

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

И.В. КОЛОМИН, С.В. КРАШЕНИННИКОВ

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлению подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение и специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

САМАРА
Издательство Самарского университета
2021

УДК 621.4(075)
ББК 39.55я7
К612

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. Н. Матвеев,
канд. техн. наук, доц. Д. В. Зеленцов

Коломин, Илья Викторович

К612 **Расчет элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания:** учебное пособие / *И.В. Коломин, С.В. Крашенинников.* – Самара: Издательство Самарского университета, 2021. – 76 с.

ISBN 978-5-7883-1705-2

Содержит рекомендации по методике расчета основных элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания: радиатора, жидкостного насоса и вентилятора. Расчет проводится на основе заданных исходных данных: мощности, оборотов, геометрии цилиндров и их числа.

Предназначено для обучающихся по направлению подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, профиль «Двигатели внутреннего сгорания» и специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, специализация «Двигатели внутреннего сгорания» при изучении курса «Системы двигателей».

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

УДК 621.4(075)
ББК 39.55я7

ISBN 978-5-7883-1705-2

© Самарский университет, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ | 5 |
| ВВЕДЕНИЕ | 6 |
| 1 Выбор системы охлаждения двигателя | 7 |
| 2 Классификация, общее устройство и работа систем жидкостного охлаждения..... | 9 |
| 2.1 Радиаторы..... | 12 |
| 2.2 Жидкостные насосы | 14 |
| 2.3 Вентиляторы..... | 18 |
| 2.4 Термостаты..... | 20 |
| 3 Охлаждающие жидкости | 23 |
| 3.1 Вода..... | 24 |
| 3.2 Антифризы | 25 |
| 4 Основные особенности конструкции и расчетов радиаторов систем жидкостного охлаждения..... | 28 |
| 5 Цель и задачи курсовой работы | 31 |
| 6 Постановка задачи..... | 32 |
| 7 Исходные данные к расчету элементов системы жидкостного охлаждения | 32 |
| 8 Методические указания к расчетам | 33 |
| 8.1 Определение количества тепла, отводимого в систему охлаждения за одну секунду | 33 |
| 8.2 Расчет радиатора..... | 34 |
| 8.2.1 Расчет основных характеристик радиатора..... | 34 |
| 8.2.2 Определение удельной массы радиатора..... | 43 |
| 8.2.3 Гидравлический расчет радиатора..... | 44 |
| 8.3 Расчет жидкостного насоса..... | 47 |
| 8.3.1 Расчет параметров жидкостного насоса..... | 47 |

| | | |
|--------|---|----|
| 8.3.2 | <i>Определение конструктивных размеров жидкостного насоса</i> | 49 |
| 8.3.3 | <i>Построение профиля лопатки насоса</i> | 49 |
| 8.3.4 | <i>Мощность, потребляемая жидкостным насосом</i> | 50 |
| 8.4 | Расчет осевого вентилятора..... | 50 |
| 8.4.1 | <i>Расчет основных характеристик вентилятора</i> | 50 |
| 8.4.2 | <i>Определение конструктивных размеров вентилятора</i> | 51 |
| 9 | Порядок оформления пояснительной записки | 52 |
| 10 | Современные теплообменные устройства автомобилей | 53 |
| 10.1 | Алюминиево-паяные теплообменники..... | 53 |
| 10.2 | Теплообменные устройства охлаждения наддувочного воздуха (интеркулеры)..... | 58 |
| 10.2.1 | <i>Интеркулеры воздух/воздух</i> | 61 |
| 10.2.2 | <i>Интеркулеры воздух/вода</i> | 62 |
| 10.2.3 | <i>Комбинированные системы</i> | 63 |
| | СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 65 |
| | ПРИЛОЖЕНИЯ | 66 |

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- b – ширина, m ;
- c – удельная теплоёмкость, $Дж/кг \cdot K$; скорость m/c ;
- D – диаметр, mm, m ;
- F, H – поверхность охлаждения, m^2 ;
- G – расход, массовый $кг/с$, объемный $m^3/с$;
- H_u – низшая теплота сгорания топлива, $кДж/кг$;
- i – число цилиндров;
- N – мощность, $Вт$;
- n – частота вращения, $об/мин, 1/с$;
- p – давление, $Па$;
- Q – количество тепла, $Дж/с, Вт$;
- r – радиус, m ;
- T, t – температура, $K, °C$;
- u, W – скорость, $m/с$;
- $\Delta T, \Delta t$ – температурный перепад, $K, °C$;
- Δp – сопротивление тракта, $Па$;
- α – коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2 \cdot K$; коэффициент избытка воздуха;
- λ – коэффициент теплопроводности, $Вт/м \cdot K$;
- η – коэффициент полезного действия;
- ρ – плотность, $кг/м^3$.

ВВЕДЕНИЕ

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода тепла от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимого тепла воспринимается системой охлаждения (СО), меньшая – системой смазки и окружающей средой.

В зависимости от рода используемого теплоносителя в автомобильных, судовых и тракторных двигателях применяют систему жидкостного (СЖО) или воздушного (СВО) охлаждения.

Каждая из указанных СО имеет преимущества и недостатки. К *преимуществам* жидкостного охлаждения относят:

- а) более эффективный отвод тепла от нагретых деталей двигателя при любой тепловой нагрузке;
- б) быстрый и равномерный прогрев двигателя при пуске;
- в) допустимость применения блочных конструкций цилиндров;
- г) меньшая склонность к детонации в бензиновых двигателях;
- д) более стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы;
- е) меньшие затраты мощности на охлаждение и возможность использования тепла, отводимого в систему охлаждения и др.

Недостатки системы жидкостного охлаждения:

- а) большие затраты на обслуживание и ремонт в эксплуатации;
- б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды и большая чувствительность к ее изменению.

Расчет основных конструктивных элементов СО производится исходя из количества тепла, отводимого от двигателя в единицу времени.

1 ВЫБОР СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

В процессе конструирования поршневого двигателя внутреннего сгорания выбору типа системы охлаждения уделяется большое внимание. При выборе жидкостной или воздушной системы охлаждения учитываются не только вышеперечисленные достоинства и недостатки, но и целый ряд других факторов.

Эксплуатационные качества. Пуск двигателей с воздушным охлаждением менее отработан, чем пуск двигателей с жидкостным охлаждением, и затруднен при низких температурах. Двигатели с воздушным охлаждением более надежны, их обслуживание проще, а номенклатура запасных частей и эксплуатационных материалов, как отмечено выше, значительно меньше; уровень шума, создаваемого двигателем, более высок при воздушном охлаждении.

Наличие технологического оборудования. При организации производственного процесса на предприятии, где предполагается производство двигателей, технологические процессы и оборудование вследствие различных форм корпусных деталей двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением существенно различаются.

Назначение двигателя. Двигатели различных назначений могут иметь как жидкостное, так и воздушное охлаждение, а для мотоциклов и стационарных установок малой мощности – преимущественно воздушное.

Рабочий процесс двигателя. Для двигателей с принудительным зажиганием жидкостное охлаждение, как более интенсивное и обеспечивающее бездетонационное сгорание, целесообразнее. Для дизелей, работающих с высоким давлением наддува, оно обуславливает меньшую тепловую напряженность основных деталей камеры сгорания, однако при длительной работе на малых нагрузках и частотах вращения рациональнее – воздушное охлаждение.

Первоначальная стоимость двигателя. Стоимость двигателей средней и большой мощности с жидкостным охлаждением, выпускаемых в больших количествах и лучше освоенных в производстве, меньше стоимости двигателей с воздушным охлаждением. Однако при массовом производстве, особенно при производстве семейств двигателей с воздушным охлаждением, стоимость их оказывается ниже.

Габаритные и массовые показатели. Двигатели с воздушным охлаждением средней и большой мощности имеют худшие массовые и габаритные показатели по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением. Однако в целом силовые установки с двигателями, имеющими воздушное охлаждение, обладают, лучшими габаритными и массовыми показателями, чем установки с двигателями, оснащёнными жидкостным охлаждением.

Ввиду большого количества взаимообусловленных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, дать прямое однозначное решение для выбора её типа не представляется возможным. Главным определяющим фактором, как правило, является назначение двигателя.

Например, учитывая, что в процессе эксплуатации двигателя состояние его после определённого момента времени начинает ухудшаться (повышается количество нагара на головках цилиндров, днищах поршней и других рабочих деталях; загрязняются теплообменные поверхности и т.д.), система охлаждения любого двигателя, независимо от её типа, должна иметь запас охлаждающей способности. Этот запас может выражаться и в пониженных расчётных температурах, в увеличенной поверхности охлаждения, в устройствах интенсификации процесса отвода тепла и др.

Перечисленные выше и многие другие факторы часто делают выбор системы охлаждения первостепенной задачей при разработке новой модели поршневого двигателя.

2 КЛАССИФИКАЦИЯ, ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И РАБОТА СИСТЕМ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Системы жидкостного охлаждения классифицируют по способу организации движения жидкости, омывающей охлаждаемые поверхности. Различают системы:

а) *принудительные*, в которых циркуляция жидкости обеспечивается специальным насосом, расположенным на двигателе (или в силовой установке);

б) *под давлением жидкости, подводимой в силовую установку из внешнего трубопровода*;

в) *термосифонные*, в которых циркуляция жидкости происходит в результате разности гравитационных сил, возникающих в жидкости различной плотности – нагретой около поверхности деталей двигателя и охлажденной в охладителе;

г) *комбинированные* (гибридные, жидкостно-воздушные).

Принудительные системы охлаждения могут быть подразделены, в свою очередь, на *замкнутые* (закрытые) и *незамкнутые* (проточные).

В замкнутых системах охлаждения охлаждающая жидкость после отвода тепла от горячих стенок и элементов в двигателе проходит через теплоотсеивающее устройство – радиатор, в котором она охлаждается, и вновь насосом нагнетается к охлаждаемым частям двигателя.

Незамкнутые водяные системы просты по конструкции, особенно если вода к ним подводится из водопроводной сети, но обладают большим недостатком: попадание в систему взвешенных и растворенных примесей, что характерно, например, для лодочных ДВС.

Большинство современных поршневых двигателей имеет закрытые системы жидкостного охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. В данных системах внутреннее пространство периодически сообщается с окружающей средой при помощи специальных клапанов. В этих системах повышена температура кипения охлаждающей жидкости, уменьшено её выкипание и образование накипи. Жидкость подается в двигатель насосом под давлением. Интенсивность циркуляции жидкости и обдув радиатора воздухом зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Открытые системы охлаждения, сообщающиеся с атмосферой, на автомобильных двигателях не применяются.

Таким образом, можно выделить основные компоненты системы жидкостного охлаждения. К ним относятся следующие части и агрегаты:

- *полости* вокруг каждого из цилиндров (или группы цилиндров) и в головках цилиндров (или в головках группы цилиндров), образованные наружными стенками, заполненные охлаждающей жидкостью;

- *нагнетающий жидкостный насос*;

- *охладитель (радиатор) жидкости*;

- *вентилятор*;

- *соединительные трубопроводы жидкости*;

- *уплотнительные элементы (прокладки)*, обеспечивающие герметичность системы;

- *устройства, соединяющие систему охлаждения с атмосферой* (открытая система) или, наоборот, разъединяющие полости системы и атмосферу (закрытая система);

- *термостаты*, предупреждающие переохлаждение цилиндров и их головок на режимах малых нагрузок и ускоряющие прогрев двигателя после пуска;

- *паровые и паровоздушные клапаны*, устанавливаемые в закрытых системах охлаждения автомобильных и тракторных двигателей (наземный транспорт), как правило, в наивысшей точке (на радиаторе). При интенсивном парообразовании в полостях охлаждения паровой клапан открывается, предупреждая чрезмерное повышение давления в системе охлаждения;

- *расширительные или компенсационные бачки*, устанавливаемые в самой верхней точке системы охлаждения. При расширении нагреваемой жидкости они пополняют систему жидкостью, не допуская тем самым попадания воздуха в систему. В бачке скапливается и удаляется воздух (пузырьки) и пар жидкости, который отводится в атмосферу. Через бачок систему подпитывают охлаждающей жидкостью ввиду ее неизбежного испарения и убыли из системы;

- *заливные горловины*, через которые происходит основная заправка системы охлаждающей жидкостью или моющими растворами для очистки системы охлаждения от накипи, грязи. Располагают их в верхней части системы охлаждения на радиаторах или расширительных бачках. Нередко в заливных горловинах размещают паровые или паровоздушные клапаны;

- *сливные краны*, позволяющие сливать из системы охлаждения или ее элементов охлаждающую жидкость или промывочные растворы. Их располагают в самых низких точках системы охлаждения или ее элементов.

Кроме рассмотренных элементов имеются дополнительные устройства систем жидкостного охлаждения: термометры для контроля за тепловым состоянием двигателя; приборы сигнализации; гидромуфты и др.

Двигатели большинства современных легковых и грузовых автомобилей имеют закрытую жидкостную систему охлаждения с

принудительной циркуляцией жидкости, создаваемой центробежным насосом.

Рассмотрим подробнее некоторые элементы систем жидкостного охлаждения.

2.1 Радиаторы

Радиатор – это теплообменник, в котором теплота от охлаждающей жидкости передаётся через стенки трубок и пластин к воздуху. Основным теплопередающим элементом радиатора является остов.

Остовы радиаторов могут быть трубчато-пластинчатыми и трубчато-ленточными. Остов трубчато-пластинчатого радиатора состоит из нескольких рядов трубок, впаянных в верхний и нижний бачки. На трубки надеты тонкие охлаждающие пластины, изготовленные из латуни, алюминия или меди. Иногда охлаждающие пластины делают гофрированными, что значительно увеличивает площадь поверхности охлаждения радиатора. Широкую гофрированную ленту помещают между трубками и припаивают к ним. Такую конструкцию трубчато-ленточных радиаторов имеют двигатели большинства современных автомобилей.

С системой жидкостного охлаждения двигателя радиатор соединен патрубками и гибкими шлангами, которые прикреплены к патрубкам стяжными хомутиками. Такое соединение допускает относительное смещение двигателя и радиатора.

Конструкция радиатора показана на рис. 1. В нее входят (рис. 1, а) верхний 9 и нижний 15 бачки (коллекторы), соединённые остовом 12 радиатора. В верхний бачок впаяны заливная горловина 8, закрываемая пробкой 7, и патрубок для подсоединения гибкого шланга, подводящего нагретую жидкость к радиатору. Сбоку заливная горловина имеет отверстие для паротводной трубки.

В нижний бачок впаян патрубок отводящего гибкого шланга 13. К верхнему и нижнему бачкам прикреплены боковые стойки 6, соединенные пластиной, припаянной к нижнему бачку. Стойки и пластина образуют каркас радиатора. Кран 14 служит для слива жидкости из системы. Воздушный канал образует кожух 16.

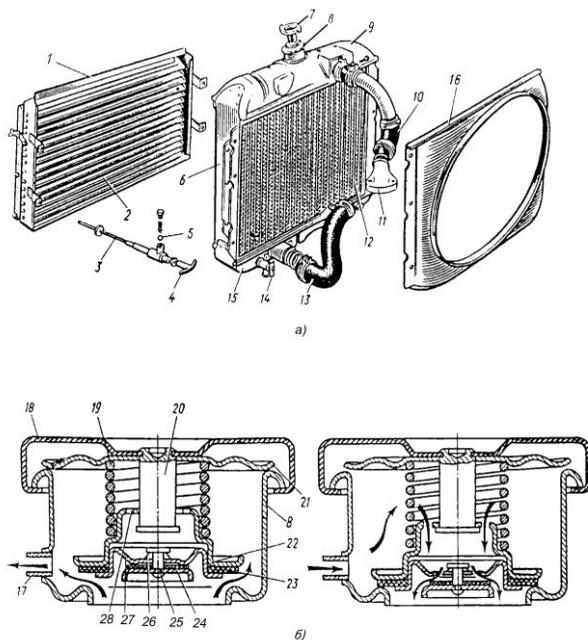


Рис. 1. Конструкция радиатора:

а – конструктивные элементы; б – пробка заливной горловины радиатора

Перед радиатором могут быть установлены жалюзи 1 и 2 для регулирования количеств воздуха, проходящего между трубками радиатора. При смещении рукоятки 4 вперед до отказа створки жалюзи тросом 3 полностью открываются и воздух свободно проходит между створками радиатора. В случае перемещения рукоятки назад до отказа створки закрываются и обдув радиатора возду-

хом прекращается. Для поддержания определенного температурного режима двигателя рукоятку можно установить на фиксаторе 5 в любом промежуточном положении.

Горловину 8 герметически закрывает пробка, изолирующая систему охлаждения двигателя от окружающей среды.

Пробка радиатора (см. рис. 1, б) состоит из корпуса 18, парового 22 и воздушного 25 клапанов и запирающей пружины 21. На стойке 20, при помощи которой к корпусу прикреплена запирающая пружина, установлен паровой клапан, прижатый пружиной 19. Воздушный клапан 25 прижимается пружиной 26 к седлу 27, запрессованному в паровом клапане. Плотное соединение клапанов с седлами достигается установкой резиновых прокладок 23 и 24. При повреждении резиновых прокладок система охлаждения становится открытой, и вода закипает при достижении 100°C .

В случае закипания жидкости в системе охлаждения давление возрастает до $145...160 \text{ кПа}$, и тогда открывается паровой клапан 22, преодолевая сопротивление пружины 19, система охлаждения двигателя сообщается с окружающей средой и пар выходит из радиатора в атмосферу через пароотводную трубку 17.

После остановки двигателя жидкость охлаждается, пар конденсируется и в системе охлаждения создается разрежение. При снижении давления до $10...13 \text{ кПа}$ открывается воздушный клапан 25 и в радиатор через отверстие 28 и клапан начинает поступать воздух, проходящий по пароотводной трубке. Таким образом, паровой и воздушный клапаны предотвращают возможное повреждение радиатора под действием как внешнего, так и внутреннего давления.

2.2 Жидкостные насосы

Для создания в системе охлаждения принудительной циркуляции жидкости применяют центробежные насосы. Обычно жид-

костные насосы конструктивно объединены с вентиляторами и имеют общий привод ременной передачей от коленчатого вала. Например, жидкостный насос (рис. 2) двигателя автомобиля закреплен на переднем торце блока цилиндров.

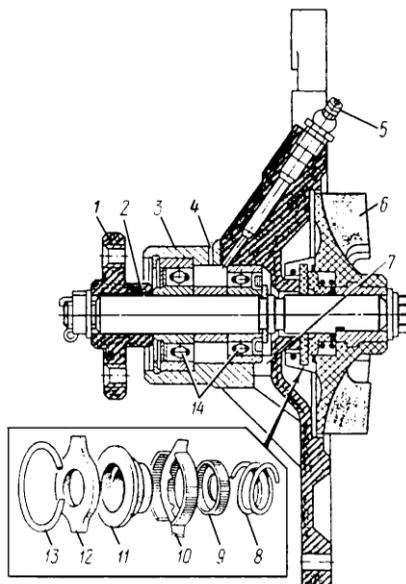


Рис. 2. Жидкостный насос системы охлаждения

Корпус 3 насоса состоит из двух частей: одна часть отливается из чугуна и прикрепляется к другой, изготовленной из алюминиевого сплава вместе с крышкой блока распределительных зубчатых колес. Вал 2 и ступица 1 вентилятора вращаются на двух шарикоподшипниках 14, запрессованных в корпус 3. От смещения шарикоподшипники удерживаются распорной втулкой и стопорными кольцами. Для удержания смазочного материала и защиты от грязи шарикоподшипники имеют уплотнение и дренажное от-

верстие 4. На одном конце вала напрессована ступица 1 вентилятора и шкива привода насоса и генератора. От осевого смещения ступица удерживается корончатой гайкой, которая тщательно зашплинтована. На другом конце вала напрессована пластмассовая крыльчатка 6, имеющая стальную ступицу. Крыльчатка удерживается от смещения гайкой и болтом, ввернутым в торец вала. Вал 2 в корпусе уплотнен самоподжимным сальником, состоящим из графитизированной текстолитовой шайбы 12, резиновой манжеты 11, двух обойм 9 и 10 и пружины 8. Сальник вращается вместе с крыльчаткой и валом насоса. Пружина 8 через резиновую манжету прижимает шайбу 12 к шлифованной плоскости корпуса 3, что предотвращает вытекание жидкости из насоса. Шарикоподшипники насоса смазывают пластичным смазочным материалом, который не вымывается жидкостью. Через масленку 5 смазочный материал подается шприцем в корпус насоса.

Привод насоса и вентилятора осуществлен от шкива коленчатого вала при помощи клиноременной передачи, состоящей из одного ремня. Ремень охватывает шкивы насоса и вентилятора, натяжного ролика, коленчатого вала. Шкив вентилятора двухручейный. Второй ремень от шкива вентилятора перекинут на шкив генератора.

Насосы дизелей ЯМЗ и КамАЗ работают так же, как и насосы автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, но имеют некоторые особенности. Например, насос дизеля ЯМЗ установлен с правой стороны крышки блока распределительных зубчатых колес, приводится в действие клиноременной передачей и не связан с приводом вентилятора.

Насос дизеля КамАЗ закреплен на передней части блоков цилиндров с левой стороны, приводится в действие клиноременной передачей от шкива коленчатого вала. Вентилятор установлен отдельно на гидромуфте.

На рис. 3 приведена типичная конструктивная группа жидкостного насоса и вентилятора двигателей ВАЗ.

Вал 2 (рис. 3, а) с напрессованной на него чугунной крыльчаткой 4 насоса и стальной ступицей 8 вращается в двухрядном шариковом подшипнике 6, установленном в крышке 1 насоса 5. Крышка и корпус отлиты из алюминиевых сплавов. Полость нагнетания насоса уплотнена сальником 3, состоящим из латунного корпуса, запрессованного в крышку 1, и резиновой манжеты, прижимаемой пружиной к торцу корпуса сальника и графитовому кольцу, которое уплотняет торец крыльчатки. Подшипник заполнен смазочным материалом, удерживаемым сальниками. На ступице 8 винтами 9 закреплены штампованный из стали шкив 7 клинового ремня привода и пластмассовый вентилятор 10.

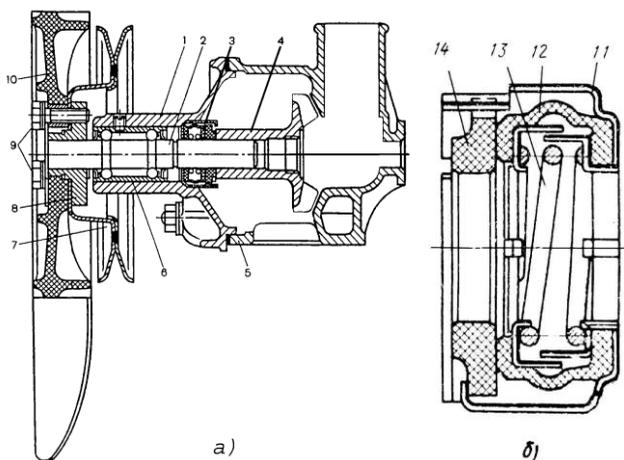


Рис. 3. Конструкция насоса и вентилятора двигателей ВАЗ:
а – насос и вентилятор; б – уплотнитель жидкостного насоса

Уплотнитель (рис. 3, б), герметизирующий подшипник, состоит из корпуса 11, резиновой уплотнительной манжеты 12, разжимной пружины 13 и графитового кольца 14. Неподвижное гра-

фитовое кольцо уплотнителя усилием пружины, находящейся в резиновой манжете, постоянно прижимается к вращающемуся торцу крыльчатки.

2.3 Вентиляторы

Для создания воздушного потока, охлаждающего жидкость, протекающую по трубам радиатора, служит вентилятор, состоящий из крыльчатки и ступицы со шкивом. Иногда к каркасу радиатора для более интенсивного охлаждения в нем жидкости присоединяют направляющий кожух (диффузор), внутри которого вращаются лопасти вентилятора.

Вентиляторы жидкостных систем охлаждения устанавливаются на двигателях непосредственно около радиаторов, а при воздушном охлаждении – на двигателях или около входных или выходных отверстий моторных отделений воздушного тракта.

В системах охлаждения чаще применяются осевые вентиляторы, так как они обладают высоким КПД и подачей, а кроме того, значительно упрощается компоновка силовой установки и форма воздушных потоков (рис. 4).

В осевых вентиляторах сжатие воздуха осуществляется за счет аэродинамических сил, возникающих при обтекании им лопаточных профилей рабочего колеса.

В центробежных вентиляторах сжатие воздуха осуществляется за счет центробежных сил, возникающих в закручиваемом лопатками рабочего колеса потоке, а также за счет адиабатного гашения высокой окружной скорости после выхода воздуха из рабочей части в безлопаточный диффузор.



Рис. 4. Крыльчатки осевых вентиляторов двигателей

Лопастей вентиляторов делают вогнутыми, штампованными из стали или с профилем авиационного крыла из пластмассы и литыми из легких сплавов. Лопасти могут быть поворотными.

Применение авиационного профиля для изготовления лопастей вентиляторов даёт возможность использовать при расчётах теорию крыла. Это в значительной мере улучшает качество и эффективность вентиляторов в системах жидкостного охлаждения двигателей.

Особенно высокую эффективность в системах охлаждения имеют вентиляторы с автоматическим поворотом лопастей в соответствии с режимами работы двигателя.

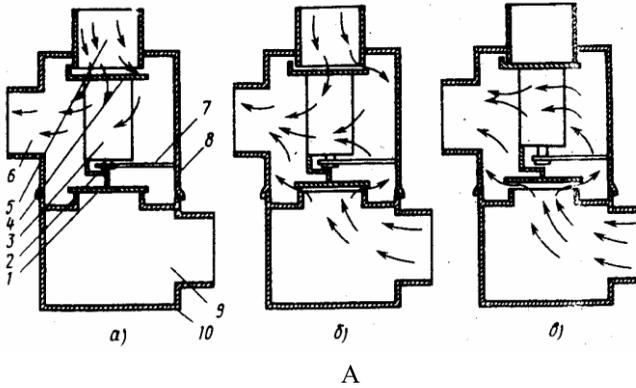
Изготовление вентиляторов из высокопрочных пластмасс в настоящее время гарантирует точную форму профиля лопаток, гладкую поверхность и малую шумность. При высоких частотах вращения вентилятора такие лопатки деформируются, снижая тем самым расход воздуха, что является на этих режимах целесообразным, так как не допускается переохлаждение двигателя.

2.4 Термостаты

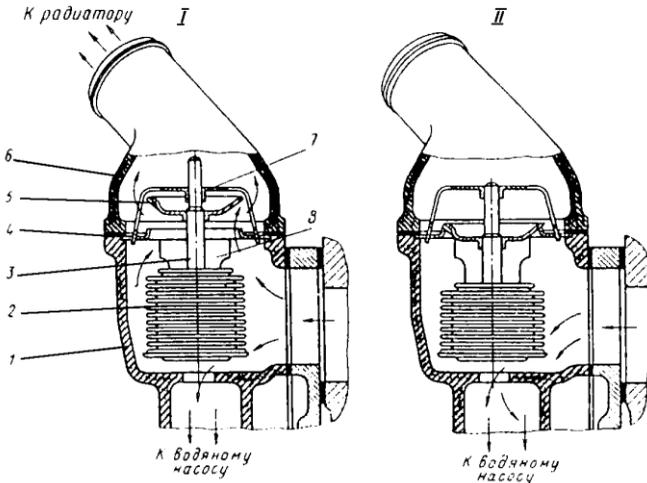
Необходимую температуру жидкости в системе охлаждения автоматически поддерживает термостат, принципиальная схема и конструкция, а также работа которого при разном тепловом состоянии двигателя представлены на рис. 5 и 6.

В системе жидкостного охлаждения автомобильных двигателей применяют термостаты с жидкостным (рис. 5, А, Б) и твердым (рис. 6) наполнителями. В жидкостные термостаты заправляют легкоиспаряющуюся жидкость (смесь 70% этилового спирта и 30% воды). В качестве твердого наполнителя используют церезин с медной стружкой, обладающий большим коэффициентом объемного расширения.

Жидкостный термостат (рис. 5, Б) состоит из корпусной части насоса 1, гофрированного баллона 2, клапана 5, закрепленного на штоке 3, который припаян к верхней части баллона, прокладки 4 между корпусом насоса и патрубком отвода горячей жидкости 6 и собственно корпуса 7. Шток может перемещаться в направляющей корпуса. Иногда на клапане термостата делают небольшое отверстие или выдавку на крышке для выхода воздуха при заливке жидкости в систему охлаждения. В запаянном гофрированном баллоне находится жидкость, занимающая примерно половину внутреннего объема баллона. Воздух из баллона откачан, и при нормальных условиях баллон сжат, а клапан закрыт.



А



Б

Рис. 5. Принципиальная схема и конструкция термостата:

А. Принципиальная схема термостата:

а – при холодном двигателе, б – при не полностью прогревом двигателя, в – при полностью прогревом двигателя; 1 – клапан впуска жидкости из радиатора,

2 – шток, 3 – корпус теплочувствительного элемента, 4 – клапан впуска жидкости из головки блока, 5 – патрубок для подачи жидкости из головки блока, 6 – патрубок для подачи жидкости в жидкостный насос, 7 – кронштейн, 8 – корпус термостата, 9 – патрубок для отвода жидкости из радиатора, 10 – крышка термостата.

Б. Конструкция жидкостного термостата:

в позиции I – термостат открыт; в позиции II – термостат закрыт

Жидкостный термостат (рис. 5, Б) работает следующим образом. Если температура жидкости в системе охлаждения не превышает 73°C , то баллон сжат и клапан закрыт. Охлаждающая жидкость по перепускному клапану поступает к насосу, минуя радиатор. По мере прогрева двигателя жидкость в системе охлаждения нагревается. При увеличении температуры свыше $73\dots 83^{\circ}\text{C}$ жидкость, находящаяся в баллоне, начинает испаряться, давление в баллоне повышается и клапан открывается. Охлаждающая жидкость поступает в радиатор. При температуре $88\dots 94^{\circ}\text{C}$ клапан термостата открыт полностью.

Термостат с твердым наполнителем (рис. 6) расположен между впускным трубопроводом и отводящим патрубком.

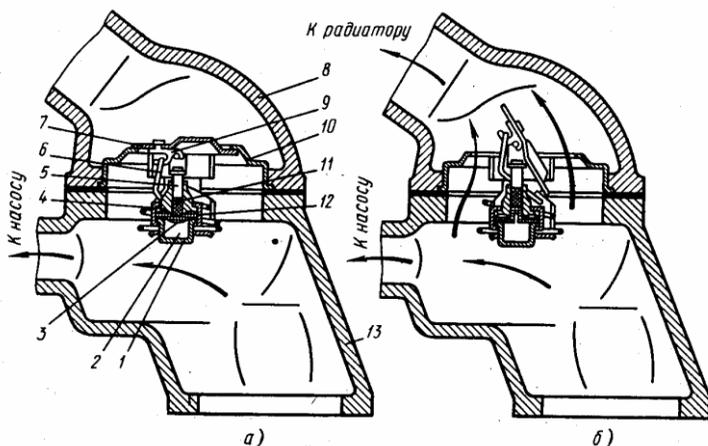


Рис. 6. Термостат с твердым наполнителем: а – клапан закрыт; б – клапан открыт; 1 – термосиловой элемент; 2 – наполнитель; 3 – мембрана; 4 – втулка; 5 – шток; 6 – возвратная пружина; 7 – клапан термостата; 8 – верхний патрубок корпуса; 9 – коромысло клапана; 10 – фланец термостата; 11 – буфер; 12 – рант; 13 – корпус термостата

К корпусу 13 постоянно прижимается пружиной 6 клапан 7, шарнирно соединенный со штоком 5. Последний опирается на ре-

зиновую мембрану 3, которая сжата между баллоном 1 и направляющей втулкой 4. Внутреннее пространство баллона заполнено твердым наполнителем 2. Пока двигатель не прогреет, наполнитель (черезин) находится в твердом состоянии и клапан термостата закрыт. При повышении температуры жидкости в системе охлаждения до 70°C и более объем наполнителя увеличивается, так как черезин плавится и нажимает на мембрану. Она выгибается вверх, давит через буфер 11 на шток, который поворачивает клапан 7, вследствие чего охлаждающая жидкость поступает в радиатор. При снижении температуры охлаждающей жидкости объем наполнителя уменьшается и клапан термостата под действием возвратной пружины 6 закрывается.

3 ОХЛАЖДАЮЩИЕ ЖИДКОСТИ

К основным параметрам охлаждающей жидкости, условиям ее работы в системах охлаждения относятся следующие:

- высокая теплоёмкость, позволяющая при небольшом количестве циркулирующей в системе охлаждения жидкости поддерживать установленный температурный режим поршневого двигателя;

- оптимальная вязкость, не требующая значительных затрат мощности на прокачку охлаждающей жидкости через систему охлаждения и исключая потери её через уплотнения и соединения;

- температура кипения, превышающая на $25...30$ градусов максимально допустимую температуру в системе охлаждения, что препятствует образованию паровоздушных пробок в системе охлаждения и уменьшает потери жидкости при её испарении;

- температура замерзания ниже температуры окружающего воздуха, что облегчает пуск и эксплуатацию двигателя.

Для обеспечения надежной работы системы охлаждения охлаждающая жидкость не должна быть токсичной, а также не должна образовывать на омываемых поверхностях отложений, уменьшающих площади проходных сечений каналов и затрудняющих отвод тепла, и вызывать коррозию деталей системы. Кроме того, стоимость её должна быть невысокой.

Основными охлаждающими жидкостями в системе жидкостного охлаждения являются тосолы, антифризы и, в меньшей степени – вода, преимущественно в лодочных ДВС с проточной системой охлаждения.

3.1 Вода

Вода, обладающая значительной теплоёмкостью, равной $4,186 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$, тем не менее, не является распространённой охлаждающей жидкостью. Температура кипения воды, при нормальных условиях равная 100°C , уменьшается с увеличением высоты над уровнем моря. Так, на высоте 2500 м над уровнем моря атмосферное давление составляет $74,7 \text{ кПа}$, а температура кипения воды 91°C . Следовательно для работы двигателя в высокогорных условиях допустимая температура воды в системе должна быть около 70°C . Для компенсации этого недостатка прибегают к герметизации системы жидкостного охлаждения и увеличению расчетного давления в ней.

При повышении давления в системе жидкостного охлаждения до 200 кПа температура кипения возрастает до 119°C . Применение герметизированной системы жидкостного охлаждения позволяет увеличить температурный перепад и повысить благодаря этому эффективность теплообменных процессов. Практически это ведет к снижению количества охлаждающей жидкости, уменьшению

потребной поверхности радиатора и сокращению потерь тепла в системе охлаждения.

Относительно высокая температура замерзания воды (0°C) затрудняет эксплуатацию поршневых двигателей в условиях низких температур окружающего воздуха. Увеличение объема воды при её замерзании (примерно на 10%) может привести к разрушению («размораживанию») двигателя и радиатора.

Максимально допустимая температура воды в системе охлаждения зависит от концентрации растворенных в ней минеральных солей, т.е. от её жесткости.

За единицу жесткости воды принимают молекулярную массу, которая соответствует содержанию в 1 л воды 20,04 мг иона кальция или 12,16 мг иона магния. Вода с жесткостью 4...8 мг/моль – средней жесткости; с жесткостью более 8 мг/моль – жесткая.

При использовании морской или жесткой пресной воды максимальная температура её в системе не должна превышать 55°C во избежание интенсивного образования накипи вследствие выделения солей и отложения их на нагретых поверхностях системы охлаждения. Накипь – это связанный с поверхностью металла трудноудаляемый слой отложений, в состав которого входят содержащиеся в охлаждающей жидкости соли кальция, магния и т.д. Слой накипи имеет малую теплопроводность, что ухудшает теплоотвод в окружающую среду (охлаждающую жидкость). Коэффициент теплопроводности накипи $\lambda = 1,812...2,552 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

3.2 Антифризы

Высокая температура замерзания воды и её свойство в значительной мере увеличивать при этом объём создаёт большие эксплуатационные неудобства. Поэтому в современных ДВС приме-

няют низкотемпературные (низкозамерзающие) охлаждающие жидкости – антифризы.

В качестве антифризов можно использовать некоторые углеводороды, водные растворы солей, спиртоглицериновые смеси и др. Наибольшее применение получили антифризы на основе водных растворов этиленгликоля, представляющего собой жидкость, температура кипения которой равна 198°C , а температура плавления – минус $11,5^{\circ}\text{C}$.

Теплоёмкость этиленгликоля составляет $2,93 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Будучи добавленным к воде, этиленгликоль образует смесь, имеющую температуру замерзания ниже температуры замерзания воды. В зависимости от содержания этиленгликоля температура замерзания смеси «этиленгликоль – вода» изменяется в пределах от 0 до минус 75°C . Наибольшее распространение для охлаждения поршневых двигателей автомобилей получили смеси с температурой замерзания минус 40°C и минус 65°C .

На основе этиленгликоля выпускаются также охлаждающие жидкости, используемые как в зимнее, так и в летнее время, – так называемые ТОСОЛы¹. Обладая более высокой, чем у воды, температурой кипения, ТОСОЛ позволяет повышать допустимую температуру в системе охлаждения.

При уменьшении перепада температур между газами и стенками цилиндра понижается теплоотдача от стенок цилиндров к жидкости, кипящей при высокой температуре, вследствие чего повышаются эффективные показатели работы поршневого двигателя и снижаются масса и габаритные размеры теплообменных устройств.

¹ ТОСОЛ – аббревиатура состоит из названия лаборатории НИИ «Технология органического синтеза», сокращенно «ТОС», и окончания «ОЛ», химической номенклатуры спиртов (например «этанол» — этиловый спирт).

Водные растворы этиленгликоля изменяют температуру замерзания $t_{зам}$ в зависимости от содержания воды, т.е. плотности раствора ρ кг/м³ или массовой доли этиленгликоля в растворе.

Понижение $t_{зам}$ водоэтиленгликолиевых растворов объясняется образованием гидрата этиленгликоля, обладающего низкой $t_{зам}$. Минимальная $t_{зам}$ при содержании воды $\approx 33\%$ равна минус 73°C . Дальнейшее увеличение доли воды ведёт к росту $t_{зам}$, так же, как и уменьшение доли воды.

Этиленгликоль является коррозионно-агрессивным веществом, поэтому в антифризы добавляют антикоррозионные присадки:

- декстрин 1 г/л – защита Al, Cu, Pb, Sn_y (припой);
- динатрийфосфат 2,5...3,5 г/л – защита стали, чугуна, латуни, меди;
- молибденово-кислый натрий 7...8 г/л – защита цинка, хрома.

Для предотвращения вспенивания при попадании в раствор нефтепродуктов вводят антипенные вещества. Этиленгликолевые антифризы, таким образом, имеют следующие характерные особенности:

1. Большой коэффициент объёмного расширения. При рабочей температуре объём увеличивается на 6...8%.
2. Теплоемкость и теплопроводность антифриза ниже, чем воды, что сказывается на эффективности охлаждения.
3. При его эксплуатации испаряется только вода. Поэтому при уменьшении количества его в системе можно доливать дистиллированную воду (в небольших количествах).
4. Высокая подвижность, проницаемость, что требует хорошей герметичности системы охлаждения.
5. При замерзании образует рыхлую массу, объём которой увеличивается незначительно (при содержании 60% воды изменение объёма 0,25%). Это свойство благоприятно при $t_{окр.ср} < t_{зам}$.

6. Разрушающее действие на детали системы жидкостного охлаждения из резины некоторых сортов.

К недостаткам этиленгликоля как охлаждающей жидкости в основном относятся его токсичность и низкая температура вспышки (122°C), т.е. возможность воспламенения при появлении течи в системе охлаждения. Некоторые данные по свойствам антифризов приведены в табл. В4.

Для охлаждения головок поршней тронковых дизелей в качестве охлаждающей жидкости обычно, если можно, используют масло из циркуляционной системы смазки. Теплоёмкость смазочных масел примерно в 2,5 раза ниже теплоёмкости воды, но конструкция системы получается сравнительно простой.

Для охлаждения форсунок обычно применяют дизельное топливо, а в высокофорсированных судовых дизелях для охлаждения поршней, форсунок и турбокомпрессоров – дистиллированную воду.

4 ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТОВ РАДИАТОРОВ СИСТЕМ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Радиаторы, как отмечалось выше, это компактные теплообменники, используемые для рассеяния непосредственно в атмосферный воздух теплоты, образующейся в различных функциональных системах поршневого двигателя и его агрегатов, отводимой теплоносителем, не меняющим своего фазового состояния (антифриз, смазочное масло и т.д.).

Как теплообменники радиаторы имеют следующие основные особенности, характеризующие их конструкцию и рабочий процесс:

1. По способу действия радиаторы относятся к рекуперативным теплообменникам, где тепло передаётся через разделяющую теплоносители стенку.

2. По направлению потоков теплоносителей радиаторы, как правило, являются теплообменниками перекрестного тока.

3. Для сложного процесса теплопередачи в радиаторах характерными являются: теплопроводность, конвективный теплообмен и, в незначительной мере, лучистый теплообмен.

4. Определяющими краевыми условиями теплопередачи в радиаторах всегда являются условия на стороне атмосферного воздуха.

5. Радиаторы имеют высокую компактность поверхности охлаждения; малые диаметры трубок, малую толщину материалов, сложную форму элементов. Живое сечение с воздушной стороны во много раз больше живого сечения со стороны жидкости.

6. Радиаторы испытывают переменные тепловые нагрузки и скорости движения (расходы) теплоносителей, работая в условиях часто меняющихся параметров воздуха.

7. В сложной цепи передачи тепла: «агрегат – охлаждающая жидкость – радиатор» именно радиатор обычно самое слабое звено, т.к. коэффициент теплоотдачи к воздуху является наименьшим.

Исходя из сформулированных выше особенностей, радиаторы классифицируются:

а) по назначению:

- для систем жидкостного охлаждения двигателей;
- для охлаждения смазочного масла двигателя;
- для охлаждения агрегатов и узлов трансмиссии;
- для охлаждения масла узлов систем двигателя;
- для охлаждения наддувочного воздуха;
- для систем отопления кабин, салонов, кузовов машин;

б) по виду второго теплоносителя:

- радиаторы жидкостные;
 - радиаторы масляные;
 - радиаторы воздушные (наддувочного воздуха);
 - радиаторы комбинированные (охлаждение двух и более не перемешивающихся теплоносителей);
- в) по общему конструктивному исполнению:
- по геометрической форме остова (а часто и всего радиатора) – прямоугольные, кольцеобразные, зигзагообразные;
 - по характеру взаимодействия остова с каркасными деталями радиатора – неподвижные, роторные (вращающиеся);
 - по принципу сборки – с опорными пластинами, беспакетные (секционные), змеевиковые;
 - по степени разборности конструкции – неразборные, полу-разборные, разборные;
 - по используемым материалам – медные (из сплавов), алюминиевые (из сплавов), стальные (иногда из нержавеющей стали), комбинированные (медные трубки и стальные охлаждающие пластины или алюминиевый остов, пластмассовые бачки, стальные опорные пластины).

Часто проводится классификация поверхностей охлаждения радиаторов для удобства построения расчётных схем. Здесь основным классификационным принципом принято считать отнесение условий, при которых происходит рабочий процесс на воздушной (определяющей) стороне радиатора, к условиям *внешней* или *внутренней* задачи. Условия внешней задачи обычно связываются с поперечным обтеканием потоком теплоносителя пучка трубок. Наиболее характерным случаем внутренней задачи является движение потока теплоносителя в трубе или в узком щелевом канале между двумя плоскими пластинами.

Таким образом, рассматриваются два главных класса поверхностей, базирующихся на основных элементах простой геометрической формы: *трубчатые* и *пластинчатые* (рис. 10).

В каждом классе комбинированием основных элементов с разнообразными устройствами, интенсифицирующими теплообмен, получают более сложные, но и более эффективные типы поверхностей охлаждения. Вместе с тем стандарт РД 37.001.645-98 накладывает ограничительные условия:

а) трубки имеют соотношение сторон сечения $a/b = 1 \dots 10$, а пластины – $t_{фр}/d > 10$, причем длина сечения пластины обычно соответствует глубине остова радиатора, где $t_{фр}$ – шаг по фронту, d – диаметр трубок;

б) трубки несут оребрение по всему наружному периметру, а пластины – только на наружных поверхностях, параллельных основному направлению движения потока воздуха.

Перейдем к практической части – расчету системы жидкостного охлаждения на примере выполнения курсовой работы.

5 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнение курсовой работы по системам охлаждения поршневых двигателей должно закрепить знания, полученные студентом в ходе изучения дисциплины «Системы двигателей», применение их при расчетах основных элементов системы охлаждения бензинового двигателя или дизеля при заданных исходных данных; проявить его умение выбирать оптимальные соотношения параметров этой системы; закрепить навыки использования рекомендуемых соотношений и предельных значений допустимых величин при проектировании таких систем для поршневого двигателя.

По выполненной работе составляется пояснительная записка с необходимыми расчетами, графиками, рисунками, таблицами, которая оформляется в соответствии с требованиями стандартов единой системы конструкторской документации к текстовым документам ГОСТ 2.105-95.

6 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В ходе выполнения курсовой работы необходимо провести расчет основных элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания предложенного варианта (прил. А, табл. А1). Это может быть двигатель с искровым зажиганием на жидком (ж) или газообразном (г) топливе (двигатели с искровым зажиганием – ДСИЗ) или двигатель с самовоспламенением (дизель).

Предполагается, что студент ранее выполнил курсовую работу «Тепловой расчет поршневого двигателя внутреннего сгорания». В таком случае, по согласованию с руководителем, можно применять уже имеющиеся данные по составляющим величинам теплового баланса двигателя.

Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению поверхности теплообмена и характеристик радиатора, основных конструктивных размеров и параметров жидкостного насоса, подбору вентилятора.

7 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Исходные данные к расчету приведены в прил. А, где каждому номеру варианта соответствуют значения:

- число оборотов коленчатого вала двигателя – n , *об/мин*;
- эффективная мощность двигателя – N_e , *кВт*;
- диаметр цилиндра – D , *мм*;
- число цилиндров двигателя – i ;
- число оборотов вала жидкостного насоса – $n_{нас}$, *об/мин*;

- число оборотов вентилятора – $n_{вент}$, об/мин;
- вид охлаждающей жидкости (марка).

Общими для всех вариантов задания являются температура окружающей среды, $T=313\text{ K}$; температура теплоносителя на входе в систему охлаждения, $T=363\text{ K}$; давление окружающей среды $p = 101325\text{ Па}$.

Необходимые для расчетов дополнительные данные и характеристики выбираются из приложений Б, В, и Г, по рекомендациям методических указаний или преподавателя.

8 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТАМ

8.1 Определение количества тепла, отводимого в систему охлаждения за одну секунду

На тепло, отводимое охлаждающей жидкостью (ОЖ), оказывают влияние многие эксплуатационные и конструктивные факторы. С увеличением частоты вращения двигателя и температуры ОЖ, а также коэффициента избытка воздуха величина $Q_{жс}$ уменьшается, а с увеличением размеров охлаждающей поверхности и отношений хода поршня к диаметру цилиндра – возрастает. Величину $Q_{ж}$ можно определить по эмпирическим зависимостям (1), (2), (3).

Теплота, передаваемая за 1 с охлаждающей среде $D_{СИЗ}$ [5], Дж/с:

$$Q_{жс} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) / (\alpha \cdot H_u), \quad (1)$$

где $c = 0,45 \dots 0,53$ – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей;

D – диаметр цилиндра в см;

коэффициент $m = 0,6 \dots 0,7$ – показатель степени для четырехтактных двигателей;

ΔH_u – химическая неполнота сгорания при $\alpha < 1$, МДж/кг

$$\Delta H_u = 119,95 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0,$$

Теплота, передаваемая за 1 с охлаждающей среде, для дизелей [5], Дж/с:

$$Q_{\text{эс}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m / \alpha. \quad (2)$$

Или по аналогичной формуле [3] (для ДсИЗ и дизелей):

$$Q_{\text{эс}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot H_\alpha / (\alpha \cdot H_u), \quad (3)$$

где $H_\alpha = H_u (1,39\alpha - 0,39)$ при $\alpha < 1$,

или $H_\alpha = 0,94 \cdot H_u \cdot \alpha^{0,11}$ при $\alpha > 1$.

Здесь коэффициент пропорциональности $c = (1,6 \dots 2,9) \cdot 10^{-3}$ (меньшие величины характерны для дизелей), D – диаметр цилиндра в мм.

Результаты расчетов по формулам (1) или (2) следует сравнить с (3) и принять большее значение.

Значения H_u , α , L_0 приведены в прил. В, табл. В7.

8.2 Расчет радиатора

8.2.1 Расчет основных характеристик радиатора

Радиатор фактически представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

Поэтому расчет радиатора, как и любого теплообменного аппарата, состоит в определении поверхности теплообмена, необходимой для передачи тепла от охлаждающей жидкости к воздуху,

обдуваемому эту поверхность. Кроме того, всегда проводится гидравлический расчет жидкостного и воздушного трактов, оценка компактности и коэффициента полезного действия радиатора.

В системах жидкостного охлаждения автомобильных и тракторных двигателей обычно применяются два типа конструкций теплопередающих поверхностей радиатора: трубчато-пластинчатые и трубчато-ленточные (рис. 7).

Трубчато-пластинчатый радиатор (рис. 7, а) состоит из большого числа круглых или плоскоовальных трубок, по которым циркулирует охлаждающая жидкость. На трубки надеты и припаяны к ним пластины с определенным шагом, образующие оребрение. Воздух проходит между этими пластинами, в направлении большего размера поперечного сечения трубок.

В трубчато-ленточном радиаторе (рис. 7, б; рис. 8) трубки плоскоовальные и оребрены припаянными к ним зигзагообразными лентами. Пластины и ленты могут иметь отогнутые просечки – турбулизаторы.

Последовательность расчета основных характеристик трубчато-пластинчатого радиатора с одноходовым потоком охлаждающей жидкости следующая.

Ориентировочно, в зависимости от заданного типа двигателя (дизель, ДСИЗ), выбирается тип трубной решетки (прил. В, рис. В1). Опыт конструирования показывает, что плоскоовальные трубки предпочтительнее для дизелей, для ДСИЗ возможно применение всех типов решеток. Для каждого типа назначаются рекомендуемые геометрические характеристики решеток и шаг оребрения (см. прил. В, табл. В1, В2, В3).

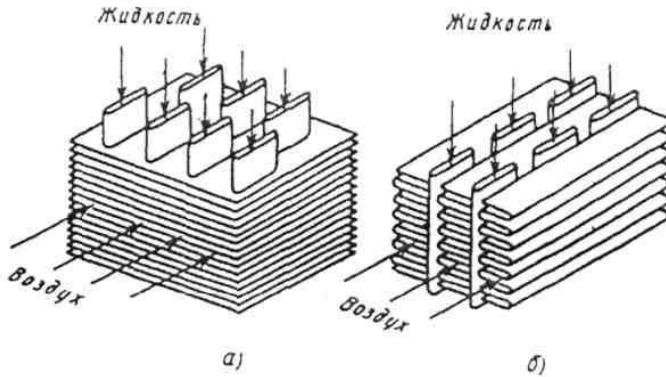


Рис. 7. Типовые конструкции поверхностей радиатора:
 а) трубчато-пластинчатые; б) трубчато-ленточные

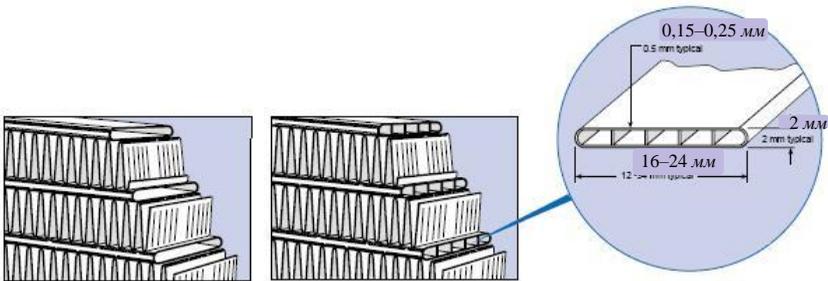


Рис. 8. Параметры трубчато-ленточного радиатора

Расчет начинается с определения суммарного проходного (живого) сечения трубок одного хода потока жидкости в радиаторе, m^2 :

$$F_{жс} = \frac{G_{жс}}{W_{жс}} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс} W_{жс}}$$

Обычно для расчетов принимают, что $W_{жс} = (0,5 \dots 0,7) \cdot c_r$, где c_r – коэффициент учета гидрпотерь в трубках, равный 0,8...1,0 m/c (скорость жидкости ниже 0,5 m/c не принимают);

$\Delta t_{жс} = 6...12^{\circ}\text{C}$. Для двух и более ходового радиатора $F_{жс}$ умножается на число ходов потока i_x .

Живое сечение одной трубки определяется в зависимости от типа решетки радиатора:

$$f_{жс} = (a - 2\delta_{см}) \cdot (b - 2\delta_{см}) - \text{для решетки типа I};$$

$$f_{жс} = \pi \cdot d_{вн}^2 / 4 - \text{для решетки типа II и III}.$$

Оценивается и округляется возможное суммарное число трубок в трубной решетке радиатора:

$$n_{мру\sigma} = F_{жс} / f_{жс}. \quad (4)$$

Задаются числом рядов трубок (но не более 6) в решетке $i_{ряд}$, исходя из возможной глубины радиатора, которая может быть в пределах $L = (0,05...0,10)\text{м}$. Число трубок в одном ряду по фронту:

$$n_{мруб} = \frac{n_{мру\sigma}}{i_{ряд}}, \quad (5)$$

которое затем округляется так, чтобы по глубине и по фронту уложилось целое число элементов (прил. В, рис. В1 и рис. В2).

Средняя температура жидкости в радиаторе выбирается исходя из следующих соображений.

При принудительной циркуляции жидкости в системе охлаждения температурный перепад в радиаторах всегда находится в пределах $\Delta t_{жс} = t_{жвх} - t_{жвых} = 6...12^{\circ}\text{C}$. Оптимальное значение температуры $t_{жвх}$, которая характеризует температурный режим системы жидкостного охлаждения, принимается в интервале $80...85^{\circ}\text{C}$. Исходя из принятых значений $\Delta t_{жс}$, определяют среднюю температуру жидкости в радиаторе, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{ср,жс} = \frac{t_{жвх} + t_{жвых}}{2} = \frac{t_{жвх} + (t_{жвх} - \Delta t_{жс})}{2}$$

Для автомобильных и тракторных двигателей эта температура находится в пределах 85...90°C и является определяющей.

Вычисляется эквивалентный диаметр канала трубки, мм:

$$d_{\text{э.мп}} = \frac{4f_{\text{жс}}}{U_{\text{мп}}}$$

где $U_{\text{тр}}$ – смоченный периметр трубки:

$$U_{\text{мп}} = 2 \cdot [(a - 2\delta_{\text{см}}) + (b - 2\delta_{\text{см}})]$$

Определяется число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{W_{\text{жс}} d_{\text{э.мп}}}{\nu_{\text{жс}}} \quad (6)$$

Здесь $\nu_{\text{жс}}$ – кинематическая вязкость охлаждающей жидкости ($\text{м}^2/\text{с}$) при $t_{\text{ср}}$ °C выбирается из прил. В, табл. В4.

Вычисляется критерий Нуссельта для жидкости:

$$\text{Nu}_{\text{жсд э.мп}} = C \text{Re}_{\text{жс}}^n \quad (7)$$

где коэффициенты C и n выбираются по типу решетки (см. прил. В, табл. В1, В2, В3).

Задавшись материалом трубки в исходных данных (латунь, алюминий, медь) определяют теплопроводность материала из прил. В, табл. В6 и вычисляют коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке по формуле, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{\text{жс}} = \frac{\text{Nu}_{\text{жсд э.мп}}}{d_{\text{э.мп}}} \quad (8)$$

Коэффициент теплоотдачи от решетки к воздуху $\alpha_{\text{возд}}$ (аналогичный расчету $\alpha_{\text{жс}}$) определяется в следующей последовательности.

Вычисляется эквивалентный диаметр канала между трубками и пластинами оребрения в просветах на входе, m (прил. В, рис. В2):

$$d_{э.яч} = \frac{4f_{яч}}{U_{яч}},$$

где для решетки типа I $f_{яч} = h_{реб}(t_{фр} - b)$ – площадь сечения ячейки, U – периметр ячейки: $U_{яч} = 2[h_{реб} + (t_{фр} - b)]$.

Определяется температурный перепад $\Delta t_{возд}$ в решетке радиатора:

$$\Delta t_{возд} = t_{воздвых} - t_{воздвх},$$

который практически всегда находится в пределах $20...30^{\circ}C$. Температура воздуха на входе в радиатор $t_{воздвх}$ принимается в расчетах равной $40^{\circ}C$ (313 К).

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор, являющаяся определяющей при вычислении критериев теплообмена Re и Nu (Рейнольдса и Нуссельта), находится по формуле:

$$t_{ср.возд} = \frac{t_{воздвх} + t_{воздвых}}{2} = \frac{t_{воздвх} + (t_{воздвх} + \Delta t_{возд})}{2}.$$

Для автомобильных и тракторных двигателей эта температура находится в пределах $50...55^{\circ}C$.

Принимая осредненное значение скорости воздуха через радиатор равной $W_{возд} = 6...24 \text{ м/с}$, определяют критерий Re и критерий Nu по рекомендуемым значениям коэффициента C и степени n для определяющей температуры воздуха. Критерий Рейнольдса вычисляется по формуле (6), где коэффициент кинематической вязкости ν выбирается из табл. В5 физических свойств воздуха прил. В, а критерий Нуссельта по формуле (7) или рекомендациям прил. В для заданного типа решетки радиатора.

При выборе коэффициентов $\nu_{\text{возд}}$ и $\lambda_{\text{возд}}$ руководствуются прил. В, табл. В5, по которой выбираются значение его теплофизических характеристик при среднем давлении, определяемом падением напора равным в среднем $\Delta p_{\text{рад}}=300\dots 600 \text{ Н/м}^2$.

$$p_{\text{ср.рад}} = \frac{p_{\text{вх}} + p_{\text{вых}}}{2},$$

где $p_{\text{вх}} = p_{\text{атм}}$ и $p_{\text{вых}} = p_{\text{вх}} - \Delta p_{\text{рад}}$.

Находят коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{\text{возд}} = \frac{Nu_{\text{возд}} \lambda_{\text{возд}}}{d_{\text{э.яч}}}$$

Далее определяется коэффициент теплопередачи радиатора, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}} \Pi_{\text{ор}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{жс}} f_{\text{ор}}}}.$$

где $f_{\text{ор}} = F_2/F_1$ – коэффициент оребрения трубок решетки, не менее 5...9 единиц, в котором $F_1 = 2[(a+b) - 4\delta_{\text{ст}}] \cdot h_{\text{реб}}$ – площадь внутренней поверхности трубки (м^2) на длине шага ребер (пластин) для типа I; для II и III типа: $F_1 = \pi \cdot d_{\text{в}} \cdot h$; $F_2 = F_2' + F_{\text{реб}}$ – суммарная поверхность трубки и условного ребра, припаянного к ней (см. прил. В, рис. В1 и В2).

Здесь величина F_2' (м^2) для решетки типа I определяется по формуле:

$$F_2' = 2(a+b)h,$$

и площадь ребра (см. прил. В, рис. В2 и табл. В1, В2), м^2 :

$$F_{\text{реб}} = 2(t_{\text{фр}} S_z - a \cdot b)$$

Для решетки типа II и III F'_2 (м^2) определяется по формуле:

$$F'_2 = \pi d_n h,$$

а площадь условного ребра решетки типа II, м^2 :

$$F_{\text{реб}} \cong t_{\text{фр}} S_z - 0,8 \cdot d_n^2$$

Площадь условного ребра решетки типа III, м^2 :

$$F_{\text{реб}} \cong 0,5 \cdot t_{\text{фр}} S_z - 0,8 \cdot d_n^2$$

$\eta_{\text{оп}} = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент эффективности оребрения.

Полученное значение K сравнивается с экспериментальным значением (прил. Г, рис. Г1), принимается наименьшее значение. Затем определяется общая поверхность охлаждения радиатора, м^2 :

$$H_{\text{рад}} = \frac{Q_{\text{жк}}}{K \left[(t_{\text{жк.вх}} - \frac{\Delta t_{\text{жк}}}{2}) - (t_{\text{возд.вх}} + \frac{\Delta t_{\text{возд}}}{2}) \right]}. \quad (9)$$

Определяют основные конструктивные размеры радиатора, приняв в качестве исходного параметра площадь фронта $F_{\text{фр}} = L_z L_x \cong 0,2 \dots 0,6 \text{ м}^2$ для всех типов остовов.

Задавшись высотой L_z из условия $L_z / L_x = 1,20 \dots 1,25$, выбирают число пластин $i_{\text{пл}}$ с шагом $h = 2 \dots 6 \text{ мм}$:

$$i_{\text{пл}} = \frac{L_z}{h}.$$

Зная ориентировочно глубину остова L , число трубок по фронту $i_{\text{фр}}$ и глубине для решетки остова, координаты $t_{\text{фр}}$, S_z , A , B (м) (см. прил. В), выполняют расчетную схему пластины, по которой вычисляют ее геометрическую площадь, м^2 :

$$F_{\text{пл}} = L_x \cdot L - n_{\text{прС}} \cdot \pi d_{\text{нар}}^2 / 4$$

где $d_{\text{э,нар}} = \frac{4f_{\text{нар}}}{U_{\text{нар}}}$; $f_{\text{нар}} = a \cdot b$; $U_{\text{нар}} = (a+b) \cdot 2$.

Вычисляют теплопередающую поверхность пластины $H_{\text{пл}} = 2F_{\text{пл}}$ и находят длину трубок в решетке, m :

$$l_{\text{мп}} = \frac{H_{\text{рад}} - H_{\text{пл}} i_{\text{пл}}}{n_{\text{мп}\Sigma} \cdot \pi \cdot d_{\text{э,нар}}}.$$

Значение $l_{\text{мп}}$ корректируют (если равенство $l_{\text{мп}} \approx L_{\text{э}}$ не соблюдается), изменяя параметры $t_{\text{фр}}$, $S_{\text{э}}$, $i_{\text{пл}}$ и h .

Окончательно результат согласовывается с консультантом.

Расчет завершается уточнением числа пластин $i_{\text{пл}}$ по соотношению $i_{\text{пл}} = (l_{\text{мп}} - 0,006) / h$, а также ширины решетки (m) $L_x = (i_{\text{фр}} + 1) t_{\text{фр}} + 2A$ и величины $F_{\text{фр}}$.

Проверяется соотношение: $F_{\text{эс}} / F_{\text{эс1}} \approx 1,10 \dots 1,15$;

где $F_{\text{эс}} = f_{\text{эс}} i_{\text{мп}}$ и $F_{\text{эс1}} = G_{\text{эс}} / W_{\text{эс}}$.

Результат согласовать с консультантом.

Далее оценивается коэффициент объемной компактности радиатора (m^2/m^3) по соотношению:

$$\psi_V = \frac{H_{\text{рад}}}{F_{\text{фр}} L}.$$

Если его значение не соответствует стандартным пределам, то по согласованию с консультантом производится корректировка расчетов.

Оценивается коэффициент полезного действия радиатора (тепловая эффективность):

$$\eta_{\text{рад}} = \frac{t_{\text{вх.в.030}} - t_{\text{вх.в.030}}}{t_{\text{эс.ср}} - t_{\text{вх.в.030}}}.$$

При необходимости корректировки расчетов K и $\Delta p_{\text{рад}}$ остова радиатора следует руководствоваться графиками в прил. Г на рис. Г1, Г2, Г3.

8.2.2 Определение удельной массы радиатора

Одной из основных задач конструирования радиаторов, которые изготавливаются из дефицитных и дорогостоящих цветных металлов, является снижение их металлоемкости. В прил. В табл. В6 даны основные физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов.

Удельная масса теплопередающей поверхности радиатора рассчитывается следующим образом.

Для предварительного расчета принимают:

$$M_{тр} = F_{тр} \rho_{тр} \delta_{тр}, \quad (10)$$

$$M_{пл} = F_{пл} \rho_{пл} \delta_{пл}, \quad (11)$$

где $M_{тр}$ и $M_{пл}$ – масса охлаждающих трубок и пластин, кг;

$F_{тр} F_{тр\Sigma} = 2(a + b) \cdot l_{тр} \cdot n_{\text{трубок}}$ и $F_{пл}$ – поверхность теплообмена всех трубок и пластин, т.е. $F_{тр\Sigma} = 2(a + b) \cdot l_{тр} \cdot n_{\text{тр\Sigma}}$ и $F_{пл\Sigma} = F_{пл} \cdot i_{пл}$;

$\rho_{тр} = \rho_{ст}$ и $\rho_{пл} = \rho_{реб}$ – плотность материала трубок и пластин, кг/м³;

$\delta_{тр} = \delta_{ст}$ и $\delta_{пл} = \delta_{реб}$ – толщина материала теплопередающей поверхности трубок и пластин, м.

С учетом соотношений (10) и (11) масса остова радиатора равна:

$$M_{ост} = M_{тр} + M_{пл} = F_{тр\Sigma} \rho_{тр} \delta_{тр} + F_{пл\Sigma} \rho_{пл} \delta_{пл}. \quad (12)$$

Используя эти выражения, получим отношение, кг/м²:

$$\frac{M_{ост}}{H} = \frac{1}{f_{оп}} \left[\delta_{тр} \rho_{тр} + \frac{(f_{оп} - 1) \delta_{пл} \rho_{пл}}{2} \right] = \frac{1}{\psi_m}, \quad (13)$$

откуда $\psi_m = \frac{H}{M_{осм} f_{ор}} \left[\delta_{тр} \rho_{тр} + \frac{(f_{ор} - 1) \delta_{пл} \rho_{пл}}{2} \right]$ – коэффициент массовой компактности радиатора.

Отношение $M_{осм}/H$ – удельная масса радиатора, характеризующая массу $1 м^2$ его теплопередающей поверхности. Из формулы (13) видно, что удельная масса радиатора зависит не только от плотности и толщины используемых материалов, но и от коэффициента оребрения. Очевидно, что повышение коэффициента оребрения при уменьшении расстояния между рёбрами даёт возможность снизить массу теплопередающей поверхности радиатора. Для трубчато-пластинчатых радиаторов средние значения удельной массы радиатора составляют $\rho_{тр} \delta_{тр} = 1,08 \dots 1,32 \text{ кг}/м^2$, а для трубчато-ленточных радиаторов $\rho_{тр} \delta_{тр} = 0,54 \dots 0,71 \text{ кг}/м^2$.

8.2.3 Гидравлический расчет радиатора

Гидравлический расчет радиатора производится в следующей последовательности. Уточняется величина аэродинамического сопротивления радиатора, величина которого необходима при подборе вентилятора, по эмпирической формуле:

$$\frac{\Delta p'_{рад}}{\rho_{возд} W^2_{возд}} = 2,16 j_{рад} \text{Re}_{возд}^{-0,193}. \quad (14)$$

Откуда выражаем $\Delta p'_{рад}$ – падение напора воздуха в решетке радиатора (Па); $\rho_{возд}$ – плотность воздуха ($\text{кг}/м^3$) при $T_{ср.возд}$ (K):

$$\rho_{возд} = \frac{P_{ср.рад}}{R \cdot T_{ср.возд}}.$$

Здесь $R = 287 \text{ Дж}/\text{кг} \cdot \text{K}$ – газовая постоянная воздуха. Проверка расчета ведется по формуле, Па:

$$\Delta p''_{рад} = \xi \frac{\rho_{возд} W^2}{2},$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, определяемый по формуле (15) с учетом ранее найденных $L \approx (0,05 \dots 0,10) м, d_{эв}, Re_{возд}, i_{рад}$:

$$\xi = \frac{0,98}{\sqrt[3]{Re_{возд}}} \cdot \frac{L}{d_{эв}} + \xi_c i_{рад}. \quad (15)$$

Здесь $\xi_c = 0,100 \dots 0,105$ – коэффициент гидравлического сопротивления потоку охлаждающей жидкости (необходимый для расчета жидкостного насоса). Окончательно принимается среднее значение падения напора воздуха в радиаторе, $Па$:

$$\Delta p_{рад} = \frac{\Delta p'_{рад} + \Delta p''_{рад}}{2}.$$

Производится также оценка величины гидравлического сопротивления жидкостного тракта с учетом того, что гидравлическое сопротивление жидкости в радиаторе $\Delta p_{жс.рад}$ складывается из сопротивления входа в приемный коллектор $\Delta p_{жс1}$, входа в трубки радиатора $\Delta p_{жс2}$, самих трубок $\Delta p_{жс3}$, выхода из этих трубок $\Delta p_{жс4}$ и сопротивления выхода из отводящего коллектора $\Delta p_{жс5}$.

Обычно принимают скорость жидкости в подводящей и отводящей трубах радиатора равной $W_{жс} = 5 м/с$. Перечисленные выше сопротивления ($Па$) определяются следующим образом:

$$\Delta p_{жс1} = \xi_{жс1} \frac{\rho_{жс} W_{жс1}^2}{2},$$

при коэффициенте местных потерь $\xi_{жс1} = 1,00 \dots 1,01$; скорости жидкости $W_{жс1} = W_{жс5} = 5,0 м/с$;

$$\Delta p_{жс2} = \xi_{жс2} \frac{\rho_{жс} W_{жс2}^2}{2},$$

при коэффициенте местных потерь $\xi_{ж2} = 0,5 \dots 0,6$; скорости жидкости $W_{ж2} = W_{ж3} = 0,5 \text{ м/с}$;

$$\Delta p_{ж4} = \xi_{ж4} \frac{\rho_{ж} W_{ж2}^2}{2},$$

при коэффициенте местных потерь $\xi_{ж4} = 1,00 \dots 1,02$; скорости жидкости $W_{ж2} = 0,5 \text{ м/с}$;

$$\Delta p_{ж5} = \xi_{ж5} \frac{\rho_{ж} W_{ж1}^2}{2},$$

при коэффициенте местных потерь $\xi_{ж5} = 0,5 \dots 0,6$; скорости $W_{ж1} = 5 \text{ м/с}$.

Коэффициент сопротивления потерь в трубках радиатора определяется:

$$\lambda_{ж \text{ рад}} = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{W_{ж2}}}.$$

Гидравлические потери ($Па$) в трубах с учетом ранее найденных значений $\lambda_{ж}$, $l_{тр}$, $d_{эжв}$ и $\rho_{ж}$ равны:

$$\Delta p_{ж3} = \lambda_{ж} \frac{l_{тр}}{d_{эжв}} \frac{\rho_{ж} W_{ж2}^2}{2}.$$

Полное гидравлическое сопротивление радиатора равно, $Па$:

$$\Delta p_{ж \text{ рад}} = \Delta p_{ж1} + \Delta p_{ж2} + \Delta p_{ж3} + \Delta p_{ж4} + \Delta p_{ж5} = \sum_{i=1}^s \Delta p_{жi}.$$

Принято считать, что гидравлическое сопротивление трубопроводов и рубашки охлаждения соизмеримы с гидравлическим сопротивлением радиатора. На основании статистических данных гидравлическое сопротивление трубопроводов $\Delta p_{ж \text{ тр}} = 25000 \text{ Па}$, а рубашки охлаждения $\Delta p_{ж \text{ руб}} = 30000 \text{ Па}$.

Тогда общее сопротивление контура охлаждающей жидкости будет равно сумме, $Па$:

$$\Delta p_{ж} = \Delta p_{ж \text{ рад}} + \Delta p_{ж \text{ тр}} + \Delta p_{ж \text{ руб}}.$$

Полученное значение общего сопротивления контура охлаждающей жидкости принимается в качестве исходного при расчете жидкостного насоса.

При необходимости корректировки расчетов Δp радиатора следует руководствоваться графиками, представленными на рис. Г1, Г2 и Г3 прил. Г.

8.3 Расчет жидкостного насоса

8.3.1 Расчет параметров жидкостного насоса

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Расчетная объемная производительность насоса (m^3/c) определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{\text{ж.р}} = G_{\text{ж}} / \eta, \quad (16)$$

где $\eta=0,8\dots0,9$ – коэффициент подачи.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta t_{\text{ж}}}, \quad (17)$$

где $\Delta t_{\text{ж}}$ – температурный перепад жидкости в радиаторе, равный $6\dots12^\circ\text{C}$

Входное отверстие насоса должно обеспечить подвод расчетного количества жидкости. Это достигается при выполнении условия:

$$G_{ж.п} / c_1 = \pi(r_1^2 - r_0^2), \quad (18)$$

где $c_1 = 1 \dots 2$ – скорость жидкости на входе, $м/с$; r_1 и r_0 – радиус входного отверстия и ступицы крыльчатки, $м$; $r_0 = 0,008 \dots 0,010$ $м$.

Из равенства (18) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{(G_{ж.п} / \pi c_1) + r_0^2}. \quad (19)$$

Окружная скорость на периферии рабочего колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{P_{жс} / (\rho_{жс} \eta_k)}, \quad (20)$$

где α_2 и β_2 – углы между направлениями скоростей (прил. Б); $P_{жс} = (5 \dots 15) 10^4$ – давление на выходе из насоса, $Па$; $\eta_k = 0,6 \dots 0,7$ – гидравлический КПД.

При построении профиля лопатки крыльчатки принимают угол $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$, а угол $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$. С увеличением β_2 растет напор, создаваемый насосом, поэтому иногда этот угол берут равным 90° (радиальные лопатки). Однако увеличение β_2 приводит к уменьшению КПД насоса.

Радиус крыльчатки на выходе, $м$:

$$r_2 = 30u_2 / (\pi n_{в.н}) = u_2 / \omega_{ж.н}, \quad (21)$$

где $n_{нас}$ – частота вращения крыльчатки жидкостного насоса, $об/мин$; $\omega_{ж.н}$ – угловая скорость крыльчатки жидкостного насоса, $1/с$ Окружная скорость u_1 ($м/с$) определяется из равенства $u_1/r_1 = u_2/r_2$, откуда:

$$u_1 = u_2 r_1 / r_2. \quad (22)$$

Если угол α_1 между скоростями c_1 и u_1 равен 90° , то угол β_1 находится из соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 / u_1. \quad (23)$$

8.3.2 Определение конструктивных размеров жидкостного насоса

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (см. прил. Б рис. Б1) определяется из выражений:

$$b_1 = \frac{G_{ж.п}}{(2\pi r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1)c_r}, \text{ и}$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.п}}{(2\pi r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2)c_r},$$

где $z = 3 \dots 8$ – число лопаток крыльчатки; δ_1 и δ_2 – толщина лопатки у входа и выхода, м; c_r – радиальная скорость потока, м/с:

$$c_r = p_{ж} \operatorname{tg} \alpha_2 / (\eta_k \rho_{ж} u_2). \quad (24)$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток насоса изменяется в пределах $b_1 = 0.010 \dots 0.035$ м, а на выходе $b_2 = 0.004 \dots 0.025$ м. Толщины:

$$\delta_1 = 0.003 \dots 0.005 \text{ м и } \delta_2 = 0.002 \dots 0.003 \text{ м.}$$

8.3.3 Построение профиля лопатки насоса

Построение профиля лопатки насоса приведено на рис. Б1 прил. Б и заключается в следующем. Из центра O радиусом r_2 проводят внешнюю окружность и радиусом r_1 – внутреннюю. На внешней окружности в произвольной точке B строят угол β_2 . От диаметра, проходящего через точку B , откладывают угол $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна из сторон этого угла пересекает внутреннюю окружность в точке K . Через точки B и K проводят линию BK до вторичного пересечения с внутренней окружностью (точка A). Из точки L , которая должна быть серединой отрезка AB , восстанавливают перпендикуляр до пересечения его с линией BE в точке E . Из точ-

ки E через точки A и B проводят дугу, представляющую собой искомое очертание лопатки. Ниже этой дуги проводят вторую дугу внутренней поверхности лопатки (δ_1 и δ_2) и края скругляют.

Профиль лопатки насоса вычерчивается на формате А4 по полученным в расчете размерам.

8.3.4 Мощность, потребляемая жидкостным насосом

Определяется по формуле, кВт:

$$N_{в.н.} = \frac{G_{ж} P_{ж}}{1000 \eta_M},$$

где $\eta_M = 0,7 \dots 0,9$ – механический КПД насоса; $P_{ж} = 120000$ Па.

Величина $N_{в.н.}$ составляет обычно 0,5...1,0% от номинальной мощности двигателя.

8.4 Расчет осевого вентилятора

8.4.1 Расчет основных характеристик вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора: $Q_{ж} = Q_{возд}$. Производительность вентилятора, м/с:

$$G_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд} \rho_{возд} \Delta t_{возд}}. \quad (25)$$

Для подбора вентилятора кроме его производительности надо знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В рассматриваемой системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Для автомобильных и тракторных двигателей сопротивление воздушного

тракта принимается $\Delta p_{mp} = 600 \dots 1000 \text{ Па}$. По заданной производительности вентилятора и величине Δp_{mp} находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт:

$$N_{вен} = \frac{G_{возд} \Delta p_{mp}}{1000 \eta_e \rho_{возд}}, \quad (26)$$

где η_e – КПД вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_e = 0,32 \dots 0,40$, а для литых $\eta_e = 0,55 \dots 0,65$).

8.4.2 Определение конструктивных размеров вентилятора

При определении основных конструктивных параметров вентилятора коэффициент обдува K_L стремятся получить равным единице, т.е. выполнить условие:

$$K_L = \frac{F_{ом.вент}}{F_{фр}} = 1, \quad (27)$$

где $F_{ом.вент}$ – площадь, ометаемая лопастями вентилятора, м^2 .

Для этого фронтную площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

Диаметр вентилятора, м:

$$D_{вент} = 2 \sqrt{F_{фр} / \pi}, \quad (28)$$

где $F_{фр}$ найдена ранее. $W_{возд} = 6 \dots 24 \text{ м/с}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора. Диаметр вентилятора уточняют по минимальному габариту фронта радиатора с учетом возможной установки кожуха.

Частоту вращения вентилятора $n_{вент}$ уточняют, исходя из предельного значения окружной скорости $u = 70 \dots 100$ м/с.

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u = \psi_{л} \sqrt{\Delta p_{мп} / \rho_{возд}}, \quad (29)$$

где $\psi_{л}$ – коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{л} = 2,8 \dots 3,5$; для криволинейных $\psi_{л} = 2,2 \dots 2,9$); $\rho_{возд}$ – плотность воздуха, определяемая по средним параметрам, кг/м³.

Частота вращения вентилятора при известной окружной скорости, об/мин:

$$n_{вент} = \frac{60u}{\pi D_{вент}}. \quad (30)$$

Должно выполняться условие $n_{вент} = n_{в.н.}$, если вентилятор и водяной насос имеют общий привод.

9 ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна содержать:

1. Титульный лист.
2. Реферат.
3. Содержание (оглавление).
4. Перечень условных обозначений, символов, сокращений единиц и терминов.
5. Введение (краткое).
6. Расчетную часть (с исходными данными).

7. Выводы по расчетам.
8. Библиографический список.
9. Приложения (рисунки, графики, таблицы).

Формат пояснительной записки стандартный. Текст выполняется только согласно требований к оформлению документов Самарского Университета СТО 02068410-004-2018.

10 СОВРЕМЕННЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ УСТРОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

10.1 Алюминиево-паяные теплообменники

Современный автомобиль достаточно высокого потребительского уровня имеет фактически семь отдельных теплообменных узлов. Эти узлы (рис. 9) обычно проектируют, исходя из специфических требований, предъявляемых к тому или иному транспортному средству, но по назначению они легко классифицируются на следующие категории: теплообменники для охлаждения двигателя и системы привода (радиаторы и маслоохладители), теплообменные устройства для систем управления климатом (нагреватели, испарители, холодильники, конденсоры) и охладители для турбоустройств.

Замена медно-латунных теплообменников на алюминиевые и применение для них пайки весьма продолжительное время сдерживались из-за сомнений в том, что алюминий сможет удовлетворять требованиям, предъявляемым к автомобильным радиаторам в сфере их обслуживания и с точки зрения надёжности к воздействиям окружающей среды. Принятие алюминия произошло не сразу, а на основе большого числа исследований и разработки сплавов и производственных процессов, учета накопленного опыта в Европе и США, где алюминиевые паяные радиаторы имеют более чем двадцатилетний стаж обслуживания.

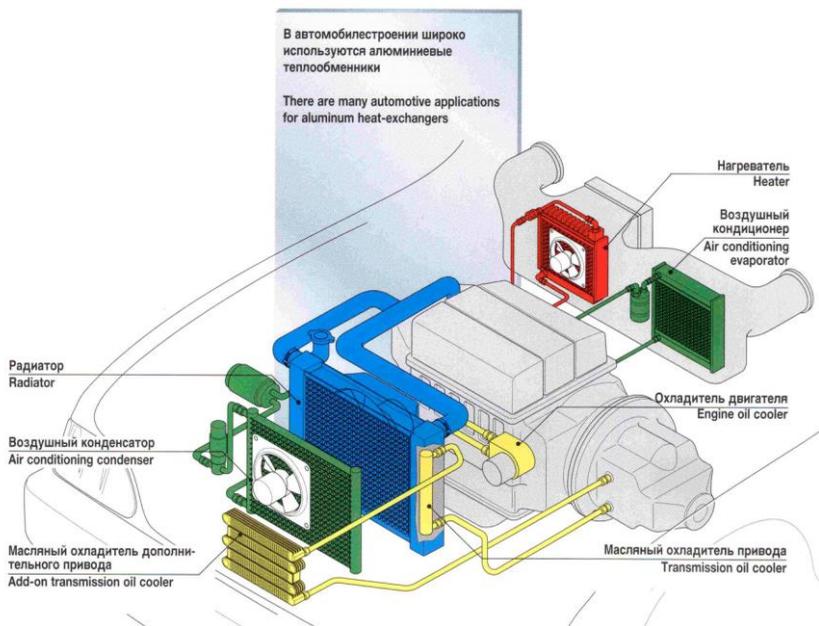


Рис. 9. Теплообменные агрегаты современного автомобиля

Технические идеи использования алюминия в решетках радиаторов одними из первых реализованы фирмой Sofica (Франция), а затем активно продолжены европейскими автопроизводителями для массово выпускаемых моделей, таких, например, как Volkswagen Golf/Rabbit. В настоящее время в Европе 90...95% выпускаемых радиаторов – алюминиевые, преимущественно паяные; на автомобилях концерна Ford Motor в 1990 г. их было 70%, в 1993 г. – 90%, в 2002 г. – 96%; General Motors в 1980 г. – 5%, в 1995 г. – уже 85%, по данным 2001 г. – 93%.

Алюминиевые теплообменные устройства на основе пайки в контролируемой атмосфере (Controlled Atmosphere Brazing – CAB) отвечают современным мировым требованиям автомобильной промышленности и обладают лучшими техническими. Алюминиевая паяная конструкция является самой предпочтительной при

производстве теплообменных устройств, таких как радиаторы, конденсаторы, испарители для кондиционеров и др. Хорошая сопротивляемость коррозии, высокая деформируемость, высокая термическая проводимость и малый удельный вес делают алюминий идеальным материалом для производства этих теплообменных устройств и предопределяют отказ от медно-латунных изделий. Паяные конструкции отличают меньшие ограничения в геометрии, повышенные прочность и надёжность, лучшие характеристики теплоотдачи, более низкие аэродинамическое и гидравлическое сопротивления, а также меньшая металлоёмкость по сравнению со сборными конструкциями.

Общий уровень теплотехнических характеристик на единицу массы у сборных конструкций теплообменников ниже, чем у паяных, ввиду худшего контакта охлаждающих пластин и трубок. С целью повышения теплотехнических характеристик требуется увеличивать число охлаждающих пластин, что ведет при ограниченных размерах теплообменника к уменьшению шага расположения пластин. Это, в свою очередь, приводит к интенсивному загрязнению решетки теплообменника и резкому снижению теплоотдачи. Небольшой шаг пластин приводит к образованию отложений внутри решетки теплообменника, особенно радиатора охлаждения, и к его коррозии. Очистка же решетки при малых толщине и шаге охлаждающих пластин затруднительна.

Следует отметить, что в ходе эксплуатации автомобиля в условиях вибрационного воздействия происходит нарушение контактов "охлаждающая пластина – трубка" в сборных теплообменниках, что на треть снижает их теплотехнические характеристики уже после трех-пяти лет эксплуатации.

Таким образом, характеристики теплоотдачи сборных алюминиевых теплообменников весьма ограничены с точки зрения повышения, кроме того, они имеют тенденцию значительного уменьшения в ходе эксплуатации.

Эти факторы делают данный тип конструкции теплообменников бесперспективными для автомобильных двигателей повышенной мощности (объемом более 1,5 л). Необходим переход на паяные конструкции. Об этом наглядно свидетельствуют данные анализа мирового опыта: лишь за последние годы объем выпуска алюминиевых паяных радиаторов увеличился в 1,5...2,0 раза. Обеспечение нормального теплового режима двигателя необходимо для улучшения его топливной экономичности, повышения ресурса работы и экономических показателей.

Очень важным и перспективным направлением применения паяных теплообменников (типа «воздух-воздух» или «воздух-вода») – охлаждение надувочного воздуха для двигателей, форсированных посредством турбонаддува.

Использование паяной конструкции необходимо также в производстве воздушно-масляных теплообменников для охлаждения моторного масла, давление разряжения в которых достигает 5...6 МПа, и сборная конструкция в этих условиях оказывается недостаточно прочной.

Кооперация в отрасли автокомпонентов РФ в настоящее время достаточно устойчивая, однако техническая оснащённость предприятий и их технологическая ориентация на производство либо медно-латунных, либо сборных алюминиевых теплообменников не позволяет удовлетворять растущие потребности автолюбителей. Слабыми сторонами этих производств являются низкая технологическая мобильность, негибкость и отсутствие современного оборудования, обеспечивающего качество продукции соответственно требованиям международных стандартов.

Так на радиаторном производстве ОАО «ГАЗ» работы по созданию конструкции паяного алюминиевого радиатора и разработки соответствующей технологии были начаты еще в 60-е годы. В основу технологического процесса пайки был заложен широко

применяемый ранее метод солевой пайки погружением, при котором собранные изделия погружаются в ванну с расплавом соли, где соль играет как роль флюса, так и роль среды для нагрева до температуры пайки. Этот процесс в свое время был реализован предприятиями Harrison Radiator Division of General Motors, и он был использован для первого паяного алюминиевого радиатора для автомобиля Chevrolet Corvette. Главный недостаток солевого метода – необходимость тщательного удаления коррозионных остатков хлоридсодержащих флюсов с поверхности теплообменника, что связано с проведением длительной, многоступенчатой, неэкологичной постапачной промывки. Малейшие остатки флюса вызывают коррозию радиатора и быстрый выход его из строя.

Именно низкая коррозионная стойкость изделий не позволила в то время решить проблему серийного выпуска паяных радиаторов в России, и все ограничилось стадией опытного производства.

Особенность алюминиево-паяных радиаторов заключается в том, что при изготовлении применяется процесс пайки, который имеет неоспоримые преимущества перед сборкой, т.к. достигается более высокая жёсткость конструкции, надёжность и стойкость к коррозии. Паяные изделия имеют и лучшие технические характеристики за счёт оптимальной, весьма сложной по геометрии конструкции, которую в процессе сборки реализовать невозможно. Например, применение плоских трубок, имеющих лучшие показатели теплоотдачи, при сборке затруднительно, т.к. не удаётся достичь достаточной надёжности соединения и герметичности. Благодаря использованию таких трубок можно уменьшить габаритные размеры и вес теплообменного устройства.

Основными требованиями к алюминиевым сплавам, которые могут быть использованы для изготовления паяных теплообменников, являются ограничения по содержанию магния (желательно менее 0,5%, но возможно до 1%) и наличие температуры плавления

ния в интервале 630...660°С. Первое ограничение обусловлено тем, что магний, образуя на поверхности оксиды, снижает эффективность действия флюса; второе – необходимостью превышения температуры плавления сплава над температурами активного действия флюса и плавления припоя.

За многие годы разработано несколько вариантов технологии пайки алюминия и его сплавов. Одна из них – «NOCOLOK® Flux» получила мировое признание.

Для применения технологии NOCOLOK® Flux Brazing Process основным условием является использование в процессе пайки оригинального флюса производителя и владельца торговой марки, представителем которого является компания Solvay Fluor und Derivate GmbH.

10.2 Теплообменные устройства охлаждения наддувочного воздуха (интеркулеры)

Процесс совершенствования ДВС неумолимо движется вперёд: с каждым годом моторы «обрастают» всё большим количеством дополнительных устройств: одни из них призваны снизить шумы и вибрацию, другие повышают экономичность и экологичность, ну а третьи увеличивают мощность силовых агрегатов. Самой популярной среди автопроизводителей конструкцией, дающей мотору дополнительные лошадиные силы, является турбонаддув. Этот механизм известен с середины прошлого века.

Смысл наддува силовой установки любого автомобиля – улучшить наполнение цилиндров двигателя топливовоздушной смесью для подъема среднего эффективного давления цикла и, как следствие этого, мощности мотора путем принудительного увеличения заряда воздушной смеси, поступающей в цилиндры.

Существует только один вид атмосферного наддува – резонансный или инерционный наддув, при котором используется кинетическая энергия объема воздуха во впускных коллекторах, и технически реализуемый с помощью воздушных коллекторов переменной длины и тщательной настройкой фаз газораспределения ДВС. Все остальные виды наддува связаны с увеличением давления поступающего в цилиндры воздуха выше атмосферного – для этого используются различные механические, электромеханические и газодинамические способы.

Для охлаждения сжатого в турбокомпрессоре воздуха применяют интеркулеры (рис. 10), или промежуточные охладители наддувочного воздуха. Основная задача интеркулера – снизить температуру поступающего воздуха, при этом немного уменьшается давление наддува. Последнее происходит из-за сопротивления потока, оказываемого интеркулером.



Рис. 10. Интеркулер (промежуточный охладитель наддувочного воздуха) в подкапотном пространстве двигателя

В турбонаддуве в качестве привода используется энергия выхлопных газов, которая в обычном случае просто выбрасывается в атмосферу, без утилизации энергии в полезную работу. При функционировании же двигателя с турбонаддувом выхлопные газы подаются в турбину, где отдают часть своей энергии, раскручивая ротор турбокомпрессора, и затем поступают через приемную трубу в глушитель. На одном валу с лопаточным колесом турбины находится колесо компрессора, который засасывает воздух из воздушного фильтра, повышает его давление на 30...80% (в зависимости от степени наддува) и подает в двигатель. В один и тот же объем двигателя поступает большее по весу количество рабочей смеси и, следовательно, обеспечивается достижение на 25...50% большей мощности, а за счет использования энергии выхлопных газов повышается КПД двигателя и снижается удельный расход топлива на 5...15%.

Во время сжатия воздуха в турбине он нагревается, что приводит к уменьшению его плотности и увеличению детонации в двигателе. Поиск путей охлаждения нагретого воздуха занимались почти все пионеры двигателестроения, начиная от Рудольфа Дизеля в конце XIX в. и заканчивая изобретателем наддува от выхлопных газов в середине XX в. – Альфредом Буччи. Последний разработал систему охлаждения наддувочного воздуха не только в качестве составного элемента своего изобретения, но внедрил её в практику.

Эффективность интеркулера оценивается снижением температуры поступающего воздуха. Обычные цифры для промежуточного охладителя – это 70%.

Большинство интеркулеров делится на две категории воздух/воздух и воздух/вода. Есть также специальные виды интеркулеров, которые охлаждают воздух ниже окружающей температуры за счет использования льда или закиси азота.

10.2.1 Интеркулеры воздух/воздух

Наиболее распространенный вид интеркулеров – воздух/воздух (рис. 11). Технически они очень просты и надежны. Такие интеркулеры состоят из трубы и пластинчатого радиатора. Воздух проходит через тонкие трубчатые пластины радиатора, соединенные в верхней части друг с другом. Часто внутри тонких трубок располагают небольшие перегородки, чтобы создавать турбулентность и таким образом повышать теплообмен (рис. 12). Между трубками находятся другие перегородки. Практически все интеркулеры изготовлены из алюминия.



Рис. 11. Интеркулер воздух/воздух

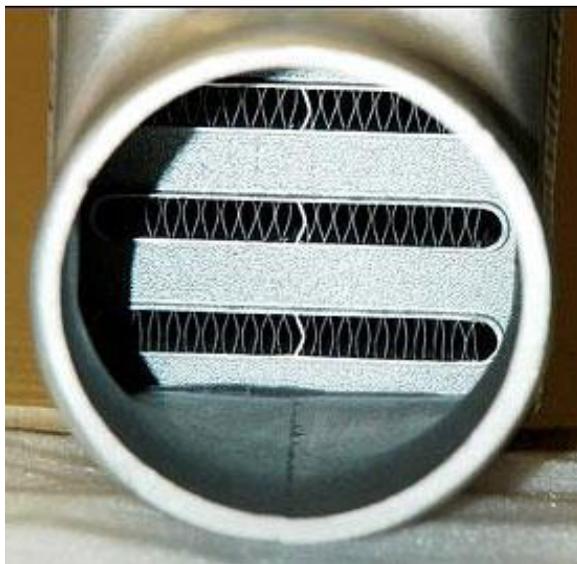


Рис. 12. Интеркулер воздух/воздух (вид на трубки)

Поступающий при движении автомобиля вперед поток воздуха способствует охлаждению воздуха внутри радиатора, унося избыток тепла в окружающую атмосферу.

10.2.2 Интеркулеры воздух/вода

Интеркулеры типа вода/воздух используются реже, чем воздух/воздух. Однако они имеют несколько неоспоримых достоинств, особенно для тесных моторных отсеков. Водно-воздушный интеркулер использует компактный теплообменник, обычно расположенный рядом с компрессором. Тепло передается воде (охлаждающей жидкости) и затем сбрасывается наружу через отдельно установленный небольшой радиатор, расположенный в передней части подкапотного пространства (рис. 13).

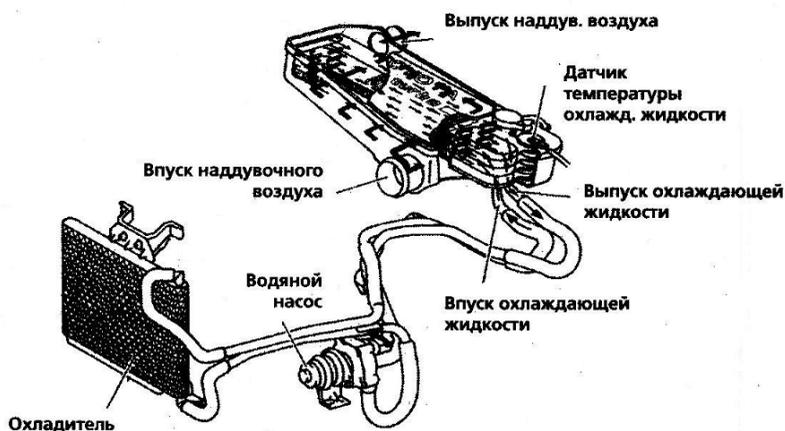


Рис. 13. Интеркулер воздух/вода

Недостатком таких видов охладителей является тот факт, что воздух может быть охлажден в лучшем случае до уровня температуры хладагента радиатора автомобиля. Недостаток системы воздух/вода заключается и в том, что она слишком дорога, конструктивно затратна и, прежде всего, не столь эффективна по сравнению с системой воздух/воздух. Причина заключается в том, что в охладителях наддувочного воздуха с водяным охлаждением происходит двукратный теплообмен: один раз от наддувочного воздуха к воде, а второй раз – от воды вновь к атмосферному воздуху, который должен быть холоднее воды. Если установить внешний водяной радиатор для охладителя наддувочного воздуха, то это может привести к неприятностям в отношении веса и компоновки.

10.2.3 Комбинированные системы

Промежуточным вариантом рассмотренных выше двух систем является применение воздухо-воздушного интеркулера с внешним

охлаждением его водой. Такая схема применяется на двигателе Subaru 20T (автомобиль Subaru Impreza WRX). Вода имеет как большую теплоемкость, так и большую теплоту испарения, активно отбирая тепло от интеркулера. Причем, учитывая цикличность работы наддува на легковом автомобиле, такая схема кажется действительно наиболее оправданной. При обычном режиме работает система воздух/воздух. При форсированном — включается опрыскивание водой. Кроме воды применяются также легко испаряемые жидкости – спирт, эфиры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные и тракторные двигатели [Текст] / Н.М. Ленин, К.Г. Попык, О.М. Малашкин [и др.]; под общ. ред. Н.М. Ленина. – Москва: Высш. шк., 1969. – 386 с.
2. Автомобильные теплообменники систем охлаждения и отопления. Общие технические условия [Текст]: РД 37.001.645-98: утв. приказом НАМИ и ввод в действие 25.03.1998. – Москва: НАМИ, 1998. – 15 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 2 Динамика и конструирование [Текст] / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – Москва: Высш.шк., 1995. – 319 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов [и др.]; под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – Москва: Машиностроение, 1990. – 288 с.
5. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебное пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – Москва: Высшая школа, 2002. – 400 с.
6. Кригер, А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей [Текст] / А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников. – Москва: Машиностроение, 1985. – 176 с.
7. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебное пособие / А.П. Толстоногов, И.В. Коломин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара: Издательство Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 168 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Табл. А1. Варианты исходных данных для расчета жидкостной системы охлаждения

| № вар. | Тип двиг. | n, об/мин | Ne, кВт | D, мм | i _{цил} | n _{нас} , об/мин | Охл. жидк. | Назначение |
|--------|-----------|-----------|---------|-------|------------------|---------------------------|------------|--------------|
| 1 | дизель | 4600 | 44,0 | 82,0 | 4 | 2000 | А-40 | Стационарный |
| 2 | ДсИЗ | 5600 | 47,1 | 76,0 | 4 | 2400 | А-40 | Легковой |
| 3 | дизель | 4800 | 40,0 | 76,0 | 4 | 2100 | А-40 | Легковой |
| 4 | ДсИЗ | 5400 | 54,0 | 76,0 | 4 | 2300 | А-40 | Легковой |
| 5 | дизель | 3300 | 25,0 | 76,5 | 4 | 1600 | А-65 | Грузовой |
| 6 | ДсИЗ | 5200 | 50,0 | 76,0 | 4 | 2200 | А-65 | Легковой |
| 7 | дизель | 3500 | 27,5 | 76,5 | 4 | 1700 | вода | Судовой |
| 8 | ДсИЗ | 5600 | 50,7 | 79,0 | 4 | 2400 | А-40 | Легковой |
| 9 | дизель | 3000 | 23,5 | 76,5 | 4 | 1500 | вода | Тракторный |
| 10 | ДсИЗ | 5400 | 57,5 | 79,0 | 4 | 2300 | Ан. 40 | Легковой |
| 11 | дизель | 1800 | 14,7 | 125,0 | 1 | 2200 | вода | Стационарный |
| 12 | ДсИЗ | 5200 | 53,0 | 79,0 | 4 | 2200 | Ан. 65 | Легковой |
| 13 | дизель | 1600 | 29,4 | 105,0 | 4 | 1000 | А-40 | Грузовой |
| 14 | ДсИЗ | 5600 | 56,5 | 76,0 | 4 | 2400 | Ан. 65 | Легковой |
| 15 | дизель | 1600 | 36,8 | 110,0 | 4 | 1600 | Ан. 65 | Грузовой |
| 16 | ДсИЗ | 5400 | 65,0 | 76,0 | 4 | 2300 | Ан. 40 | Легковой |

Окончание Табл. А1.

| | | | | | | | | |
|----|--------|------|-------|-------|---|------|--------|------------|
| 17 | дизель | 1800 | 66,0 | 130,0 | 4 | 1100 | Ан. 40 | Тракторный |
| 18 | ДсИЗ | 5200 | 60,0 | 76,0 | 4 | 2200 | А-40 | Легковой |
| 19 | дизель | 2100 | 132,4 | 130,0 | 6 | 1100 | А-40 | Грузовой |
| 20 | ДсИЗ | 5200 | 58,7 | 79,0 | 4 | 2200 | Ан. 40 | Легковой |
| 21 | ДсИЗ | 5700 | 67,5 | 79,0 | 4 | 2500 | Ан. 65 | Легковой |
| 22 | дизель | 1700 | 161,8 | 130,0 | 8 | 1000 | А-40 | Грузовой |
| 23 | ДсИЗ | 5400 | 62,5 | 79,0 | 4 | 2300 | А-60 | Легковой |
| 24 | ДсИЗ | 5600 | 46,8 | 76,0 | 4 | 2400 | А-60 | Легковой |
| 25 | ДсИЗ | 5200 | 58,0 | 82,0 | 4 | 2200 | А-40 | Легковой |
| 26 | ДсИЗ | 5600 | 26,5 | 82,0 | 2 | 2400 | А-40 | Легковой |

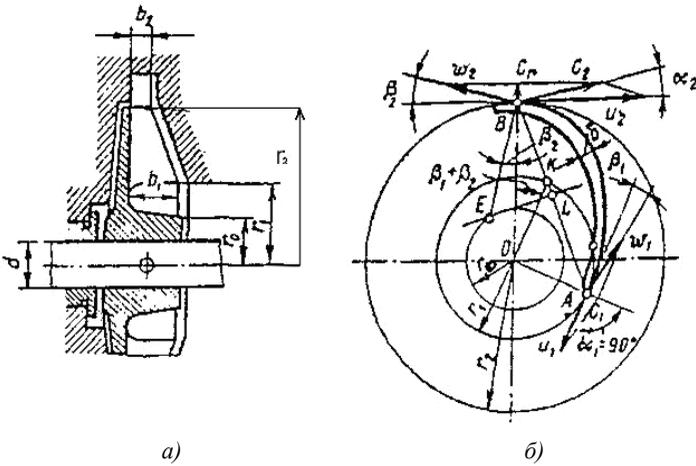


Рис. Б1. Жидкостной насос:
 а) расчетная схема крыльчатки; б) построение профиля лопатки

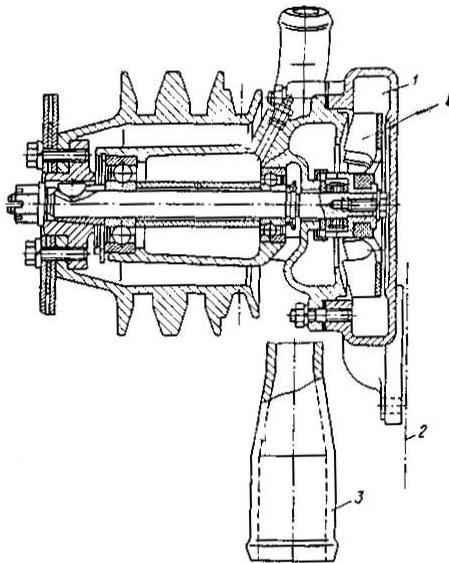


Рис. Б2. Жидкостный насос системы охлаждения:
 1 – полость нагнетания; 2 – место расположения переднего торца блока;
 3 – впускной патрубков; 4 – крыльчатка

Приложение В

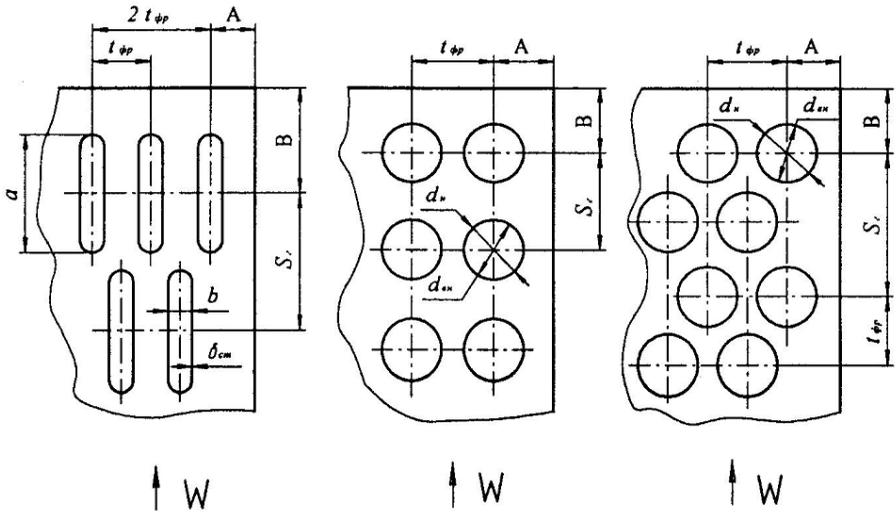


Рис. В1. Конструктивные типы трубных решёток радиаторов

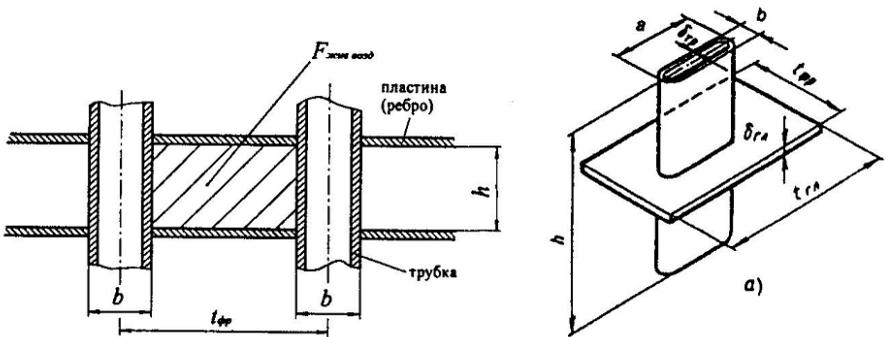


Рис. В2. Схема ячейки решетки (остова) радиатора

Геометрические характеристики решёток радиатора

Табл. В1. Решетка тип I (шахматный)

| | |
|---|---|
| Относительный шаг решетки | $t_{фр}/S_2 = 3,5...4,5$ |
| Соотношение сторон трубки | $a/b = 5$ |
| Основные размеры трубок и геометрические соотношения | $a = 0,016...0,024 \text{ м};$ $b = 0,2 \cdot a; S_2 = (1,35...1,45) \cdot a;$ $A = 0,8 \cdot S_2; B = 0,8 \cdot t_{фр};$ $\delta_{ст} = 0,00015...0,00025 \text{ м}.$ |
| Шаг пластин оребрения и толщина | $h_{реб} = 0,003...0,005 \text{ м};$ $\delta_{реб} = 0,0002...0,0003 \text{ м}.$ |
| <p>Критериальные зависимости принимаются:</p> <p>для жидкостей</p> $Nu_{ж} = 0,0316 \cdot Re_{ж}^{0,8} \text{ для } Re_{ж} > 5000;$ $Nu_{ж} = 0,0000219 \cdot Re_{ж}^{1,65} \text{ для } 3400 < Re_{ж} < 5000;$ $Nu_{ж} = 0,00105 \cdot Re_{ж}^{1,18} \text{ для } Re_{ж} < 3400;$ <p>для воздуха</p> $Nu_{возд, д_3} = 0,317 \cdot Re_{возд, д_3}^{0,59}.$ | |

Табл. В2. Решетка тип II (коридорный)

| | |
|---|--|
| Шаг решетки | $t_{фр} = S_2 = (1,6...2,0) \cdot d_{нар}$ |
| Основные размеры трубок и геометрические соотношения | $d_{вн} = 6,0; 8,0; 10,0 \text{ мм};$ $\delta_{ст} = 0,00015...0,00025 \text{ м};$ $A = B = 0,8 \cdot t_{фр}.$ |
| <p>Критериальные зависимости принимаются:</p> <p>(см. табл. В1)</p> | |

Табл. В3. Решетка тип III (шахматный)

| | |
|---|--|
| Шаг решетки | $t_{фр} = 0,5 \cdot S_2;$ $S_2 = (1,6...2,0) \cdot d_{нар}$ |
| Основные размеры трубок и геометрические соотношения | $d_{вн} = 6,0; 8,0; 10,0 \text{ мм};$ $\delta_{ст} = 0,00015...0,00025 \text{ м};$ $A = B = 0,8 \cdot t_{фр}.$ |
| <p>Критериальные зависимости принимаются:</p> <p>для жидкостей (см. табл. В1),</p> <p>для воздуха $Nu_{возд, д_3} = 0,367 \cdot Re_{возд, д_3}^{0,698}.$</p> | |

Табл. В4. Теплофизические свойства охлаждающих жидкостей
(при $t_0 = 20^\circ\text{C}$ и нормальном давлении)

| Тепло-носитель | T_k | | $T_{зам}$ | | ρ , кг/м ³ | c_p , Дж/кг·К | λ , Вт/м·К | $\nu_{ж}$, x10 ⁻⁶ м ² /с |
|----------------|-------|-----|-----------|-----|-------------------------------|--------------------|-----------------------|---|
| | К | °С | К | °С | | | | |
| Вода | 373 | 100 | 273 | 0 | 1000–971* | 4186–4200* | 0,599–0,674* | 1,00–0,365* |
| Тосол А-40 | 350 | 77 | 233 | -40 | 1078–1085 | 3850 | 0,310–0,355* | 5,413–1,804* |
| Тосол А-65 | 388 | 115 | 208 | -65 | 1078–1085 | 2950 | 0,320–0,352* | 5,600–1,870* |
| Антифриз 40 | 340 | 67 | 233 | -40 | 1067,5–1072,5 | 3850 | 0,297–0,330* | 5,311–1,770* |
| Антифриз 65 | 380 | 107 | 208 | -65 | 1085–1090 | 2650 | 0,300–0,330* | 5,400–1,800* |

Примечание. Звездочкой обозначены параметры жидкости при температуре более 55°C .

Табл. В5. Физические параметры для сухого воздуха

| t , °С | ρ , кг/м ³ | c_p , кДж/(кг·К) | λ , x10 ⁻² Вт/(м·К) | a , x10 ⁻⁵ м ² /с | μ , x10 ⁻⁶ (Н·с)/м ² | ν , x10 ⁻⁶ м ² /с | Pr |
|-------------|-------------------------------|-----------------------|---|--|---|--|-------|
| 0 | 1,293 | 1,005 | 2,44 | 1,881 | 17,17 | 13,28 | 0,707 |
| 10 | 1,247 | 1,005 | 2,51 | 2,006 | 17,66 | 14,16 | 0,705 |
| 20 | 1,205 | 1,005 | 2,59 | 2,142 | 18,15 | 15,06 | 0,703 |
| 30 | 1,165 | 1,005 | 2,97 | 2,286 | 18,64 | 16,00 | 0,701 |
| 40 | 1,128 | 1,005 | 2,76 | 2,431 | 19,13 | 16,96 | 0,699 |
| 50 | 1,093 | 1,005 | 2,83 | 2,572 | 19,62 | 17,95 | 0,698 |
| 60 | 1,060 | 1,005 | 2,90 | 2,720 | 20,11 | 18,97 | 0,696 |
| 70 | 1,029 | 1,009 | 2,97 | 2,860 | 20,60 | 20,02 | 0,694 |
| 80 | 1,000 | 1,009 | 2,047 | 3,019 | 21,10 | 21,09 | 0,692 |
| 90 | 0,972 | 1,009 | 3,128 | 3,189 | 21,50 | 22,10 | 0,690 |
| 100 | 0,946 | 1,009 | 3,210 | 3,364 | 21,90 | 23,13 | 0,688 |

Табл. В6. Теплофизические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов

| Материал | Плотность, ρ , кг/м ³ | Теплопроводность, λ , Вт/(м·К) | Теплоемкость, c , кДж/(кг·К) |
|--------------------|---|--|--------------------------------------|
| Алюминиевые сплавы | | | |
| АД1 | 2710 | 226 | 0,92 |
| АМЦ | 2730 | 187 | 0,92 |
| АМГ | 2670 | 125 | 0,92 |
| Латунь | | | |
| Л96 | 8850 | 244 | 0,38 |
| Л90 | 8800 | 125 | 0,38 |
| Л62 | 8500 | 120 | 0,375 |
| Прочие материалы | | | |
| Сталь | 7850 | 70 | 0,765 |
| Медь МЗ | 8930 | 380 | 0,38 |

Табл. В7. Энергетические свойства топлив ДВС

| Тип ДВС | Топливо | Теплотворная способность H_u , МДж/кг | Стехиометрический коэффициент L_o , кмоль возд/кг топл | Состав смеси α |
|---------|-------------------|--|---|--------------------------|
| ДсИЗ | бензин | 44,0 | 0,51 | 0,9...1,1 |
| | природный газ | 50,0 | 0,59 | |
| | пропан-бутан | 45,0 | 0,54 | |
| дизель | дизельное топливо | 42,5 | 0,50 | 1,3...1,5 |

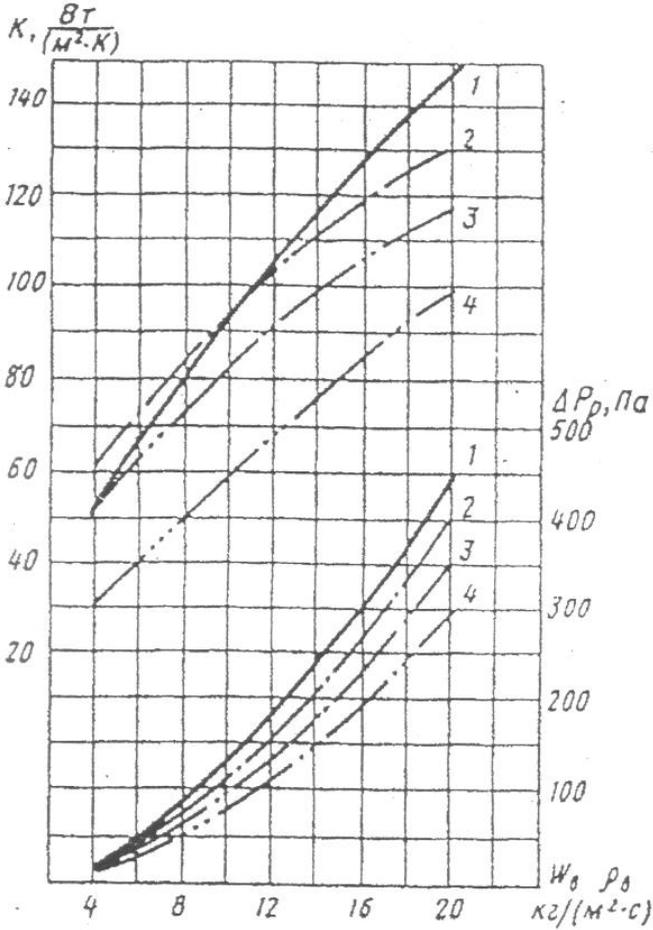


Рис. Г1. Коэффициент теплопередачи K и аэродинамическое сопротивление P_p в зависимости от массовой скорости воздуха:

- 1 – шахматное расположение трубок под углом к воздушному потоку;
- 2 – шахматное расположение трубок; 3 – рядное расположение;
- 4 – трубчато-ленточные радиаторы

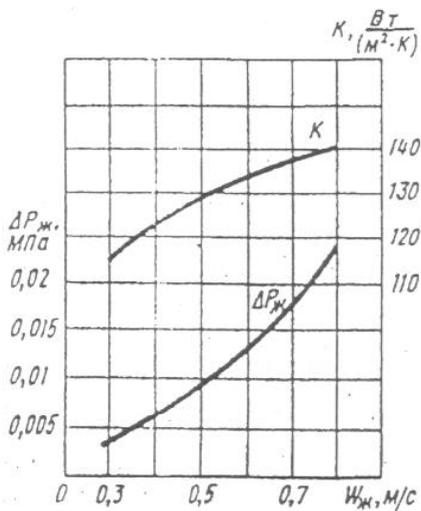


Рис. Г2. Влияние скорости охлаждающей жидкости на величины K и Δp_p

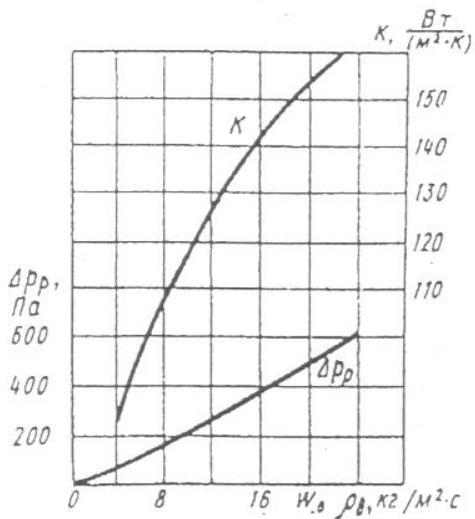


Рис. Г3. Влияние скорости охлаждающего воздуха на величины K и Δp_p

Учебное издание

***Коломин Илья Викторович,
Крашенинников Сергей Всеволодович***

**РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ
ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор И. П. Ведмидская
Компьютерная верстка И. П. Ведмидской

Подписано в печать 24.12.2021. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печ. л. 4,75.
Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 3(Р4У)/2021.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

