масло в бак-отстойник.

Используемые на автомобилях водомасляные теплообменники предназначены для охлаждения водой масла дизельного двигателя. Для реализации максимального отвода теплоты в ограниченных габаритах теплообменника чаще всего применяют противоточно-перекрестное течение жидкостей. Вода проходит по гладким или оребренным с внешней стороны трубкам, завальцованным в трубные доски. Масло, попадающее в теплообменник, ввиду наличия сегментных перегородок, движется поперек трубного пучка, отдавая тепло воде, движущейся по трубкам. Температурные удлинения трубок охлаждающего элемента

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		16

компенсируются за счет возможности перемещения одной из трубных досок теплообменника.

Применение жидкостно-масляных теплообменников на автомобилях, особенно тех, которые работают в тяжелых дорожных условиях, позволят повысить мощностные характеристики двигателя внутреннего сгорания, его КПД, сократить расход топлива, повысить надежность конструкций двигателя.

1.1 Особенности теплового баланса и доля теплоты, отводимой смазочным маслом в зависимости от режима работы дизеля

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу. В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и других причин. В термодинамическом цикле эффективность превращения тепла в работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия, который всегда остается меньше единицы.

Рабочий цикл ДВС включает основные процессы: впуск свежего заряда, его сжатие, сгорание топлива, расширение продуктов сгорания и их выпуск. Моделирование процессов впуска, сжатия, расширения и выпуска осуществляется с использованием зависимостей газо – и термодинамики.

Математическая модель рабочего цикла двигателя включает описание процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также методы определения кинетических констант, оценки качества процесса сгорания, определения индикаторных показателей при анализе рабочего цикла и его процессов по экспериментальной индикаторной диаграмме.

В качестве объекта исследования используется тракторный дизель 6Т370 Челябинского тракторного завода.

Эффективная мощность двигателя $N_e = 290$ кВт, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин⁻¹, тип двигателя: четырехтактный,

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		17

шестицилиндровый, с жидкостным охлаждением. Диаметр цилиндра $D = 130$ мм, ход поршня $S = 150$ мм.

Таблица 1 – Исходные данные для теплового расчета

Показатель	Значение
Давление окружающей среды	$p_0 = 0,1013$ МПа
Давление перед впускными клапанами	$p_k = 0,23$ МПа
Температура окружающей среды	$T_0 = 293$ К
Степень сжатия	$\varepsilon = 16$
Коэффициент наполнения	$\eta_v = 0,87$
Давление остаточных газов	$p_r = 0,274$ МПа
Температура остаточных газов	$T_r = 900$ К
Подогрев свежего заряда	5 градусов
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha = 1,7$
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda = 0,281$
Показатель политропы сжатия	$n_1 = 1,38$
Низшая теплота сгорания	$H_u = 42,5$ МДж/кг
Показатель характера сгорания	$m = 0,3$
Продолжительность сгорания	$\varphi_z = 120$ град. ПКВ
Показатель политропы расширения	$n_2 = 1,35$
Коэффициент эффективности сгорания	$\zeta = 0,87$
Угол опережения воспламенения	$\Theta = 5$ град. ПКВ

Среднее давление механических потерь для двигателей без наддува

$$p_m = a + bc_n \quad (1.1)$$

Средняя скорость поршня

$$c_n = \frac{S \cdot n}{30} \quad (1.2)$$

a, b – эмпирические коэффициенты, $a = 0,03; b = 0,012$.

S – ход поршня, м

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		18

$$c_n = \frac{0,15 \cdot 2100}{30} = 10,5 \text{ м/с}$$

$$p_m = 0,08 + 0,016 \cdot 10,5 = 0,156 \text{ МПа}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_{\square} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (1.3)$$

$$V_{\square} = \frac{\pi \cdot 0,13^2}{4} \cdot 0,15 = 1,99 \text{ л}$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = \frac{30 \tau N_e}{V_{\square} n i} \quad (1.4)$$

$$p_e = \frac{30 \cdot 6 \cdot 185}{1,99 \cdot 2100 \cdot 4} = 1,407 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_e + p_m \quad (1.5)$$

$$p_i = 1,407 + 0,156 = 1,563 \text{ МПа}$$

СИНТЕЗ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС
Дизель 6ЧН13/15

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Давление окружающей среды	.1013	МПа
Температура окружающей среды	293.	К
Степень сжатия	16.00	
Радиус кривошипа/длину шатуна	.2810	
Давление остаточных газов	.2740	МПа
Температура остаточных газов	900.	К
Коэффициент наполнения	.8700	
Подогрев заряда	5.00	К
Показатель политропы сжатия	1.3800	
Показатель политропы расширения	1.3500	
Давление наддува	.2300	МПа
Показатель политропы сжатия в компр.	1.6000	
Понижение температуры в ОНВ	40.0	К
Внешнее смесеобразование:		
Доля участвующего топлива	.0000	
Низшая теплота сгорания топлива	20.000	МДж/кг
Массовая доля углерода в топливе	.3750	
Массовая доля углерода в топливе	.1250	
Массовая доля кислорода в топливе	.5000	
Молекулярная масса топлива	32.00	кг/кмоль
Скрытая теплота парообразования	.0000	кДж/кг
Теплоемкость паров топлива	.0000	кДж/(кг*град)
Теплоемкость воздуха	1.0000	кДж/(кг*град)
Внутреннее смесеобразование:		
Низшая теплота сгорания топлива	42.500	МДж/кг
Массовая доля углерода в топливе	.8600	
Массовая доля водорода в топливе	.1300	

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		19

Массовая доля кислорода в топливе	.0100	
Коэффициент избытка воздуха	1.7000	
Угол опережения воспламенения	5.000	град ПКВ
Коэффициент эффективности сгорания	.8700	
Коэффициент тепловыделения	.0000	
Продолжит. начального периода сгорания	10.000	град ПКВ
Показатель характера сгорания в начальном периоде	.0200	
Продолжительность процесса сгорания	120.0	град ПКВ
Показатель характера сгорания в основном периоде	.3000	

РЕЗУЛЬТАТЫ:

Понижение т-ры от испарения топлива	.0	К
Коэффициент остаточных газов	.0364	
Удельная работа процесса сжатия	-.5282	МДж/кг
Мол. масса РТ в начале сгорания	28.966	кг/кмоль
Мол. масса РТ в конце сгорания	29.020	кг/кмоль
Макс. знач. действ. коэфф. молек. изм.	1.0377	
Макс. знач. коэфф. изменения массы	1.0396	
Теорет. необх. кол-во воздуха	14.325	кг
Приведенная низшая теплота сгорания	42.500	МДж/кг
Общая уд. исполъз. теплота сгорания	1.4651	МДж/кг
Удельная работа процесса сгорания	1.2068	МДж/кг
Удельная работа процесса расширения	.0920	МДж/кг
Удельная индикаторная работа цикла	.7707	МДж/кг
Индикаторное давление цикла	1.5532	МПа
Индикаторный КПД цикла	.4576	
Индикаторный удельный расход топлива	185.1	г/кВт ч

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ:

ALFA - угол поворота коленвала	град ПКВ
P - давление	МПа
T - температура	К
V - удельный объем	м**3/кг
FI - угол от момента начала сгорания	град ПКВ
X - доля выгоревшего топлива	
WX - скорость сгорания	1/град ПКВ
WP - скорость нарастания давления	МПа/град ПКВ
K - отношение теплоемкостей (Cp/Cv)	

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

ALFA	P	T	V	FI	X	WX	WP	K
355.0	9.05	1082.	.034	.0	.000	.000	.176	1.330
357.5	10.31	1196.	.033	2.5	.064	.025	.501	1.321
360.0	11.30	1296.	.033	5.0	.126	.024	.398	1.315
362.5	11.96	1382.	.033	7.5	.184	.023	.264	1.310
365.0	12.26	1452.	.034	10.0	.239	.027	.120	1.305
367.5	12.41	1530.	.035	12.5	.306	.026	.059	1.301
370.0	12.26	1596.	.037	15.0	.370	.025	-.062	1.297
372.5	11.85	1650.	.040	17.5	.432	.024	-.161	1.294
375.0	11.27	1692.	.043	20.0	.490	.022	-.232	1.291
377.5	10.58	1724.	.047	22.5	.543	.021	-.277	1.289
380.0	9.83	1747.	.051	25.0	.593	.019	-.299	1.287
382.5	9.07	1762.	.056	27.5	.639	.017	-.304	1.285
385.0	8.33	1771.	.061	30.0	.680	.016	-.296	1.284
387.5	7.63	1775.	.067	32.5	.718	.014	-.281	1.283
390.0	6.97	1774.	.073	35.0	.751	.013	-.262	1.282
392.5	6.37	1770.	.080	37.5	.782	.012	-.241	1.281

395.0	5.82	1762.	.087	40.0	.809	.010	-.219	1.281
397.5	5.33	1752.	.094	42.5	.833	.009	-.199	1.280
400.0	4.88	1740.	.102	45.0	.855	.008	-.179	1.280
402.5	4.48	1727.	.110	47.5	.874	.007	-.161	1.280
405.0	4.12	1712.	.119	50.0	.891	.006	-.144	1.280
407.5	3.79	1696.	.128	52.5	.905	.006	-.130	1.280
410.0	3.50	1680.	.137	55.0	.918	.005	-.116	1.280
412.5	3.24	1663.	.147	57.5	.930	.004	-.104	1.280
415.0	3.01	1646.	.157	60.0	.940	.004	-.094	1.280
417.5	2.80	1628.	.167	62.5	.948	.003	-.084	1.281
420.0	2.61	1611.	.177	65.0	.956	.003	-.076	1.281
422.5	2.44	1594.	.187	67.5	.962	.002	-.068	1.281
425.0	2.28	1577.	.198	70.0	.968	.002	-.062	1.282
427.5	2.14	1560.	.208	72.5	.972	.002	-.056	1.282
430.0	2.02	1543.	.219	75.0	.976	.002	-.051	1.282
432.5	1.90	1527.	.230	77.5	.980	.001	-.046	1.283
435.0	1.80	1511.	.241	80.0	.983	.001	-.042	1.283
437.5	1.70	1496.	.252	82.5	.986	.001	-.038	1.284
440.0	1.62	1481.	.262	85.0	.988	.001	-.034	1.284
442.5	1.54	1467.	.273	87.5	.990	.001	-.031	1.285
445.0	1.47	1453.	.284	90.0	.991	.001	-.029	1.285
447.5	1.40	1440.	.294	92.5	.993	.001	-.026	1.286
450.0	1.34	1427.	.305	95.0	.994	.000	-.024	1.286
452.5	1.29	1415.	.315	97.5	.995	.000	-.022	1.286
455.0	1.24	1403.	.325	100.0	.996	.000	-.020	1.287
457.5	1.19	1392.	.335	102.5	.996	.000	-.019	1.287
460.0	1.15	1381.	.345	105.0	.997	.000	-.017	1.288

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

ALFA	P	T	V	FI	X	WX	WP	K
462.5	1.11	1371.	.355	107.5	.997	.000	-.016	1.288
465.0	1.07	1361.	.364	110.0	.998	.000	-.015	1.289
467.5	1.04	1352.	.373	112.5	.998	.000	-.013	1.289
470.0	1.01	1343.	.382	115.0	.999	.000	-.012	1.289
472.5	.98	1335.	.391	117.5	.999	.000	-.011	1.290
475.0	.95	1327.	.399	120.0	.999	.000	-.011	1.290

ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ:

ALFA - угол поворота коленвала град ПКВ
P - давление МПа
T - температура К
V - удельный объем м**3/кг

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

ALFA	P	T	V	ALFA	P	T	V
180.0	.207	382.	.529	475.0	.952	1327.	.399
182.5	.207	382.	.529	477.5	.926	1317.	.407
185.0	.208	382.	.529	480.0	.903	1309.	.415
187.5	.208	383.	.528	482.5	.881	1300.	.423
190.0	.209	383.	.527	485.0	.861	1293.	.430
192.5	.210	383.	.525	487.5	.842	1285.	.437
195.0	.211	384.	.523	490.0	.825	1279.	.444
197.5	.212	385.	.521	492.5	.810	1272.	.450
200.0	.213	385.	.518	495.0	.795	1266.	.456
202.5	.215	386.	.515	497.5	.782	1261.	.462
205.0	.217	387.	.512	500.0	.770	1256.	.467
207.5	.219	388.	.509	502.5	.759	1251.	.472

210.0	.221	389.	.505	505.0	.749	1247.	.477
212.5	.224	391.	.501	507.5	.739	1243.	.481
215.0	.227	392.	.496	510.0	.731	1239.	.486
217.5	.230	393.	.491	512.5	.723	1236.	.489
220.0	.233	395.	.486	515.0	.717	1233.	.493
222.5	.237	397.	.480	517.5	.711	1230.	.496
225.0	.241	399.	.474	520.0	.705	1227.	.499
227.5	.246	401.	.468	522.5	.701	1225.	.501
230.0	.251	403.	.461	525.0	.697	1223.	.503
232.5	.256	405.	.454	527.5	.693	1222.	.505
235.0	.262	408.	.447	530.0	.690	1221.	.506
237.5	.268	410.	.440	532.5	.688	1220.	.508
240.0	.275	413.	.432	535.0	.687	1219.	.508
242.5	.282	416.	.424	537.5	.686	1219.	.509
245.0	.290	419.	.415	540.0	.686	1219.	.509
247.5	.299	423.	.406	-----			
250.0	.308	426.	.397				
252.5	.318	430.	.388				
255.0	.329	434.	.379				
257.5	.341	439.	.369				
260.0	.355	443.	.359				
262.5	.369	448.	.349				
265.0	.385	453.	.338				
267.5	.402	459.	.327				
270.0	.421	465.	.317				
272.5	.442	471.	.306				
275.0	.465	477.	.295				
277.5	.490	485.	.284				
280.0	.518	492.	.273				
282.5	.549	500.	.261				
285.0	.583	508.	.250				
287.5	.622	517.	.239				
290.0	.664	527.	.228				
292.5	.712	537.	.217				
295.0	.765	548.	.205				
297.5	.825	559.	.194				
300.0	.893	572.	.184				
302.5	.970	585.	.173				
305.0	1.057	599.	.163				
307.5	1.156	614.	.152				
310.0	1.269	630.	.142				
312.5	1.399	647.	.133				
315.0	1.547	665.	.123				
317.5	1.719	684.	.114				
320.0	1.916	705.	.106				
322.5	2.145	727.	.097				
325.0	2.409	751.	.089				
327.5	2.716	776.	.082				
330.0	3.070	803.	.075				
332.5	3.479	831.	.069				
335.0	3.948	861.	.063				
337.5	4.481	891.	.057				
340.0	5.079	922.	.052				
342.5	5.738	954.	.048				
345.0	6.444	985.	.044				
347.5	7.172	1014.	.041				
350.0	7.885	1041.	.038				
352.5	8.532	1064.	.036				
355.0	9.054	1082.	.034	-----			

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		22

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имеющихся потерь.

Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности деталей двигателя, рассчитать систему охлаждения, выяснить возможность использования теплоты отработавших газов.

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3,6} \quad (1.6)$$

$$Q_0 = \frac{42500 \cdot 58,8}{3,6} = 690625 \text{ Дж/с}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с:

$$Q_e = 1000 N_e \quad (1.7)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 294,1 = 294100 \text{ Дж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде

$$Q_B = c i D^{1+2m} n^m \left(\frac{1}{\alpha}\right) \quad (1.8)$$

где $c = 0,5$ – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей;

$i = 6$ – число цилиндров; $m = 0,65$ – показатель степени для четырехтактных двигателей.

$$Q_B = 0,5 \cdot 6 \cdot 13^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 1400^{0,65} \cdot (1/1,8) = 83808 \text{ Дж/с}$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами:

$$Q_r = \left(\frac{G_T}{3,6}\right) \left[M_2 (m c_p'')_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 (m c_p)_{t_0}^{t_k} t_r \right] \quad (1.9)$$

$(m c_p')_{t_0}^{t_r} = 24,892 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$ – теплоемкость отработавших газов

(определена по табл.3.8 методом интерполяции при $\alpha = 1,8$ и $t_r = 511^\circ\text{C}$).

$(m c_p)_{t_0}^{t_r} = 20,775 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$ – теплоемкость отработавших газов при

$t_0 = 88^\circ\text{C}$.

Количество горючей смеси:

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		23

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \quad (1.10)$$

$$M_1 = 1,8 \cdot 0,502 + \frac{1}{190} = 0,908 \text{ кмоль гор. см./кг топ}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792\alpha L_0 \quad (1.11)$$

$$M_2 = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,792 \cdot 1,8 \cdot 0,502 = 0,851 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

$$Q_{\Gamma} = (58,8/3,6)\{0,851[24,892 + 8,315]513 - 0,908[20,775 + 8,315]88\} \\ = 199027 \text{ Дж/с}$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{в}}) \quad (1.12)$$

$$Q_{\text{ост}} = 690625 - (294100 + 199027 + 83808) = 113690 \text{ Дж/с}$$

Таблица 2 – Составляющие теплового баланса двигателя

Составляющие теплового баланса двигателя	Q, Дж/с	q, %
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Q_0	690625	100
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, Q_e	294100	42,59
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, $Q_{\text{в}}$	83808	12,13
Теплота, потерянная с отработавшими газами, Q_{Γ}	199027	28,82
Неучтенные потери теплоты, $Q_{\text{ост}}$	113690	16,46

1.2 Типы маслоохладителей и конструкции матриц

Теплообменный аппарат — это устройство, осуществляющее передачу теплоты от горячего теплоносителя к холодному (нагреваемому). Теплоносителями могут быть газы, пары, жидкости. Теплообменные аппараты используют как нагреватели и как охладители.

Применяются в области авиационной, ракетной, космической техники и энергетики, в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической, химической, газовой автомобильной промышленности и в коммунальном хозяйстве.

Теплообменные аппараты подразделяют на поверхностные, где передача тепла происходит через твёрдую стенку, и смесительные, где теплоносители контактируют непосредственно. Поверхностные теплообменники в свою очередь подразделяются на рекуперативные и регенеративные, в зависимости от одновременного или поочерёдного контакта теплоносителей с разделяющей их стенкой.

Рекуперативный теплообменник — это теплообменник, в котором горячий и холодный теплоносители движутся в разных каналах, между которыми происходит теплообмен. В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть прямоточными при параллельном движении в одном направлении, противоточными при параллельном встречном движении, а также перекрестными при взаимно перпендикулярном движении двух взаимодействующих сред.

Рекуперативные теплообменники подразделяют на: кожухотрубные, элементные (секционные), двухтрубные типа "труба в трубе", витые, погружные, оросительные, ребристые, спиральные, пластинчатые, пластинчато - ребристые, графитовые. В регенеративных теплообменниках теплоносители (горячий и холодный) контактируют с твердой стенкой поочерёдно. Теплота накапливается в стенке при контакте с горячим теплоносителем и отдаётся при контакте с холодным.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		25

Смесительный (или контактный) — это теплообменник, в котором тепло- и массообменные процессы происходят путем прямого смешивания сред. Наиболее распространены пароводяные струйные аппараты ПСА — теплообменники струйного типа, использующие в своей основе струйный инжектор.

Смесительные теплообменники конструктивно устроены проще, нежели поверхностные, более полно используют тепло. Большое применение контактные теплообменники находят в установках утилизации тепла дымовых газов, отработанного пара и т.п.

Пластинчатый теплообменник состоит из набора пластин, в котором теплоносители движутся между пластинами. Он прост в изготовлении (штампованные пластины складываются с прокладками между ними), легко модифицируется (добавляются или убираются пластины). Пластинчатый теплообменник имеет высокую эффективность (большая площадь контакта через пластины).

Пластинчато-ребристый теплообменник состоит из системы разделительных пластин, между которыми находятся ребристые поверхности - насадки, присоединенные к пластинам методом пайки. С боков каналы ограничиваются брусками, поддерживающими пластины и образующие закрытые каналы. В основу пластинчато-ребристого теплообменника положена жесткая и прочная цельнопаянная теплообменная матрица, построенная по сотовому принципу и работоспособная до давления 100 атм. и выше. Основные достоинства данного типа теплообменников – это компактность (до 4000 м²/м³) и легкость. Последнее обеспечивается за счет применения при изготовлении теплообменной матрицы пакета из тонколистовых деталей из легких алюминиевых сплавов.

Оребренные пластинчатые теплообменники (ОПТ) состоят из тонкостенных оребренных панелей. За счет конструкции, а также многообразия используемых материалов достигаются высокие температуры греющих сред, небольшие сопротивления, высокие показатели отношения теплопередающей площади к массе теплообменника, длительный срок службы, низкая стоимость .

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		26

Спиральный теплообменник представляет собой два спиральных канала, навитых из рулонного материала вокруг центральной разделительной перегородки — керна, среды движутся по каналам. Одно из назначений спиральных теплообменников — нагревание и охлаждение высоковязких жидкостей. При выборе между пластинчатыми и кожухотрубными теплообменниками предпочтительными являются пластинчатые, коэффициент теплопередачи которых более чем в три раза больше, чем у традиционных кожухотрубных. Коэффициент полезного действия пластинчатых теплообменников составляет 90-95%, а занимаемая площадь в 3-4 раза меньше, чем для кожухотрубных.

Современные кожухотрубные теплообменники, оснащены трубками с турбулизаторами потока. Это достигается накаткой на внешней поверхности трубы кольцевых или винтообразных канавок интенсифицирующие теплоотдачу в трубах. Данная технология, в дополнение к таким важным показателям как высокая надежность (также при гидравлическом ударе) и меньшая стоимость, дает кожухотрубному оборудованию дополнительные преимущества по сравнению с пластинчатыми аналогами.

Большие задачи в области теории и практики теплообмена лежат в направлении создания компактных теплообменников различного назначения, начиная от стационарных установок и кончая теплообменниками на космических летательных аппаратах. Для решения этой важной проблемы требуется применение всего современного аппарата теории теплопередачи, дальнейшая разработка методов интенсификации процессов теплообмена в них и получение надежных данных, обеспечивающих быстрое проектирование теплообменников методами машинного проектирования. Таким образом, данное методическое пособие является одним из важнейших пособий необходимых для современного инженера в области авиационной, ракетной, космической техники и энергетике.

Существуют аппараты, в которых одновременно с процессами теплообмена протекают и смежные процессы, такие как фазовые превращения, например,

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		27

конденсация, испарение, смешение. Такие аппараты имеют свои наименования: конденсаторы, испарители, градирни, конденсаторы смешения.

В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть прямоточными при параллельном движении в одном направлении, противоточными при параллельном встречном движении, а также при взаимно перпендикулярном движении двух взаимодействующих сред.

1.2.1 Трубчатые матрицы

Трубчатые теплообменные аппараты характеризуются простой конструкцией, малыми габаритами, высоким уровнем теплопередающей мощности и адекватной ценой. Такой тип теплообменников получил широкое применение в области химического производства. Конструкция трубчатого теплообменника состоит из резервуара, выполненного в форме цилиндра, в который встроена трубная секция. Трубная секция представляет собой блок из параллельно проложенных трубок, которые закреплены в трубных решетках или досках. Трубчатый теплообменник оснащен двумя камерами (полостями): трубной полостью и полостью корпуса. В трубной секции течет одно вещество, а в межтрубном пространстве корпуса – другое.

Эффективность процесса теплообмена повышается посредством поворота направляющих щитков в корпусе, что способствует изменению направления течения среды.

В теплообменном аппарате, оснащенный двумя трубными решетками, среды могут течь в двух режимах: перекрестно-противоточном и перекрестно-прямоточном.

В данной конструкции, доступ к трубкам снаружи затруднен, поэтому среда, находящаяся внутри корпуса, не должна способствовать образованию отложений. Трубки в таких аппаратах можно очистить только предварительно удалив боковые обечайки.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		28

Конструкция теплообменного аппарата с U-образными трубками представляет собой одну трубную решетку, в которую вварены U-образные трубки. Округленная часть трубки свободно опирается на поворотные щитки в полости корпуса. К плюсам такого типа конструкции можно отнести возможность линейно расширять трубки, что обеспечивает возможность работ при большем перепаде температур. Для того, чтобы очистить трубки, необходимо вынуть из корпуса всю трубную секцию.

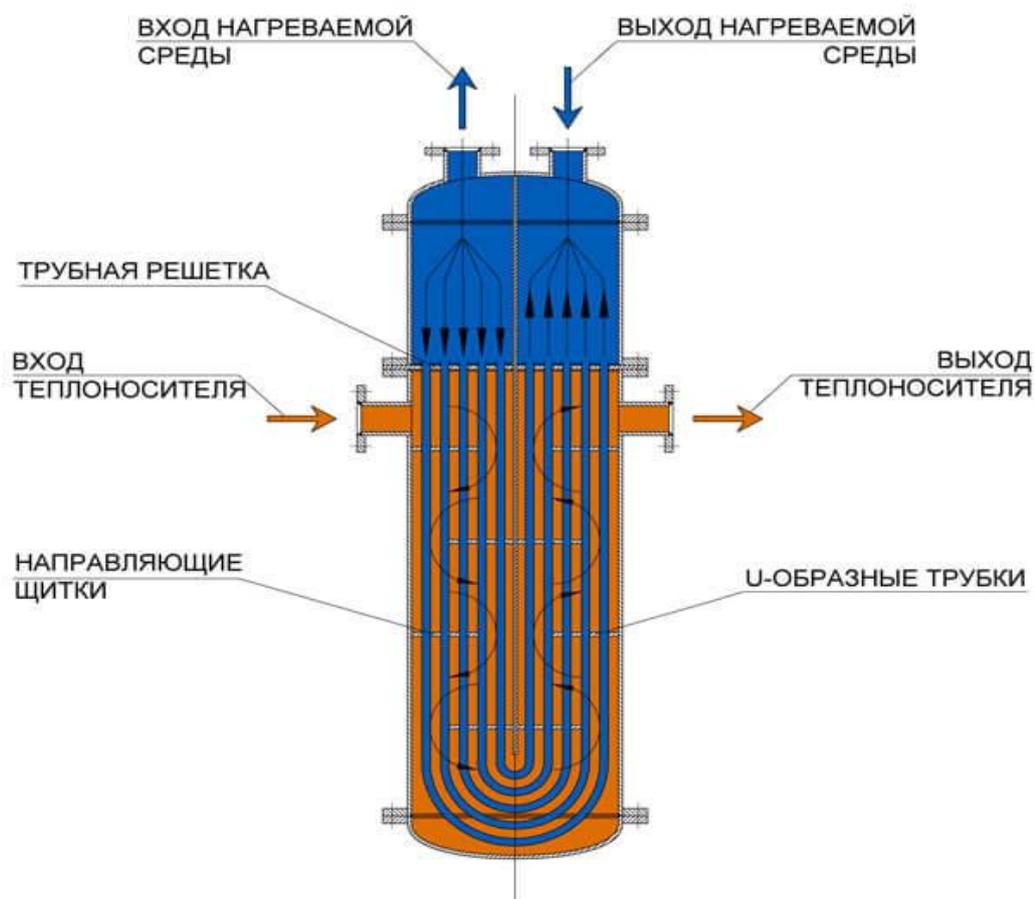


Рисунок 1 – Трубчатый теплообменник

Трубчатые теплообменные аппараты могут применяться в качестве конденсаторов. В таких случаях, теплообменник располагают в вертикальном или наклонном положении. В полость корпуса поступает пар, где он и конденсируется. Конденсат накапливается в углублении, после чего подается наружу. Пары которые не конденсируются, выводятся посредством вытяжного клапана. Охлаждающая среда течет по трубам.

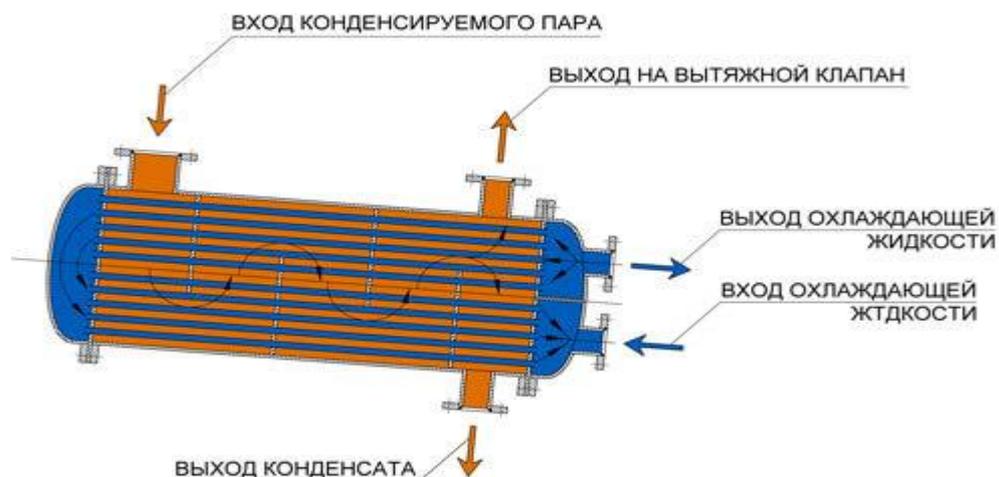


Рисунок 2 – Теплообменник, используемый в качестве конденсатора

1.2.2 Кожухотрубные матрицы

Широкое распространение получили кожухотрубные теплообменники. Данные аппараты применяются для осуществления теплообмена между потоками веществ, находящихся в различных агрегатных состояниях: пар-жидкость, жидкость-жидкость, газ-газ, газ - жидкость.

Конструкция аппарата включает пучок труб, который располагается внутри цилиндрического корпуса. Корпус кожухотрубного аппарата чаще всего сварен из листовой стали, реже изготовлен методом литья.

Трубки подгоняются к двум трубным решеткам посредством вальцевания или сварки. Способ подгонки зависит от типа конструкционного материала. Длина труб, как правило, составляет 5-7 м. Трубки, составляющие пучок, располагаются в шахматном порядке, по вершинам равностороннего треугольника. Шаг составляет $s=(1,25-1,30) \cdot d_{\text{н}}$, где $d_{\text{н}}$ это величина наружного диаметра труб.

Теплообменник данного типа оснащается двумя крышками со штуцерами. Крышки являются съемными и предназначены для входа и выхода теплоносителя, который течет по трубам. Межтрубное и трубное пространство разделяются. Второй теплоноситель находится в межтрубном пространстве, которое также имеет входной и выходной штуцеры.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		30

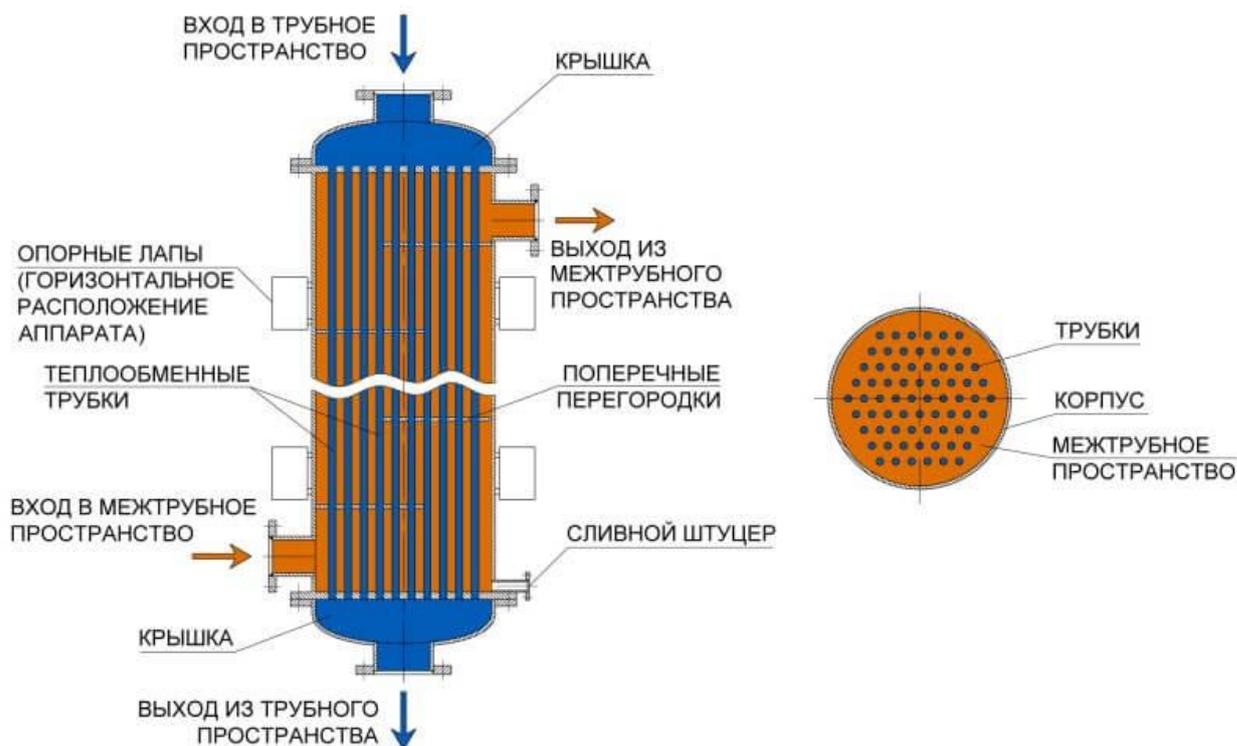


Рисунок 3 – Кожухотрубный теплообменник

Для удобства очистки, по трубам течет то вещество, которое содержит твердые включения. Вещество находится под воздействием высокого давления и обладает агрессивными свойствами, что способствует предохранению труб от коррозии. Коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства является более низким, так как площадь проходного сечения межтрубного пространства значительно больше общего суммарного живого сечения труб. При этом, объемные расходы теплоносителей одинаковы. Чтобы устранить описанное явление, увеличивают скорость движения теплоносителя посредством размещения различных перегородок в межтрубном пространстве.

Кожухотрубные теплообменники могут располагаться в вертикальном или горизонтальном положении в зависимости от местных условий. Такие аппараты могут соединяться последовательно, если есть необходимость удлинить пути теплоносителей. Параллельное соединение используется в случаях, если размещение необходимого числа труб в одном корпусе невозможно.

Многоходовые теплообменные аппараты используются с целью увеличения скорости и интенсификации теплового обмена посредством удлинения теплоносителей.

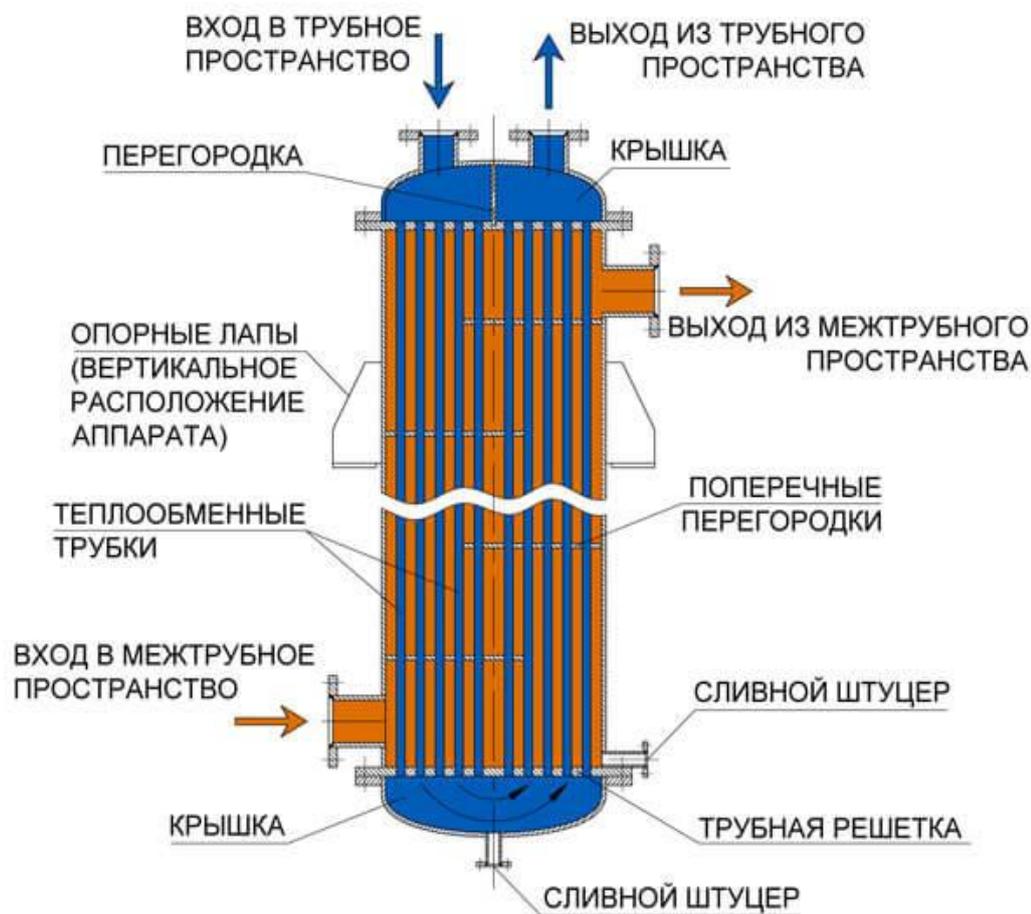


Рисунок 4 – Двухходовый кожухотрубный теплообменник

Конструкция двухходового кожухотрубного аппарата предусматривает перегородку в верхней крышке, благодаря которой, теплоноситель проходит сначала по трубам через половину пучка, а в обратном направлении – сквозь вторую половину пучка. Вторая среда перемещается в межтрубном пространстве, где путь удлиняют сегментарные перегородки. Существуют также трехходовые и шестиходовые теплообменные аппараты.

В целом, все многоходовые теплообменные аппараты характеризуются жестким креплением трубного пучка и корпуса. Такие теплообменники используются при условии небольших разностей температур обоих теплоносителей. При соблюдении данного условия, термические напряжения воспринимаются без опасных деформаций. При условии большой разницы

температур сред протекающих в трубах и межтрубном пространстве, многоходовые аппараты оснащаются компенсирующими устройствами.

Наиболее несложной конструкцией среди компенсаторов является линзовый компенсатор. Данный тип компенсаторов используется при низких давлениях в межтрубном пространстве (до 1 МПа).

Аппараты, оснащенные плавающей головкой, практически не имеют ограничений в области компенсации температурных удлинений. Такие аппараты имеют две решетки: одна жестко закреплена, а вторая свободно перемещается. В таких конструкциях трубный пучок может быть демонтирован для ремонта и очистки.

Для максимальной надежности разобщения трубного и межтрубного пространства штуцер от плавающей головки выводят через крышку аппарата посредством сальникового уплотнения.

1.2.3 Матрицы типа «труба в трубе»

Теплообменные аппараты «труба в трубе» используют главным образом для охлаждения или нагревания в системе жидкость - жидкость, когда расходы теплоносителей невелики и последние не меняют своего агрегатного состояния.

Иногда такие теплообменники применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в производстве метанола, аммиака и др.

Двухтрубные теплообменники по ГОСТ 9930-78 изготавливаются с площадью поверхности теплообмена от 0.5 до 93 м². Аппараты представляют собой набор последовательно соединенных элементов, состоящих из концентрически расположенных труб.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		3.3

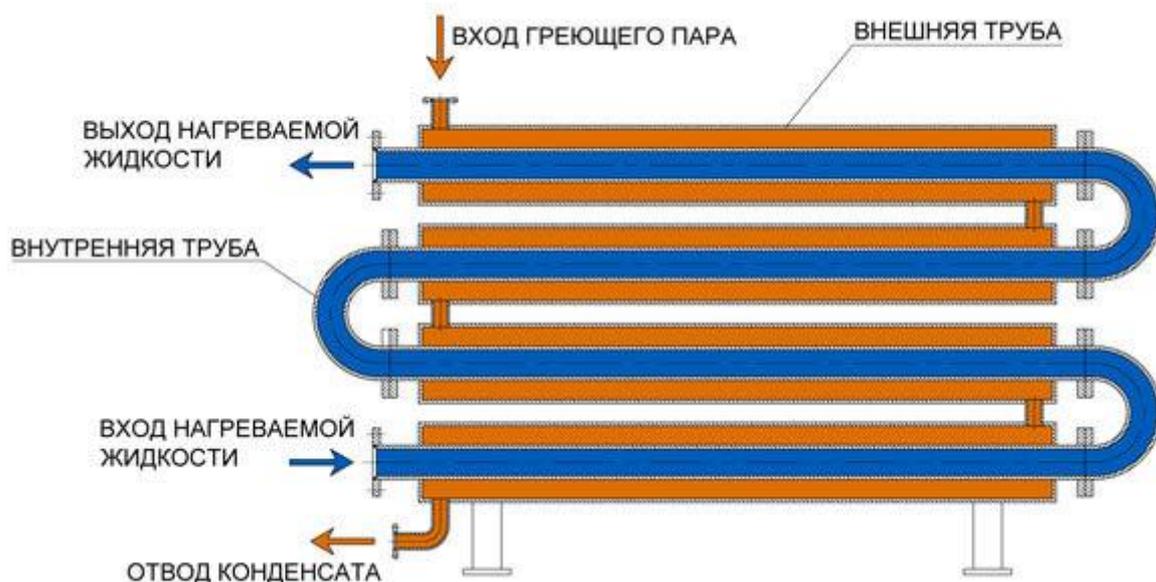


Рисунок 5 – Теплообменник типа «труба в трубе»

Поскольку сечения внутренней трубы и кольцевого зазора невелики, то в этих теплообменниках достигаются значительные скорости движения теплоносителей (до 3 м/с), что приводит к увеличению коэффициентов теплопередачи и тепловых нагрузок, замедлению отложения накипи и загрязнений на стенках труб.

Однако двухтрубные теплообменники более громоздки, чем кожухотрубчатые, на их изготовление требуется больше металла на единицу поверхности теплообмена. Двухтрубные теплообменники применяют для процессов со сравнительно небольшими тепловыми нагрузками и соответственно малыми поверхностями теплообмена (не более десятков квадратных метров).

Эти аппараты могут работать с загрязненными теплоносителями, так как внутреннюю поверхность теплообменных труб можно подвергать механической очистке. Поскольку возможность температурных удлинений кожуховых труб из-за жесткого соединения их с опорами ограничена, перепад температур входа и выхода среды, текущей по кольцевому зазору, не должен превышать 150 °С.

1.3 Виды и схемы движения теплоносителей

Теплообменники обеспечивают передачу теплоты между двумя или большим числом потоков теплоносителей, проходящих через аппарат. Основной характеристикой конструкции теплообменника является тип относительного движения потоков теплоносителей, взаимная геометрия этих течений. Ниже рассмотрены наиболее общие типы конфигураций течений.

Следует подчеркнуть, что описанные конфигурации представляют собой некоторую идеализацию реальных ситуаций. На практике никогда нельзя достигнуть течения теплоносителя, совпадающего с идеальным вариантом.

Первый тип движения теплоносителей – противоток. В противоточном теплообменнике два теплоносителя движутся параллельно друг другу, но в противоположных направлениях. Этот тип течения схематически представлен на рис. 6, где изображена одиночная труба относительно малого диаметра, расположенная коаксиально внутри трубы большого диаметра. Один теплоноситель течет во внутренней трубе, другой в кольцевом пространстве между двумя трубами. На практике внутри одной трубы большого диаметра (кожуха) может быть расположено значительное число труб.

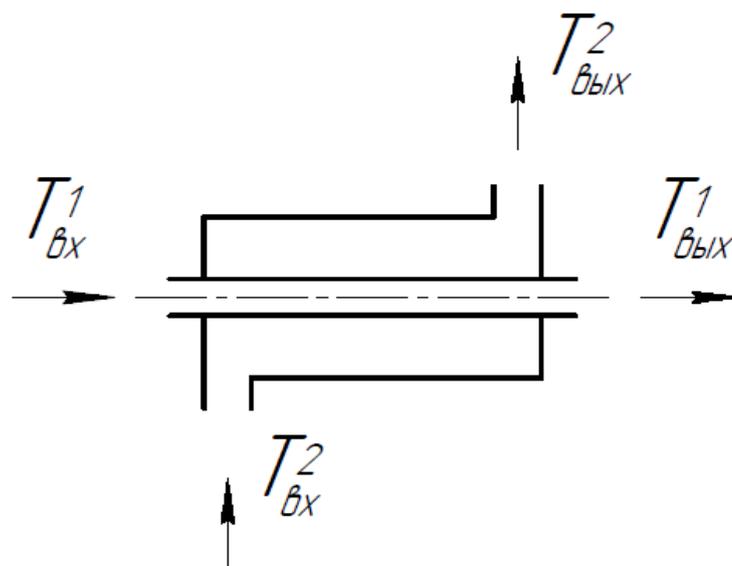


Рисунок 6 – Противоточный тип движения теплоносителей

Второй основной тип движения теплоносителей - параллельное однонаправленное течение. В теплообменниках этого типа два теплоносителя движутся также параллельно друг другу, но в одном и том же направлении. Схематически такой теплообменник изображен на рис. 7. При значительном изменении температуры теплоносителей располагаемая разность температур в таком теплообменнике используется плохо. В этом случае, если эффективность передачи теплоты является определяющим параметром при проектировании, такого типа теплообменники не применяют. Однако температура теплопередающей стенки в таких теплообменниках оказывается более однородной, чем в противоточных теплообменниках.

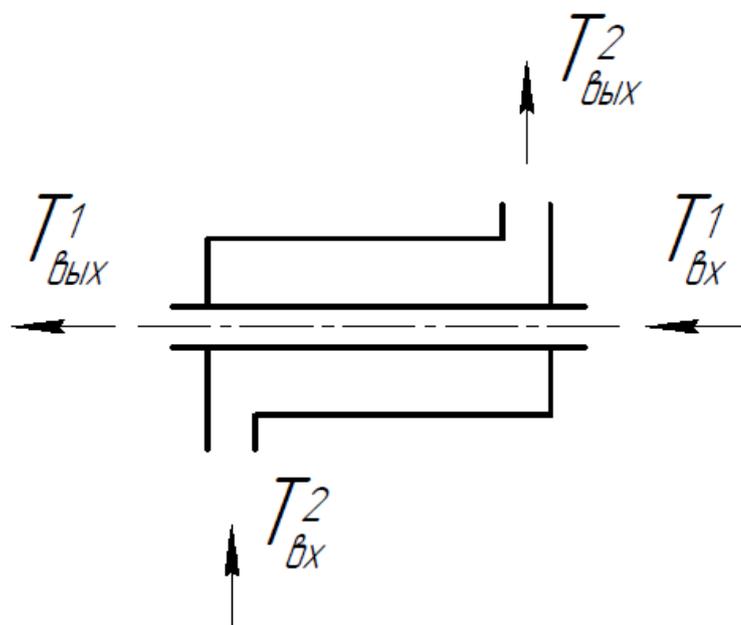


Рисунок 7 – Параллельный тип движения теплоносителей

Третий тип движения теплоносителей - перекрестный ток. В теплообменнике с перекрестным током два теплоносителя движутся под прямым углом друг к другу. Например, первый поток может течь внутри труб, собранных в пучок, тогда как второй поток может двигаться в пространстве между трубами в направлении, в целом перпендикулярном оси этих труб.

Схематически теплообменники с перекрестным током теплоносителей обычно изображают так, как это показано на рис. 8. По своей эффективности они занимают промежуточное положение между теплообменниками с параллельным однонаправленным движением теплоносителей и противоточным

теплообменником. Если же исходить из практических соображений, связанных с подачей теплоносителей к поверхностям теплообмена, то такой теплообменник сконструировать проще, чем указанные выше типы аппаратов.

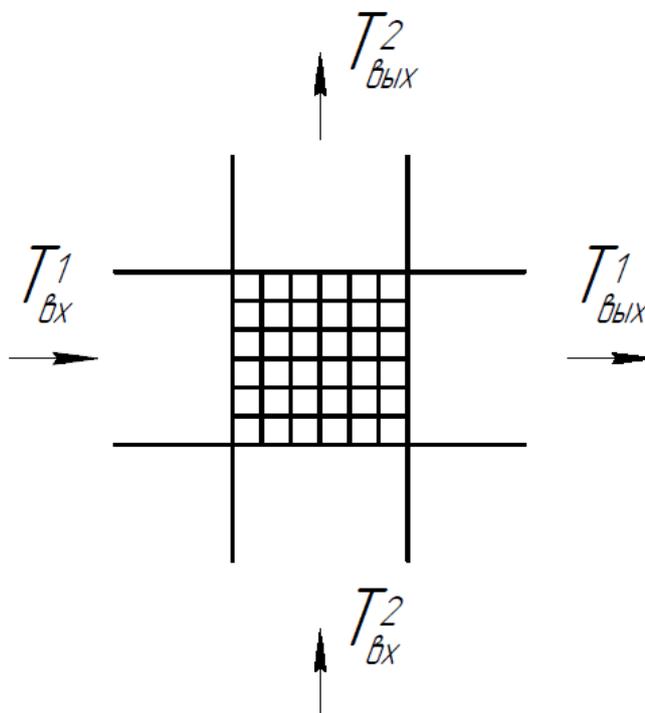


Рисунок 8 – Перекрестный тип движения теплоносителей

1.4 Цели и задачи исследования

Целью работы является аналитический обзор, критический анализ научно-технической информации в области повышения эффективности работы теплообменной аппаратуры и на этой основе определение наиболее перспективных методов интенсификации теплообмена на примере оборудования жидкостно – масляного теплообменника форсированного дизельного двигателя 6Т370 гражданского назначения.

Для достижения поставленной цели были определены следующие задачи:

1. Произведен глубокий анализ информационно-справочной, аналитической информации исследований перспективных видов интенсификации теплообмена;
2. Исследованы физические основы процессов повышения эффективности работы теплообменной аппаратуры;

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		37

3. Исследовано современное мировое состояние промышленного использования разработок в области интенсификации теплообмена.

4. Проведено исследование теплового состояния жидкостно – масляного теплообменника с помощью программного комплекса Ansys.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		38

2. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦАХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

2.1. Критерии подобия и основные критериальные уравнения теплообмена

Критерий подобия – безразмерный комплекс, составленный из физических величин, который характеризует отношение физических эффектов, но не является этим отношением.

Все критерии можно разделить на две основные группы: определяемые и определяющие. Критерии, содержащие неизвестные (искомые) величины называют определяемыми.

Критерии подобия, составленные из физических величин, заданных условиями однозначности, называют определяющими. Определяемые критерии получают, используя результаты эксперимента.

В уравнениях подобия определяемым является критерий Нуссельта (Nu), а определяющими критериями – критерий Грасгофа (Gr), критерий Рэйнольдса (Re) и критерий Прандтля (Pr).

Перенос теплоты от более нагретой среды к менее нагретой через разделяющую их стенку называют теплопередачей.

Оба вещества, участвующих в теплопередаче, называют теплоносителями (один, более нагретый - горячим, а другой, менее нагретый - холодным теплоносителем).

Необходимым условием передачи тепла является неравенство температур в различных точках данного тела или пространства. Поэтому величина теплового потока, возникающего в среде, зависит от распределения температур в среде или характера температурного поля. Под температурным полем понимают совокупность мгновенных значений температур во всех точках рассматриваемой среды.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		39

Конвекция возможна только в текучей среде, в которой перенос теплоты связан с переносом самой среды. Конвекция теплоты всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежно происходит соприкосновение отдельных частиц, имеющих различные температуры. Совместный перенос теплоты путем конвекции и теплопроводности называют конвективным теплообменом.

Теплоотдача - конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью (стенкой).

Коэффициент теплоотдачи (α) – характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Коэффициент α показывает, какое количество тепла передается от единицы поверхности стенки к жидкости в единицу времени при разности температур между стенкой и жидкостью в 1 градус.

Установлено, что коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: вида и режима движения жидкости, ее физических свойств, размеров и формы стенки, шероховатости стенки. Определение α является основной задачей расчета теплообменных аппаратов. Обычно коэффициент теплоотдачи определяют из критериальных уравнений, полученных преобразованием дифференциальных уравнений гидродинамики и конвективного теплообмена методами теории подобия.

Согласно положений теории подобия конвективный теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества в стационарных условиях может быть описан критериальным уравнением вида:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, l/d) \quad (2.1)$$

где l/d – симплекс, от значения которого зависит величина поправки, учитывающая влияние на теплоотдачу длины начального участка гидродинамической и тепловой стабилизации; l – длина трубы, м; d – внутренний диаметр трубы, м.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		40

Критерий Нуссельта или характеризует отношение теплового потока конвективной теплоотдачей к кондуктивному тепловому потоку в пограничном слое текучей среды вблизи стенки:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot R_0}{\lambda} \quad (2.2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2 \cdot К$, R_0 – определяющий или характерный размер, м; λ – коэффициент теплопроводности текучей среды, $Вт/м \cdot К$.

Обычно при расчете конвективного теплообмена число Nu является искомой величиной, так как в него входит коэффициент теплоотдачи, который неизвестен и подлежит определению, поэтому в уравнениях теплообмена оно всегда выступает в качестве функции.

Критерий Грасгофа, характеризующий соотношение сил вязкого трения и подъемной силы, описывает режим свободного движения теплоносителя:

$$Gr = \frac{g \cdot R_0^2}{\nu^2} \beta \Delta T \quad (2.3)$$

где $g = 9,8 м/с^2$ – ускорение свободного падения; ΔT – модуль разности температур между стенкой и жидкостью, °С (К); β – коэффициент β объемного расширения флюида, $1/К$; ν – коэффициент кинематической вязкости текучей среды, $м/с^2$.

Коэффициент объемного расширения для капельных жидкостей приведен в справочниках в зависимости от температуры жидкости, а для газов его рассчитывают по формуле:

$$\beta = \frac{1}{T_0} \quad (2.4)$$

где T_0 – определяющая температура, К.

Критерий Рейнольдса, характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения:

$$Re = \frac{w_0 \cdot R_0}{\nu} \quad (2.5)$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		41

где w_0 – определяющая или характерная скорость, м/с; R_0 – определяющий или характерный размер, м; ν – кинематический коэффициент вязкости текучей среды, м/с².

По значению критерия R_e судят о режиме течения жидкости при вынужденной конвекции.

Критерий Прандтля, который характеризует физико-химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.6)$$

где ν – коэффициент кинематический вязкости текучей среды, м²/с; a – коэффициент теплопроводности жидкости, м²/с.

Физические свойства текучей среды (β, a, ν, λ), входящие в критерии подобия находят в справочных таблицах по определяющей или характерной температуре (T_0), которая наиболее точно учитывает влияние температурного поля текучей среды на эти свойства. При расчете теплоотдачи в трубах и каналах в качестве определяющей температуры принимают среднюю температуру флюида.

В зависимости от значения критерия Рейнольдса в трубах и каналах существует ламинарный $R_e \leq 2300$, турбулентный $10000 > R_e$ и переходный от ламинарного к турбулентному $2300 \leq R_e < 10000$ режимы течения.

Для расчета числа критерия Нуссельта при вынужденном движении потока в прямых трубах или каналах можно используются следующие уравнения:

а) для ламинарного режима движения теплоносителя, $R_e \leq 2300$

$$Nu = 0,15 \cdot R_e^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.7)$$

где $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля для теплоносителя при температуре стенки;

б) для переходного режима движения теплоносителя, $2300 \leq R_e < 10000$

$$Nu = C \cdot R_e^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.8)$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		42

Значение коэффициента C выбирается в зависимости от величины критерия Рейнольдса.

в) для турбулентного режима движения теплоносителя, $2300 \leq Re < 10000$:

$$N_u = 0,021 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,43} \cdot \left(\frac{P_r}{P_{r_{ст}}} \right)^{0,25} \quad (2.9)$$

Определяющей температурой в уравнениях является средняя температура жидкости, определяющим размером – эквивалентный диаметр сечения потока:

$$d_{эқв} = \frac{4S}{\Pi} \quad (2.10)$$

где S – площадь сечения потока жидкости, m^2 ; Π – смоченный периметр, m .

Условия теплообмена неразрывно связаны с условиями движения теплоносителя. Обтекание одиночного цилиндра (трубы) поперечным потоком жидкости характеризуется индивидуальными закономерностями. Пограничный слой, образующийся на передней половине трубы (цилиндра), в тыльной части отрывается от поверхности, и позади трубы образуются два симметричных вихря; возникает гидродинамический режим присоединённых вихрей. При дальнейшем увеличении скорости вихри вытягиваются по течению всё дальше от трубы, а затем они периодически отрываются от поверхности и уносятся потоком жидкости.

Экспериментальное изучение теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной трубы позволило установить следующие зависимости:

При переходном режиме течения жидкости:

$$N_u = 0,56 \cdot R_e^{0,5} \cdot P_r^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{P_r}{P_{r_{ст}}} \right)^{0,25} \quad (2.11)$$

При турбулентном режиме течения:

$$N_u = 0,28 \cdot R_e^{0,6} \cdot P_r^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{P_r}{P_{r_{ст}}} \right)^{0,25} \quad (2.12)$$

где ε_φ – коэффициент, учитывающий величину угла между направлением потока и осью трубы; $\varepsilon_\varphi = 1$ при $\varphi = 90^\circ$, $\varepsilon_\varphi < 1$ при $\varphi < 90^\circ$.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		43

Следует отметить, что одиночная труба обладает сравнительно малой площадью поверхности теплообмена. Поэтому в промышленных аппаратах устанавливается несколько параллельных труб, образующих так называемый «пучок труб». Количество труб в пучке может достигать нескольких сотен штук.

В технике встречаются, в основном, два типа пучков труб, отличающихся компоновкой труб, — "шахматный" (рис. 46) и "коридорный" (рис. 47).

При этом в "шахматном" пучке, в зависимости от расстояния между трубами, различают расположение их либо по вершинам равностороннего треугольника, либо по вершинам квадрата.

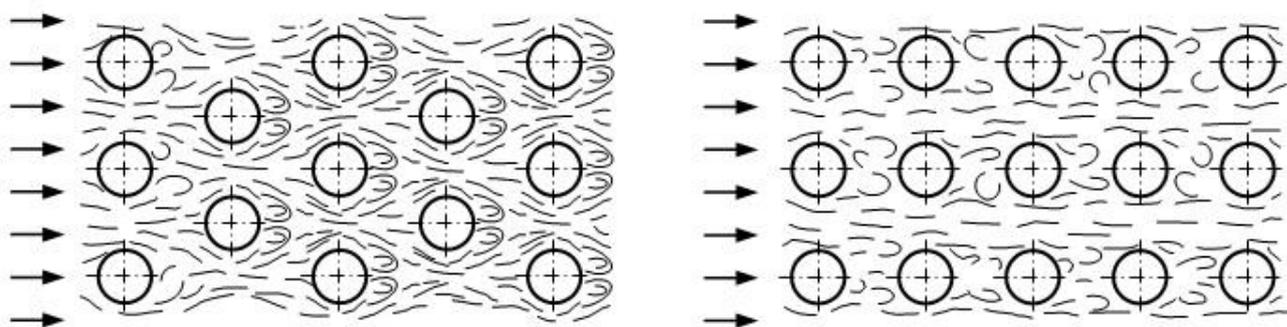


Рисунок 9 – Типы пучков труб

При турбулентном режиме течения теплоотдача в "шахматном" пучке (с размещением труб по вершинам квадрата) протекает интенсивнее, чем в "коридорном".

Объясняется это тем, что в "коридорных" пучках все трубы второго и последующего рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих труб, причём циркуляция жидкости в вихревой зоне слабая, так как поток проходит в основном в продольных зазорах между трубами (в «коридорах»). При "шахматном" расположении труб на одной линии по направлению движения потока располагаются трубы нечётных (на другой линии — чётных) рядов. При существующем расстоянии между трубами, например, 5 и 7 (или 6 и 8) рядов гидродинамическая обстановка в потоке выравнивается, характер обтекания глубоко расположенных трубок качественно мало отличается от характера обтекания трубок первого ряда.

Средние коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании пучков труб могут быть найдены из уравнений:

При переходном режиме течения независимо от расположения труб в пучке:

$$N_u = 0,56 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.13)$$

При турбулентном течении в "коридорном" пучке:

$$N_u = 0,22 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.14)$$

При турбулентном течении в "шахматном" пучке с расположением труб по вершинам квадрата:

$$N_u = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.15)$$

При турбулентном течении в "шахматном" пучке с расположением труб по вершинам равностороннего треугольника:

$$N_u = 0,36 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_\varphi \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.16)$$

В данных уравнениях скорость потока, входящая в число Рейнольдса, определяется в наиболее узком сечении пучка труб.

Примечательно, что при $Re > 10^5$ различие в интенсивности теплообмена в "коридорных" и "шахматных" пучках практически исчезает, так как, независимо от расположения труб, поверхности всех труб омываются потоком чрезвычайно активно.

При значении угла между направлением движения жидкости и осями труб $\varphi < 10^\circ$ поток жидкости движется относительно поверхности трубок практически продольно, а не поперечно; теплоотдача при этом должна рассчитываться с использованием в качестве характерного линейного размера величины «эквивалентного диаметра межтрубного пространства аппарата».

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		45

2.2 Способы повышения эффективности теплообмена в матрицах маслоохладителей дизелей.

Интенсификация теплообмена и повышение энергетической эффективности теплообменных аппаратов представляют большой интерес и имеют огромное практическое значение. К настоящему времени накоплен значительный экспериментальный и теоретический материал по этому вопросу как в нашей стране, так и за рубежом.

Уменьшение массы и габаритов теплообменных аппаратов является наиболее приоритетной задачей. Наиболее перспективный путь решения этой проблемы – интенсификация теплообмена. Опыт создания и эксплуатации различных теплообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1.5-2 раза и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

Для достижения поставленных целей улучшения характеристик теплообменного оборудования необходимо разрабатывать новые конструкции таких аппаратов: увеличивать эффективность теплообменных поверхностей, применять современные подходы к проектированию теплообменных аппаратов, создавать новые технологии их производства.

Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и ее универсальность для различных однофазных и двухфазных теплоносителей, технологичность изготовления поверхности, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации, тепловое состояние и т. д.

Обычно все методы интенсификации теплообмена связаны с ростом гидравлического сопротивления. При этом повышение эффективности

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		46

теплообмена на 30-40% ведет к росту сопротивления на 40-60%. Следовательно, важной представляется задача поиска геометрий теплообменных поверхностей которые обладали наибольшим значением коэффициента теплоотдачи при минимально возможном значении коэффициента гидравлического сопротивления (мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя).

К настоящему времени предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена. Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности и поверхности, развитые за счет оребрения, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа – твердых частиц или капель жидкости, вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации потока теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя, струйные системы. Эффективность этих способов различна, в лучшем случае удается увеличить теплоотдачу в 2-3 раза, но для разных способов интенсификации при существенно различных затратах энергии.

Интенсификация теплообмена при кипении обеспечивает не только рост теплоотдачи при пузырьковом и пленочном кипении, но и увеличение максимального теплового потока при пузырьковом и минимального при пленочном кипении, а также увеличение соответствующих критических температурных напоров, т. е. сдвиг кривой кипения в область более высоких температурных напоров и тепловых потоков.

Необходимо отметить, что возможности интенсификации теплообмена при кипении гораздо большие, чем в однофазных потоках. Так, коэффициент теплообмена при пленочном кипении удается увеличить до 10 раз, а критический тепловой поток - более чем в 3 раза. Наряду с турбулизаторами, закручивающими устройствами, оребрением для интенсификации теплообмена при кипении используют нанесение на поверхность тонких покрытий из низкотеплопроводного или пористого материала, устанавливают неизотермические ребра, используют

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		47

шероховатые поверхности. Для интенсификации теплообмена при конденсации предлагают турбулизаторы или ребра, разрушающие пленку конденсата, несмачиваемые покрытия, жидкие стимуляторы для создания капельной конденсации, за-крутку потока или вращение поверхности теплообмена. Высокоэффективным часто оказывается применение комбинированных методов интенсификации: комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхности или с закруткой потока, использование закручивающих устройств при течении суспензий, при кипении – применение турбулизаторов с низкотеплопроводными покрытиями.

Методы интенсификации конвективного теплообмена, основанные на изменении конструкции теплоотдающей поверхности, разделены на три группы: за счет придания потоку жидкости вращательно-поступательного движения; путем разрушения пристеночных слоев жидкости; путем применения локальной закрутки потока.

Такое разделение позволяет легко сориентироваться в большом количестве разнообразных конструкций интенсификаторов. Однако чтобы определить место и эффективность локальной закрутки потока среди других распространенных методов интенсификации проводится сравнительный анализ эффективности этих методов. Интенсификация теплообмена применительно к ламинарному течению вязкой жидкости мало исследована.

Основными конструкциями этого вида интенсификации являются: лопаточные, ленточные и шнековые закручиватели, устройства для закрутки потока путем тангенциального подвода жидкости в трубу. Лопаточные интенсификаторы представляют собой осевой направляющий аппарат, в котором потоку сообщается закрутка. Лопатки могут иметь различную конструкцию в зависимости от длины, формы и угла поворота относительно продольной оси трубы. В зависимости от этих параметров меняется и закон закрутки потока.

Разновидности устройств для тангенциального подвода теплоносителя имеют каналы круглой или прямоугольной формы поперечного сечения, а их число обычно не превышает четырех. Улиточный закручиватель потока имеет, как

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		48

правило, только один подвод. В некоторых технических устройствах используется частичная закрутка потока.

В последнее время разработаны интенсификаторы в виде пластинчато-ребристых насадок и перфорированных шайб, используемых в высокоэффективных масляных охладителях. Интенсификация ламинарного вязкого потока может происходить при помощи поперечной дискретной шероховатости, нанесенной на каналы. В переходной области перед входом в каналы устанавливают решетки, шайбы и другие устройства, повышающие турбулентность потока.

Вихревой способ интенсификации теплообмена, к которому относятся сферические лунки, является одним из самых перспективных, поскольку при его реализации существует опережающий рост относительного коэффициента теплоотдачи по сравнению с ростом относительного коэффициента сопротивления. Дополнительные преимущества этого способа интенсификации заключаются в следующем — при нанесении лунок на поверхность требуется простая технология (особенно для лунок полусферической формы). Нанесение лунок не увеличивают вес конструкции, кроме этого при тонких стенках на противоположной поверхности стенки образуются выступы, что приводит к увеличению коэффициента теплообмена и на этой стороне стенки.

Искусственно прерывают развивающийся ламинарный или турбулентный пограничный слой во входных участках каналов или ламинарный подслой в переходных и турбулентных областях, применяя короткие трубы и каналы, плоская прерывистая и жалюзийное, проволочное или стерженьковое оребрение, диффузорно-конфузорные трубы и каналы, трубы с шайбовым и поперечно-спиральным внутренним оребрением и другие поверхности с искусственной дискретной шероховатостью.

Для сопоставления теплообменных поверхностей по их энергетической эффективности существуют различные методики. Для теплообменного аппарата, в целом, количество переменных, определяющих его эффективность, довольно велико. Например, для компактного теплообменника наибольшую роль играет

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		49

способ размещения интенсифицирующих элементов на поверхности, расстояния между ними, геометрические характеристики.

2.3 Влияние интенсивности движения теплоносителей на процесс теплопередачи в матрицах маслоохладителей

Согласно теории гидродинамического пограничного слоя теплоотдача от жидкости или газа к твердой стенке или наоборот происходит в тонком пристеночном (пограничном) слое путем теплопроводности. Интенсивность процесса теплоотдачи определяется коэффициентом теплоотдачи, $Вт/м^2 \cdot К$.

Коэффициент теплоотдачи является сложной величиной, зависящей от физических свойств рабочей среды, скорости ее движения, геометрических размеров канала и формы теплопередающей стенки. Обычно физические свойства рабочих сред и температурный режим бывают известными из исходных данных для расчета теплоотдачи. Они, как правило, не могут произвольно выбираться для интенсификации теплоотдачи.

Таким образом, влиять на интенсивность теплоотдачи можно изменением геометрических размеров каналов, скорости движения рабочей среды и формы поверхности теплообмена.

Интенсификация процессов теплопередачи приводит к уменьшению необходимой площади поверхности теплообмена, габаритных размеров аппаратов, их металлоемкости и стоимости.

Интенсификация теплоотдачи неразрывно связана с энергозатратами на преодоление гидравлических сопротивлений движущимися рабочими средами.

Известным и простым способом интенсификации теплообмена является увеличение скорости движения рабочих сред в каналах аппарата. Однако при этом способе быстро растут гидравлические сопротивления, а следовательно, и затраты энергии на привод насосов, в силу чего дальнейшая интенсификация теплообмена путем увеличения скорости рабочих сред становится экономически невыгодной.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		50

Убедиться в этом легко, проанализировав уравнения теплоотдачи и гидравлических сопротивлений при турбулентном движении жидкости в трубном теплообменном аппарате.

$$N_u = 0,021 \cdot R_e^{0,8} \cdot R_z^{0,43} \quad (2.17)$$

$$\Delta P = \frac{\varepsilon_{тр} \cdot l}{d} + \frac{\Sigma \varepsilon_{тр} \cdot \rho \cdot w^2}{2} \quad (2.18)$$

где N_u – критерий Нуссельта, R_e – критерий Рейнольдса, R_z – критерий Прандтля, ΔP – гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по стороне данной рабочей среды, w – скорость рабочей среды, ρ – плотность рабочей среды, l – длина канала, d – диаметр канала, $\varepsilon_{тр}$ – коэффициент гидравлического трения, $\Sigma \varepsilon_{тр}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Задавая ряд значений скорости потока рабочей среды в каналах при прочих постоянных исходных данных из этих формул находим

$$\alpha_1 = A_1 \cdot w^{0,8} \quad (2.19)$$

$$\Delta P = A_2 \cdot w^{1,75} \quad (2.20)$$

где A_1 и A_2 – коэффициенты пропорциональности.

Увеличение скорости потока в 2 раза дает рост теплоотдачи в 1,75 раза, а рост гидравлического сопротивления – в 3,4 раза.

Из изложенного выше следует, что нельзя рассматривать интенсификацию теплообмена изолированно от требуемых затрат энергии. Определяющим критерием оптимизации является эффективность процесса теплообмена при заданном уровне энергозатрат не перекачивание рабочих сред через аппарат.

Уменьшение толщины теплопередающей стенки и повышение ее теплопроводности, а также предотвращение отложений загрязнений на стенке являются очевидными способами интенсификации теплообмена.

В настоящее время предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена. Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности, развитые за счет оребрения, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями,

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		51

установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя, струйные системы.

Интенсификация теплообмена при использовании периодически кольцевых выступов. Это один из наиболее эффективных и исследованных способов интенсификации. Стоит отметить, что накатка кольцевых канавок достаточно технологична, так как не увеличивает наружный диаметр труб, позволяя использовать данные трубы в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки теплообменных аппаратов. Кольцевые диафрагмы и канавки турбузируют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб.

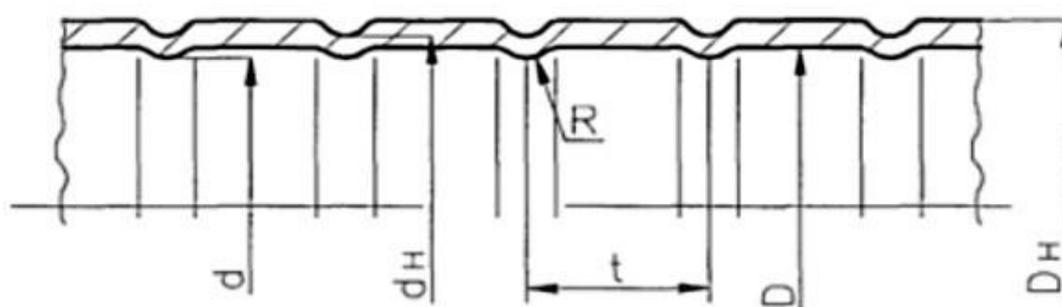


Рисунок 10 – Продольный разрез трубы с кольцевой накаткой

Применение данного метода интенсификация теплообмена позволяет в 1,5-2 раза уменьшить объем теплообменного аппарата при неизменных значениях тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

Более трудоемким методом интенсификации теплообмена является закрутка потока в трубах с помощью винтовых вставок. При закрутке потока местные пристеночные скорости увеличиваются, и общее течение изменяется. Закрутка потока в трубах осуществляется при использовании закрученных лент и шнеков. При этом оно поддерживается непрерывно по всей длине трубы, что обеспечивает постоянство соотношения тангенциальной и осевой составляющей скорости.

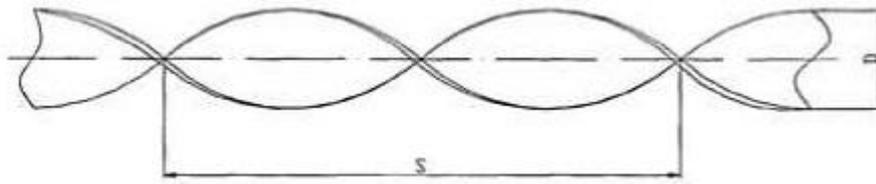


Рисунок 11 – Закрученная лента

При закрутке потока лентой в поперечном сечении жидкость перетекает от периферии к центру в результате действия градиента давления. Кроме того, жидкость из пограничного слоя проникает в ядро потока. Эти движения приводят к возникновению вихревых областей, которые способствуют усилению теплообмена и совместно с действием центробежных сил уменьшают толщину пограничного слоя. Вихревое смешение также способствует возникновению турбулентного течения при меньших числах Re .

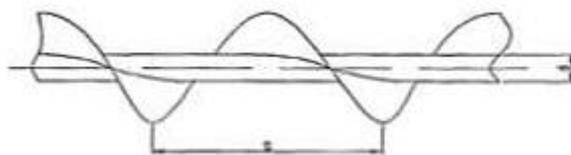


Рисунок 12 – Шнек

Турбулентное течение теплоносителей в теплообменных аппаратах предпочтительнее, так как оно обеспечивает выгодное соотношение между уровнем теплообмена и величиной потерь давления по сравнению с ламинарным режимом.

При ламинарных режимах течения определяющим механизмом переноса тепла является теплопроводность (поперек потока, по нормали к стенке), поэтому интенсивность теплоотдачи относительно мала.

В отличие от турбулентного течения, в ламинарном (переходном) потоке термическое сопротивление в канале более равномерно распределено по всему его поперечному сечению, поэтому для интенсификации теплоотдачи необходимо возмущающее воздействие на обширную зону пристеночного течения.

Ленточные завихрители в этой области режимов особенно эффективны. Для ламинарного течения предпочтителен диапазон шагов закручивателя $s = (6..10)D$.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		53

Увеличение теплоотдачи, полученное с помощью закручивателей, в переходном и турбулентном режимах с ростом числа Re значительно падает, и поэтому использовать закручиватели при больших числах Re для потока в трубе не рекомендуется.

Также на практике используются каналы со спиральными выступами и пружинными вставками. В трубах со спиральными выступами интенсификация обусловлена совместным действием двух факторов: турбулизацией и разрушением пристеночного слоя течения выступами и закруткой пристеночного потока под действием выступов. Интенсифицирующее воздействие частичной закрутки течения низким выступом (только пристеночной зоны) реализуется через увеличение пристеночной скорости потока. Этот способ следует отнести к комбинированным способам интенсификации теплообмена, так как на поток одновременно действует турбулизация и закрутка.

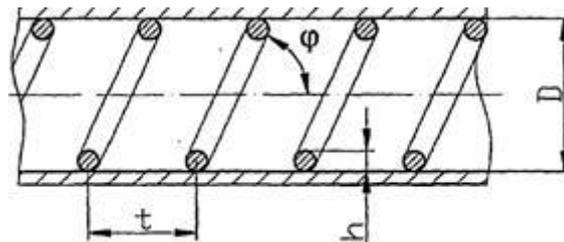


Рисунок 13 – Канал с пружинной вставкой

Интенсификаторы типа «диффузор-конфузор». Трубчатые поверхности теплообмена с волнистыми стенками состоят из участков конфузоров и диффузоров, которые изготавливаются путем накатки специальными роликами (рис. 4). Углы расширения диффузоров и конфузоров выбираются по условию получения потока с нестационарными отрывными явлениями. Такие отрывы потока интенсифицируют теплообмен.

При малой относительной длине диффузора и при наличии подпора за счет конфузора отрывы потока носят нестационарный характер, что благоприятно сказывается на интенсификации теплообмена.

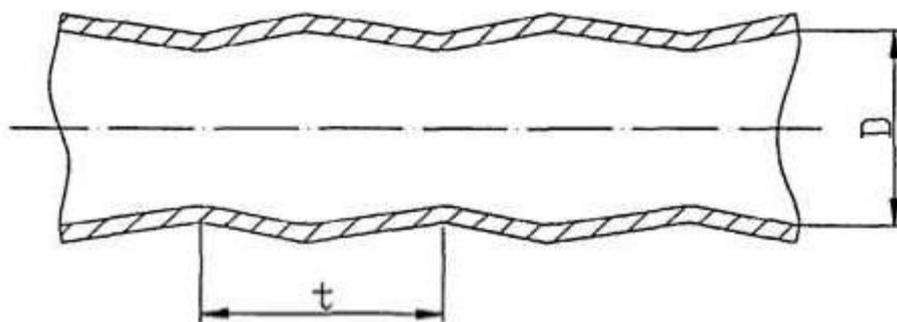


Рисунок 14 – Продольный разрез трубы типа «диффузор-конфузор»

Данные трубы характеризуются относительно низким сопротивлением и высоким теплообменом. Теплосъем при равном сопротивлении увеличивается приблизительно в 1,5 раза.

Трубы типа «конфузор-диффузор» перспективны для применения и в ламинарном, и в переходном режимах течения различных сред в трубах теплообменников. Эксперименты показывают, что при одинаковых с гладкой трубой энергозатратах на прокачивание масла в таких трубах при переходном режиме теплосъем увеличивается на 40...70 %.

Выбор оптимального метода интенсификации теплообмена определяется многими условиями, которые в каждом конкретном случае должны быть учтены.

2.4. Влияние формы теплообменных поверхностей на интенсивность теплообмена

Проблема интенсификации работы кожухотрубчатых теплообменников связана главным образом с выравниванием термических сопротивлений на противоположных сторонах теплообменной поверхности. Этого достигают либо увеличением поверхности теплообмена, например оребрением ее со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи β , либо увеличением коэффициента теплоотдачи рациональным подбором гидродинамики теплоносителя. Последнее должно приводить к выравниванию скоростей и температур по сечению потока теплоносителя и, следовательно, к уменьшению термического сопротивления его пограничного слоя. Результаты исследований

показывают, что именно сопротивление пограничного слоя является главным фактором, снижающим интенсивность теплопередачи.

Теплообмен значительно улучшается также при ликвидации застойных зон в межтрубном пространстве. Особенно часто такие зоны образуются вблизи трубных решеток, поскольку штуцера ввода и вывода теплоносителя из межтрубного пространства расположены на некотором расстоянии от них. Наиболее радикальный способ исключения образования таких зон — установка распределительных камер на входе и выходе теплоносителя из межтрубного пространства.

В теплообменниках с передачей теплоты от жидкости в трубном пространстве к вязкой жидкости или газу в межтрубном пространстве коэффициенты теплоотдачи с наружной стороны труб примерно на порядок меньше, чем с внутренней стороны. Например, в газожидкостных теплообменниках коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости может достигать $6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, а со стороны газа не превышает $0,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Естественно, что применение гладких труб в таких теплообменниках приводит к резкому увеличению их массы и размеров. Стремление интенсифицировать теплоотдачу со стороны малоэффективного теплоносителя (газы, вязкие жидкости) привело к разработке различных конструкций оребренных труб.

Установлено, что оребрение увеличивает не только теплообменную поверхность, но и коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к теплоносителю вследствие турбулизации потока ребрами. При этом, однако, надо учитывать возрастание затрат на прокачивание теплоносителя.

Эффективность работы трубчатого ребристого теплообменника зависит от теплофизических и жаростойких свойств материала труб и особенно ребер, их геометрической характеристики и, конечно, от контакта ребра с поверхностью несущей трубы. Ребристые трубы могут быть изготовлены из чугуна, стали, латуни, алюминия и других цветных металлов.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		56

Применяют трубы с продольными и разрезными ребрами, с поперечными ребрами различного профиля. Оребрение на трубах можно выполнить в виде спиральных ребер, иголок различной толщины и др.

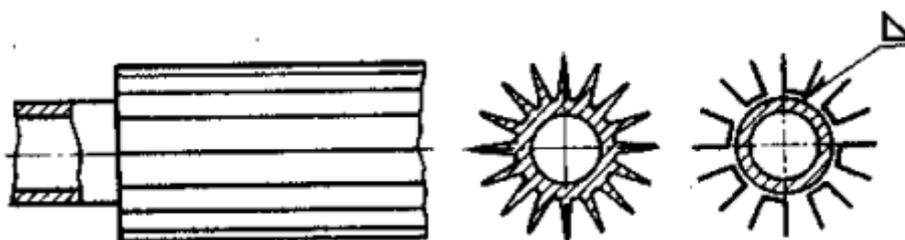


Рисунок 15 – Продольные ребра

Способы оребрения цилиндрических и плоских труб весьма разнообразны. Так, например, чугунные элементы с квадратными и круглыми ребрами, а также игольчатые трубы с наружными и внутренними иглами, профиль которых имеет форму падающей капли жидкости, изготавливают монолитными из одного и того же металла.

У таких ребер надежный контакт с несущей трубой, они коррозионно-устойчивы. Ребристые трубы могут применяться для умеренных, а игольчатые – для повышенных температур теплоносителей до 800–900 °С.



Рисунок 16 – Разрезные ребра

Оребрение труб из стали и цветных металлов осуществляется методом горячей напрессовки прямоугольных пластин или круглых шайб на гладкие трубы с последующей приваркой или припайкой ребра к несущей трубе. Для предотвращения коррозии и улучшения контакта ребра с трубой стальные элементы ребристых теплообменников обычно оцинковывают, а элементы из цветных металлов лудят. Аналогичным методом изготавливают ребристые трубы с продольными плавниковыми ребрами.

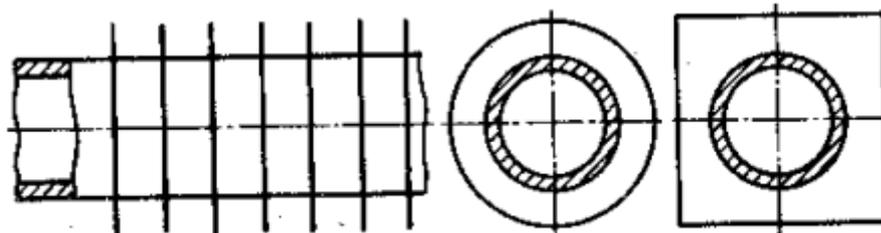


Рисунок 17 – Поперечные ребра

Эффективность ребра, которую можно характеризовать коэффициентом теплоотдачи, зависит от его формы, высоты и материала. Если требуется невысокий коэффициент теплоотдачи, необходимую эффективность могут обеспечить стальные ребра, при необходимости достижения больших коэффициентов целесообразно применение медных или алюминиевых ребер.

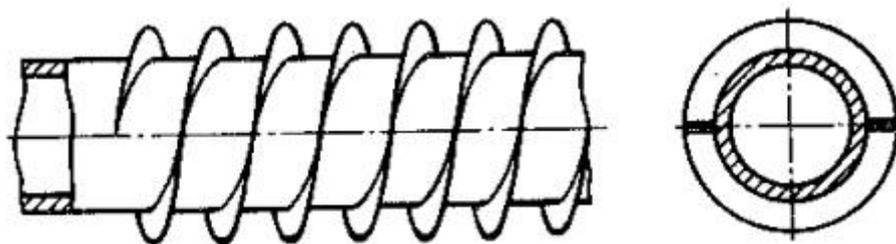


Рисунок 18 – Винтовые ребра

Эффективность ребра резко снижается, если оно не изготовлено за одно целое с трубой, не приварено или не припаяно к ней.

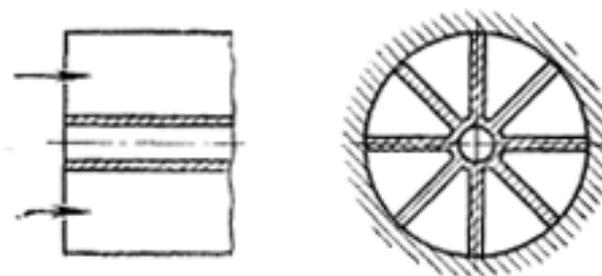


Рисунок 19 – Игольчатые ребра

При компоновке пакетов из игольчатых труб, с целью снижения сопротивления ребристого пучка и большей интенсификации теплообмена, движущийся поток газа направляется на закругленную (тыловую) часть игл.

Дальнейшие исследования привели к разработке теплообменников с витыми трубами.

Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат

Реализация идеи повышения эффективности теплообмена с помощью вихрей, создаваемых витыми трубами, несмотря на кажущуюся простоту конструкции, потребовала большого объема исследований. Прежде всего необходимо выбрать оптимальное соотношение между шагом закрутки трубы и максимальным размером ее сечения. Для этого изучались структура потока, закономерности процесса теплообмена, гидравлические характеристики и особенности перемешивания теплоносителя.

Используя различную высокочувствительную измерительную технику, автоматизированную систему регистрации, сбора и обработки информации были предложены физически обоснованные модели течения среды в пучках витых труб и разработаны методы определения скоростей и температур, теплообмена и гидравлического сопротивления.

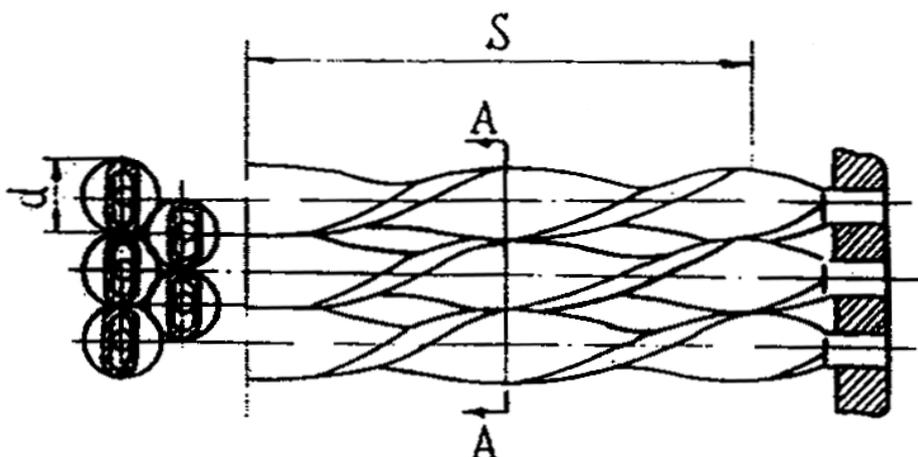


Рисунок 20 – Теплообменник с витыми трубками

Наиболее важным для конструирования теплообменников выводом, явилось установление оптимального шага закрутки витой трубы, он должен быть в 6-12 раз больше ее диаметра.

При продольном обтекании витой трубы образуется вихрь, мощность которого растет с уменьшением шага закрутки трубы. А оно максимально, если трубы соприкасаются. Плотная упаковка труб попутно решила и другую задачу - обеспечила вибропрочность аппарата.

3 РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

При проектировании теплообменного аппарата конструктор выбирает форму рабочей поверхности, схему движения теплоносителей и их скорости движения, конструктивные параметры (диаметр и длину трубок, расстояние между ними, расстояние между перегородками).

При этом выполняется тепловой и гидравлический (а иногда и прочностной) расчеты нескольких вариантов аппарата, с тем чтобы выбрать из них наиболее эффективный. Разрабатываются и системы автоматизированного проектирования теплообменных аппаратов (САПР ТА), в которых оптимальные конструктивные параметры теплообменного аппарата.

Для транспортных теплообменников и особенно авиационных важное значение имеют масса и габариты аппаратов. В этом случае различные варианты теплообменника можно сравнивать по массе аппарата вместе с устройствами для перемещения теплоносителей и их приводами или по массе собственно теплообменника при одинаковой затрате энергии на перемещение теплоносителей.

Компактность теплообменника можно оценить удельной теплоотводящей поверхностью, которая представляет собой площадь рабочей поверхности, приходящуюся на единицу объема аппарата. При сравнении теплообменников по их компактности величины должны сопоставляться при одинаковой работе, затрачиваемой на перемещение теплоносителей.

При выборе вида теплоотводящей поверхности следует иметь в виду, что трубчатые поверхности позволяют создать жесткую конструкцию и более удобны в эксплуатации (для очистки).

Выбор скоростей теплоносителей должен обеспечивать наибольшую эффективность теплообменника. Для получения высокой интенсивности теплообмена желательно, чтобы при течении жидкости в трубах и каналах

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		60

реализовался турбулентный режим движения потока. Для газов и паров скорости движения можно ориентировочно выбирать в диапазоне 15...100 м/с, для жидкостей — 1...3 м/с.

Увеличение скоростей теплоносителей сопровождается уменьшением рабочей поверхности теплообменника (из-за увеличения коэффициента теплопередачи) и ростом гидравлических потерь на пути движения теплоносителей. Существует оптимальное соотношение скоростей теплоносителей, которое характеризуется максимальным количеством передаваемой теплоты при затрате заданного количества энергии для перемещения теплоносителей.

Диаметр труб и шаг трубного пучка также существенно влияют на компактность и массу теплообменника. При фиксированном относительном шаге рабочая поверхность пропорциональна диаметру, а объем — квадрату диаметра труб. Поэтому удельная поверхность нагрева обратно пропорциональна диаметру трубы. Например, уменьшение диаметра трубки от 19 до 2,4мм приводит к уменьшению объема теплообменника в 10 раз, а массы — в 8 раз. Однако использование мелких трубок увеличивает производственные затраты и затрудняет очистку теплообменника в процессе эксплуатации. Поэтому обычно применяются трубки диаметром больше 12мм.

Уменьшение шага трубного пучка также является средством уменьшения массы и размеров теплообменника. Уменьшение шага пучка ограничено технологическими возможностями.

Для повышения компактности и снижения массы теплообменных аппаратов используются различные средства интенсификации теплообмена и оребрение рабочих поверхностей, которое может использоваться как в пластинчатых, так и трубчатых теплообменных аппаратах.

В трубчатом теплообменнике ребра устанавливаются обычно только с наружной стороны, а в пластинчатом — с обеих сторон рабочей поверхности.

Ребра обычно выполняют из медных или алюминиевых тонких листов и надежно припаивают к основной поверхности. Они могут быть гладкими или рифлеными. Ребра могут выполняться в виде отдельных пластинок, которые

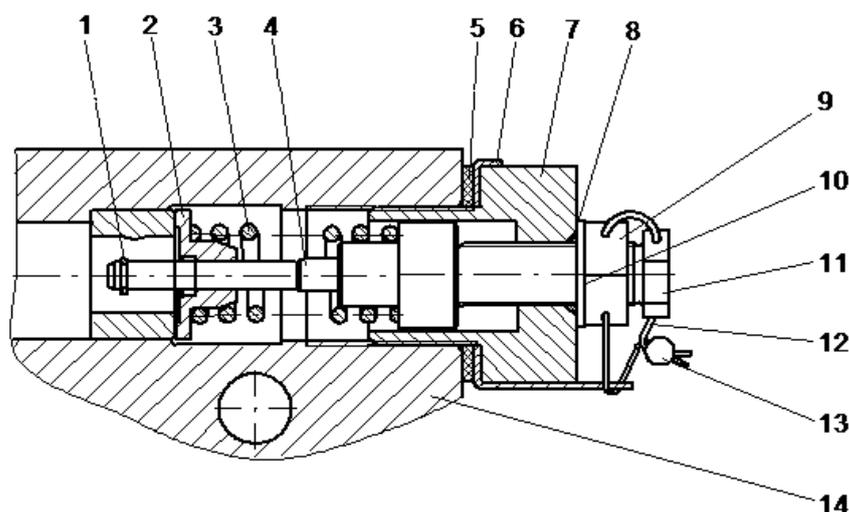
					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		61

Жидкостно-масляный теплообменник (рис. 21) предназначен для охлаждения масла, поддержания его стабильной температуры и быстрого прогрева масла перед пуском холодного двигателя. Он крепится к картеру с левой стороны двигателя при помощи четырех болтов и шайб стопорных.

ЖМТ состоит из корпуса 3 крышек 6, 7 и элемента теплопередающего 2 (сердцевины). В корпус ЖМТ установлен редукционный клапан 4, отрегулированный на давление масла $(0,7 \pm 0,05)$ МПа $[(7 \pm 0,5)$ кгс/см²] для поддержания постоянного давления масла в главной магистрали и предохранения ЖМТ от поломок в случае повышения давления масла в системе смазки. При срабатывании редукционного клапана масло сливается в картер двигателя.

Внутри сердцевины теплообменника циркулирует масло которое подводится к корпусу 3 через отверстие «А», проходит через сердцевину теплообменника, охлаждается охлаждающей жидкостью и отводится из теплообменника через отверстие «Б».

Охлаждающая жидкость поступает в корпус теплообменника через отверстие «В» из радиатора трактора и отводится в картер двигателя через отверстие «Г».

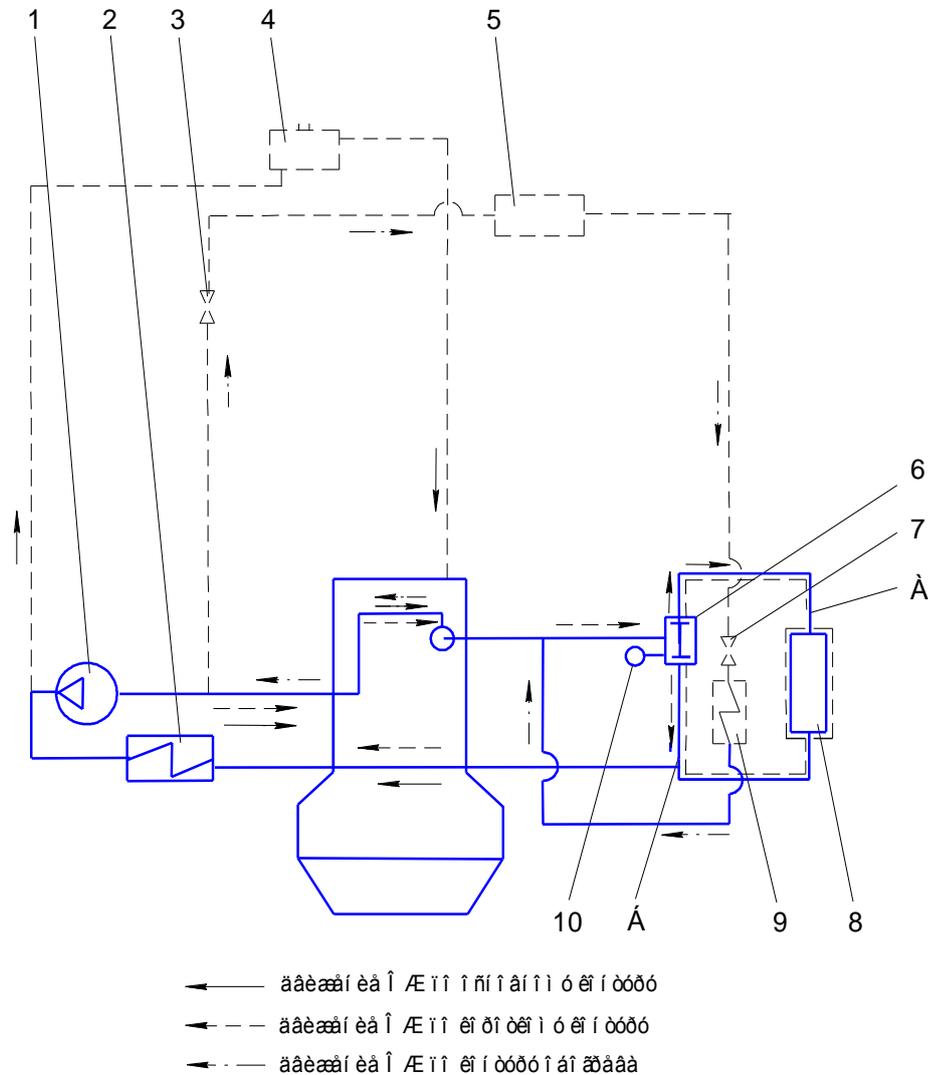


1-стопорное кольцо; 2-клапан; 3-пружина клапана; 4-шток; 5-медно-асбестовое кольцо; 6-пластинчатый замок; 7-корпус редукционного клапана; 8-уплотнительное кольцо; 9-гайка; 10-шайба; 11-установочный болт; 12-стопорная проволока; 13-пломба; 14-корпус теплообменника

Рисунок 22 – Редукционный клапан

17–топливный насос высокого давления (ТНВД); 18–маслозаливная горловина;
 19–масломерная линейка; 20–маслозакачивающий насос (МЗН);
 21–передняя опора;

Рисунок 23 – Общий вид дизеля



1-водяной насос; 2-жидкостно-масляный теплообменник; 3,7-кран; 4-расширительный бачок; 5-жидкостный подогреватель; 6-термостат; 8-радиатор; 9-обогреватель кабины; 10-датчик температуры;
 А - канал от термостата к радиатору; Б - канал от термостата к водяному насосу

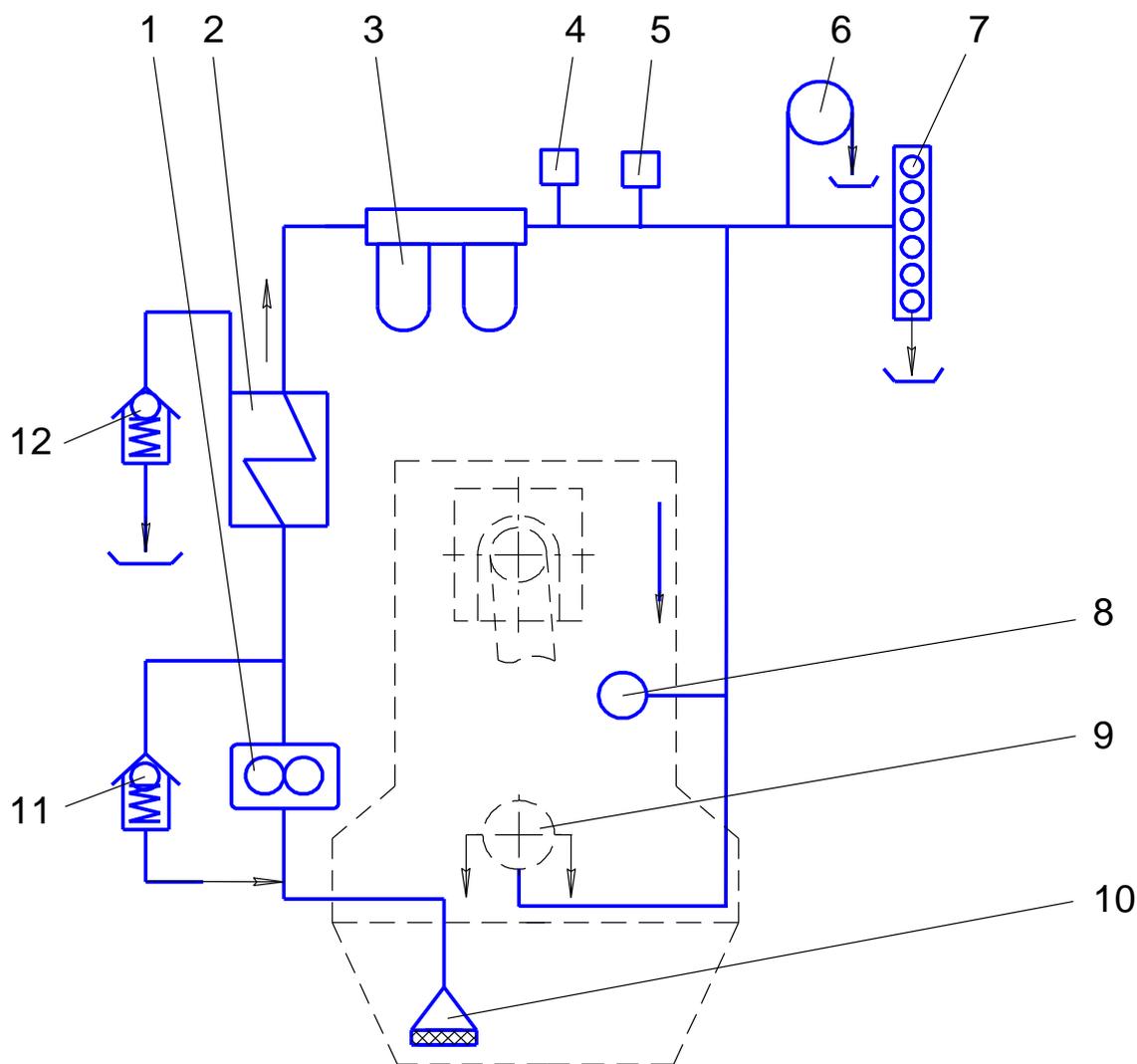
Рисунок 24 – Схема включения ЖМТ в систему охлаждения дизеля

Система охлаждения двигателя жидкостная, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. Основными элементами системы охлаждения являются: центробежный водяной насос 1 (рис. 23), жидкостно-масляный теплообменник 2 (ЖМТ) двигателя, наружные трубопроводы, внутренние полости рубашек и головок цилиндров, термостат 6. Для замера температуры ОЖ на выходе из двигателя на кронштейне термостата 6 установлен датчик 10 температуры.

Во внешнюю систему охлаждения входят: кран 3 перед жидкостным подогревателем 5, расширительный бачок 4, соединенный трубопроводами с головками цилиндров и с водяным насосом, радиатор 8 системы охлаждения, обогреватель 9 кабины, перед которым установлен кран 7.

При работе двигателя циркуляция охлаждающей жидкости создается центробежным водяным насосом 1. Из радиатора 8 охлаждающая жидкость (ОЖ) прокачивается водяным насосом 2 через ЖМТ 4 двигателя и по трубопроводам направляется в полость блок-картера между цилиндрами. Из блок-картера ОЖ поступает в полости головок цилиндров, затем в отдельный канал в блок-картере и в термостат 6, установленный на блок-картере. В зависимости от температуры ОЖ поступает от термостата либо в радиатор по каналу «А», либо через ЖМТ 2 в водяной насос 1 по короткому контуру (по каналу «Б»).

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		66



← äâèæáí èâ ì äñèà ï ðè ðááí òâ äèçäëÿ

- 1-масляный насос; 2-жидкостно-масляный теплообменник; 3-масляный фильтр;
 4-датчик давления масла; 5-датчик-сигнализатор минимального давления масла;
 6-турбокомпрессор; 7-топливный насос высокого давления; 8-кулачковый вал
 механизма газораспределения; 9-коленчатый вал; 10-маслозаборник;
 11-предохранительный клапан; 12-редукционный клапан

Рисунок 25 – Схема включения ЖМТ в систему смазки дизеля

Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат

ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ

Лис

67

Система смазки комбинированного типа (под давлением и разбрызгиванием) с «мокрым» поддоном, включает в себя шестерёнчатый масляный насос 1 (рисунок 62) с предохранительным клапаном 11, жидкостно-масляный теплообменник (ЖМТ) 2 двигателя с редукционным клапаном 12, полнопоточный масляный фильтр 3 и маслозаборник 10.

Масло циркулирует в масляной системе следующим образом. Из масляной полости поддона масло забирается масляным насосом 1 через маслозаборник 10 и подводится к ЖМТ 2, затем к маслофильтру 3. Очищенное в маслофильтре масло подводится к турбокомпрессору 6, топливному насосу 7 высокого давления, кулачковому валу 8 и коленчатому валу 9. Отработанное масло сливается в поддон двигателя.

Для измерения и контроля давления в системе смазки двигателя, в трубопроводе подвода масла от масляного фильтра к главной масляной магистрали установлен датчик 4 давления масла и датчик-сигнализатор 5 минимального давления масла, подающий сигнал на сигнальную лампочку.

3.1. Интенсивность теплообмена в штатной конструкции матрицы маслоохладителя

Кожухотрубные теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из этих пространств может быть разделено при помощи перегородок на несколько ходов. Перегородки устанавливаются с целью увеличения скорости, следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей.

Штатная конструкция матрицы ЖМТ двигателя 6Т370 имеет 45 теплоотводящих трубок, выполненных из легированной стали. Внешний диаметр которых составляет 6 мм, внутренний 4 мм, длина трубки 464 мм.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		68

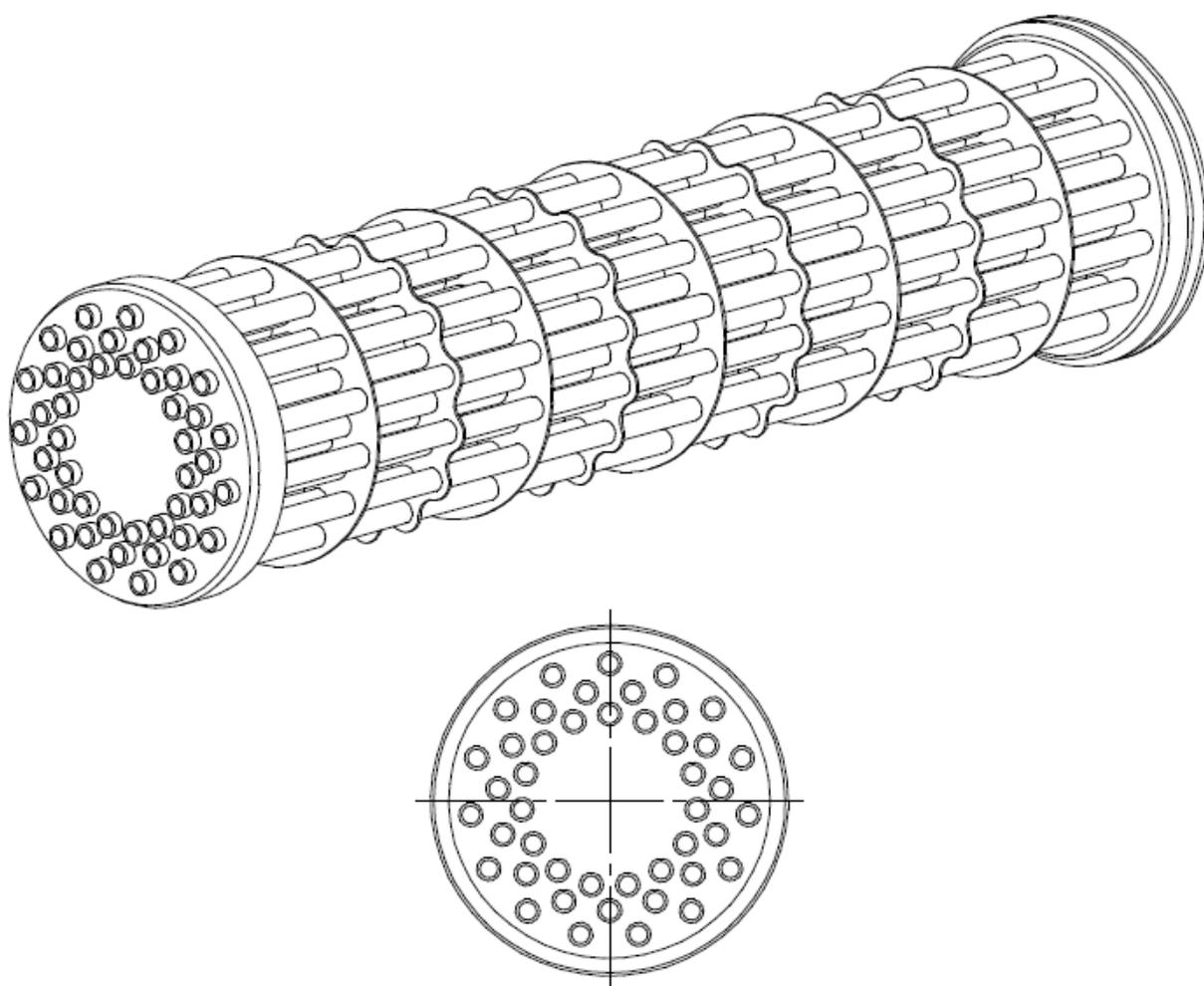


Рисунок 26 – Матрица штатного ЖМТ

Рассчитаем среднюю температуру каждого теплоносителя:

Средняя температура охлаждающей воды:

$$t_{cp1} = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2} \quad (3.1)$$

$$t_{cp1} = \frac{90 + 100}{2} = 95^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура охлаждаемого масла:

$$t_{cp2} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} \quad (3.2)$$

$$t_{cp1} = \frac{120 + 110}{2} = 115^{\circ}\text{C}$$

Выпишем теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах:

Таблица 3 - Теплофизические свойства охлаждающей воды

Параметр	Обозначение	Значение
Плотность	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	961,8
Теплоемкость	$c_1, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	4214
Динамическая вязкость	$\mu_1, \text{Па} \cdot \text{с}$	298,7
Коэффициент температуропроводности	$\lambda_1, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$	0,681

Таблица 4 - Теплофизические свойства охлаждаемого масла

Параметр	Обозначение	Значение
Плотность	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	831,5
Теплоемкость	$c_2, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	2150
Динамическая вязкость	$\mu_2, \text{Па} \cdot \text{с}$	127,8
Коэффициент температуропроводности	$\lambda_2, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$	0,125

Используя результаты расчета теплового баланса двигателя, необходимо найти скорость движения потока охлаждающей жидкости в трубках жидкостно-масляного теплообменника.

Зная количество тепла отведенного охлаждающей жидкостью от нагретых деталей двигателя, объемный расход жидкости циркулирующей в ЖМТ:

$$V_1 = \frac{Q_B}{c_1 \rho_1 (t_{1к} - t_{1н})} \quad (3.3)$$

$$V_1 = \frac{690625}{4214 \cdot 961,8 \cdot (100 - 90)} = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}$$

где Q_B – количество тепла переданное охлаждающей жидкости.

Найдем скорость движения потока охлаждающей жидкости в трубках жидкостно-масляного теплообменника:

$$w_1 = \frac{V_1}{\frac{\pi d^2}{4} n} \quad (3.4)$$

$$w_1 = \frac{0,021}{\frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} \cdot 45} = 3,66 \text{ м/с}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения потока охлаждающей воды:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} \quad (3.5)$$

$$Re_1 = \frac{3,66 \cdot 0,004 \cdot 961,8}{0,000299} = 47097$$

Т.к. $Re_1 = 47097 > 10000$, поток жидкости турбулентный.

Найдем скорость движения потока охлаждаемого масла жидкостно-масляном теплообменнике:

Циркуляционный расход масла зависит от количества отводимой им от двигателя теплоты Q_m . Для современных автомобильных и тракторных двигателей составляет 1,5...3% от общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_m = 0,02 Q_o \quad (3.6)$$

$$Q_m = 0,025 \cdot 690625 = 17258 \text{ Дж/с}$$

Зная количество тепла отведенного маслом от нагретых деталей двигателя, объемный расход масла циркулирующего в ЖМТ:

$$V_2 = \frac{Q_m}{c_2 \rho_2 (t_{2н} - t_{2к})} \quad (3.7)$$

$$V_2 = \frac{17258}{2150 \cdot 831,5 \cdot (120 - 110)} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$$

где Q_m – количество тепла переданное смазочному маслу.

Найдем скорость движения потока смазочного масла в жидкостно-масляном теплообменнике:

$$w_2 = \frac{V_2}{\frac{\pi}{4} (D^2 - nd^2)} \quad (3.8)$$

$$w_2 = \frac{0,001}{\frac{3,14}{4} (0,111^2 - 45 \cdot 0,004^2)} = 0,106 \text{ м/с}$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		71

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения потока смазочного масла циркулирующего в ЖМТ:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} \quad (3.9)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \rho_2 (D^2 - nd^2)}{\mu_2 (D + nd)} \quad (3.10)$$

$$Re_2 = \frac{0,106 \cdot 831,5 \cdot (0,111^2 - 45 \cdot 0,004^2)}{0,000128 \cdot (0,111 + 45 \cdot 0,004)} = 27482$$

Т.к. $Re_2 = 27482 > 10000$, поток жидкости турбулентный.

Рассчитаем ориентировочные коэффициенты теплоотдачи для каждого потока. Коэффициент теплоотдачи находится по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (3.11)$$

Для расчета необходимо подобрать критериальное уравнение расчета числа Нуссельта.

Так как поток охлаждающей воды движется в турбулентном режиме в прямых трубах, то критериальное уравнение для расчета критерия Нуссельта будет выглядеть так:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (3.12)$$

где $Pr_1/Pr_{cm} = 1$ – для жидкостей при допустимой погрешности.

Коэффициент Прандтля находится по формуле:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} \quad (3.13)$$

$$Pr_1 = \frac{4214 \cdot 0,000299}{0,681} = 1,85$$

Подставляя выше полученное, находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 47097^{0,8} \cdot 1,85^{0,43} \cdot 1 = 149,7$$

Находим коэффициент теплоотдачи для охлаждающей воды:

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		72

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} \quad (3.14)$$

$$\alpha_1 = \frac{149,7 \cdot 0,681}{0,004} = 25493 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Так как горячий поток охлаждаемого масла поперечно обтекает пучок гладких труб при их круговом расположении, при турбулентном режиме движения жидкости, то критериальное уравнение для нахождения критерия Нуссельта имеет вид:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (3.15)$$

Коэффициент Прандтля находится по формуле:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} \quad (3.16)$$

$$Pr_2 = \frac{2150 \cdot 0,000128}{0,125} = 2,2$$

Подставляя вышеполученные значения, находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 27482^{0,6} \cdot 2,2^{0,36} \cdot 1 = 244,7$$

Находим коэффициент теплоотдачи для охлаждаемого масла:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} \quad (3.17)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2 (D + nd)}{(D^2 - nd^2)}$$

$$\alpha_2 = \frac{244,7 \cdot 0,125 \cdot (0,111 + 45 \cdot 0,004)}{(0,111^2 - 45 \cdot 0,004^2)} = 767,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определим коэффициент теплопередачи в матрице теплообменника:

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи находится по уравнению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (3.18)$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		73

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 25} \ln \frac{0,006}{0,004} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006}} = 123,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

С помощью программного комплекса Ansys были заданы граничные условия работы жидкостно-масляного теплообменника, для оценки теплового состояния матрицы охладителя и его корпусных деталей.

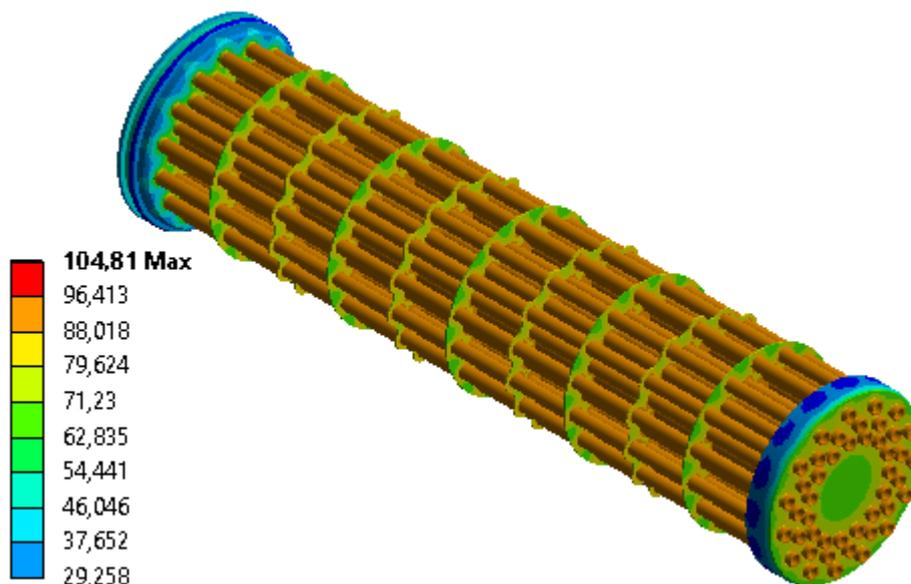


Рисунок 27 – Тепловое состояние матрицы штатного теплообменника

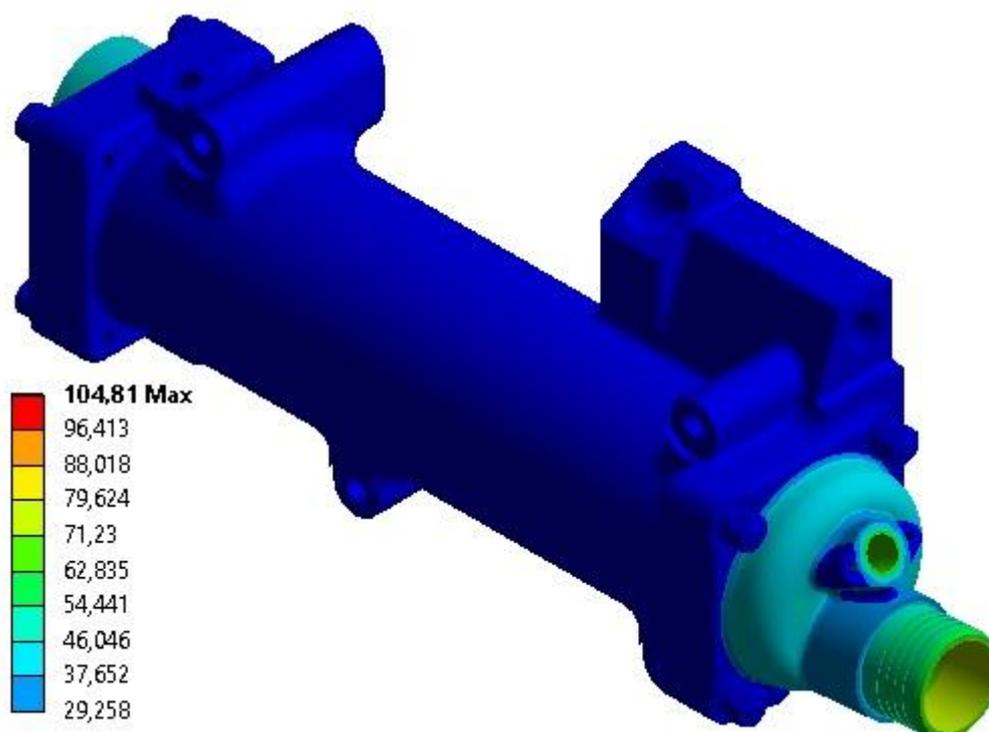


Рисунок 28 – Тепловое состояние корпусных элементов штатного теплообменника



Рисунок 29 – Тепловое состояние штатного теплообменника

3.2. Оценка эффективности теплообмена в предлагаемой конструкции элементов матрицы маслоохладителя

Для интенсификации теплообмена в предлагаемой конструкции жидкостно-масляного теплообменника число теплоотводящих трубок увеличено на 30%, их общее количество составило 61. Тем самым общая площадь теплоотдающей поверхности увеличилась на 26% без увеличения габаритных размеров матрицы теплообменника. Конструкция корпусных элементов не изменилась.

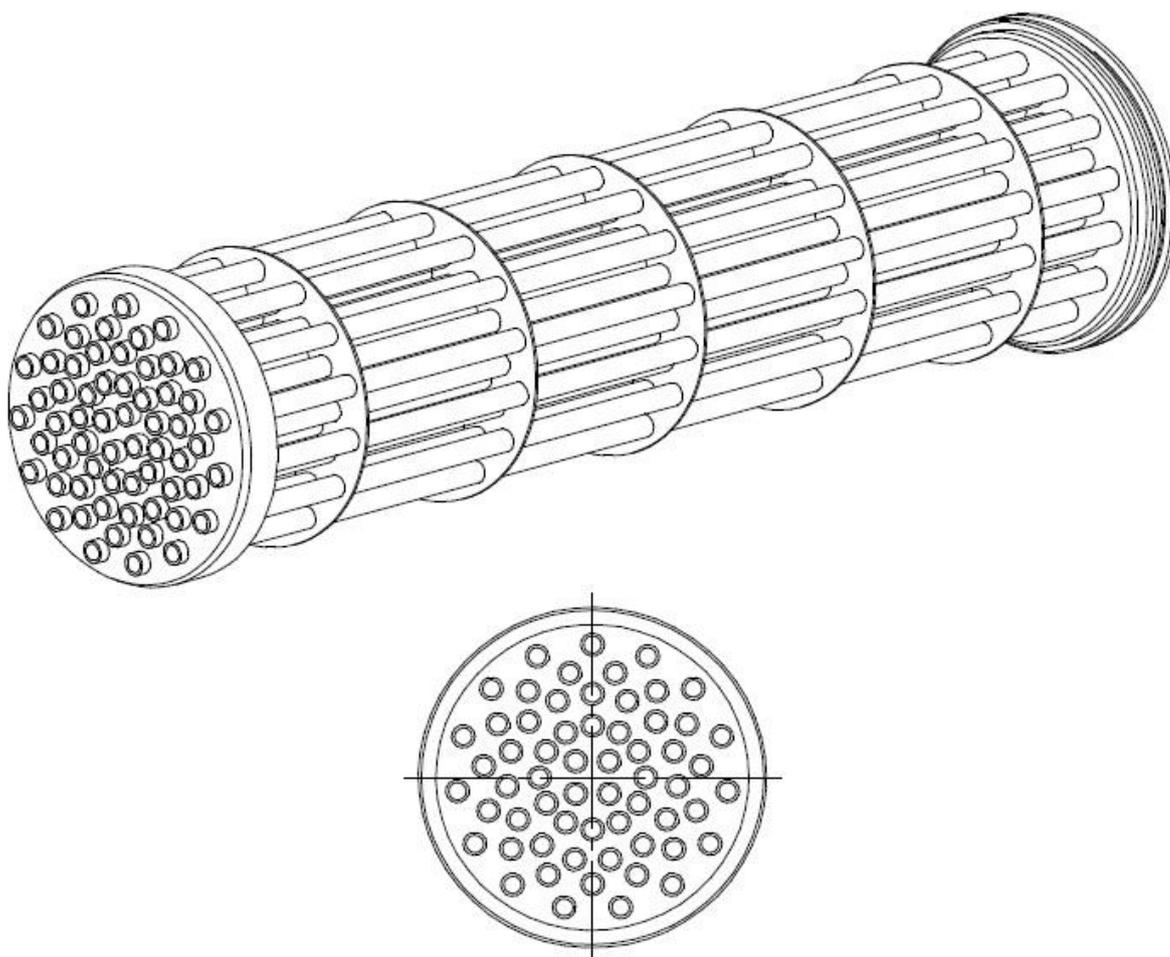


Рисунок 30 – Матрица модифицированного ЖМТ

Используя результаты расчета теплового баланса двигателя, необходимо найти скорость движения потока охлаждающей жидкости в трубках модифицированного жидкостно-масляного теплообменника.

Зная количество тепла отведенного охлаждающей жидкостью от нагретых деталей двигателя, объемный расход жидкости циркулирующей в ЖМТ:

$$V_1 = \frac{Q_B}{c_1 \rho_1 (t_{1к} - t_{1н})} \quad (3.19)$$

$$V_1 = \frac{690625}{4214 \cdot 961,8 \cdot (100 - 90)} = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}$$

где Q_B – количество тепла переданное охлаждающей жидкости.

Найдем скорость движения потока охлаждающей жидкости в трубках жидкостно-масляного теплообменника:

$$w_1 = \frac{V_1}{\frac{\pi d^2}{4} n} \quad (3.20)$$

$$w_1 = \frac{0,021}{\frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} \cdot 61} = 2,7 \text{ м/с}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения потока охлаждающей воды:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} \quad (3.21)$$

$$Re_1 = \frac{2,7 \cdot 0,004 \cdot 961,8}{0,000299} = 34744$$

Т.к. $Re_1 = 34744 > 10000$, поток жидкости турбулентный.

Найдем скорость движения потока охлаждаемого масла в предлагаемой конструкции жидкостно-масляного теплообменника:

Циркуляционный расход масла зависит от количества отводимой им от двигателя теплоты Q_m . Для современных автомобильных и тракторных двигателей составляет 1,5...3% от общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_m = 0,02 Q_o \quad (3.22)$$

$$Q_m = 0,025 \cdot 690625 = 17258 \text{ Дж/с}$$

Зная количество тепла отведенного маслом от нагретых деталей двигателя, объемный расход масла циркулирующего в ЖМТ:

$$V_2 = \frac{Q_m}{c_2 \rho_2 (t_{2H} - t_{2K})} \quad (3.23)$$

$$V_2 = \frac{17258}{2150 \cdot 831,5 \cdot (120 - 110)} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$$

где Q_m – количество тепла переданное смазочному маслу.

Найдем скорость движения потока смазочного масла в жидкостно-масляном теплообменнике:

$$w_2 = \frac{V_2}{\frac{\pi}{4} (D^2 - nd^2)} \quad (3.24)$$

$$w_2 = \frac{0,001}{\frac{3,14}{4} (0,111^2 - 61 \cdot 0,004^2)} = 0,108 \text{ м/с}$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		77

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения потока смазочного масла циркулирующего в ЖМТ:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} \quad (3.25)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \rho_2 (D^2 - nd^2)}{\mu_2 (D + nd)} \quad (3.26)$$

$$Re_2 = \frac{0,106 \cdot 831,5 \cdot (0,111^2 - 61 \cdot 0,004^2)}{0,000128 \cdot (0,111 + 61 \cdot 0,004)} = 22527$$

Т.к. $Re_2 = 22527 > 10000$, поток жидкости турбулентный.

Рассчитаем ориентировочные коэффициенты теплоотдачи для каждого потока. Коэффициент теплоотдачи находится по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (3.27)$$

Для расчета необходимо подобрать критериальное уравнение расчета числа Нуссельта.

Так как поток охлаждающей воды движется в турбулентном режиме в прямых трубах, то критериальное уравнение для расчета критерия Нуссельта будет выглядеть так:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (3.28)$$

где $Pr_1/Pr_{cm} = 1$ – для жидкостей при допустимой погрешности.

Коэффициент Прандтля находится по формуле:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} \quad (3.29)$$

$$Pr_1 = \frac{4214 \cdot 0,000299}{0,681} = 1,85$$

Подставляя выше полученное, находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 34744^{0,8} \cdot 1,85^{0,43} \cdot 1 = 117,4$$

Находим коэффициент теплоотдачи для охлаждающей воды:

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		78

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} \quad (3.30)$$

$$\alpha_1 = \frac{117,4 \cdot 0,681}{0,004} = 19986 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Так как горячий поток охлаждаемого масла поперечно обтекает пучок гладких труб при их круговом расположении, при турбулентном режиме движения жидкости, то критериальное уравнение для нахождения критерия Нуссельта имеет вид:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (3.31)$$

Коэффициент Прандтля находится по формуле:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} \quad (3.32)$$

$$Pr_2 = \frac{2150 \cdot 0,000128}{0,125} = 2,2$$

Подставляя выше полученные значения, находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 22527^{0,6} \cdot 2,2^{0,36} \cdot 1 = 217,2$$

Находим коэффициент теплоотдачи для охлаждаемого масла:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} \quad (3.33)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2 (D + nd)}{(D^2 - nd^2)}$$

$$\alpha_2 = \frac{217,2 \cdot 0,125 \cdot (0,111 + 61 \cdot 0,004)}{(0,111^2 - 61 \cdot 0,004^2)} = 849,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определим коэффициент теплопередачи в матрице теплообменника:

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи находится по уравнению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (3.34)$$

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		79

$$k = \frac{1}{\frac{1}{19986 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 25 \ln \frac{0,006}{0,004}} + \frac{1}{849,5 \cdot 0,006}} = 123,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

С помощью программного комплекса Ansys были получены результаты изменения конструкции жидкостно-масляного теплообменника и теплового состояния матрицы охладителя, корпусных деталей.

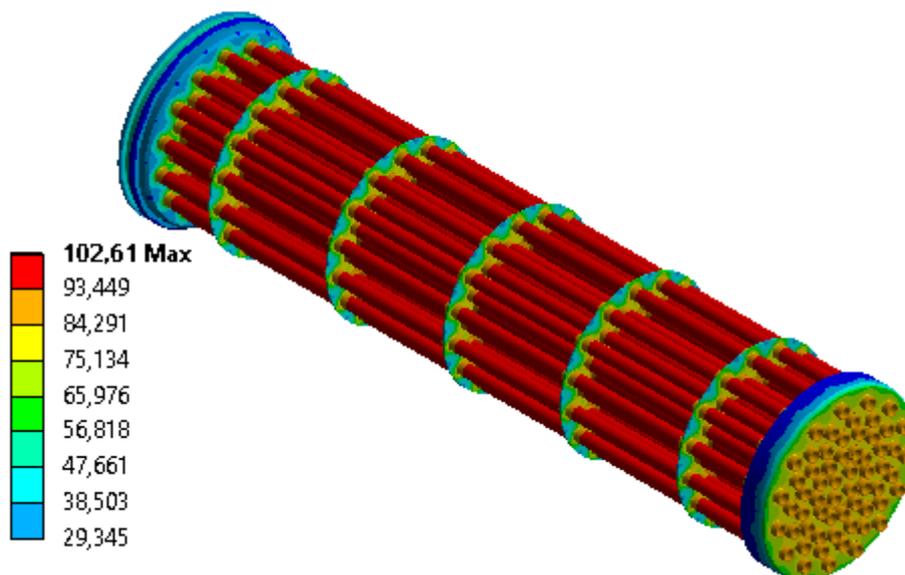


Рисунок 31 – Тепловое состояние матрицы модифицированного теплообменника

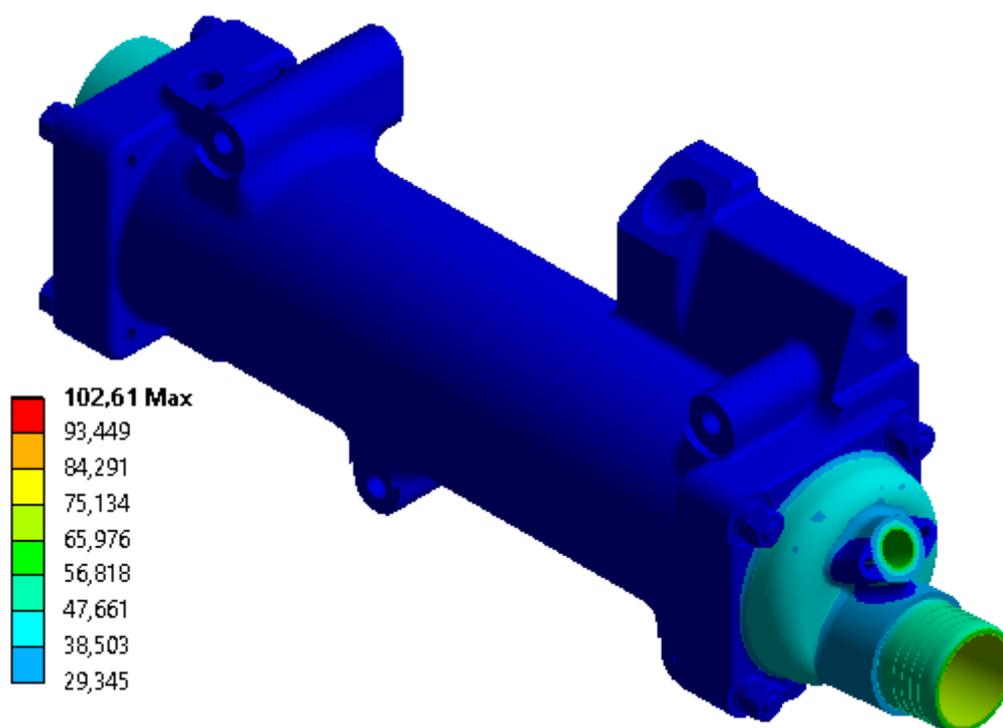


Рисунок 32 – Тепловое состояние корпусных элементов модифицированного теплообменника

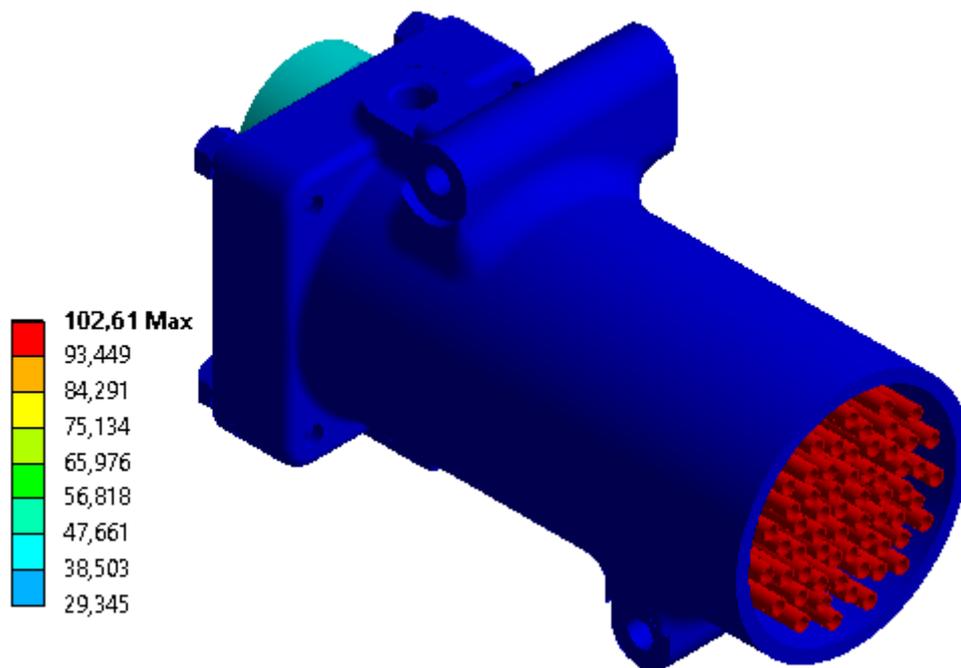


Рисунок 33 – Тепловое состояние модифицированного теплообменника

3.3. Влияние материала элементов на тепловое состояние матрицы

Теплопроводность λ является одной из основных тепловых характеристик материала. Как следует из уравнения теплопроводность материала — это мера проводимости теплоты материалом, численно равная тепловому потоку, проходящему сквозь 1 м^2 площади, перпендикулярной направлению потока, при градиенте температуры вдоль потока. Чем больше значение λ , тем интенсивнее в таком материале процесс теплопроводности, больше тепловой поток.

Теплопроводность материала увеличивается с повышением температуры, при которой происходит передача теплоты. Увеличение теплопроводности материалов объясняется возрастанием кинетической энергии молекул скелета вещества.

Коэффициент теплопроводности характеризует способность данного вещества проводить теплоту. Значения коэффициентов теплопроводности приводятся в справочниках по теплофизическим свойствам вещества.

Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через 1 м² теплообменной поверхности при разности температур между теплоносителями 1К.

Процесс теплопередачи можно разделить на теплоотдачу энергии горячим веществом стенке, процесс теплопроводности внутри стенки и теплоотдачу стенки энергии холодному веществу.

Наиболее эффективным материалом для использования в теплообменниках является медь, с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 385 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Но ввиду высокой стоимости меди, наиболее часто используется алюминий с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 215 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

В штатной конструкции жидкостно-масляного теплообменника двигателя 6Т370 используются стальные легированные трубы с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Определим коэффициент теплопередачи в матрице штатного теплообменника с использованием алюминиевых трубок:

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи находится по уравнению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (3.35)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 215} \ln \frac{0,006}{0,004} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006}} = 1051,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Применение алюминия в качестве материала трубок матрицы жидкостно-масляного теплообменника позволяет увеличить коэффициент теплопередачи более чем в 8 раз.

Определим коэффициент теплопередачи в матрице штатного теплообменника с использованием медных трубок.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		82

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи находится по уравнению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (3.35)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 385} \ln \frac{0,006}{0,004} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006}} = 1870,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Применение меди в качестве материала трубок матрицы жидкостно-масляного теплообменника позволяет увеличить коэффициент теплопередачи 15 раз по сравнению с трубками изготовленными из легировано стали, и в 1,7 раза больше по сравнению с алюминиевыми трубками.

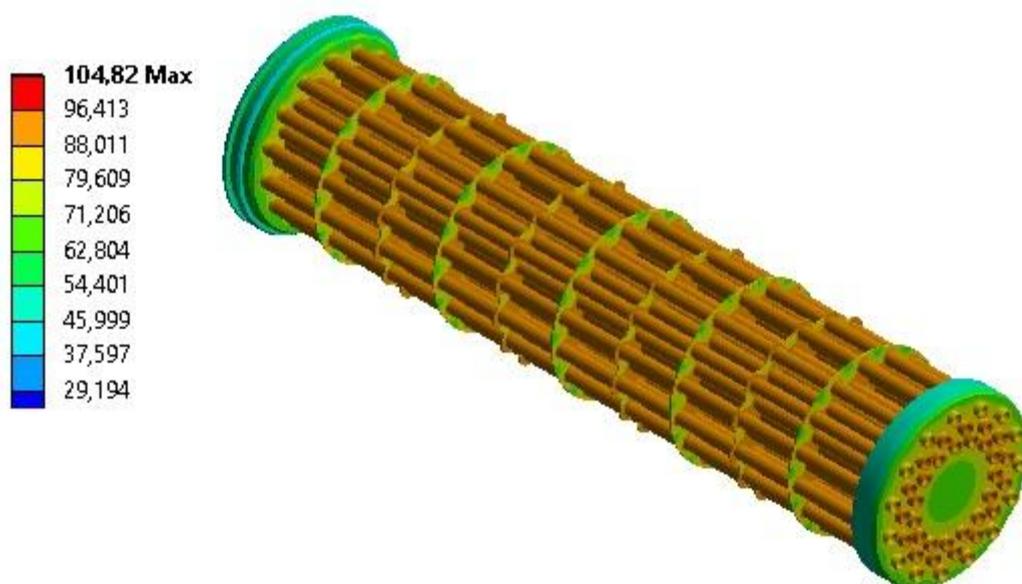


Рисунок 34 – Тепловое состояние матрицы с алюминиевыми трубками

В ходе исследования выяснилось что материал, из которого изготовлена матрица теплообменника, кардинальным образом не влияет на максимальную температуру теплоотдающей трубки.

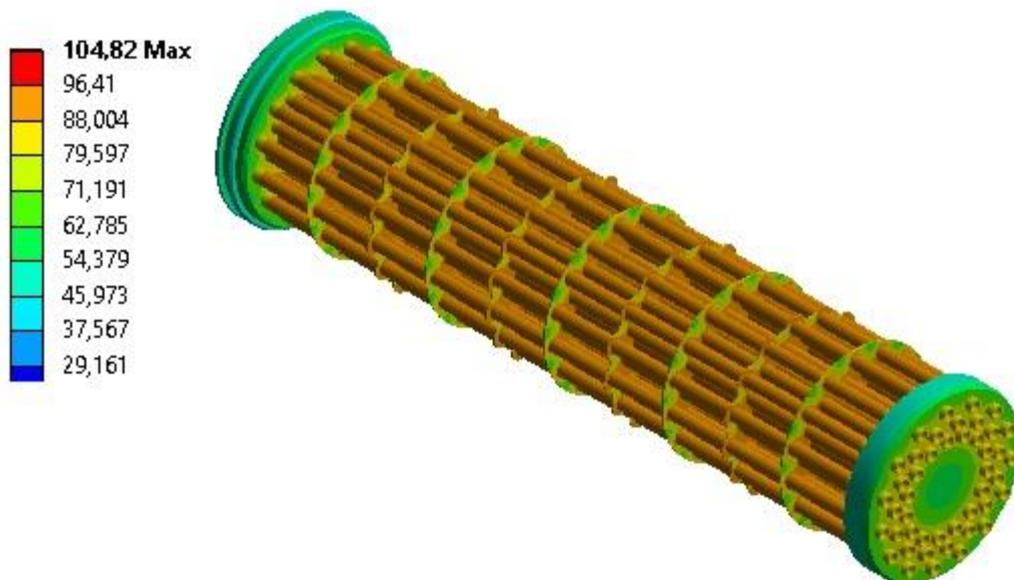


Рисунок 35 – Тепловое состояние матрицы с медными трубками

Оребренные поверхности используются для интенсификации теплообмена с той стороны, где коэффициент теплоотдачи мал. С помощью ребер увеличивается поверхность нагрева.

Пусть с гладкой стороны стенки поверхность равна F_1 , а с оребренной F_2 (рис. 12, б). Остальные обозначения указаны на рис. 12, а. Вывод уравнений для расчета количества переданной теплоты и коэффициента теплопередачи аналогичен случаю гладкой стенки. В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин q и k можно выполнять для единицы гладкой или оребренной поверхности.

Следовательно, значение коэффициента теплопередачи оребренной поверхности, получим:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \cdot \frac{F_1}{F_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \cdot \frac{F_1}{F_2}} \quad (3.35)$$

Отношение величины оребренной поверхности F_2 к гладкой F_1 называется коэффициентом оребрения.

Рассчитаем значение коэффициента теплопередачи для оребренной стальной трубки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 25 \ln \frac{0,006 \cdot 31599}{0,004 \cdot 25311}} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006} \cdot \frac{31599}{25311}}$$

$$= 168,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

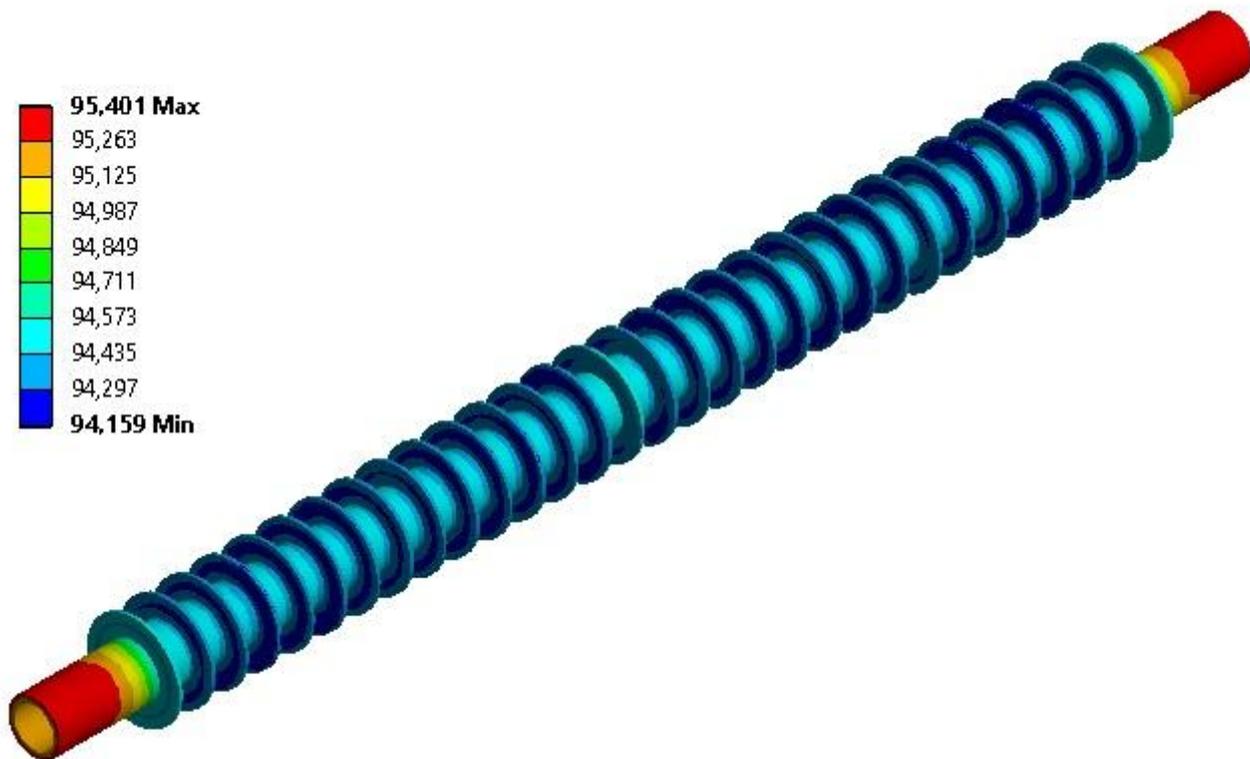


Рисунок 36 – Тепловое состояние стальной оребренной трубки

Рассчитаем значение коэффициента теплопередачи для оребренной алюминиевой трубки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 215 \ln \frac{0,006 \cdot 31599}{0,004 \cdot 25311}} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006} \cdot \frac{31599}{25311}}$$

$$= 1440,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

По результатам расчета максимальная температура стальной оребренной трубки составила 95,4°С. Распределение температуры по теплоотдающей поверхности оказалось равномерным кроме двух участков на концах трубки, которые не были оребрены.

Для интенсификации теплообмена по сравнению со штатной конструкцией теплообменника заменим стальные оребренные трубки на оребренные алюминиевые.

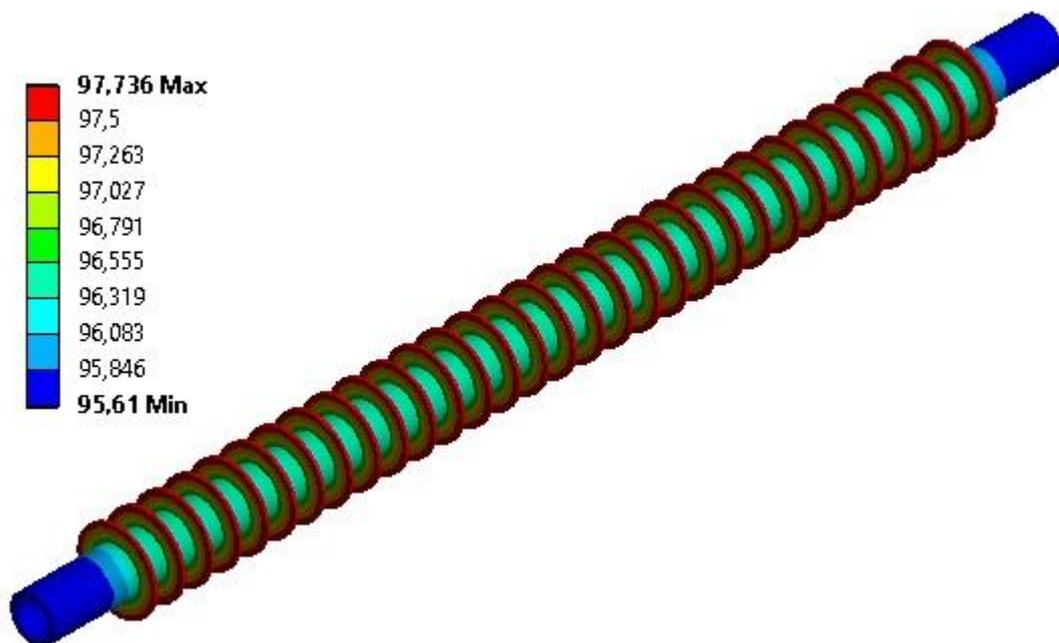


Рисунок 37 – Тепловое состояние алюминиевой оребренной трубки

По результатам моделирования теплового состояния алюминиевой оребренной трубки максимальная температура составила 97,7°C. Локализация максимальной температуры оказалась на краю поверхности ребер. Минимальная температура сосредоточена на неоребренной поверхности трубки.

Рассчитаем значение коэффициента теплопередачи для оребренной трубки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25493 \cdot 0,004} + \frac{1}{2 \cdot 385} \ln \frac{0,006 \cdot 31599}{0,004 \cdot 25311} + \frac{1}{767,2 \cdot 0,006} \cdot \frac{31599}{25311}}$$

$$= 2562,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Наиболее эффективным материалом для использования в теплообменниках является медь, с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 385 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Но ввиду высокой стоимости меди, наиболее часто используется алюминий.

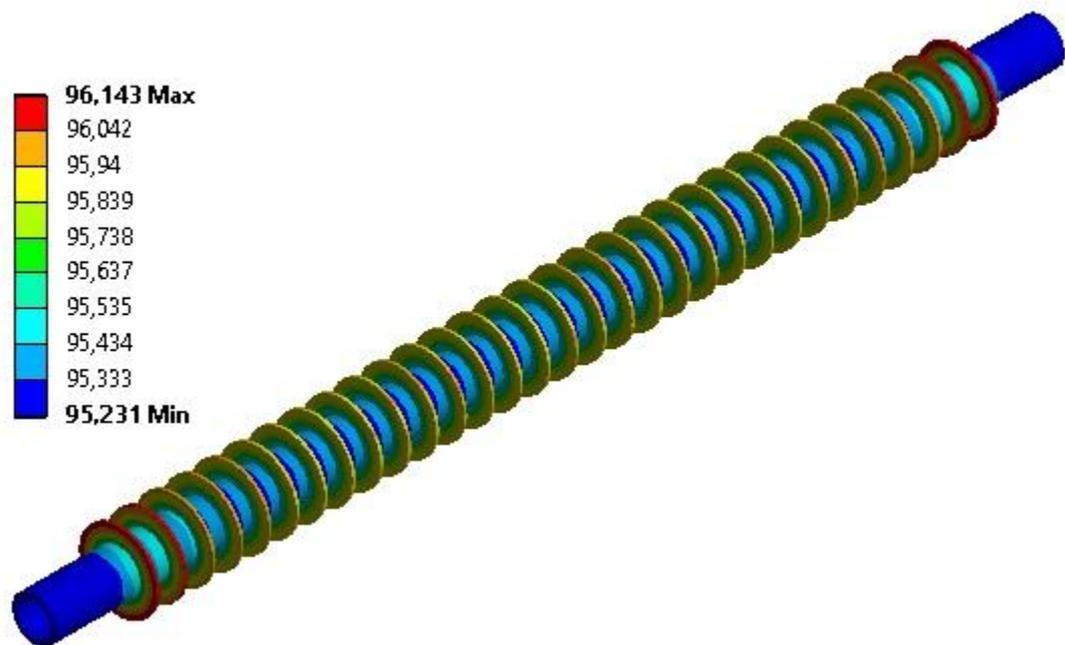


Рисунок 37 – Тепловое состояние медной оребренной трубки

По результатам моделирования теплового состояния алюминиевой оребренной трубки максимальная температура составила 96,1°С. Локализация максимальной температуры оказалась на краю поверхности ребер которые находятся вблизи трубных досок.. Минимальная температура сосредоточена на неоребренной поверхности трубки с обоих концов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		87

Повышение эффективности и интенсификация процессов теплообмена в устройствах для охлаждения смазочного масла является важной частью совершенствования форсированных двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время при проектировании современных форсированных дизелей используется множество вариантов конструкций теплообменных аппаратов. Уменьшение массы и габаритов таких устройств является актуальной проблемой. Наиболее перспективный путь решения этой задачи – интенсификация теплообмена. Опыт создания и эксплуатации различных теплообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1.5-2 раза и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами.

Для улучшения характеристик теплообменного оборудования необходимо разрабатывать новые конструкции теплообменных аппаратов, увеличивать эффективность теплообменных поверхностей, применять современные подходы к проектированию теплообменных аппаратов, создавать новые технологии их производства.

Изучение теплового состояния различных конструкций теплообменных аппаратов, также является приоритетной задачей, так как этот вопрос еще недостаточно глубоко изучен.

В качестве прототипа для исследования в данной работе будет использоваться кожухотрубный жидкостно-масляный полнопоточный теплообменник форсированного дизеля 6Т370 Челябинского тракторного завода.

Для данного теплообменника выполнен анализ теплового состояния элементов матрицы и корпусных деталей в штатном исполнении.

Анализ теплового состояния элементов жидкостно-масляного теплообменника выполнен с помощью конечно-элементной модели, свидетельствующая о том что температура трубок матрицы штатного теплообменника составляет 92,3°C, температура корпуса ЖМТ 34,5°C и температура крышек 50,1°C.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		88

Для данной конструкции был предложен способ увеличения теплоотдающей способности матрицы, путем увеличения числа трубок по которым движется охлаждающая жидкость. Данное решение позволило увеличить площадь теплоотдающей поверхности на 26% без увеличения габаритных размеров матрицы теплообменника. Конструкция корпусных элементов при этом не изменилась.

При этом температура трубок матрицы составляет 96,2°C, температура корпуса ЖМТ 36,7°C и температура крышек 52,2°C.

Еще одним эффективным методом улучшения интенсификации теплообмена является изменение материала матрицы теплообменника. Поэтому было предложено заменить стальные легированные трубки на алюминиевые или медные. Наиболее эффективным материалом для использования в теплообменниках является медь, с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 385 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Но ввиду высокой стоимости меди, наиболее часто используется алюминий с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 215 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Изменение материала трубок матрицы со стали на алюминий позволили получить температуру для трубок 96,5°C.

Применение алюминия в качестве материала трубок матрицы жидкостно-масляного теплообменника позволило увеличить коэффициент теплопередачи более чем в 8 раз. Применение меди в позволит увеличить коэффициент теплопередачи в 15 раз по сравнению с трубками изготовленными из легированной стали, и в 1,7 раза по сравнению с алюминиевыми трубками.

Это позволило интенсифицировать теплообмен между смазочным маслом и охлаждающей жидкостью.

Эффективным методом увеличения теплоотдающей поверхности труб является оребрение. В данной работе был предложен вариант с поперечными круглыми ребрами, что позволило увеличить площадь теплоотдающей поверхности на 30%. Благодаря этому удалось увеличить коэффициент теплопередачи теплообменника на 27%.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		89

Тепловой анализ позволил установить что оребренная трубка из легированной стали будет иметь температуру максимальную температуру 95,4°C, алюминиевая оребренная трубка будет иметь температуру 97,7°C и медная оребренная трубка 96,1°C.

В качестве рекомендации можно указать необходимость применения алюминиевой трубки с поперечными круглыми ребрами, что позволит уменьшить количество трубок в матрице, габариты и массу жидкостно-масляного теплообменника в целом.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		90

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М., 1977. - 216 с.
2. Костин А.К., Михайлов В.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Л., 1979. - 222 с.
3. Дешкин В.Н. Термодинамика. М., 2006. - 200 с.
4. Зайцев Л. К. Теплотехника. Челябинск: Издательство ЧПИ , 1989. - 35 с.
5. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. Том 1. М., 1987. - 560 с.
6. Б.Е. Байгалиев. Теплообменные аппараты. Казань., 2012. - 180 с.
7. Бобылев В.Н. Подбор и расчет трубчатых теплообменников. М., 2003. - 80 с.
8. Горшенин А.С. Методы интенсификации теплообмена. Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2009.- 82 с.:ил.
9. Колчин А.И. Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. - 400с.

					ЮУрГУ-13.04.03.2017.111.00 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		91