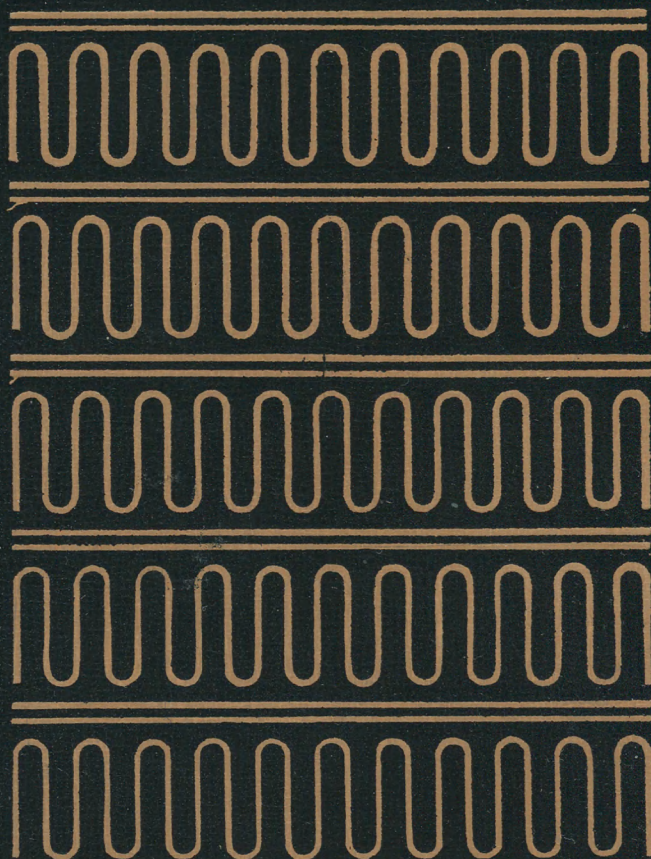


В. В. БУРКОВ , А. И. ИНДЕЙКИН

АВТОТРАКТОРНЫЕ РАДИАТОРЫ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ



АВТОТРАКТОРНЫЕ РАДИАТОРЫ

В. В. БУРКОВ, А. И. ИНДЕЙКИН

АВТОТРАКТОРНЫЕ РАДИАТОРЫ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ



Ленинград
„Машиностроение“
Ленинградское отделение
1978

6Т2.1
Б91
УДК 62-714

Рецензент А. К. Костин

Бурков В. В., Индейкин А. И.

Б91 Автотракторные радиаторы. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1978.
216 с. с ил.

Справочное пособие содержит сведения по конструированию и расчету автотракторных радиаторов. В компактной форме представлены данные по теплоотдаче и сопротивлению различного типа поверхностей охлаждения. Приведены примеры расчетов тепловой эффективности радиаторов, установленных на автомобилях и тракторах. Даны рекомендации по выбору рабочих режимов и приведены методики расчета радиаторов, в том числе на ЭВМ.

Справочное пособие рассчитано на инженерно-технических работников, занимающихся расчетом и конструированием радиаторов транспортных и сельскохозяйственных машин. Оно также может быть использовано студентами соответствующих вузов.

Б $\frac{31803-219}{038(01)-78}$ 219—78

6Т2.1

© Издательство «Машиностроение», 1978 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одним из вопросов обеспечения надежности тракторов и автомобилей при эксплуатации является необходимость эффективного охлаждения ряда их функциональных систем, в чем важная роль принадлежит радиаторам.

Проблема охлаждения применительно к автомобилям и тракторам существует со времени возникновения самой идеи создания самоходных средств передвижения. На первых порах, когда мощности двигателей и скорости передвижения машин были невелики, излишки теплоты успешно рассеивались в окружающий воздух прямо от стенок нагреваемых узлов и агрегатов. При дальнейшем увеличении мощности двигателей во избежание их перегрева появилась необходимость в отводе большого количества теплоты. Наиболее эффективным оказалось осуществлять это с помощью водяной системы охлаждения со специальным теплообменником, названным радиатором. Первые радиаторы, применявшиеся на автомобилях, были выполнены из непрерывной гладкостенной медной трубы, изогнутой в виде многорядного змеевика. К одному концу этой трубы поступала горячая вода от двигателя, и после охлаждения набегающим на автомобиль потоком воздуха она возвращалась от другого конца трубы обратно в двигатель. Такой тип радиатора просуществовал почти до 1900 г., когда потребовалось дальнейшее повышение его тепловой эффективности, что было достигнуто установкой оребрения на внешней стороне трубы.

После того как мощности двигателей превысили 4 л. с., такие радиаторы оказались неспособными к выполнению своих функций из-за большого гидравлического сопротивления слишком длинных труб. Стали появляться другие типы радиаторов, причем одной из наиболее ранних явилась конструкция, в которой воздух проходил по горизонтальным воздушным трубкам, расположенным внутри водяного бачка. Количество трубок в этом радиаторе постепенно увеличивалось, пока не получился сотовый радиатор, широко применявшийся вплоть до середины 30-х годов.

Несколько позже, чем сотовые, появились конструкции, где верхние и нижние водяные бачки были соединены между собой трубками, на внешней стороне которых часто устанавливались спиральные ребра или ребра в виде пластин, общих для всех трубок. В создании и совершенствовании перечисленных типов радиаторов большая роль принадлежит европейским фирмам «Даймлер», «Рено» и «Мерседес». Последним из группы радиаторов, появившихся на автомобилях в 1913—1914 гг., был пластинчатый паяный радиатор американской фирмы «Харрисон», имевший наибольшую поверхность охлаждения на единицу массы.

Дальнейшее усовершенствование конструкций радиаторов и, в первую очередь, их поверхностей охлаждения происходило во всех развитых странах мира в отраслях промышленности, производящих не только автомобили и тракторы, но и самолеты, танки, тепловозы и пр. К настоящему времени конструкции радиаторов и их поверхностей достигли высокой степени совершенства, особенно за последние 15—20 лет, когда трудами отечественных и зарубежных ученых были определены новые направления по повышению эффективности существующих поверхностей охлаждения и предложены типы поверхностей, в которых разработанные принципы интенсификации теплообмена реализуются в основном на воздушной стороне радиатора.

В связи с постоянно повышающейся энергонасыщенностью тракторов и автомобилей проблемы охлаждения их различных функциональных систем из года в год приобретают все более актуальное значение. Необходимость климатизации кабин, салонов и кузовов машин также связана с выделением и отводом значительного количества теплоты. Все это привело к использованию на современных автомобилях и тракторах большого разнообразия теплообменной аппаратуры: радиаторов, испарителей, конденсаторов, специальных теплообменников и др.

Разработка эффективных автотракторных теплообменных аппаратов производится в нашей стране рядом научно-исследовательских организаций и конструкторских бюро, в частности отраслевой научно-исследовательской лабораторией алюминиевых радиаторов Ленинградского сельскохозяйственного института (ОНИЛАР ЛСХИ), сотрудниками которой являются авторы.

Главы 1, 2, пп. 3.1 и 3.2 гл. 3, п. 4.3 гл. 4 написаны д-ром техн. наук проф. В. В. Бурковым, пп. 3.3 и 3.4 гл. 3 — канд. техн. наук доц. А. И. Индейкиным, п.4.1 гл. 4 — совместно проф. В. В. Бурковым и инж. Г. А. Курмашевым, п. 4.2 гл. 4 — совместно проф. В. В. Бурковым и инж. М. Е. Иовлевым.

Авторы выражают благодарность В. М. Баранову и В. А. Михелю за помощь в оформлении иллюстративных материалов и С. Д. Афанасьеву за технический перевод части иностранной периодики.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — характеристика коллектора радиатора; тепловой эквивалент механической работы;	Δp — перепад давлений (сопротивление), кгс/м ² ; кгс/см ² ;
a — минимальное расстояние между пластинами, м;	$\Delta p_{\text{кав}}$ — кавитационный запас, кгс/м ² ; кгс/см ² ;
B — ширина сердцевины, м;	Q — количество теплоты, ккал/ч;
c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, ккал/(кг·°С);	R — термическое сопротивление, м ² ·ч·°С/ккал;
d — диаметр, малая ось трубки (канала), м;	S_1 — шаг каналов по фронту, м;
$d_э$ — определяющий размер в критериях подобия, м;	S_2 — шаг каналов по глубине радиатора, м;
E — энергетический коэффициент;	S_3 — большая ось канала, м;
F — поверхность охлаждения, м ² ;	S_4 — расстояние между пластинами, м;
$\bar{F}$ — относительное сечение сердцевины радиатора;	T — температура, К;
$F_{\text{ж}}$ — площадь живого сечения, м ² ;	t — температура, °С; шаг оребрения, м;
f — коэффициент трения;	Δt — разность температур (температурный напор), °С;
G — массовый расход, кг/с;	V — объем сердцевины, м ³ ;
g — ускорение свободного падения, м/с ² ;	$\bar{V}$ — относительный объем расширительного пространства системы охлаждения;
g_e — масса сердцевины радиатора, кг;	v — скорость, м/с;
H — напор, кгс/м ² ; длина водяного канала, высота сердцевины, м;	v_a — скорость автомобиля, м/с; км/ч;
h — высота ребра, м;	v_L — средняя скорость воздуха перед фронтом радиатора, м/с;
k — коэффициент теплопередачи, ккал/(м ² ·ч·°С);	v_k — скорость воздуха в узком сечении сердцевины, м/с;
$k_{\text{ц}} (k_Z; k_{\text{П}})$ — коэффициент циркуляции;	v_W — скорость жидкости (воды) в каналах, м/с;
l — глубина радиатора, м;	w — объемный расход, м ³ /с;
l_1 — длина элемента ребра (лепестка), м;	$W = Gc_p$ — водяной эквивалент теплоносителя, ккал/(ч·°С);
N — мощность, л. с.;	z — число рядов жидкостных каналов по глубине радиатора;
n — частота вращения, об/мин;	α — коэффициент теплоотдачи, ккал/(м ² ·ч·°С);
p — давление, кгс/м ² ;	α_0 — коэффициент использования набегающего потока;
$p_{\text{кл}}$ — давление открытия парового клапана, кгс/см ² ;	β — коэффициент живого сечения;

γ — плотность, кг/м^3 ;
 γv_L — массовая скорость
 воздуха, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;
 δ — толщина стенки ка-
 нала, толщина ребра,
 толщина погранич-
 ного слоя, м;
 ε — интенсивность (сте-
 пень) турбулентно-
 сти, %; эффек-
 тивность (к. п. д.)
 радиатора;
 ε_3 — коэффициент загряз-
 нения поверхности
 охлаждения;
 ζ — коэффициент сопро-
 тивления;
 η_0 — к. п. д. поверх-
 ности охлаждения;
 η_p — к. п. д. ребра;
 κ — коэффициент реали-
 зации;

λ — коэффициент тепло-
 проводности, $\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C})$;
 μ — коэффициент динами-
 ческой вязкости,
 $\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; коэффициент
 расхода;
 ν — коэффициент кинема-
 тической вязкости,
 $\text{м}^2/\text{с}$;
 τ — время, с;
 φ — коэффициент поля,
 коэффициент объемной
 компактности, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 $\Phi_{\text{фр}}$ — коэффициент фронто-
 вой компактности,
 $\text{м}^2/\text{м}^2$;
 Φ_g — коэффициент массо-
 вой компактности,
 $\text{кг}/\text{м}^3$;
 ψ — коэффициент оребре-
 ния.

ОСНОВНЫЕ ИНДЕКСЫ:

a — к условиям движу-
 щегося автомобиля
 (трактора);
 W — к условиям на жидко-
 стной (водяной) сто-
 роне радиатора;
 L — к условиям на воз-
 душной стороне;
 c — к условиям на входе
 в радиатор;
 n — к условиям на вы-
 ходе из радиато-
 ра;
 3 — к условиям на за-
 грязненной поверх-
 ности охлажде-
 ния;

$ж$ — к условиям живого се-
 чения;
 $п$ — к условиям прямой
 поверхности охлажде-
 ния (трубкам);
 $к$ — к условиям косвенной
 поверхности охлажде-
 ния (оребрению);
 Z — к условиям в Z-образ-
 ной схеме циркуля-
 ции;
 $П$ — к условиям в П-образ-
 ной схеме циркуля-
 ции;
 фр — фронтальной;
 $д$ — динамический;
 $ст$ — статический; стенка.

ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ РАДИАТОРОВ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ РАДИАТОРОВ

Радиаторами условимся называть обширное семейство компактных теплообменников, используемых для рассеяния непосредственно в атмосферный воздух теплоты, образующейся в различных функциональных системах автомобилей, тракторов и других машин и приносимой (подводимой) теплоносителем, не испытывающим заметных фазовых превращений. Таким образом, одним из теплоносителей в радиаторах всегда является атмосферный воздух, а другим — капельная жидкость (вода, антифриз, смазочное масло и т. д.) или наддувочный воздух.

Как теплообменники радиаторы обладают следующими основными особенностями, характеризующими их конструкцию и рабочий процесс.

1. По способу действия радиаторы относятся к рекуперативным (поверхностным) теплообменникам, в которых два теплоносителя с различными температурами перемещаются в пространстве, разделенном твердой стенкой. При этом изменение температуры любого из них мало по сравнению с разностью начальных (входных) температур теплоносителей.

2. По направлению потоков теплоносителей радиаторы являются, как правило, теплообменниками перекрестного тока, т. е. в них потоки пересекаются под прямым углом.

3. Для сложного процесса теплопередачи в радиаторах являются характерными следующие способы переноса теплоты: теплопроводность (кондукция), конвективный теплообмен и в незначительной мере лучистый теплообмен (радиация). Таким образом, следует признать, что термин «радиатор» (лат. radiare — испускать лучи) не совсем точно отражает существо физических процессов, происходящих в нем.

4. Определяющими условиями теплопередачи в радиаторах всегда являются условия на стороне атмосферного воздуха. Для очень грубой оценки и сравнения характеристик теплоотдачи от различных теплоносителей в радиаторах иногда рекомендуется следующая относительная шкала [79]:

Теплоноситель	Атмосферный воздух	Воздух при давлении 2,1 кгс/см ²	Смазочное масло	Вода
Характеристика теплоотдачи (относительная величина)	1	3	8—10	100

5. Радиаторы имеют высокую компактность ($\phi > 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$) поверхности охлаждения: малые диаметры каналов для прохода теплоносителей, малую толщину конструкционных материалов, сложную форму элементов и т. д. Живое сечение радиатора с воздушной стороны, как правило, во много раз превышает живое сечение со стороны жидкости.

6. Радиаторы испытывают переменные нагрузки по количеству подводимой теплоты и скорости движения (расходам) теплоносителей,

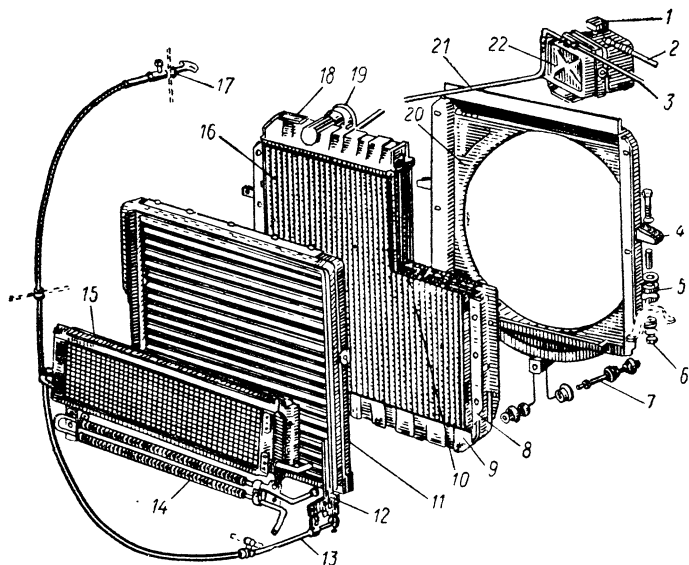


Рис. 1.1. Блок водяного и масляных радиаторов автомобиля КамАЗ-5320:

1 — заливная горловина и пробка с паровым и воздушным клапанами; 2, 3, 21 — дренажные трубки; 4 — кронштейн крепления радиатора; 5 — резиновые подушки; 6 — гайка крепления радиатора; 7 — тяга крепления радиатора к поперечине; 8 — водяной медный радиатор; 9 — нижний бачок; 10 — трубчато-ленточная сердцевина; 11 — жалюзи; 12, 13, 17 — привод управления жалюзи; 14 — масляный алюминиевый радиатор гидроусилителя руля; 15 — медный трубчато-пластинчатый радиатор для охлаждения масла двигателя; 16 — трубки сердцевин; 18 — верхний бачок; 19 — входной патрубок; 20 — кожух вентилятора; 22 — расширительный бачок

а также работают в условиях часто изменяющихся температуры, влажности и давления атмосферного воздуха.

7. Общеизвестно, что для сложной цепи передачи тепла «выделяющий теплоту агрегат — охлаждающая жидкость — радиатор» в современных автомобилях и тракторах именно радиатор обычно наиболее слабое звено, так как коэффициент теплоотдачи от его поверхностей к окружающему воздуху является наименьшим.

Классификация радиаторов в целом. Рассматривая классификацию радиаторов как в целом, так и их важнейших элементов, следует от-

метить, что до настоящего времени в этом вопросе часто еще отсутствует необходимая определенность. В разработанной классификации по этому будем исходить из сформулированного выше определения радиатора.

Радиаторы следует классифицировать прежде всего по назначению: а) для систем жидкостного охлаждения двигателей (рис. 1.1); б) для охлаждения смазочного масла двигателя (рис. 1.2); в) для охлаждения смазочного масла агрегатов и узлов трансмиссии; г) для охлаждения смазочного масла узлов систем управления; д) для охлаждения наддувочного воздуха (см. рис. 1.24); е) для систем отопления кабин, салонов и кузовов машин (см. рис. 1.6).

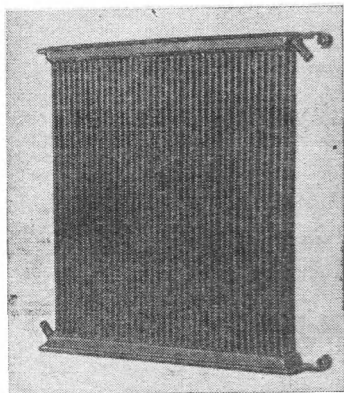


Рис. 1.2. Стальной масляный радиатор для тракторного двигателя из гладкостенных овальных труб

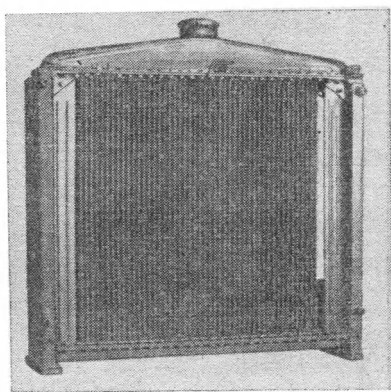


Рис. 1.3. Унифицированный медный водяной радиатор трубнотрубчатого типа для трактора Т-130, выпускаемый ПО «Радиатор» (Оренбург)

Поскольку в соответствии с определением одним из теплоносителей в радиаторах всегда является атмосферный воздух, то радиаторы удобно классифицировать по виду второго теплоносителя: а) радиаторы водяные, в том числе использующие другие виды охлаждающей жидкости: тосол, антифриз и т. д. (рис. 1.3); б) радиаторы масляные (см. рис. 1.2); в) радиаторы наддувочного воздуха (см. рис. 1.24); г) радиаторы комбинированные, в которых происходит охлаждение двух и более неперемешивающихся жидких теплоносителей (рис. 1.4).

По общему конструктивному выполнению из большого разнообразия применяющихся в настоящее время типов и конструкций радиаторов можно выделить следующие:

1) по геометрической форме сердцевин (а часто и всего радиатора): а) блочные, когда сердцевина (и весь радиатор) имеет форму прямоугольного блока (параллелепипеда), у которого глубина чаще значительно меньше высоты или ширины (см. рис. 1.2 и 1.3); б) кольцеобразные, если сердцевина радиатора имеет вид кольца, согласующегося по своим размерам с вентилятором осевого или центробежного

типа (рис. 1.4); в) зигзагообразные, когда сердцевина в сечении, перпендикулярном водяным каналам, имеет форму зигзага, образованного из поверхности охлаждения с малой глубиной (рис. 1.5);

2) по характеру взаимодействия сердцевин с каркасными деталями радиатора: а) неподвижные, где рабочий процесс осуществляется прокачкой теплоносителей через сердцевину от отдельно расположенных насоса и вентилятора (см. рис. 1.1—1.5); б) роторные (вращающиеся), когда оба или один теплоноситель (воздух) прокачиваются через сердцевину благодаря насосу эффекту, создаваемому ею при вращении (рис. 1.6);

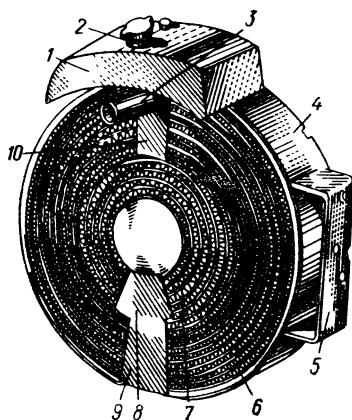


Рис. 1.4. Кольцеобразный комбинированный радиатор фирмы «Аутокюлер—Гессельшафт» (ФРГ) с двумя независимыми контурами охлаждения (воды и масла):

1 — расширительный бачок; 2 — заливная горловина с пробкой; 3 — входной патрубок; 4 — обложка; 5 — кронштейн; 6 — водяной контур; 7 — масляный контур; 8 — масляный коллектор; 9 — выходной водяной коллектор; 10 — входной водяной коллектор

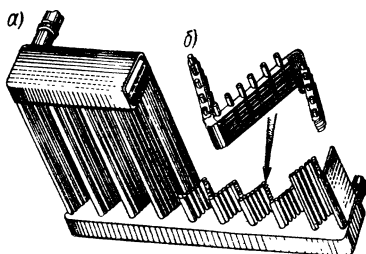


Рис. 1.5. Водяной радиатор фирмы «Филипс» с зигзагообразной сердцевиной (глубина оребренных элементов 4 мм, расстояние между пластинами 0,33 мм): а — частичный разрез; б — элемент трубчато-пластинчатой поверхности охлаждения

3) по принципу сборки: а) с опорными (трубными) пластинами, являющимися основанием общего для всех трубок коллектора (рис. 1.7); б) без опорных пластин, когда основание коллектора образуется сваркой или пайкой кромок пластин, содержащих жидкостные каналы; в) пакетные (секционные), когда жидкостные каналы сердцевин включают в себя элементы коллекторов радиатора (пеккид-блок) (рис. 1.8 и 1.9); г) змеевики, когда радиатор представляет собой непрерывную трубу, изогнутую в виде плоского или пространственного змеевика (см. рис. 1.1);

4) по степени разборности конструкции: а) неразборные, когда разборка радиатора без специализированного инструмента и нагрева его определенных зон является невозможной (см. рис. 1.1 и 1.4); б) полунеразборные, когда возможна разборка радиатора (снятие бачков, коллекторов, боковин), но сердцевина разборке не подлежит (см. рис. 1.3 и 1.7); в) разборные (секционные), когда возможна разборка также и

Рис. 1.6. Опытный образец алюминиевого роторного радиатора АРСТ-144 для тракторного отопителя кабины (без силового привода), изготовленный ОНИЛАР ЛСХИ в 1974 г.:

1, 2 — соответственно входной и выходной патрубки для воды; 3 и 6 — соответственно входное и выходное окна для воздуха; 4 — ротор; 5 — щкив

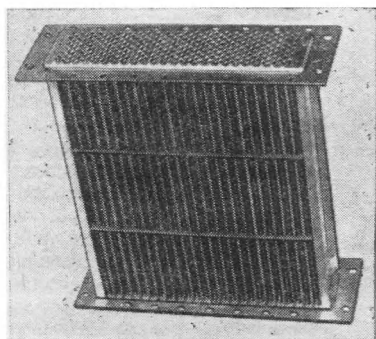
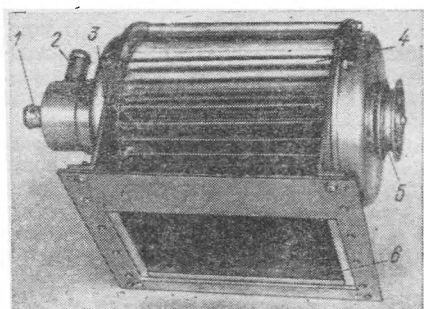
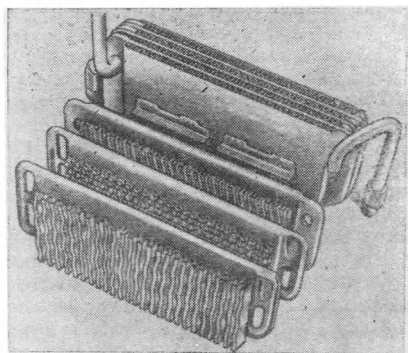


Рис. 1.7. Алюминиевая сердцевина для водяного радиатора трактора ДТ-20 (опытные образцы изготовлены ОКТБ по радиаторам в 1967 г.)

Рис. 1.8. Алюминиевый масляный радиатор дизеля FL 913 фирмы «Дойц» (ФРГ) в сборе и его отдельные детали



сердцевины радиатора для замены ее элементов, их ремонта или очистки (рис. 1.9);

б) по используемым основным конструкционным материалам: а) медные, изготавливаемые из меди и сплавов на ее основе обычно пайкой оловянно-свинцовистыми припоями (см. рис. 1.1, 1.3 и 1.5); б) алюминиевые, изготавливаемые из алюминия и сплавов на его основе различными технологическими методами (см. рис. 1.6—1.9); в) стальные, изготавливаемые из стали (иногда нержавеющей) различными технологическими методами (см. рис. 1.2); г) комбинированные, изготавливаемые из двух или более видов основных конструкционных материалов (например, медные трубки и стальные охлаждающие пластины в радиаторах автомобилей «Жигули» или алюминиевая сердцевина, пластмассовые бачки, стальные опорные пластины и резиновые блоки уплотнений в радиаторах автомобилей «Пассат» фирмы «Фольксваген» (рис. 1.10).

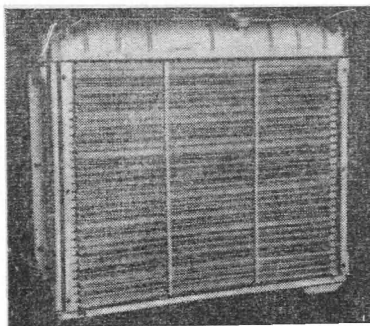


Рис. 1.9. Алюминиевый радиатор секционного типа АРСТ-130-3 для автомобиля ЗИЛ-130 с поверхностью охлаждения из ребристых пластин (опытные образцы изготовлены ОНИЛАР ЛСХИ в 1976 г.)

Классификация поверхностей охлаждения. Наиболее ответственной частью любого радиатора является его поверхность охлаждения, от конструктивного и технологического выполнения которой в основном и зависят важнейшие показатели: теплоотдача радиатора, затраты мощности на подачу теплоносителей, габариты и масса радиатора, расход дефицитных металлов, технологичность и себестоимость производства и т. д. Поверхности охлаждения обычно

бывают объединены в сердцевину, или, как иногда называют, остовет, и образуют в комплексе многообразие каналов для прохода теплоносителей (жидкости и воздуха) и так называемые прямую и косвенную поверхности охлаждения. В настоящее время для повышения эффективности радиаторов усложняют форму каналов, по которым протекают теплоносители и, в первую очередь, воздух. Одновременно существует тенденция к уменьшению размеров сечений этих каналов.

За длительный период времени существования автотракторных радиаторов в них использовались поверхности охлаждения различных геометрических форм и конструкций. За последние годы в связи с бурным прогрессом в автотракторостроении и смежных областях науки и техники появились новые поверхности охлаждения, которые не всегда могут быть классифицированы по известным ранее признакам. Поэтому при классификации поверхностей охлаждения (табл. 1.1) предпринята попытка так изложить известные сведения, чтобы достичь более ясного понимания часто противоречивых факторов, влияющих на рабочие характеристики поверхностей охлаждения, и выделить те из этих факторов, которые наиболее важны для дальнейшего прогресса в рассматриваемой области.

Основным классификационным принципом принято считать отношение условий, при которых происходит рабочий процесс на воздушной (определяющей) стороне радиатора, к условиям внешней или внутренней задачи. В технике 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.

На основании сказанного при классификации определены два главных класса поверхностей, базирующихся на основных элементах простой геометрической формы: *трубчатые* и *пластинчатые*. В каждом классе комбинированием основных элементов с разнообразными устройствами, интенсифицирующими теплообмен, получают более сложные, но и более эффективные типы поверхностей охлаждения. Следует отметить некоторую условность такого подразделения, поскольку в современных радиаторах с целью интенсификации теплообмена на воздушной стороне форма сечения каналов и поверхностей их стенок (внутренняя задача) все усложняется, что придает теплообмену все большее число особенностей, присущих внешней задаче.

В связи с многообразием применяемых в радиаторах форм и размеров трубок и пластин прием следующие ограничительные условия:

- а) трубки имеют соотношения сторон сечения $S_3/d = 1 \div 10$, а пластины — $S_3/d > 10$, причем длина сечения пластины обычно соответствует глубине сердцевины радиатора;
- б) трубки чаще всего несут оребрение по всему наружному периметру, а пластины — только на наружных поверхностях, совпадающих (параллельных) с основным направлением движения потока воздуха.

Из указанной общей закономерности выпадают поверхности охлаждения сотового типа, ныне почти не используемые в автотракторных радиаторах. Но хотя основным элементом этого типа поверхности являются воздушные трубки (внутренняя задача), мы ее условно поместили в класс трубчатых поверхностей.

Показатели для оценки поверхностей охлаждения. Для оценки конструкции и геометрических связей между элементами поверхностей охлаждения современных радиаторов используются три группы показателей.

1. Общие данные по сердцевине радиатора: фронтальная поверхность $F_{\text{фр}}$ (или отдельно высота H и ширина B сердцевины), глубина l

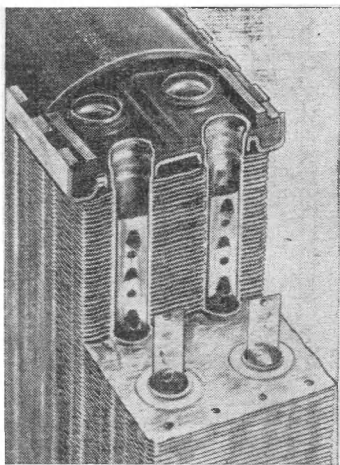
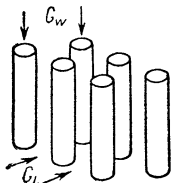
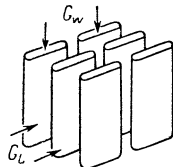
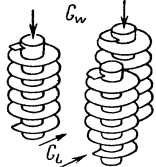
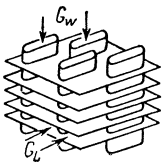
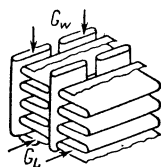


Рис. 1.10. Частичный разрез комбинированного водяного радиатора для легковых автомобилей фирмы «Фольксваген» (ФРГ) выпуска 1976 г.; внутри трубок установлены завихрители

Таблица 1.1. Классификация поверхностей

Основной классификационный признак	Трубчатые поверхности  Ослабление признаков внешней задачи			
	Трубки гладкостенные (индекс ТГ) 	Трубки ребристые (индекс ТР) 	Трубчато-пластинчатые (индекс ТП) 	Трубчато-ленточные (индекс ТЛ) 
Компоновка	По расположению трубок в сердцевине: однорядные; многорядные (шахматные, коридорные и специальные — комбинированные)			По числу поперечных рядов трубок в сердцевине: однорядные; многорядные
Конструктивные особенности интенсификации процесса на внешней и внутренней сторонах	По форме поперечного сечения трубок: круглые; двугуговые; овальные; плоскоовальные			По форме поперечного сечения воздушных каналов: треугольные (V- и Z-образные; прямоугольные; овальные) По форме оребрения: гладкие; жалюзийные; волнистые; пирамидальные; перфорированные; прерывистые
	—	По типу оребрения: плоские (дисковые) спиральные; плавниковые	—	
		По форме оребрения (пластин): гладкие; волнистые; прерывистые; жалюзийные		
		По наличию устройств, интенсифицирующих рабочий процесс на внутренней стороне: без устройств; с внутренним оребрением; с захлестами потока; с рассекателями пленки; с периодическим пережатием стенок трубок (выдавки)		

охлаждения автотракторных радиаторов

		Пластинчатые поверхности	
		Усиление признаков внутренней задачи	
Сотовые (индекс СТ)	Пластины трубчатые (индекс ПТ)	Пластинчатоленточные (индекс ПЛ)	Пластины ребристые (индекс ПР)
—		По числу жидкостных каналов в пластине: одноканальные; многоканальные	
		По расположению жидкостных каналов в сердцевине: шахматные; коридорные	По типу соединения ребрения с пластинами: односторонние; двусторонние
По форме поперечного сечения воздушных трубок: круглые; квадратные; шестигранные; специальные		По форме поперечного сечения жидкостных каналов: щелевые; двугугольные (с выпуклыми и выпукловогнутыми стенками); плоскоовальные; круглые	
		По форме поперечного сечения воздушных каналов: треугольные (V- и Z-образные); прямоугольные; овальные	
		По наличию дефлекторной (разделительной) ленты: с дефлекторами; без дефлекторов	
		По форме ребрения: гладкие; волнистые; перфорированные; прерывистые; жалюзийные	
		По наличию устройств, интенсифицирующих рабочий процесс на внутренней стороне: без устройств; с внутренним ребрением; с рассекателями пленки; с поперечными гофрами на стенках жидкостных каналов	

Основной классификационный признак	Трубчатые поверхности			
	Ослабление признаков внешней задачи			
Технологические особенности	По способу изготовления трубок: бесшовные (тянутые); со сварным швом; с паяным швом			
	—	По виду соединения обрешетки с трубками: монометаллические (накатка); паяные; клееные; насадочные; дорнованные	По виду соединения пластины с трубками: паяные; клееные; дорнованные	По виду соединения легированного обрешетки с трубками: паяные; клееные

и общая площадь поверхности охлаждения F_L , а также емкость сердцевин и ее масса. Эти параметры определяют компоновочные особенности конкретного радиатора, предназначенного для установки на машину. Они весьма существенны с точки зрения получения окончательных данных при расчете радиатора.

2. Геометрические размеры элементов поверхности охлаждения: размеры и форма жидкостных каналов, их расположение, шаг по фронту и глубине радиатора, высота, форма и шаг ребер, толщина стенок каналов и ребер и т. п. Эти параметры являются конструктивными показателями, характеризующими поверхность охлаждения данного типа. В случае использования относительных размеров, например отношения шага каналов к их эквивалентному диаметру, они могут служить основой для обобщения результатов испытаний, но только для данной конструктивной формы поверхности охлаждения. Особое значение имеет эквивалентный диаметр d_3 , который широко применяется в теории подобия и характеризует размеры проходных сечений для теплоносителей. Величина d_3 для труб и каналов некруглого сечения выбирается исходя из следующих соображений. Поскольку силы давления действуют по сечению потока $F_{ж}$, а силы трения — вдоль смоченного периметра U , то следует так выбирать значение d_3 , чтобы соотношение обеих сил соответствовало их соотношению для труб круглого сечения, имеющих диаметр d . Эквивалентный диаметр в этом случае

$$d_3 = 4 (\pi d^2 / 4) / (\pi d) = d = 4 F_{ж} / U. \quad (1.1)$$

Для возможности сравнения различных форм поверхностей охлаждения, особенно имеющих сложную геометрию, часто используют чисто

		Пластиначатые поверхности	
		Усиление признаков внутренней задачи	
—	По виду соединения пластин: сварные; паяные; клееные; вальцованные; монометаллические (вытяжка из расплава)		По способу прокатки ребристых профилей: на круглых трубах (с последующим сплющиванием); на плоскоовальных трубах; односторонние ребренных пластинках (с последующим соединением кромок)
	—	По виду соединения ребрения с пластинами: паяные; клееные	

условные значения d_3 , так как с точки зрения теории подобия безразлично, какой линейный размер сечения выбирается. Определенные через условный эквивалентный диаметр критерии подобия называются модифицированными. Примером наиболее удачного выбора эквивалентного диаметра в условиях рабочего процесса радиатора при соблюдении геометрического подобия является зависимость

$$d_3 = 2d/l = 4r_L/l = 4F_{жЛ}/F_L = 4\beta/\varphi, \quad (1.2)$$

где r_L — радиус воздушного канала.

3. Относительные параметры или коэффициенты, каждый из которых определяет соответствующую конструкцию или компоновочную особенность поверхности охлаждения:

а) компактность поверхности охлаждения оценивается удельной объемной поверхностью охлаждения, или коэффициентом объемной компактности ($\text{м}^2/\text{м}^3$)

$$\varphi = (F_{Лп} + F_{Лк})/(F_{фр}l) = F_L/V; \quad (1.3)$$

б) компоновочные свойства поверхности охлаждения характеризует удельная фронтальная поверхность охлаждения, или коэффициент фронтальной компактности ($\text{м}^2/\text{м}^2$)

$$\varphi_{фр} = F_L/F_{фр} = \varphi/l; \quad (1.4)$$

в) масса (а следовательно, косвенно и экономические свойства) поверхности охлаждения характеризуется ее удельной массой, или коэффициентом массовой компактности ($\text{кг}/\text{м}^3$)

$$\varphi_g = g_e/V = g_e\varphi/F_L = g_e\varphi_{фр}l/F_L; \quad (1.5)$$

г) конструктивная структура поверхности охлаждения определяется коэффициентом обребнения, представляющим собой отношение поверхности охлаждения, омываемой атмосферным воздухом, к поверхности охлаждения, омываемой другим теплоносителем:

$$\psi = F_L/F_W = (F_{Lп} + F_{Lк})/F_W = 1 + F_{Lк}/F_W, \quad (1.6)$$

так как можно принять, что $F_W \approx F_{Lп}$;

д) для оценки загромождения фронта радиатора используется коэффициент живого сечения по воздуху, который определяется как отношение площади живого сечения по воздуху к фронтальной поверхности радиатора:

$$\beta = F_{жЛ}/F_{фр}; \quad (1.7)$$

е) для оценки загромождения сердцевинки по гидравлической (внутренней) стороне служит параметр, называемый коэффициентом живого сечения по воде и определяемый как площадь живого сечения по воде, приходящаяся на сердцевину данной глубины при ширине $B = 0,1$ м:

$$\beta_W = \sum f_{ж}/(0,1l) = 10 \sum f_{ж}/l. \quad (1.8)$$

Классификация гидравлических трактов радиаторов. Следующим по важности за поверхностью охлаждения конструктивным элементом радиатора является гидравлический тракт, включающий каналы поверхности охлаждения, коллекторы и расширительные бачки. В очень компактном радиаторе объем коллекторов может быть того же порядка, что и объем сердцевинки. Для того чтобы получить низкое гидравлическое сопротивление и равномерное распределение жидкости по сердцевине, следует увеличивать проходное сечение (объем) коллекторов, а это приводит к увеличению массы и размеров радиатора.

Классификация гидравлических трактов радиаторов осуществляется прежде всего по *направлению жидкостного потока в каналах сердцевинки*: а) с вертикальным (обычно нисходящим) потоком жидкости (см. рис. 1.3); б) с горизонтальным потоком жидкости (см. рис. 1.9); в) с круговым (полукруговым) потоком (см. рис. 1.4).

Существенным классификационным признаком, относящимся непосредственно к конструкции гидравлического тракта радиаторов, является *наличие и конструкция коллекторов*. Различают следующие типы радиаторов: а) бесколлекторные, когда гидравлический тракт радиатора представляет собой единую непрерывную трубу, выполненную в виде змеевика (см. рис. 1.1); б) коллекторные, когда сердцевина радиатора оснащена входным и выходным коллекторами, в которых происходит распределение потока по каналам сердцевинки (см. рис. 1.5).

Рассматривая схемы циркуляции в гидравлических трактах радиаторов, обратимся к табл. 1.2 [11, 63]. В этой классификации для упрощения рассматривается лишь расположение входных и выходных патрубков по длине соответствующего коллектора и не принимается во внимание направление подвода. Как показали специальные исследования, такие упрощения для большинства конструкций радиаторов (при $l \ll H$ и $l \ll B$) являются вполне оправданными, так как установка патрубков (торцовая, боковая и верхняя) оказывает лишь местное влияние на незначительное число каналов сердцевинки, расположенных вблизи рассматриваемого патрубка, и почти не влияет на общую эпюру распределения жидкости по сердцевине.

По представленной классификации все существующие коллекторные схемы циркуляции разбиты на следующие классы: простые, сложные и комбинированные. К простым схемам относятся гидравлические контуры с торцовым (или боковым) подводом и отводом жидкости. Схемы с разносторонним расположением входного и выходного патрубков будем называть Z-образными, а с односторонним — П-образными. Например, схема ZI характерна для радиаторов автомобилей «Жигули».

Сложные схемы циркуляции получаются путем соединения (или сочетания) простых одноименных схем. Соединение простых схем в сложные может быть либо последовательным (например, $Z3$, $Z4$, $Z6$ и $P6$ — многоходовые схемы циркуляции), либо параллельным ($Z5$, $P3$, $P4$ и $P5$ — симметричные схемы). Число простых соединяемых схем может быть равно двум ($Z3$, $Z5$, $P3$, $P5$ и $P6$), трем ($Z4$), четырем ($P4$) и более ($Z6$). Примером последовательного соединения многих простых схем является радиатор трактора К-701.

Для сложных схем циркуляции действительны основные уравнения расхода и сопротивления:

при последовательном соединении

$$w_1 = w_2 = \dots = w_n = w_W; \quad (1.9)$$

$$\Delta p_{W1} + \Delta p_{W2} + \dots + \Delta p_{Wn} = \Delta p_{W\Sigma}; \quad (1.10)$$

при параллельном соединении

$$w_1 + w_2 + \dots + w_n = w_{W\Sigma}; \quad (1.11)$$

$$\Delta p_{W1} = \Delta p_{W2} = \dots = \Delta p_{Wn} = \Delta p_{W\Sigma}. \quad (1.12)$$

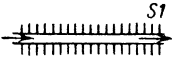
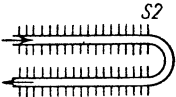
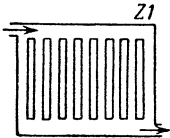
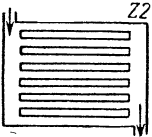
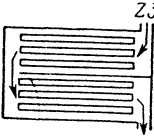
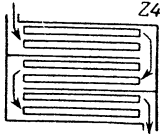
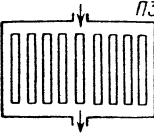
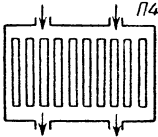
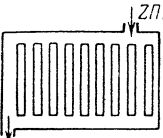
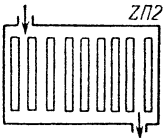
Комбинированные схемы циркуляции образуются путем сочетания простых разноименных схем. Например, комбинированная схема ZPI состоит из одной П-образной и одной Z-образной простых схем; такую схему имеют радиаторы автомобилей ГАЗ-24, «Москвич-408» и др. Комбинированная схема $ZPI2$ состоит из одной Z-образной и двух П-образных простых схем и т. д. Схема $ZPI2$ свойственна серийным радиаторам большинства отечественных тракторов и автомобилей, но трактор К-700 имеет комбинированную схему $ZPI3$. При создании особо компактных радиаторов могут использоваться иные методы соединения простых схем циркуляции в сложные и комбинированные.

Классификация бачков. С конструкцией водяных радиаторов, особенно для систем охлаждения автотракторных двигателей, обычно связывается ряд устройств, обеспечивающих необходимый запас охлаждающей жидкости для компенсации малых утечек, допускающих расширение жидкости при нагревании (без необратимых ее потерь) и эффективно отделяющих газообразную фазу в потоке жидкости, поступающей в сердцевину радиатора. Эти устройства чаще всего объединяются в специальных бачках, включаемых в цепь циркуляции охлаждающей жидкости. Конструктивные схемы бачков приведены в табл. 1.3.

По назначению бачки подразделяют на следующие типы:

а) расширительные, которые содержат дополнительный объем, заполняемый охлаждающей жидкостью при ее расширении вследствие

Таблица 1.2. Схемы циркуляции жидкости в

Наименование схемы		Сбозначение	
Бесколлекторные (змеевики)			
Кол- лектор- ные	Простые		
	Сложные		
			
Кол- лектор- ные	Комбиниро- ванные		

гидравлических трактах автотракторных радиаторов

и изображение схемы

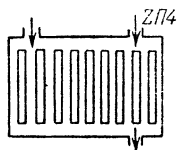
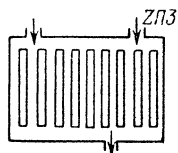
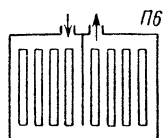
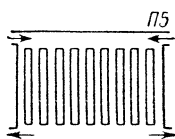
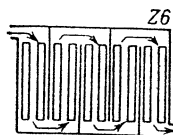
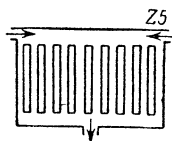
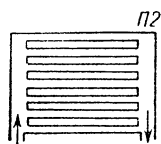
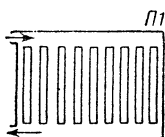
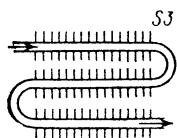
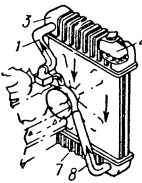
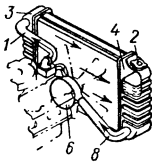
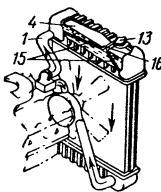
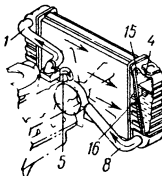
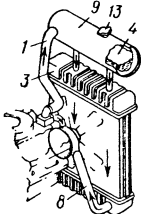
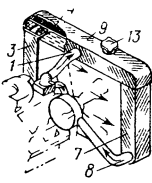
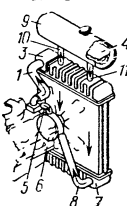
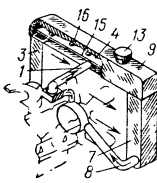
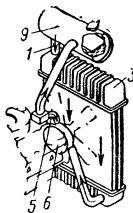
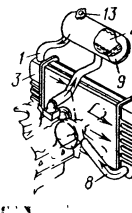
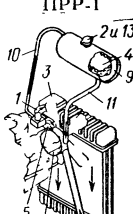
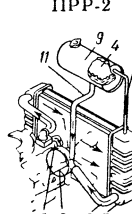
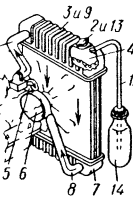
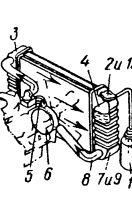


Таблица 1.3. Классификация конструкций и схем включения дополнительных (расширительных и конденсационных) бачков в контуре «двигатель—радиатор—циркуляционный насос» систем охлаждения автотракторных двигателей

Тип бачка	Размещение бачка	Включение бачка	Индекс и схема контура системы охлаждения		Использование системы «Пози-темп» (для дизелей)
			Каналы — вертикальные, коллекторы — верхний и нижний	Каналы — горизонтальные, коллекторы — боковые	
Расширительный (деаэрационный)	Совмещенное с коллектором радиатора	Последовательное	ПСС-1 	ПСС-2 	Да
		Параллельное	ПРС-1 	ПРС-2 	—
	Расширительное с радиатором	Последовательное	ПСС-3 	ПСС-4 	—
		Параллельное	ПРС-3 	ПРС-4 	—

Продолжение табл. 1.3

Тип бабка	Размещение бабка	Включение бабка	Индекс и схема контура системы охлаждения		Использование системы «Пози-темп» (для дизелей)
			Каналы — вертикальные, коллекторы — верхний и нижний	Каналы — горизонтальные, коллекторы — боковые	
Расширительный (деаэрационный)	Раздельное от радиатора	Последовательное	ПСР-1 	ПСР-2 	Да
		Параллельное	ПРР-1 	ПРР-2 	Да
Конденсационный	Раздельное от радиатора	Последовательное на дренажной ветви	ПСР-3 	ПСР-4 	—

Примечание. Условные обозначения на схемах: 1 — входной патрубок радиатора; 2 — заливная горловина; 3 — входной коллектор; 4 — паровоздушное пространство; 5 — байпас; 6 — циркуляционный насос; 7 — выходной коллектор; 8 — выходной патрубок; 9 — расширительный бак; 10 — дренажная трубка; 11 — компенсационная трубка; 12 — вспомогательный трубопровод; 13 — паровоздушный клапан; 14 — конденсационный (резервный) бак; 15 — перегородка; 16 — отверстие

нагрева; при этом объем расширения определяется как разность объемов при полном заполнении системы в холодном состоянии и при рабочем уровне, установившемся в системе по истечении некоторого периода нормальной работы двигателя с переменной температурой (обычно 5—7% от полного объема системы);

б) конденсационные (резервные), обеспечивающие конденсацию паров воды и ее необходимый запас и сводящие к минимуму потери воды через паровой клапан при повышенном внутреннем давлении в системе; при этом резервным считается объем между нормальным уровнем и минимальным безопасным уровнем, при достижении которого система прекращает нормальное функционирование;

в) деаэрационные, служащие для отделения от потока жидкости паров воды, воздуха и отработавших газов; воздух и газы отводятся в атмосферу;

г) компенсационные (статические), обеспечивающие повышение статического напора на всасывании циркуляционного насоса и предотвращающие тем самым возникновение кавитации на рабочих режимах системы охлаждения.

Используемые на автомобилях и тракторах бачки сравнительно редко выполняют только одно из перечисленных назначений, а обычно объединяют несколько из них, сохраняя для упрощения название расширительный бачок. В месте отделения газовой среды от жидкости устанавливают выпускное устройство, обычно в виде парового и воздушного клапанов.

По размещению и конструкции различают бачки: а) совмещенные с входным или выходным коллектором радиатора (см. рис. 1.3); б) совмещенные с радиатором, когда бачок устанавливается на радиаторе, но конструктивно с коллектором не связан (см. рис. 1.9); в) раздельные, т. е. расположенные обычно отдельно от радиатора в подкапотном пространстве машины (см. рис. 1.1).

По месту включения бачков в цепь циркуляции системы охлаждения различают: а) последовательное с радиатором включение в основной контур циркуляции или его атмосферную (дренажную) ветвь; б) параллельное с радиатором включение в основной контур циркуляции, причем через параллельный контур циркулирует около 5% от общего расхода жидкости.

Кроме того, с конструкцией и схемой включения расширительных бачков оказывается связанным тип входного коллектора радиатора, отличительной особенностью которого служит степень заполнения жидкостью. Заполнение может быть частичным (схема ПСС-1 в табл. 1.3) или полным (схемы ПСР-1, ПСР-2, ПРР-1, ПРР-2 в табл. 1.3).

В дизельных двигателях, работающих при более высоких давлениях сгорания, чем карбюраторные, имеет место увеличение количества отработавших газов, попадающих в рубашку системы охлаждения, а следовательно, и в охлаждающую жидкость. По некоторым данным [69], это количество может достигать 0,3—5,7 $\text{дм}^3/\text{мин}$ на цилиндр. Поэтому к газоотделению в системах охлаждения предъявляются более жесткие требования. Эффективная деаэрация осуществляется, например, в системе «Пози-темп», которая обеспечивает течение через деаэрационный бачок охлаждающей жидкости не только при открытом, но и при закрытом термостате. Для этого в цепь циркуляции включаются дополнительные трубопроводы: дренажный (между коробкой термостата и бачком) и компенсационный (между бачком и входом в циркуляционный насос).

1.2. РАДИАТОРЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Радиаторы систем охлаждения двигателей (водяные радиаторы) представляют собой самый распространенный и энергонапряженный тип радиаторов из числа применяющихся на современных автомобилях и тракторах. Они устанавливаются на всех машинах с жидкостными системами охлаждения двигателей, и отводимая ими в атмосферу энергия равновелика энергии, подводимой от двигателя к ведущим колесам машины.

Типовой автотракторный радиатор состоит (см. рис. 1.1) из сердцевин (остова), верхнего и нижнего бачков (коллекторов), деталей силового каркаса (боковин, стяжек и т. д.) и вспомогательной арматуры (жалюзи, крышки горловины с паровым и воздушным клапанами, кожуха вентилятора, конденсационных и расширительных бачков и пр.).

Конструкция поверхностей охлаждения. Сердцевина является теплоотдающим элементом радиатора и включает в себя поверхность охлаждения того или иного типа. В настоящее время отечественная промышленность выпускает водяные меднопаяные радиаторы с поверхностями охлаждения трубчато-пластинчатого (ТП) и трубчато-ленточного (ТЛ) типов. В то же время у нас и за рубежом рассматриваются возможности использования других типов поверхностей, приведенных в табл. 1.1 и являющихся весьма перспективными, особенно при переходе на изготовление радиаторов из алюминия. Исключение составляют лишь сотовые и пластинчато-ленточные поверхности, в которых сборка сердцевин осуществляется пайкой погружением их торцовых поверхностей, что обуславливает низкую механическую прочность (внутреннее давление до $0,5 \text{ кгс/см}^2$) радиаторов.

Так как проблема соединений является основной в производстве различного вида радиаторов, то одним из показателей, характеризующих надежность и технологичность конструкций, является длина соединительных швов. Подразумевается, что с увеличением длины шва растет вероятность появления течей в процессе эксплуатации и брака в производстве. По функциональному назначению в радиаторах различают соединительные швы: а) герметичные, обеспечивающие герметичность (плотность); б) тепловые (теплопроводящие), обеспечивающие тепловой контакт прямой и косвенной поверхностей охлаждения; в) силовые, обеспечивающие прочность конструкции радиатора, непосредственно не связанные с обеспечением герметичности.

В связи с этим радиатор оценивают по удельной длине соединений, которую можно отнести к единице объема сердцевин.

Трубчато-пластинчатые радиаторы в настоящее время применяются на тракторах, комбайнах, тяжелых грузовых автомобилях, тягачах и пр., т. е. там, где требуется высокая механическая прочность сердцевин радиатора. На легковых автомобилях, легких и средних грузовиках устанавливаются трубчато-ленточные радиаторы, имеющие несколько меньшую механическую прочность, но сравнительно более высокую тепловую эффективность и лучшую технологичность. Оба типа поверхностей охлаждения в СССР имеют в основе тонкостенные трубки плоскоовального сечения — шовные или цельнотянутые, обеспечивающие низкое аэродинамическое сопротивление и хорошую морозостойкость радиаторов, т. е. их способность противостоять разрушению при замерзании воды.

Размеры и технические требования к плоскоовальным шовным трубкам определены ГОСТ 2793—70 и ОСТ 37.001.036—72. Трубки изготавливаются из ленты Л90 толщиной 0,15 мм, шов в этих трубках — на торце сечения. Лужение наружной поверхности трубок производится свинцово-оловянным припоем марки ПОС-30 по ГОСТ 1499—54. В комбинированных радиаторах автомобилей Волжского автозавода применяются плоскоовальные трубки сечением $15,5 \times 1,85 \times 0,12$ мм из латуни Л68.

Сердцевины радиаторов некоторых машин, в частности тракторов «Кировец», собирают из цельнотянутых (бесшовных) трубок, что обеспечивает более высокую надежность в процессе эксплуатации и упрощает процесс изготовления сердцевин. Однако стоимость цельнотянутых трубок значительно выше, чем шовных. В нашей стране и за рубежом проводятся работы по внедрению трубок, сваренных радио- и высокочастотной сваркой [31, 17]. Отмечается [17], что трубки из латуни, меди, стали и алюминия, сваренные высокочастотной сваркой, могут применяться для различных типов радиаторов. Они значительно удобнее в производстве и надежнее в эксплуатации, чем трубки с паяным швом, и обеспечивают экономию в материале 6—18% (при равных толщине стенок и размерах сечения). Они значительно дешевле бесшовных трубок, стоимость которых при толщине стенок менее 0,25 мм настолько высока, что производство радиаторов становится экономически нецелесообразным. Следует отметить, что гладкий наружный контур бесшовных и сварных трубок снижает вероятность появления течи в местах припайки трубок в опорных пластинах, что часто имеет место при заделке трубок, имеющих паяный вальцованный шов.

За последние годы в трубчато-пластинчатых сердцевинах наблюдается возврат к применению круглых трубок. Ранее круглые латунные трубки с паяным швом широко применялись в тракторных радиаторах, например для тракторов ДТ-20 и ДТ-54. Позднее (в 1958—1960 гг.) алюминиевые бесшовные трубки круглого и овального сечения применялись в алюминиевых радиаторах трубчато-пластинчатого типа конструкции НАМИ, опытные партии которых выпускались Ждановским радиаторным и Шадринским автоагрегатным заводами.

В настоящее время французская фирма «Софика» и по лицензии с ней фирма «Фольксваген» (см. рис. 1.10) используют подобную конструкцию для цельноалюминиевых и комбинированных (медь—алюминий) сердцевин. Применяются медные, латунные и алюминиевые трубки круглого сечения диаметром 7 мм (в исходном состоянии). Предохранение трубок от разрушения в эксплуатации достигается тем, что в системах охлаждения применяются всесезонные охлаждающие жидкости.

Для пластин оребрения в трубчато-пластинчатых сердцевинах используются ленты из латуни Л62 толщиной 0,08—0,1 мм, меди М3 толщиной 0,15 мм (тракторы «Кировец») и луженой стали толщиной 0,11 мм (автомобили «Жигули»). В сердцевинах, изготавливаемых из алюминия, находит применение лента АД-1 толщиной 0,15 мм (в радиаторах НК-120 конструкции НАМИ) и лента толщиной 0,12 мм (в радиаторах фирмы «Софика»). Пластины выполняются гладкими (плоскими), волнистыми и с турбулизаторами.

Соединение трубок и пластин в медных радиаторах осуществляется чаще всего пайкой спеканием (припой ПОС-30), а иногда (радиаторы тракторов «Кировец») — пайкой погружением. В алюминиевых радиаторах используется пайка твердыми припоями в среде флюсов, дорнование (радиаторы НАМИ, фирм «Софика» и «Фольксваген») или склейка

синтетическими клеями, например лаком с алюминиевым наполнителем (радиаторы фирмы «Фимаг»).

Процесс дорнования трубок, например, фирмой «Фольксваген» осуществляется в гидравлическом прессе, где происходит расширение трубок путем протягивания через них ряда прутков с карбидными наконечниками. При этом внутренний диаметр трубок увеличивается

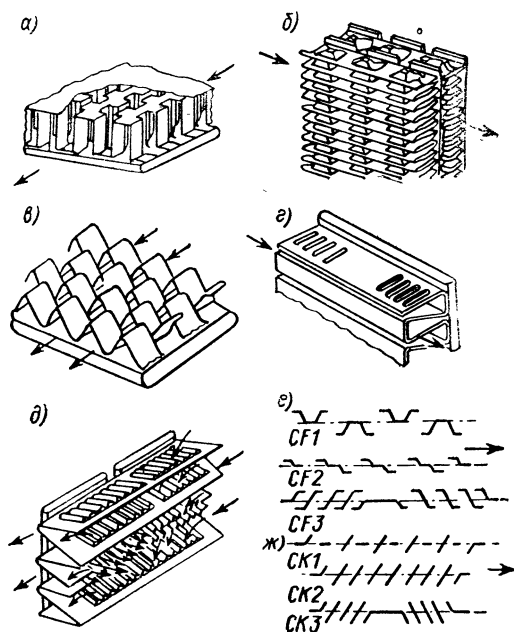


Рис. 1.11. Конструкции ленточного оребрения, используемые в автотракторных радиаторах: а — прерывистое прямоугольное; б — пирамидальное; в — прерывистое треугольное; г — Z-образное жалюзийное; д — V-образное жалюзийное (типа «слит»); е — жалюзийное типа CF (сечение); ж — жалюзийное типа СК (сечение)

с 7,0 до 7,45 мм. Во всех случаях большое значение имеет достижение надежного теплового контакта и его стабильность в разнообразных условиях эксплуатации радиатора.

Особенно многообразны конструкции ленточного оребрения в сердцевинах трубчато-ленточного и пластинчато-ленточного типов (рис. 1.11). На рис. 1.11 также представлены формы прорезей на ленточном оребрении жалюзийного типа в радиаторах автомобилей иностранного производства. Обычным материалом здесь является медная лента толщиной 0,05—0,1 мм, а в алюминиевых радиаторах — толщиной 0,2—0,3 мм. Алюминиевые радиаторы, выпускаемые Лихославльским радиаторным

заводом для автомобилей ГАЗ-53А, имеют ленточное волнистое оребрение толщиной 0,3 мм из сплава Амц.

В таких поверхностях охлаждения, как трубчато-ленточная, геометрия поверхности (воздушных каналов) ограничивается лишь способами обработки ленты, которая имеет малую толщину и хорошо формуется, чем обеспечивается возможность получения большой площади поверхности охлаждения в единице объема сердцевины. Однако и здесь любое изменение конфигурации поверхности охлаждения обычно

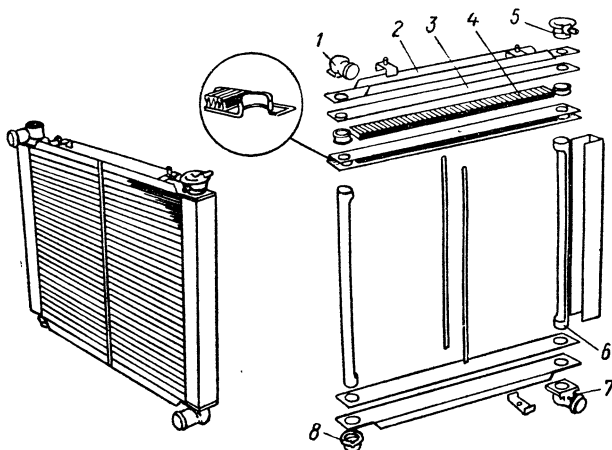


Рис. 1.12. Общий вид и элементы конструкции алюминиевого водяного радиатора фирмы «Коврэд» (Англия):

1, 7 — патрубки; 2 — верхнее основание; 3 — пластина;
4 — ленточное Z-образное оребрение; 5 — заливная горловина; 6 — труба-коллектор; 8 — заглушка

согласуется с принятой технологией изготовления на высокопроизводительных линиях. Хорошим примером тому является поверхность охлаждения алюминиевых радиаторов фирмы «Коврэд» (Англия), которая не только является высокоэффективной (благодаря использованию жалюзийного ленточного оребрения), но и обеспечивает высокую экономичность выпускаемых радиаторов (рис. 1.12). Это объясняется, в первую очередь, использованием алюминиевой ленты толщиной 0,10—0,13 мм и, кроме того, Z-образной формой ленточной поверхности, в которой по сравнению с треугольной формой в десятки раз увеличивается площадь теплового контакта с прямой поверхностью охлаждения, что обеспечивает существенное снижение термического сопротивления при соединении пластин с оребрением синтетическими клеями.

Другими примерами согласования технологичности и экономичности с высокой тепловой эффективностью являются поверхности охлаждения, разработанные в СССР для автомобильных и тракторных алюминиевых радиаторов, в которых достигнуто обеспечение идеального теплового контакта между элементами поверхности охлаждения *. ОНИЛАР ЛСХИ совместно с ВНИИметмаш, ШААЗ и ПО МосавтоЗИЛ выполнены исследования, разработаны конструкции и технология из-

готовления поверхностей охлаждения из ребристых пластин с лепестковым оребрением (см. рис. 1.9). Здесь оребрение, получаемое методом пластической деформации стенок водяных каналов, как бы «непрерывно вытекает» из прямой поверхности, сводя к нулю длину теплопроводящих швов, протяженность которых в поверхностях охлаждения трубчато-ленточного, трубчато-пластинчатого и пластинчато-ленточного типов достигает значительной величины (например, в сердцевине серийного радиатора ЗИЛ-130 — около 590 м). Кроме того, для повышения коэффициента теплоотдачи с воздушной стороны используется метод распространения высокой эффективности начальных участков воздушных каналов на всю глубину сердцевины, что конструктивно достигается отгибом каждого элемента лепесткового ребра, имеющего малую протяженность в направлении воздушного потока, на некоторый угол от его первоначального положения.

Для алюминиевых тракторных и комбайновых радиаторов ОНИЛАР ЛСХИ совместно с ОКТЬ ПО «Радиатор» (Оренбург) разработаны конструкции и высокопроизводительная технология производства поверхностей охлаждения из трубчатых пластин (многоканальной радиаторной ленты)**. Элементы поверхности охлаждения (трубчатые пластины) получают здесь прокаткой в вальцах с образованием фальцованных замков бесконечной многоканальной ленты из двух рулонов исходной плоской ленты толщиной 0,3 мм (сплав АМцМ). Длина тепловых швов между прямой и косвенной поверхностями охлаждения здесь также равна нулю, так как оребрение выполнено из той же самой тонкой ленты, что и водяные каналы, и расположено в промежутках между ними (плавниковое ребро). Высокий коэффициент теплоотдачи воздушному потоку здесь обуславливается особыми условиями течения воздуха в извилистом щелевом канале, образованном соседними трубчатыми пластинами. Указанная структура построения поверхностей охлаждения и размеры их элементов обеспечивают, кроме того, высокую стабильность теплоотдачи в эксплуатационных условиях, так как эти поверхности обладают свойствами хорошей самоочистки при загрязненном воздушном потоке. Общий вид алюминиевой сердцевины тракторного радиатора из трубчатых пластин представлен на рис. 1.7. Следует отметить, что коэффициент теплопередачи трубчатых пластин почти не зависит от теплопроводности металла, из которого они изготовлены.

Конструкция сердцевин с опорными пластинами. Общепринятое в настоящее время конструктивное оформление коллектора предусматривает использование опорных пластин (трубных досок), в которые вводятся концы водяных трубок и спаиваются с ними припоем ПОС-30 или ПОС-40 (ГОСТ 2793—70). При этом концы трубок сердцевины должны выступать за плоскость опорной пластины и за торец отбуртовки на 1,5—4 мм.

По данным [69] фирмы «Харрисон» (США), опорные пластины для сердцевин трубчато-пластинчатого типа должны отвечать следующим требованиям.

1. Плоскоовальные отверстия для концов трубок должны иметь большую и ровную поверхность отбуртовки для обеспечения хорошего соединения внахлестку.

* Авт. свид. № 315895, 1971 г.; авт. свид. № 244010, 1975 г.; авт. свид. № 301508, 1971 г.

** Авт. свид. № 174905, 1965 г.

2. Отбуртовка в этих отверстиях должна быть непрерывной по всему периметру, так как именно в этих местах наиболее часто нарушается герметичность соединения.

3. Концы трубок должны так входить в отверстия, чтобы количество припоя было наибольшим с воздушной стороны соединения.

4. В радиаторах тяжелых машин в коллекторах следует предусматривать дополнительные крепления, которые должны располагаться с воздушной стороны опорных пластин и предотвращать действие изгибающего момента со стороны трубок на шов, работающий на срез. Крепления в виде усиленных трубок менее эффективны.

5. Коллектор должен обладать высокой жесткостью и не должен деформироваться под действием находящейся в нем жидкости.

В сердцевинах трубчато-ленточного типа в отличие от трубчато-пластинчатых сердцевин возникают деформации трубок (и всей сердцевины) под действием внутреннего рабочего давления. Эти деформации вызываются двумя факторами: а) применением паяных швов между ленточным оребрением и трубками; б) колонным эффектом оребрения, который обеспечивает передачу усилия на каркас радиатора. По данным работы [69], весьма положительно на снижение деформаций и повышение жесткости сердцевины влияет уменьшение длины сечения плоскоовальных трубок. В частности, с этой целью фирма «Харрисон» вместо трубок 19×2 мм применяет трубки, имеющие длину сечения всего 12 мм. Для трубчато-ленточных сердцевин, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации, рекомендуется использование дополнительных опорных пластин.

Специфика силовых швов в конструкциях медных паяных радиаторов состоит в низкой прочности соединений, спаянных мягкими припоями, и высокой стоимости ленты (листа) из медных сплавов. Поэтому соединения проектируются таким образом, чтобы получались достаточно широкие швы, работающие на срез при минимальных изгибах; последнее обеспечивается приданием медным тонкостенным деталям такой конфигурации, которая обеспечивает их высокую жесткость. При этом решающее значение в конструкции силового контура радиатора имеет коллектор, его геометрическая форма и конструкция соединений.

В обычно применяющихся плоских опорных пластинах могут иметь место высокие напряжения σ_{Σ} , которые включают в себя остаточные напряжения σ_0 , возникающие при изготовлении радиатора, напряжения от повышенного внутреннего давления $p_{\text{вн}}$ в радиаторе, от воздействия температуры t_W и динамического потока жидкости, имеющего расход G_W , а также от изгибающего момента $M_{\text{изг}}$ в креплениях радиатора. С учетом данных работы [77] указанная зависимость имеет вид

$$\sigma_{\Sigma} = \kappa_p p_{\text{вн}} + \kappa_t t_W + \kappa_M M_{\text{изг}} + \kappa_W G_W + \sigma_0, \quad (1.13)$$

где κ_p — коэффициент давления; κ_t — коэффициент температуры; κ_M — коэффициент способа крепления радиатора; κ_W — коэффициент потока.

Анализ происхождения напряжений показывает, что основное влияние на их величину оказывает внутреннее давление, а остальные факторы имеют меньшее значение. На рис. 1.13 представлена схема расположения датчиков в серийном радиаторе автомобиля «Форд», принятая при специальных тензометрических испытаниях [77],

в табл. 1.4 — напряжения в различных точках при четырех значениях внутреннего давления $p_{вн}$ в радиаторе.

Большие напряжения имеют место в опорных пластинах, плоские элементы которых под действием внутреннего давления стремятся принять цилиндрическую форму, причем наибольшие напряжения возникают в местах заделки концов трубок в опорные пластины.

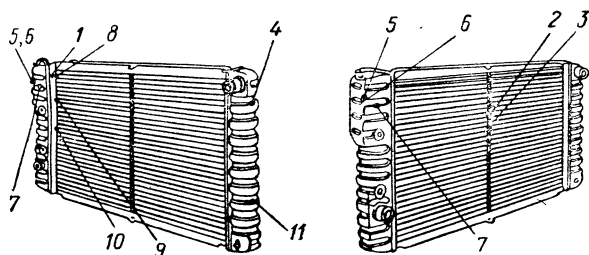


Рис. 1.13. Расположение тензодатчиков при прочностных испытаниях водяного радиатора легкового автомобиля «Форд» с рабочим объемом двигателя 5 л:

1—11 — точки замера

Второй причиной высоких напряжений в опорных пластинах является деформация (изгиб) сердцевины вследствие различия коэффициентов теплового расширения стального каркаса радиатора и пакета латунных трубок, которые стремятся прогнуть наружу обе опорные пластины. При этом в трубках, расположенных в средней части сердцевины, напряжения наиболее высокие.

Таблица 1.4. Напряжения в характерных точках медного паяного радиатора, заполненного водой, при разных внутренних давлениях ($t'_w = 20^\circ \text{C}$)

Расположение точек замера (см. рис.1.13)	Напряжения, кгс/мм ² , при следующих значениях $p_{вн}$, кгс/см ²			
	1,13	1,55	1,83	2,11
1	4,54	6,36	8,00	8,84
2	8,05	8,81	9,28	9,75
3	16,10	17,98	18,75	19,59
4	1,75	1,84	1,92	1,96
5	3,71	4,35	4,75	5,15
6	11,69	15,24	15,50	19,97
7	11,25	14,93	17,37	19,81
8	1,51	2,11	2,53	2,95
9	1,59	2,22	2,62	3,02
10	5,21	6,64	7,59	8,54
11	—0,59	—0,89	—1,12	—1,34

Желание повысить жесткость сердцевины и всего радиатора вынуждает в ряде случаев отказываться от плоских опорных пластин. Одним из радиаторов, имеющих повышенную жесткость и хорошо противостоящих высокому внутреннему давлению, является конструкция [77], представляющая собой трубчато-ленточную сердцевину, детали поверхности охлаждения которой соединены между собой и с опорными пластинами специальным высокопрочным припоем * (рис. 1.14).

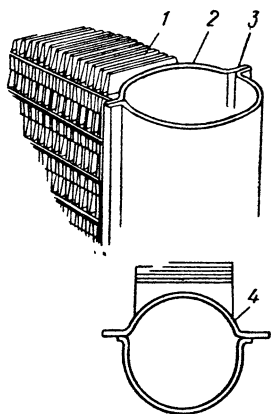


Рис. 1.14. Элементы конструкции медного водяного радиатора, предназначенного для работы с внутренним избыточным давлением до 2 кгс/см^2 [77]:

1 — ленточное оребрение; 2 — цилиндрическая опорная пластина; 3 — шов, соединяемый плазменной дугой; 4 — паяный шов

Бачки и опорные пластины радиатора также имеют цилиндрическую форму, причем их емкость снижена по сравнению с серийной конструкцией. Сварка бачков и опорных пластин производится плазменной дугой. Трубки сердцевины имеют плоскоовальное сечение размерами $25,4 \times 3,2 \text{ мм}$ и изготавливаются высокочастотной сваркой из медной ленты толщиной $0,25 \text{ мм}$. Скорость сварки 2 м/с . В радиаторе новой конструкции значительно снижены напряжения, поэтому он надежен в эксплуатации при внутреннем давлении до 2 кгс/см^2 , в то время как сравниваемый с ним серийный радиатор (см. рис. 1.13) рассчитан на давление 1 кгс/см^2 .

Снижение напряжений и чувствительности к вибрационным нагрузкам может быть достигнуто комбинированием материалов, из которых изготавливаются опорные пластины и бачки, а также применением новых методов механической сборки. Применительно к алюминиевым радиаторам это дает возможность на новой конструкционной и технологической основе решить проблему экономичной сборки. Такая конструкция ** была в 50-е годы предложена в СССР и описана в работе [10]. К ее характерным конструктивным особенностям относятся: 1) использование специального уплотнительного блока резиновых элементов, комбинируемого с металлической опорной пластиной, в котором

закрепляются концы трубок сердцевины, разжимаемые для уплотнения (на первом этапе для этой цели применялись индивидуальные резиновые втулки, вставляемые в отверстия опорной пластины); 2) применение штампованных бачков, прижимаемых к опорным пластинам через уплотнительные прокладки при помощи специальных зажимных планок с отгибными лепестками.

Оба эти принципа в настоящее время используются [86] в алюминиевых радиаторах, выпускаемых фирмами «Софика» и «Фольксваген» (см. рис. 1.10). Опорная пластина здесь штампуется из листовой стали, и на нее устанавливается специальный блок уплотнителей, формованный из синтетической резины. Сборка и уплотнение предварительно

* Подробнее см. в п. 1.5.

** Авт. свид. № 104754, 1956 г.; авт. свид. № 109420, 1957 г.

собранный сердцевины с опорными пластинами осуществляются на 20-тонном прессе. Ступенчатый пуансон увеличивает внутренний диаметр всех выступающих над опорными пластинами концов трубок с 7,45 до 8,3 мм. При этом обжимаются мягкие резиновые прокладки между трубками и отверстиями в опорных пластинах. Для окончательной герметизации выступающую часть трубок повторно расширяют до диаметра 9,3 мм, благодаря чему образуется уплотняющее заплешико. Далее сердцевину передают на двусторонний пресс, где сначала устанавливают крышки бачков из армированного стекловолокном нейлона, а затем обжимают их отгибными лепестками, находящимися на краях

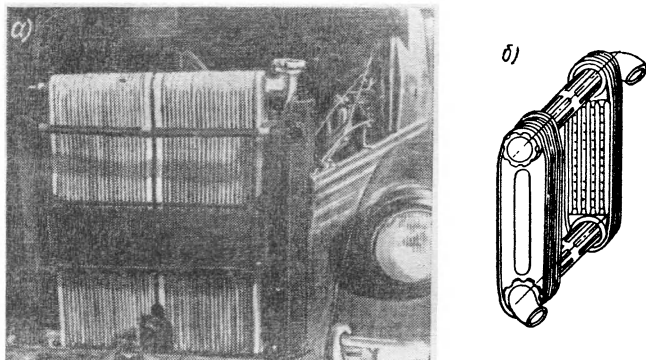


Рис. 1.15. Алюминиевый сварной радиатор секционного типа РУ05, установленный на автомобиле ГАЗ-51 (поверхность охлаждения из трубчатых пластин): а — общий вид; б — схема конструкции

опорных пластин сердцевины. Крышки бачков могут выполняться штамповкой также из других материалов, не подвергающихся коррозии. Наличие в описанных радиаторах большого числа упругих резиновых уплотнений делает их мало чувствительными к вибрациям и внутреннему давлению. По данным фирмы «Софика», количество радиаторов, имеющих микротечи после описанной сборки, составляет в производственных условиях менее 0,3%.

Конструкция секционных (пакетных) сердцевин. Принципиально новый подход к конструкции и технологии изготовления водяных радиаторов имеет место в секционных радиаторах (пеккин-блок), где полностью исключены опорные пластины и каждая секция включает в себя наряду с элементами охлаждающей поверхности также и элементы обоих коллекторов. Благодаря этому могут быть дополнительно получены существенные преимущества как производственного, так и эксплуатационного характера. Предложения по таким конструкциям были сделаны в 1956 г., тогда же первые образцы алюминиевых радиаторов прошли эксплуатационные испытания на грузовых автомобилях ГАЗ-51 (рис. 1.15). Позднее пакетная конструкция сборки радиаторов была запатентована английскими фирмами «Империял Кемикл

Индастрис» * и «Алюминий Фойлс» **, а также французской фирмой «Шоссон» ***.

. Типовая конструкция секции современного автомобильного радиатора секционного типа показана на рис. 1.16. Секция представляет собой плоскую пластину, внутри которой имеется продольный щелевой канал для прохода охлаждающей жидкости. На обоих концах пластины отформованы проушины, содержащие прямоугольные отверстия, ось которых перпендикулярна продольной оси секции. Оба свободных торца секции герметизированы каким-либо способом, например специальными заглушками (крышками), пережатием и т. д. Средняя часть снаружи

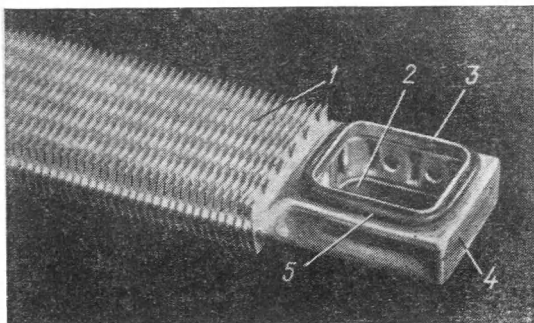


Рис. 1.16. Элемент секции алюминиевого радиатора АРСТ-130-3:

1 — лепестковое оребрение (ПРл); 2 — отверстие проушины; 3 — направляющая отбуртовка; 4 — заглушка, имеющая клеємеханическое соединение с проушиной; 5 — уплотнительное торообразное кольцо из специальной резины

секции является активной и несет поверхность охлаждения какого-либо типа: трубчатые пластины, ребристые пластины, пластинчато-ленточного типа и пр. На рис. 1.16 изображена секция, поверхность охлаждения которой относится к типу «пластина ребристая с лепестковым оребрением». Общий вид алюминиевого радиатора, собранного из описанных секций, приведен выше (см. рис. 1.9). Радиаторы секционного типа могут быть разборными (с уплотнительными прокладками), как и является представленный на рис. 1.9, или неразборными.

Типичным примером неразборной секционной конструкции могут служить автомобильные алюминиевые радиаторы ****, серийное производство которых освоено английской фирмой «Коврэд» (см. рис. 1.12). Поверхность охлаждения в этих радиаторах пластинчато-ленточного типа с Z-образным жалюзийным оребрением (см. рис. 1.11, з). Пластины собираются вальцовкой по периметру двух штампованных половин из ленты толщиной не более 0,3 мм с одновременной подклейкой

* Английский патент № 850871, 1960 г.

** Английский патент № 1304691, 1973 г.

*** Французский патент № 1484817, 1967 г.

**** Патент СССР № 292312, 1971 г.

соединений. На концах пластин образованы проушины, т. е. сквозные круглые отверстия, которыми пластины надеваются на две круглые трубы-коллекторы, имеющие односторонний срез, направленный в сторону охлаждающего пакета. Между соседними пластинами средней части размещается Z-образное ленточное оребрение, а на концах — пластмассовые коллекторные кольца из нейлона, также надеваемые на трубы. Коллекторные кольца имеют вид катушек, фланцы которых прижимаются к соседним пластинам, а внутреннее отверстие выполнено коническим (с углом 5°), что облегчает сборку радиатора. На фланцах выполнены кольцевые канавки для удержания эпоксидного клея при склеивании. Пакет пластин сжимается между верхним и нижним стальными основаниями; на верхнем основании установлены пластмассовые входной патрубок и заливная горловина, а на нижнем — пластмассовые выходной патрубок и заглушка. Все детали сердцевины соединяются специальным синтетическим клеем фирмы АЕ, который отверждается при температуре $+200^\circ\text{C}$ и сохраняет прочность и плотность соединений при температуре от -30 до $+120^\circ\text{C}$. Для предохранения пакета от раздутия при повышенных внутренних давлениях в его средней части предусматривают стяжные элементы.

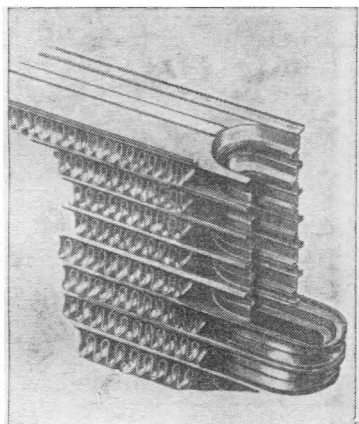


Рис. 1.17. Элементы конструкции поверхности охлаждения и составного бокового коллектора в радиаторе фирмы «Харрисон» (США) для легкового автомобиля «Шевроле Корвет» (1960 г.); соединение деталей — твердой пайкой плакированной ленты

Неразборной является также пакетная конструкция алюминиевых радиаторов, изготавливаемых пайкой твердыми припоями. Здесь каналы для прохода воды и проушины (элементы коллекторов) штампуют из плакированной ленты толщиной $0,25-0,30$ мм, а затем их складывают попарно и производят пайку всех стыков совместно с ленточным оребрением, размещенным между соседними пластинами. Подобную конструкцию пластинчато-ленточной поверхности охлаждения и неразъемных составных коллекторов имеют, в частности, алюминиевые радиаторы американской фирмы «Харрисон» (рис. 1.17), обладающие весьма высокой стойкостью к внутреннему давлению. Такой радиатор, по данным работы [87], надежно поддается пайке за один рабочий прием, так как здесь имеются благоприятные условия для соблюдения паяльных зазоров между отдельными деталями.

Конструкция секций в значительной мере зависит от типа поверхности охлаждения. В некоторых случаях оказывается выгодным выполнять их составными, когда проушины тем или иным способом соединяются с активной частью, а затем из секций производится сборка всего радиатора. Особенно это оправдано, когда секционный радиатор выполняется разборным и уплотнение между проушинами секций

осуществляется плоскими или профильными прокладками. В этом случае предусматривается изготовление активной части (поверхности охлаждения) каким-либо высокопроизводительным методом и получение

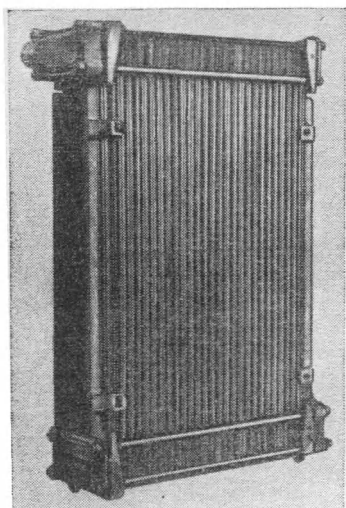


Рис. 1.18. Алюминиевый тракторный радиатор секционного типа АРСТ-56 (опытный образец ОНИЛАР ЛСХИ и ОКТБ по радиаторам, 1969 г.).

ее в виде мерных участков необходимой длины. Примером такого решения являются секционные алюминиевые радиаторы для тракторов и комбайнов, изготавливаемые из многоканальной радиаторной ленты, полученной по технологии ОКТБ по радиаторам (рис. 1.18). Радиатор собирается из секций с пластмассовыми проушинами (пластмасса АГ-4), между которыми помещаются плоские уплотнительные прокладки. Фиксация трубчатых пластин в сердцевине обеспечивается дистанционными шнурами из синтетических материалов, которые змееобразно располагаются между секциями на расстоянии около 300 мм (по высоте фронта) один от другого. Упругие шнуры не только обеспечивают необходимые размеры воздушных каналов, но и гасят вибрации, которые возникают в имеющих значительную длину трубчатых пластинах. Патрубки радиатора выполняются литьем под давлением, а боковины штампуются из дюралюминия. Радиатор собирается на восьми стяжных шпильках: по четыре у каждого из коллекторов.

1.3. РАДИАТОРЫ СИСТЕМ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ, ТРАНСМИССИИ И МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ

Смазочные масла различных марок, используемые в агрегатах и механизмах автомобилей и тракторов, помимо смазки трущихся поверхностей обеспечивают отвод значительной части теплоты, образовавшейся при трении. Поэтому для интенсивного охлаждения нагретого масла в тракторах и автомобилях широко используют масляные радиаторы, которые чаще всего устанавливают перед водяными радиаторами или рядом с ними. Смазочные масла как теплоносители обладают по сравнению с водой большой вязкостью, а также малыми теплоемкостью и теплопроводностью. Масло практически не оказывает коррозионного воздействия на металл, из которого изготовлен радиатор. Для внутренней стороны масляного радиатора характерны более высокие давления, пониженные тепловые потоки и расходы теплоносителя по сравнению с водяными радиаторами. Поэтому масляные радиаторы имеют некоторые конструкционные отличия от последних.

Типовой тракторный масляный радиатор (см. рис. 1.2) состоит из сердцевины, двух коллекторов (маслосборников) и патрубков для

присоединения к масляным трубопроводам. В масляных радиаторах используются преимущественно трубчатые, трубчато-ребристые, трубчато-пластинчатые и пластинчато-ленточные поверхности охлаждения.

Трубчатые поверхности выполняются из плоскоовальных электросварных трубок с размером сечения $17,5 \times 5 \times 1$ мм (ГОСТ 11322—71), изготавливаемых из стали марки 10. Трубки имеют гарантируемую герметичность при давлении не менее 10 кгс/см^2 . Крепление трубок к опорным пластинам осуществляется припайкой латунию Л63. Маслосборники изготавливаются из листовой стали (Ст08) роликовой контактной сваркой. Трубки в радиаторе обычно имеют коридорное расположение в один или два ряда по глубине.

Трубчато-ребристые поверхности выполняются из стальных или алюминиевых трубок. Стальные оребренные трубки получают навивкой на овальную электросварную трубку сечением $17 \times 6,6 \times 1$ мм стальной ленты толщиной 0,3 мм и шириной 7 мм. Шаг оребрения 3 мм. На тракторах К-700А и К-701 используются радиаторы, высота оребрения в которых снижена до 5 мм. Тепловой контакт между трубками и оребрением, защита поверхностей радиатора от атмосферной коррозии и соединение трубок с опорными пластинами обеспечивается горячим цинкованием.

В тракторных двигателях воздушного охлаждения Д-37М и Д-37Е (ВТЗ) применяются *алюминиевые радиаторы трубчато-ребристого типа*. Исходная трубка сечением 18×3 мм из алюминия АД1М подвергается поперечно-винтовой прокатке, при которой на наружной поверхности трубки с шагом 2,7 мм образуются ребра высотой 2,5 мм и толщиной 0,8 мм [43]. Радиатор представляет собой длинную оребренную трубку, которая изогнута петлеобразно с целью возможности ее размещения внутри воздушного кожуха двигателя.

Близкую конструкцию имеют алюминиевые масляные радиаторы, применяющиеся на автомобилях ЗИЛ и КамАЗ (см. рис. 1.1) для охлаждения масла двигателя и гидроусилителя руля. Радиаторы отличаются тем, что на изгибах существенно снижена высота ребра и увеличена толщина стенки несущей трубы, что упрощает технологию изготовления. В этих конструкциях практически отсутствуют операции соединения, что также снижает трудоемкость изготовления радиатора и, кроме того, резко (почти в 10 раз) повышает его надежность в условиях эксплуатации. Алюминиевый радиатор гидроусилителя руля 5320-3419010 (для автомобиля КамАЗ) имеет следующие данные: ширина 768 мм; глубина 26 мм; поверхность охлаждения по воздуху $0,281 \text{ м}^2$; коэффициент оребрения 3,08. Используемая ребристая трубка изготавливается со следующими размерами: наружный диаметр оребрения 26 мм; несущий диаметр трубки 20 мм; гидравлический диаметр 13 мм; шаг оребрения 3 мм; толщина ребра 0,5 мм.

Трубчато-пластинчатые масляные радиаторы изготавливаются из стали, латуни, меди или алюминия. Стальные комбайновые радиаторы имеют в основе овальную трубку сечением $17 \times 6,6 \times 1$ мм, а пластины выполнены из стальной ленты толщиной 0,3 и 0,5 мм. Шаг пластин 10 мм. Радиатор подвергается горячему цинкованию. Для тропического исполнения трубки и пластины выполняются из латуни, а соединение деталей производится припоем ПОС-30. Автомобильные масляные радиаторы также могут выполняться из луженой стали или латуни Л62.

На рис. 1.8 представлены общий вид и детали алюминиевого паяного радиатора для охлаждения масла дизеля фирмы «Дойц». Радиатор

имеет поверхность охлаждения из пластин с ленточным оребрением, причем сборка элементов осуществляется пайкой твердым припоем, который путем плакировки нанесен на поверхностях соединяемых деталей. Обращает на себя внимание конструкция коллекторов радиатора, образующихся при спекании проушины отдельных пластин (секций).

Алюминиевый масляный радиатор 24-1013010-03 для автомобиля ГАЗ-24 состоит из шести охлаждающих трубок, расположенного между ними ленточного оребрения в виде семи поперечно зигованных лент,

двух коллекторов и патрубков. Плоскоовальные трубки имеют сечение $16 \times 2,8 \times 0,5$ мм. Масса радиатора составляет всего 0,65 кг; емкость 0,3 л; габаритные размеры $150 \times 600 \times 200$ мм.

Существенное упрощение производства и эксплуатации масляных радиаторов может быть достигнуто при использовании разборных конструкций. В качестве примера на рис. 1.19 показан опытный алюминиевый радиатор АРСТ-89, изготовленный ОНИЛАР ЛСХИ в 1973 г. для трактора МТЗ-80. В радиаторе использована поверхность охлаждения из волнистых пластин, причем ширина сечения как воздушных, так и масляных каналов остается постоянной по всей глубине радиатора. Секции радиатора отформованы из бесшовной

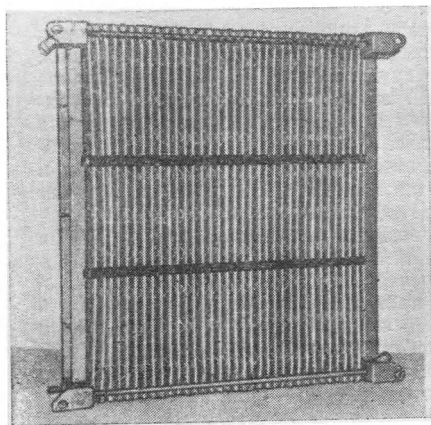


Рис. 1.19. Алюминиевый масляный радиатор секционного типа АРСТ-89 для тракторного двигателя

тонкостенной грубы (материал — сплав АМц), а проушины имеют высокую жесткость, так как размещенные между ними плоские паранитовые прокладки должны обеспечивать уплотнение при высоком давлении масла. Пакет секций стягивается стяжными болтами, установленными в обоих коллекторах радиатора. Опытный образец радиатора имел однокходовую схему циркуляции масла.

Одним из факторов, связанных с повышением эффективности масляных радиаторов, является использование в масляных каналах внутреннего оребрения и различных вставок, которые увеличивают площадь контакта с маслом, повышают турбулентность масляного потока и разрывают пограничный слой (пленку) на поверхностях, омываемых маслом. Положительную роль играет и уменьшение эквивалентного диаметра.

Формы внутреннего оребрения (тепловых ребер) в трубках масляных радиаторов, используемые в настоящее время, приведены на рис. 1.20 [29]. Показанные тепловые ребра представляют собой длинные тонкие пластины, имеющие несколько продольных зигов, вершины которых припаиваются к внутренней поверхности трубок по четырем (четырёхконтактное ребро) или восьми (восьмиконтактное ребро)

образующим. Результаты исследований показали, что, например, установка четырехконтактного ребра в трубку радиатора трактора К-700 увеличивает его теплоотдачу на 27%, а трактора К-700А — на 34%, что позволило применить на тракторе К-701 один масляный радиатор вместо трех, имеющихся на тракторе К-700. В результате исследований [29] установлено, что при постоянной скорости масла в трубках трубчато-пластинчатых медных радиаторов установка внутреннего теплового ребра позволяет повысить их теплоотдачу на 42—58%.

Некоторые конструкции сердцевин масляных радиаторов, выпускаемых фирмой «Харрисон» (США), представлены на рис. 1.21. Радиаторы имеют блочную (рис. 1.21, а, б) или пакетную (рис. 1.21, в) схемы сборки. Для интенсификации теплообмена со стороны масла используются тепловое ребро (рис. 1.21, а) и разрыватели пленки (рис. 1.21, б, в).

В масляных радиаторах могут осуществляться как одно-, так и многозаходные схемы циркуляции масла. Для тракторов наибольшее распространение получили четырехзаходные масляные радиаторы, далее идут одно- и шестизаходные радиаторы [43].

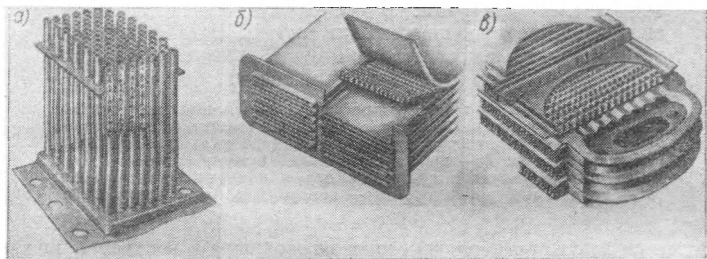


Рис. 1.21. Некоторые типы поверхностей охлаждения масляных радиаторов, выпускаемых фирмой «Харрисон» (США): а — круглые трубки с внутренним тепловым ребром; б — плоско-овальные трубки с внутренними разрывателями пленки; в — пластинчато-ленточные поверхности с разрывателями пленки на масляной стороне (секционная или пакетная сборка)

1.4. РАДИАТОРЫ ПРОЧЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Рассмотрим конструкции радиаторов, используемых в системах турбонаддува двигателей и в отопительных установках тракторов и автомобилей.

Радиаторы в системах турбонаддува. Как известно, охлаждение наддувочного воздуха является одним из прогрессивных направлений

повышения мощности и экономичности автотракторных двигателей. Тип радиатора (водяной или воздушный) и его конструкция в большой мере связаны с общей конструктивной схемой используемой системы охлаждения наддувочного воздуха (рис. 1.22).

Водяные радиаторы, устанавливаемые в системах с автономным жидкостным низкотемпературным контуром (рис. 1.22, а), в принципе мало отличаются от описанных в п. 1.2, особенно в том случае, когда они с наружной стороны омываются воздухом под атмосферным давлением. Иногда их даже удобно выполнять в одном блоке с основным водяным радиатором двигателя. Здесь низкотемпературный контур

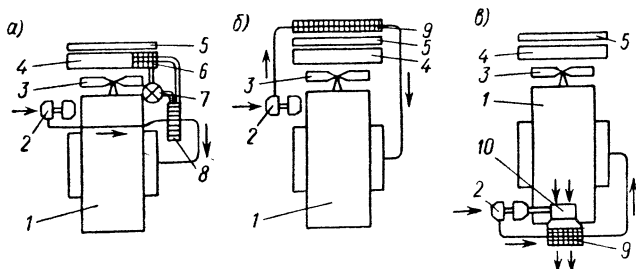


Рис. 1.22. Основные схемы установки радиаторов для охлаждения наддувочного воздуха в автотракторных двигателях: а — с двумя водяными радиаторами и автономным жидкостным контуром; б — с воздушным радиатором, включенным в воздушный тракт системы охлаждения двигателя; в — с воздушным радиатором, включенным в автономный воздушный тракт;

1 — двигатель; 2 — турбокомпрессор; 3 — основной вентилятор; 4 и 5 — соответственно основные водяной и масляный радиаторы; 6 — секция водяного радиатора для контура охлаждения наддувочного воздуха; 7 — вспомогательный циркуляционный насос; 8 — водяной радиатор для охлаждения наддувочного воздуха; 9 — воздушный радиатор; 10 — вспомогательный вентилятор

отделен от высокотемпературного перегородками в верхнем и нижнем коллекторах, исключающих перемешивание жидкостей. В водяных радиаторах, поверхности которых омываются наддувочным воздухом, часто применяются водяные каналы круглого или эллиптического сечения, так как трубки снаружи подвергаются большему давлению ($p_k = 1,35 \div 1,8$ кгс/см²), чем внутри. В связи с тем что коэффициент теплоотдачи наддувочного воздуха при прочих равных условиях выше, чем воздуха, находящегося под атмосферным давлением, эти радиаторы обычно имеют низкие коэффициенты оребрения.

Воздушные радиаторы, включенные в воздушный тракт основной системы охлаждения двигателя (рис. 1.22, б), обычно устанавливаются перед водяным и масляным радиатором и омываются воздухом, температура которого мало отличается от температуры окружающего воздуха. Наддувочный воздух движется по горизонтальным трубкам (пластинам), или по вертикальным в два захода (рис. 1.23). Алюминиевые паяные радиаторы фирмы «Хофгайсмар» (ФРГ) обладают высокой прочностью, а оребрение как внутренней, так и наружной поверхностей

охлаждения пластинчато-ленточного типа выполнено с учетом различия условий теплоотдачи воздушных потоков, находящихся под повышенным и нормальным давлениями. Радиаторы имеют патрубки большого сечения, в которых предусмотрено фланцевое соединение с подводящим и отводящим трубопроводами. Недостатком систем, выполненных по схеме на рис. 1.22, б, являются повышенные гидравлические потери со стороны наддувочного воздуха, которые могут быть на порядок (и более) выше, чем в системе по схеме на рис. 1.22, а. От указанного недостатка свободны системы, выполненные по схеме на рис. 1.22, в и используемые на некоторых дизелях ЯМЗ и фирмы «Мак» (США).

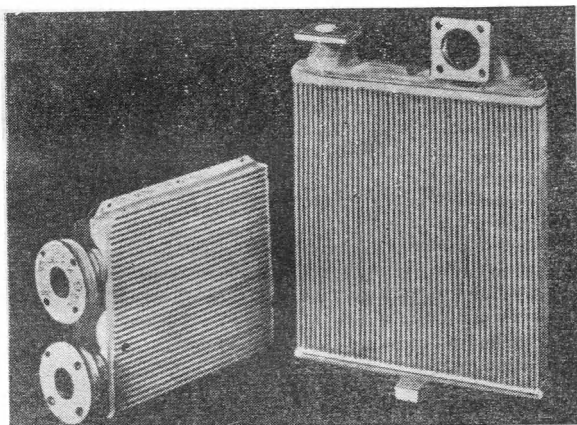


Рис. 1.23. Алюминиевые паяные радиаторы для охлаждения наддувочного воздуха фирмы «Хофгайсмар»

Фирма «Мак» в дизеле «Максидин-300» [24] использует алюминиевый паяный воздушный радиатор (рис. 1.24), сердцевина которого имеет пластинчато-ленточную конструкцию с двусторонним оребрением. Размеры сердцевинки $360 \times 180 \times 180$ мм, ее масса 7,9 кг. Плакировочная пайка производится в печи, после чего к сердцевине приклеивают прокладки из упругого эластомера, обеспечивающие уплотнение с трубопроводами и гашение вибраций, передаваемых к радиатору от двигателя. Радиатор охлаждается атмосферным воздухом от вспомогательного вентилятора, вращаемого турбокомпрессором.

На автомобилях БелАЗ-548А в системе охлаждения наддувочного воздуха дизеля ЯМЗ-240Н устанавливается воздушный радиатор трубчато-пластинчатого типа. Сердцевина радиатора имеет активные размеры: ширина 360 мм; высота 376 мм; глубина 137 мм. Трубки бесшовные из томпака Л96, размеры сечения $19,5 \times 2,5 \times 0,25$ мм. Пластины оребрения из латуни Л63Т толщиной 0,1 мм. Шаг пластин 3 мм. Число рядов трубок по глубине равно шести, расположение — шахматное. Шаг трубок: по фронту 7,5 мм; по глубине 22 мм. Наддувочный воздух движется внутри плоскоовальных трубок, а атмосферный воздух

поступает в сердцевину благодаря действию вспомогательного вентилятора, роль которого выполняют лопасти, закрепленные на маховике двигателя.

Радиаторы в системах отопления. Улучшение микроклимата в кабинах тракторов, комбайнов и грузовых автомобилей, в салонах автобусов и легковых автомобилей неразрывно связано с использованием специальных водяных радиаторов в системах отопления. *Водяные радиаторы отопителей* имеют конструкцию, принципиально близкую

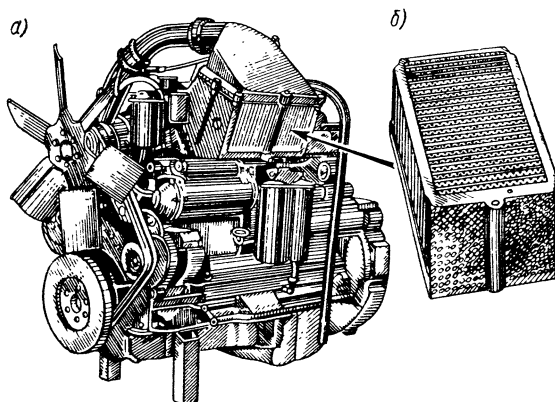


Рис. 1.24. Алюминиевый паяный воздушный радиатор, установленный на дизеле «Максидин-300» для охлаждения наддувочного воздуха: а — компоновка радиатора на дизеле; б — радиатор

к водяным радиаторам системы охлаждения. Кроме значительно меньших размеров их основное отличие заключается в отсутствии заливной горловины, бачки здесь выполняют только функции коллекторов (без деаэрации), и система крепления радиатора в кожухе отопителя максимально упрощена. В радиаторах используются поверхности охлаждения трубчато-пластинчатого и трубчато-ленточного типов, но делаются попытки (особенно в алюминиевых радиаторах) использовать и другие типы поверхностей: трубчатые и ребристые пластины, ребристые трубки и др. На французском легковом автомобиле «Рено» (Р-16) радиатор отопителя представляет собой прямолинейную ребристую трубку овального сечения, расположенную внутри щелевого воздуховода, находящегося возле нижней кромки переднего стекла кузова; концы трубки соединены с пластмассовыми шлангами. Движение воздуха через радиатор в существующих отопителях обеспечивается или специальными вентиляторами, приводимыми от электромоторов, или благодаря набегающему на машину потоку воздуха.

Использование алюминия в радиаторах отопителей сопряжено с разработкой новых конструктивных схем их поверхностей охлаждения и сборки всего радиатора. На рис. 1.25 приведен общий вид двух алюминиевых радиаторов тракторных отопителей, собранных из унифицированных секций. Радиатор АРСТ-111А для трактора К-701 состоит

из 40 таких секций, а радиатор АРСТ-105 для трактора ДТ-75М — из 18. Остальные детали радиаторов имеют простую конструкцию и полностью обеспечивают специфику установки унифицированных радиаторов в кабинах соответствующих тракторов. Унифицированные секции собираются из трубчатой радиаторной ленты с помощью пленочного клея ВК-13М.

Особенно перспективно использование для тракторов и автомобилей *роторных радиаторов*, которые позволяют в одном узле (модуле)

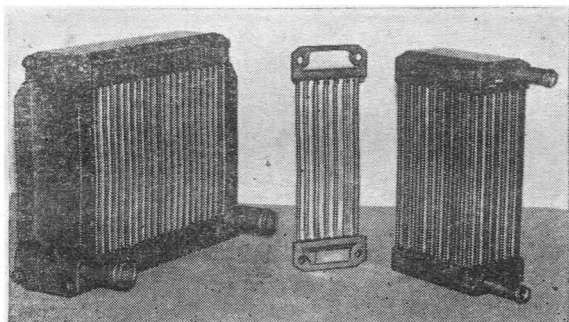


Рис. 1.25. Алюминиевые радиаторы АРСТ-111А (слева) и АРСТ-105 (справа) тракторных отопителей, собранные из унифицированных секций (в центре)

совместить функции обычного радиатора, вентилятора, а иногда и циркуляционного насоса. В связи с особыми условиями теплоотдачи к воздуху от вращающихся лопастей удастся получить коэффициенты теплопередачи в 2—2,5 раза выше, чем для неподвижных поверхностей, снизить расходы мощности на движение теплоносителей, уменьшить габариты и массу систем охлаждения и отопления.

На рис. 1.6 представлен общий вид алюминиевого роторного радиатора АРСТ-144 для отопления тракторных кабин, а его основные детали — на рис. 1.26. На полый вал 12 устанавливается ротор 6, который состоит из двух круглых трубных досок 14, тридцати лопастей 13 из трубчатых пластин, двух направляющих 11 и 15, двух крышек 10 и 16. Ротор в сборе с полым валом вращается на подшипниках 3 и 9, установленных в корпусе радиатора, причем на одном конце вала 12 размещается приводной шкив 2. Корпус состоит из двух крышек 1 и 7, коленообразного кожуха 5 и опорной плиты 4, внутри которой расположено выходное окно для воздуха. В гидравлическом тракте имеются одно торцовое уплотнение 8 и комбинированный патрубок для входа и выхода воды.

Роторный радиатор работает по аэродинамической схеме диаметального вентилятора. Под действием вращающихся лопастей холодный воздух входит сначала в центральную область ротора, а затем, выходя оттуда в радиальном направлении, через выходной воздушный патрубок попадает в кабину. Проходя дважды по межлопастным каналам, воздух отбирает часть теплоты от горячей воды, движущейся

по каналам, расположенным внутри лопастей. В свою очередь, горячая вода проходит внутри полого вала 12 и через прорези поступает в коллектор, образованный трубной доской 14 и крышкой 16. Здесь вода распределяется по параллельным каналам лопастей 13 и движется по ним, отдавая теплоту воздуху, омываемому лопасти снаружи. В коллекторе, образованном между другой трубной доской и крышкой 10, жидкость собирается из всех каналов лопастей и по кольцевому каналу проходит в выходной патрубок. Заделка лопастей в трубные

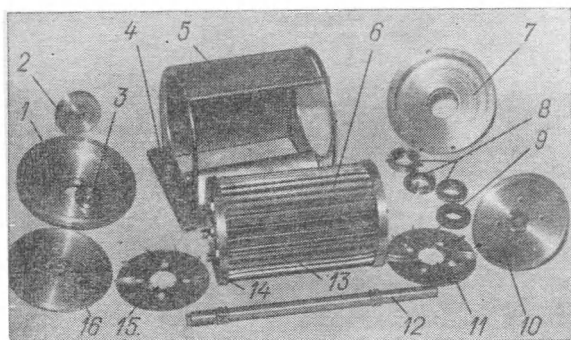


Рис. 1.26. Основные элементы алюминиевого роторного радиатора АРСТ-144 для тракторного отопителя

доски осуществляется вулканизацией сырой резины при температуре 140°C , причем соединяемые поверхности предварительно покрываются клеем «Лейконат». Торцовое уплотнение радиатора состоит из упорного стакана, нескольких пружин, обоймы, резинового кольца и втулки с шайбой из графито-свинцового твердпрессованного антифрикционного материала НАМИ-ГС-ТАФ-40.

Основные технические данные роторного радиатора: активные длина и диаметр ротора соответственно 200 и 150 мм; поверхность охлаждения по воздуху (тридцать лопастей) $0,475\text{ м}^2$. Приведенная к $\Delta t_{\text{нач}} = 60^{\circ}\text{C}$ теплоотдача роторного радиатора при $G_w = 30\text{ л/мин}$ и частоте вращения около 2000 об/мин составляет около 3000 ккал/ч. Привод ротора осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателя постоянного тока МЭ22 напряжением 12 В и мощностью 120 Вт.

1.5. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ПОЛУФАБРИКАТЫ

К материалам, предназначенным для использования в автотракторных радиаторах, предъявляются требования обеспечения достаточной прочности и пластичности, высокой теплопроводности (для косвенной поверхности охлаждения), стойкости против коррозии (в основном для прямой поверхности охлаждения), технологичности, недефицитности

и низкой стоимости. Для оценки пригодности материала используем понятие удельной прочности материала Π , т. е. отношение предела прочности σ_B к плотности γ :

$$\Pi = \sigma_B / \gamma. \quad (1.14)$$

Как показывает опыт, по удовлетворению совокупности предъявляемых требований наиболее пригодными для водяных радиаторов являются медь и алюминий. Другие металлы уступают им по подавляющему большинству сравниваемых свойств. Опыт показал, например, что стальные водяные радиаторы имеют по сравнению с медными большую массу, низкую теплоотдачу и недостаточную коррозионную стойкость. Использование защитных цинковых покрытий не обеспечивает надежной антикоррозионной защиты радиаторов. Поэтому сталь используется почти исключительно для масляных радиаторов (сталь марки 10 по ГОСТ 1050—74).

Полуфабрикаты из медных сплавов, применяемые для изготовления водяных радиаторов, имеют весьма малую толщину, что достигается рациональной конструкцией не только поверхностей охлаждения, но и радиатора в целом. Так, в Англии для трубчато-ленточных радиаторов легковых автомобилей используется трубка из латуни 70/30 (70% Cu; 30% Zn) размерами $12,7 \times 2 \times 0,11$ мм, для оребрения — медная лента толщиной 0,05 мм, а опорные пластины и бачки штампуются из латунного листа толщиной 0,6 мм [89].

Основные данные по составу сплавов на медной основе, применяемых в радиаторном производстве, даны в табл. 1.5, а мягких припоев — в табл. 1.6. В качестве твердых припоев на медной основе для пайки стальных масляных радиаторов используется латунная проволока Л63 по ГОСТ 15527—70.

Фирма «Капз Девелопмент» (США) применяет для изготовления новой конструкции медного радиатора повышенной прочности (см. рис. 1.14) припой следующего состава: олово 3,8%; свинец 95%; никель 1,2%. Этот припой имеет на 45% более высокую прочность, чем обычно применяемые припои, при температуре 20°С и на 100% — при температуре 90—150°С.

Сообщается [89], что на предприятиях Румынии для пайки алюминиевых трубок с латунными опорными пластинами, а также алюминиевого оребрения с латунными трубками разработан и используется специальный припой *, содержащий 46% олова, 15% цинка, 15% кадмия и 24% свинца. Припой наносится на стенки трубок, а алюминиевое оребрение подвергается травлению в растворе азотной и фтористоводородной кислот и сохраняется в ванне со стеарином, бромистым аммонием (NH_4Br) и спиртом. Пайка производится при температуре 260—280°С в ванне, состоящей из 98% минерального масла и 2% смеси следующего состава: стеарина 60%; бромистого аммония 20%; глицерина 10% и гидроокиси аммония (NH_4OH) 10%. Для защиты в процессе эксплуатации зон контакта алюминиевого оребрения с катодным мягким припоем от электрохимической коррозии используется краска.

Как показал опыт, при изготовлении сердцевин алюминиевых радиаторов могут быть использованы следующие материалы: алюминий высокой степени чистоты (типа А00 или АД-1); сплав алюминия с марганцем (типа АМц); сплав алюминия с магнием (типа АМг).

* Английский патент № 1324258, 1970 г.

Таблица 1.5. Химический состав медных сплавов, используемых в виде полуфабрикатов для изготовления автотракторных радиаторов

Металл	Массовая доля элемента, %						Вид полуфабриката	Область применения
	Cu	Zn	Примеси, не более					
			Fe	Pb	Sb	Bi		
Медь МЗ	99,5	—	0,05	0,05	0,05	0,003	Лента толщиной 0,06; 0,08; 0,1; 0,15 мм	Оребрение
Томпак Л16	95—97	Ост.	0,1	0,03	0,005	0,002	Бесшовные трубки толщиной 0,25 мм	Трубки
Томпак Л90	98—91	»	0,1	0,03	0,005	0,002	Лента толщиной 0,15 мм	»
Латунь Л68	67—70	»	0,1	0,035	0,05	0,002	Лента толщиной 0,11 мм	»
Латунь Л62	60,5—63,5	»	0,2	0,1	0,05	0,003	Листы толщиной 0,8 мм; лента толщиной 0,08—0,1 мм	Бачки и опорные пластины; оребрение

Таблица 1.6. Химический состав мягких припоев, используемых для изготовления автотракторных радиаторов

Марка припоя	Массовая доля элемента, %					
	Sn	Sb	Pb	Примеси, не более		
				Cu	Bi	As
ПОС-40	39—40	1,5—2	Ост.	0,10	0,1	0,05
ПОС-30	29—30	1,5—2	»	0,15	0,1	0,05
ПОС-18	17—18	2—2,5	»	0,15	0,1	0,05
ПОСС-4-6	3—4	5—6	»	0,15	0,1	0,05

Алюминий (А00 и АД-1) обладает низкой прочностью, но высокими показателями пластичности, коррозионной стойкости и теплопроводности. Основным методом упрочнения алюминия является нагартовка (наклеп). Сплав АМц имеет более высокую прочность, чем алюминий, он обладает хорошей свариваемостью, большой пластичностью и высоким сопротивлением коррозии, почти не уступающим коррозионной стойкости чистого алюминия. Упрочнение сплава АМц производится нагартовкой, при этом сохраняются достаточно высокие характеристики пластичности. Полуфабрикаты из сплава АМц выпускаются в отожженном, полунатертованном и нагартованном состояниях. Сплав АМг является прочным и более коррозионностойким, чем сплав АМц, но уступает ему по пластичности и технологическим свойствам.

Таблица 1.7. Физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления радиаторов

Материал	Плотность, г/см ³	Коэффициент расширения $\times 10^{-6}$ при температуре 20—100°С, 1/°С		Теплопроводность, ккал/(м·ч·°С)	Теплоемкость, ккал/(кг·°С)	Температура плавления, °С	Предел прочности, кгс/мм ²	Предел текучести, кгс/мм ²	Оснoвательное удлинение, %	Модуль нормальной упругости, кгс/мм ²	Твердость НВ	Ударная прочность
		линейный	объемный									
Сплавы на алюминевой основе:												
АД1	2,71	24,0	71,4	194	0,220	—	8—15 *	3—10 *	35—6 *	7100	25—32 *	2,95—5,55 *
АМц	2,73	23,2	71,0	162	—	650	13—16 *	5—13 *	20—16 *	7200	30—40 *	4,76—5,87 *
АМг	2,67	23,4	71,0	108	—	—	20—25 *	10—20 *	16—6 *	7000	45—60 *	7,50—9,35 *
Д16	—	23,0	69,0	—	—	577	24—45 *	—	10	—	—	—
АЛ4	2,70	—	—	137	—	—	26	20	4	—	70	—
Сплавы на медной основе:												
М3	8,93	16,4	49,5	332	0,091	1083	24—50 *	7—38 *	50—6 *	10 800—13 000 *	35—120 *	2,69—5,60 *
Л96 **	8,85	17,0	—	211	0,091	1070	24	6,3	52	11 400	40	2,72
Л90 **	8,80	17,0	53,0	108	0,091	1045	26	13	44	9 150	53	2,96
Л68 **	8,60	19,0	55,0	93,5	0,090	938	33	10	56	11 000	52	3,84
Л62 **	8,50	20,0	—	72	0,090	905	36	11	49	10 000	56	4,24
Сталь марки 10	7,85	16,0	48,0	40	0,110	—	32	18	30	—	95—143	—

* Первая цифра — для отожженного материала, вторая — для полунатянутого.
 ** Отожженный материал.

(патрубки, горловины, проушины и др.) могут применяться литейные алюминиевые сплавы различного состава.

Типичные физико-механические свойства материалов, применяемых в настоящее время для изготовления радиаторов, даны в табл. 1.7, а свойства соответствующих припоев — в табл. 1.8.

Таблица 1.8. Физико-механические свойства припоев

Припой	Температура плавления, °С	Теплопроводность, ккал/(м·ч·°С)	Плотность, г/см ³	Предел прочности, кгс/мм ²	Сопротивление на срез, кгс/мм ²	Ударная вязкость, кгс·м/мм ²	Жидкотекучесть, см	Капиллярность, мм	Смазываемость, мм ²
Олово	232	55	7,3	2,0	2,19	5,3	125	—	—
ПОС-40	235 * *	50	9,3	3,2	3,67	4,75	91	23,8	1130
ПОС-30	256	45	9,7	3,3	2,90	4,67	63	25,4	1038
ПОС-18	277 * *	40	10,2	2,8	2,52	3,86	60	14,0	640
ПОСС-4-6	265	30	10,7	5,8	3,60	0,8	23	—	—
Цинк	419	100	7,2	13,0	—	67,5	—	—	—
Силумин	577	137	2,7	17,0	—	—	—	—	—

* Температура начала плавления 183° С.

Для предотвращения коррозии внутренних поверхностей алюминиевых радиаторов иногда применяется катодный способ защиты, при котором используется присущая металлам электрохимическая разность потенциалов. Основной металл предохраняется от коррозии благодаря жертвенной коррозии плакированного слоя. Например, если плакировать поверхность основного металла типа АМц сплавом алюминия с 1% цинка, то в среде охлаждающей жидкости этот сплав будет иметь электрохимический потенциал более высокий, чем основной металл. На наружной поверхности плакированного слоя в среде охлаждающей жидкости возникнет неглубокая обширная коррозия, а основной металл при этом будет защищен от нее.

За последние годы все большее применение, особенно для алюминиевых радиаторов, находят полимерные материалы: пластмассы, резины, синтетические клеи и др. В ОНИЛАР ЛСХИ еще в 1968 г. использовали термореактивный волокнит АГ-4 для изготовления ряда вспомогательных деталей в алюминиевых радиаторах АРСТ-30 для отопителя автомобиля «Урал-375», выпуск опытной партии таких радиаторов был осуществлен на ШААЗе. Например, фирма «Фольксваген» (ФРГ) в алюминиевых радиаторах для автомобилей «Пассат» (см. рис. 1.10) применяет верхние и нижние бачки из материала «Маранил А190» (армированный стекловолокном нейлон 6,6), причем изготавливаются бачки литьем под давлением. Материал обладает хорошей стойкостью к воздействию высокой температуры, высокого давления и усталостных циклических нагрузок, избавляет от необходимости

внешнего и внутреннего антикоррозионного покрытия или покраски. Фирма «Марстон радиатор» (Англия) для подобных целей использует термопластичные пластмассы: полисульфон, поликарбонат и т. д.

Для уплотнительных прокладок в алюминиевых радиаторах для автомобилей ГАЗ-53А, выпускаемых Лихославльским радиаторным заводом, применяют маслостойкую резину марки 7-3834 по ТУ 38-005-204—71 из бутадиеннитрильного каучука. Положительные результаты получены при использовании для герметичных швов в алюминиевых радиаторах синтетических клеев ВК-1, ВК-3, ВК-13М и др.

Перспективными могут оказаться анаэробные клеи, отвердевающие в сравнительно короткие сроки без доступа воздуха.

Как показывает опыт, применение клеев в узлах радиаторов требует всестороннего анализа физико-механических и технологических свойств клеевых композиций, умения правильно конструировать клеевое соединение и соблюдать технологические режимы склеивания. Игнорирование этих требований приводит к преждевременному разрушению соединений, что часто порождает необоснованный скептицизм к возможности использования клеев. Например, применение клеев взамен пайки в алюминиевых радиаторах, по конструкции подобных существующим медным, не дает положительных результатов. Необходимо разрабатывать новые конструкции как самих радиаторов, так и клеевых соединений в них.

Такой подход может не только решить проблему соединений в алюминиевых радиаторах, но дополнительно обеспечить производственные и эксплуатационные преимущества, особенно при использовании комбинированных соединений: клеємеханических, клеесварных и пр. Примеры таких решений приведены выше (см. рис. 1.12, 1.16 и 1.25).

Для показанных на рис. 1.25 конструкций секционного радиатора использование клеємеханического соединения в заделке трубчатых пластин дало возможность, в частности, не только обеспечить при сборке герметичность по сложному профилю, но в сотни раз повысило прочность и надежность клеевого соединения.

ТЕПЛОВЫЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИАТОРОВ

2.1. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАТОРОВ

Режимы течения теплоносителей имеют исключительно важное значение для конструкции автотракторных радиаторов. Распределение аэрогидродинамических параметров, характер перемешивания частиц движущегося теплоносителя и перепад давления являются основными факторами при определении геометрических характеристик радиатора.

Процесс конвективной передачи теплоты в современном радиаторе происходит в условиях вынужденного течения обоих теплоносителей. Основная особенность вынужденного течения заключается в том, что для него скорость «должна рассматриваться как величина, известная при постановке задачи» [21]. Так как на рабочий процесс в радиаторе влияние эффектов гравитационной природы пренебрежительно мало, то его характеризует только один критерий подобия — критерий Рейнольдса

$$Re = d_s v_k / \nu. \quad (2.1)$$

Как известно, рабочий процесс в современных теплообменниках может происходить в условиях или внутренней задачи (при протекании теплоносителей по каналам различных форм поперечного сечения), или внешней задачи (в трубчатых поверхностях при их поперечном обтекании).

Течение потока в каналах. В условиях внутренней задачи, когда ядро потока находится во внутренней области по отношению к пограничному слою, покрывающему поверхности стенок канала, в радиаторах различают следующие режимы течения (рис. 2.1):

1) ламинарное (слоистое), при котором каждая частица жидкости движется по прямолинейной траектории, а течение потока есть упорядоченное движение слоев, перемещающихся один относительно другого (это вид течения имеет место при $Re < Re_{кр\ 1}$);

2) развитое турбулентное — неупорядоченное движение с вихрями и сильным перемешиванием в поперечном направлении ($Re > Re_{кр\ 2}$);

3) переходное, которое является промежуточным между ламинарным и развитым турбулентным и носит крайне нестабильный характер ($Re_{кр\ 1} < Re < Re_{кр\ 2}$).

Для течения в прямолинейном гладкостенном канале или трубе критическое число Рейнольдса, соответствующее переходу от ламинарного режима к переходному, обычно составляет $Re_{кр1} = 2100$, а соответствующее переходу от переходного режима к развитому турбулентному — $Re_{кр2} = 10^4$.

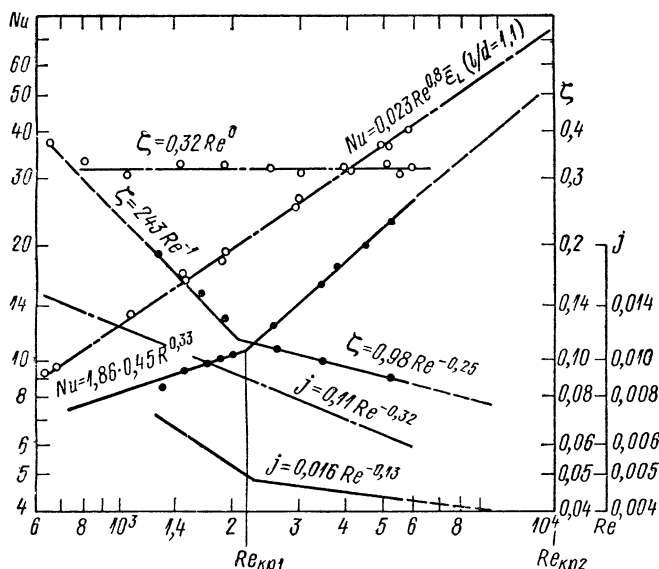


Рис. 2.1. Зависимости $Nu = f(Re)$; $j = f(Re)$ и $\zeta = f(Re)$ поверхностей охлаждения из ребристых пластин при $Pg \approx 1,0$:

— с гладким оребрением (ППГЗ); - - - с лепестковым оребрением (ППЛЗ)

Общность свойств ламинарных течений проявляется в тождественности следующих относительных характеристик.

1. Скорость имеет параболическое распределение по поперечному сечению (от нулевых значений на стенке до максимальных на оси канала):

$$v_i/v_0 = 1 - (r/R)^2, \quad (2.2)$$

где v_i — текущее значение скорости; v_0 — скорость на оси трубы (канала); R — радиус трубы (канала); $r = R - y$; y — расстояние от поверхности по нормали к ней.

2. Коэффициент гидравлического сопротивления зависит от числа Re в первой степени, т. е.

$$\zeta = A/Re, \quad (2.3)$$

где A — постоянная; для каналов с сечением прямоугольной формы величину A можно выбирать исходя из соотношения S_3/d [52]:

S_3/d	1	1,25	1,5	2	2,28	3	4	5	10	∞
A	56,90	57,47	58,82	62,14	64,00	68,35	72,90	76,29	84,61	96,00

3. Критериальное уравнение конвективного теплообмена имеет следующий вид (при $Pr = 1$):

$$Nu = 1,86 Re^{0,33} (l/d_3)^{-0,33}, \quad (2.4)$$

где l — глубина радиатора.

Главная особенность *турбулентного течения* состоит в значительно большей интенсивности процессов обмена, что выражается в большей заполненности профиля скорости:

$$v_i/v_0 = (y/R)^{1/n_i}, \quad (2.5)$$

где $1/n_i$ — небольшая правильная дробь.

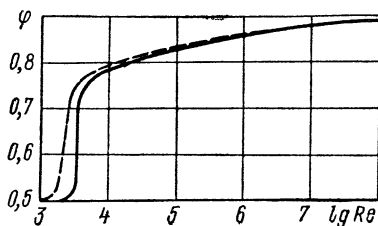


Рис. 2.2. Зависимость коэффициента поля φ от числа Re (кривая Стантона—Никурадзе), рассчитанного по максимальной (—) и средней (---) скорости потока

Другой характерной мерой заполненности профиля скорости является коэффициент поля φ , представляющий собой отношение средней по сечению скорости $\bar{v}_L$ к скорости на оси канала v_0 :

$$\varphi = \bar{v}_L/v_0. \quad (2.6)$$

Зависимость коэффициента φ от числа Рейнольдса определяется кривой Стантона—Никурадзе (рис. 2.2) или данными работы [21]:

Re	$4 \cdot 10^3$	$2,3 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^5$	—	$1,1 \cdot 10^6$	—	$2 \cdot 10^6$	$3,2 \cdot 10^6$
n_i	6,0	6,6	7,0	8,0	8,8	9,0	10	10
φ	0,791	—	0,817	0,837	—	0,852	0,865	—

Необходимо отметить, что некоторые авторы [26] для турбулентного движения в трубе рекомендуют однозначную зависимость между степенью турбулентности ε и числом Re . Так, при $Re \leq 1 \cdot 10^5$ рекомендуется формула

$$\varepsilon = 0,132/Re^{0,125}. \quad (2.7)$$

К особенностям развитого турбулентного течения относится пропорциональность перепада давления квадрату скорости, т. е. квадратичный закон сопротивления, откуда следует, что

$$\xi = f(Re^0). \quad (2.8)$$

Критериальное уравнение конвективного теплообмена в прямолинейном гладкостенном канале имеет вид

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \bar{\varepsilon}_L, \quad (2.9)$$

где $\bar{\varepsilon}_L$ — коэффициент, учитывающий влияние на теплоотдачу длины канала (трубы) [45, 28].

Поперечное обтекание потоком пучка трубок. Теплоотдача к потоку теплоносителя в условиях внешней задачи, т. е. при поперечном вынужденном обтекании потоком пучка трубок, характеризуется теми же физическими величинами, что и в условиях внутренней задачи. Однако здесь имеются следующие важные особенности, существенно видоизменяющие рабочий процесс.

1. Скорость в пучке трубок является величиной переменной, что связано с переменным сечением потока, который обычно содержит области отрывного течения.

2. Характер движения потока теплоносителя зависит от принятой схемы компоновки пучка трубок, причем степень турбулентности потока возле первого ряда трубок обычно является наименьшей и увеличивается по мере прохождения потока через пучок. Однако при некоторой глубине турбулентность стабилизируется на уровне, присущем данной компоновке пучка.

3. Переход от ламинарного режима течения к турбулентному не является внезапным, а совершается плавно; при этом в зависимости $Nu = f(Re)$ плавно изменяется показатель степени. Указанная функция в очень широких пределах изменения числа Re может содержать два постоянных коэффициента (C' и C''), т. е. иметь вид

$$Nu = (C'' + C' Re^n) Pr^b, \quad (2.10)$$

где n и b — характеристические показатели степени.

Очевидно, что функцию $Nu = f(Re)$ можно представить состоящей из отдельных участков, ограниченных более узкими пределами числа Re , каждый из которых выражается приближенными уравнениями вида

$$Nu = C' Re^n Pr^b. \quad (2.11)$$

4. Теплоотдача первого ряда трубок (по глубине) различна и зависит от начальной турбулентности потока, второго и третьего ряда — постепенно возрастает, а для последующих — стабилизируется на одном уровне.

5. Теплоотдача шахматных пучков выше, чем коридорных, что связано с большей турбулизацией потока, поступающего к трубам второго и последующего рядов пучка. Образование нового пограничного слоя на каждой отдельной трубе при поперечном обтекании является причиной того, что этот случай теплообмена значительно более эффективен, особенно по сравнению с течением потока внутри гладких прямолинейных труб (при одинаковых скоростях).

В современном автотракторостроении сравнительно редко применяются радиаторы, в которых рабочий процесс на поверхностях охлаждения с воздушной стороны соответствует в чистом виде условиям внешней или внутренней задачи. К числу первых относятся гладкотрубные поверхности масляных радиаторов, а к числу вторых — сотовые и пластинчато-ленточные поверхности с гладким оребрением. Для всех остальных типов и модификаций поверхностей охлаждения рабочий процесс происходит в смешанных условиях, когда отдельные элементы поверхности работают в условиях, приближающихся либо к внешней, либо к внутренней задаче.

Указанное обстоятельство связано с необходимостью повышения эффективности поверхностей охлаждения, для чего используются обычно следующие два способа:

1) повышение коэффициента теплопередачи, в основном путем интенсификации теплообмена на воздушной стороне, что достигается

повышением турбулентности воздушного потока внутри сердцевины (обеспечивается разрыв пограничного слоя), выбором оптимальных соотношений коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления и т. д.;

2) увеличение компактности поверхности охлаждения, что связано с уменьшением эквивалентного диаметра воздушных каналов и выбором рационального оребрения.

Повышение коэффициента теплопередачи. Большинству типов конвективных поверхностей охлаждения радиаторов, несмотря на существенные конструктивные отличия, присущ один общий элемент — элементарные каналы, по которым движется воздух. Эти элементарные каналы состоят из участков, глубина которых определяется размерами отдельных деталей поверхности охлаждения, т. е. размерами пластины, трубки, разрезного ребра и пр. Поперечное сечение воздушных каналов может быть различной формы: прямоугольной, квадратной, треугольной, шелевой, круглой и др. Эквивалентные диаметры таких каналов для большинства типов радиаторов $d_s = 2,5 \div 8$ мм, а их глубина l не превышает 100—120 мм. При этом $l/d_s \leq 30 \div 40$. По глубине каналов часто имеет место изменение формы и площади поперечных сечений, отклонение потока от продольного направления, образование различных местных выступов и впадин, рассечение части стенок и т. д.

Скорости воздуха перед фронтом радиатора, определяемые производительностью вентилятора и скоростным напором набегающего потока воздуха (последнее условие в случае значительной скорости движения машины), могут составлять 2—12 м/с и более. Числа Re , формально рассчитанные по этим скоростям воздуха (с учетом коэффициента живого сечения и эквивалентных диаметров), находятся в пределах 350—9000. Другими словами, рабочие процессы на омываемых воздухом поверхностях охлаждения, казалось бы, происходят при ламинарном и переходном режимах течения, т. е. в том состоянии, когда инерционные силы не имеют еще сколько-нибудь значительного преобладания над силами вязкости. Однако это положение оказывается правильным только для поверхностей охлаждения, состоящих из прямолинейных воздушных каналов с гладкими стенками.

Для поверхностей охлаждения радиаторов, имеющих сложную геометрию, число Re , определенное по обычно рекомендуемому методу, является лишь косвенной характеристикой течения. Наличие в воздушных каналах возмущающих поток элементов вызывает появление пульсационных составляющих скорости (во всем сечении канала или только возле его стенок — в пограничном слое) и приводит к такому обмену масс в перпендикулярном оси потока направлении, что профиль скоростей в потоке приобретает значения, которым соответствуют существенно большие числа Re , чем при течении в гладком канале. Такие турбулентные или квазитурбулентные условия, генерируемые формой (геометрией) поверхности охлаждения, наступают при определенных обычным методом числах Re , равных около 500, т. е. когда турбулентный режим еще не должен был бы иметь места.

В достаточно широкой области чисел Re в воздушных каналах со сложной геометрией по профилю скоростей может быть определен истинный характер течения и соответствующее ему число Re для течения в гладком канале. Согласно принятой иногда терминологии, назовем эту последнюю величину эффективным числом Рейнольдса и обозначим $Re_{эф}$. Современная теория теплопередачи дает возможность опреде-

ния для нашего случая числа $Re'_{эф}$ при помощи кривой Стантона — Никурадзе (рис. 2.2) или по данным работы [21] (см. стр. 52). Следовательно, теоретической предпосылкой работ по повышению эффективности поверхностей охлаждения радиаторов является представление о росте коэффициента теплоотдачи при разрушении пограничного слоя (при изменении характера течения в пограничном слое) соответствующего теплоносителя.

Рациональная конструкция оребрения. Для реализации высоких коэффициентов теплоотдачи от поверхности охлаждения к воздушному потоку большое значение имеет рациональная конструкция оребрения. Кондуктивное термическое сопротивление поверхности охлаждения радиатора в общем случае можно считать состоящим из термического сопротивления стенок жидкостных каналов и термического сопротивления оребрения. Толщина стенок каналов для радиаторов всех типов обычно мала, и поэтому их термическое сопротивление не превышает 0,01—0,05% от общего сопротивления теплообмену. В этом случае не играет существенной роли и теплопроводность материала стенок. Рассмотрим влияние термического сопротивления оребрения на теплоотдачу радиатора.

Как известно из теории теплопередачи, температура по высоте ребра изменяется по гиперболическому закону:

$$t = t_1 / \operatorname{ch}(m'h), \quad (2.12)$$

где m' — комплекс; t_1 — температура ребра у основания, с достаточной степенью точности можно считать $t_1 = \bar{t}_w$; $\bar{t}_w$ — средняя температура жидкости в радиаторе.

Из рассмотрения зависимости (2.12) следует, что кривая температур по высоте ребра будет падать тем круче, а значит, и тем ниже будет значение средней температуры, а следовательно, и теплопередачи, чем больше будет значение комплекса

$$m' = \sqrt{2\alpha_{Lk}/(\lambda\delta)} = (1/\delta) \sqrt{2\alpha_{Lk}\delta/\lambda}, \quad (2.13)$$

где $\alpha_{Lk}\delta/\lambda = Bi$ — безразмерный комплекс, который называется критерием Био; α_{Lk} — коэффициент теплоотдачи от косвенной поверхности охлаждения на воздушной стороне.

Критерий Bi является важным показателем процесса теплопроводности для поверхности охлаждения радиатора и представляет собой отношение термического сопротивления теплопроводности по оребрению к термическому сопротивлению теплоотдачи от поверхности к воздуху:

$$Bi = (\delta/\lambda)/(\lambda/\alpha_{Lk}). \quad (2.14)$$

Следует обратить внимание на то, что коэффициент теплопроводности материала λ входит в знаменатель этого комплекса. Поэтому ребра из материалов с высоким значением λ (медь, алюминий) имеют повышенный коэффициент теплопередачи, в то время как из латуни и особенно из стали — более низкий.

Количество теплоты, отдаваемой поверхностью оребрения в окружающую среду составляет [28]

$$Q_k = \alpha_{Lk} t_w F_{Lk} \operatorname{th}(\sqrt{2 Bi} h/\delta)/(h \sqrt{2 Bi} \delta). \quad (2.15)$$

В этом уравнении величину

$$\eta_p = \text{th}(\sqrt{2\text{Bi}} h/\delta) / (h\sqrt{2\text{Bi}}/\delta) = \text{th}(m'h)/(m'h) \quad (2.16)$$

условимся называть к. п. д. ребра. Величина η_p определяется как отношение фактического коэффициента теплоотдачи от оребрения к теоретически возможному, если бы оребрение имело равномерную температуру, равную температуре стенок трубок. Следовательно, величина η_p имеет свое максимальное значение $\eta_{p \max} = 1$, когда $h\sqrt{2\text{Bi}}/\delta \rightarrow 0$, что возможно, если $\lambda \rightarrow \infty$, т. е. $\text{Bi} \rightarrow 0$.

Чтобы определить для нашего случая общий к. п. д. поверхности охлаждения, преобразуем соответствующую формулу, приводимую в работе [51], и получим

$$\eta_0 = 1 - (1 - 1/\psi)(1 - \eta_p). \quad (2.17)$$

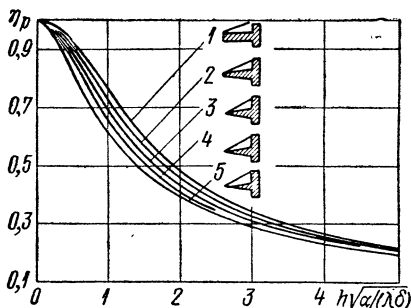


Рис. 2.3. Коэффициент полезного действия прямых ребер с различной формой сечения [51]

Можно видеть, что для обеспечения высокой эффективности теплоотдачи от поверхности ребра необходимо обеспечить подвод нужного количества теплоты вдоль по ребру от его основания. Другими словами, возникает вопрос о рациональных размерах оребрения, т. е. форме сечения, толщине и высоте ребер. Форма сечения ребра (прямоугольная, треугольная, трапецевидная и др.)

должна выбираться на основе компромисса между требованиями высокой теплоотдачи и технологичности.

На рис. 2.3 представлен к. п. д. ребер различной формы с учетом следующих факторов: высоты ребра h , толщины ребра у основания δ , коэффициента теплопроводности материала ребра λ и коэффициента теплоотдачи α , постоянного по поверхности ребра. Кривая 1 соответствует прямому ребру постоянной толщины; кривая 2 — ребру, толщина которого увеличивается от вершины к основанию пропорционально $(x/h)^{0.5}$, где x — расстояние, измеренное от вершины; кривая 3 — ребру, имеющему треугольное сечение, т. е. толщина которого увеличивается пропорционально x/h ; кривые 4 и 5 — ребрам, толщина которых увеличивается пропорционально $(x/h)^{1.5}$ и $(x/h)^2$ соответственно.

Поскольку в автотракторных радиаторах решающее значение имеют вопросы максимальной теплоотдачи при минимальной массе поверхности охлаждения, то для каждого конкретного случая использования радиатора существует определенная и наиболее выгодная высота ребра. Максимальный тепловой поток через ребро данной массы получается, когда справедливо равенство

$$h_{\text{опт}} = 0,70968 \sqrt{2\lambda/(\alpha\delta)}. \quad (2.18)$$

Исходя из соображений минимальной массы, авторы работы [79] предлагают следующую зависимость для коэффициента оребрения поверхности охлаждения:

$$\psi = \sqrt{(\alpha_w/\alpha_L) (2\delta_{ст}/\delta - 1)}, \quad (2.19)$$

где $\delta_{ст}$ и δ — толщина соответственно стенки трубки и ребра.

Все вышесказанное об оребрении относится к случаю, когда ребра «непрерывно вытекают» из прямой поверхности охлаждения, т. е. имеет место идеальный тепловой контакт между трубкой (пластиной) и оребрением. Следует учитывать, что в настоящее время в автотракторных радиаторах наиболее распространены поверхности охлаждения, в которых трубки (пластины) и ребра соединяются между собой пайкой. В качестве припоев используются сплавы олова и свинца (в медных радиаторах), силумин (в алюминиевых), иногда цинк (в стальных). В некоторых случаях в алюминиевых радиаторах для этих целей используются синтетические клеи. Оловянно-свинцовистые припои и особенно клеи имеют коэффициент теплопроводности ниже, чем медь или латунь (см. гл. 1). В ряде случаев (алюминиевый радиатор НК-120, алюминиевые и комбинированные радиаторы фирмы «Софика») осуществляется плотная посадка оребрения на трубки, обеспечиваемая за счет дорнования трубок. При покраске радиаторов в зазоры между трубками и оребрением может попадать краска, коэффициент теплопроводности которой выше, чем воздуха.

Влияние качества соединения охлаждающих ребер с трубками на тепловые свойства радиаторов определялось рядом исследователей. Так, по данным Н. Б. Марьямова, относительная теплоотдача поверхности охлаждения трубчато-пластинчатого типа в зависимости от качества сборки охлаждающих поверхностей изменяется следующим образом: хорошая припайка — 1,0; плохая припайка — 0,8; отсутствие припайки — 0,6. В. З. Бабичев [5] рекомендует следующие значения в зависимости от принятой технологии сборки: пайка погружением — 100%; пайка спеканием — 83,6%; отсутствие пайки — 66,7%.

М. Е. Дискин [22] исследовал влияние контакта между оребрением и трубками на теплоотдачу трубчато-ленточных радиаторов ЗИЛ-130 и получил формулы, определяющие зависимость эффективности оребрения от длины теплового контакта оребрения с каждой трубкой, а также показал, что отсутствие пайки снижает теплоотдачу в 2,5–3 раза.

В. И. Сасин [54] для приближенного определения термического сопротивления механического контакта $R_{дорн}$ предложил эмпирическую формулу

$$R_{дорн} = c_1 c_2 c_3 c_4 10^{-5} / (1,68 \Delta d + 0,2). \quad (2.20)$$

Здесь Δd — приращение наружного диаметра несущей оребрение трубки после дорнования; $c_1 = 0,8 \div 1,2$ — коэффициент, учитывающий форму вороничника пластины; c_2 — коэффициент, зависящий от комбинации материалов контактирующих трубок и ребер (для комбинации медь—алюминий $c_2 = 1$; медь—медь — $c_2 = 0,7$; алюминий—алюминий — $c_2 = 0,3$; сталь—сталь — $c_2 = 2$; сталь—алюминий — $c_2 = 1,2$; $c_4 = 0,5 \div 1,0$ — коэффициент, учитывающий качество изготовления радиаторов; c_3 — коэффициент, учитывающий влияние покраски на величину $R_{дорн}$, при $\Delta d \leq 0,4$ мм

$$c_3 = 1/[c_5 (\Delta d + 0,0016)^{-0,25} + c_6],$$

где $c_5 = 0,4$ и $c_6 = 0,5$ — коэффициенты, зависящие от типа краски.

Некоторое расхождение в опытных данных, приводимых различными авторами, в известной степени объясняется различными коэффициентами оребрения исследованных ими поверхностей охлаждения, а следовательно, и различным относительным влиянием на теплоотдачу качества соединения. Действительно, вводя условный показатель Φ , характеризующий качество соединения прямой и косвенной поверхностей охлаждения, будем иметь

$$\eta_p = \Phi \text{th}(m'h)/(m'h) = (\eta_0\psi - 1)/(\psi - 1). \quad (2.21)$$

При $\text{th}(m'h)/(m'h) \approx 100\%$ видно, что условный показатель Φ характеризует общий к. п. д. поверхности охлаждения наряду с коэффициентом оребрения. Формула (2.21) подтверждает также то общеизвестное положение, что в паяных конструкциях поверхностей охлаждения тепловая эффективность оребрения зависит не только от температурных градиентов в ребрах, но и в решающей степени от качества сборки охлаждающей поверхности. Показатель Φ от коэффициента оребрения не зависит.

Анализ при помощи формулы (2.21) наших опытных данных, а также опытных данных перечисленных выше авторов позволил установить следующую ориентировочную шкалу условного показателя Φ для поверхностей трубчато-пластинчатого типа при средних значениях коэффициента теплоотдачи:

Припайка	Погружением	Спеканием	Отсутствует
Φ	1,0	0,75—0,85	0,50—0,65

2.2. ПРИНЯТАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОВЫХ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

В настоящей главе приводятся характеристики теплопередачи и аэродинамического сопротивления различных типов поверхностей охлаждения, по возможности обработанные по единой методике, чтобы избежать существенных несоответствий, возникающих при использовании материалов, заимствованных из различных источников. Известно, что указанные характеристики в силу специфики рабочего процесса на поверхностях охлаждения радиаторов в подавляющем большинстве являются результатом специальных экспериментальных исследований.

Опытные данные могут быть представлены или непосредственно (в виде переменных параметров для конкретной физической обстановки), или в безразмерном виде (в виде критериев подобия, т. е. обобщенных параметров). В последнем случае замена одного критерия подобия другими приводит к различным вариантам расчетных уравнений, каждое из которых может быть использовано для тех или иных целей расчета или анализа, но все это резко усложняет задачу представления большого количества опытных данных. Поэтому необходим выбор ограниченного числа характеристических параметров, которые наиболее полно отражают специфику рабочего процесса в автотракторных радиаторах и в то же время являются универсальными для различных способов его математического описания.

Тепловые характеристики поверхностей охлаждения. Основной характеристикой процесса передачи теплоты в рассматриваемом случае является коэффициент теплопередачи

$$k = 1/[1/\alpha_w + \delta/\lambda] \psi + 1/\alpha_L]. \quad (2.22)$$

Анализируя это уравнение, можно убедиться, что коэффициент теплопередачи всегда меньше, чем каждый из членов, стоящих в знаменателе, т. е.

$$k < \alpha_w/\psi; \quad k < \alpha_L; \quad k < \lambda/(\delta\psi).$$

В существующих радиаторах термическое сопротивление $\delta\psi/\lambda$ обычно мало вследствие малой толщины стенки (0,15—0,7 мм), достаточно высокого коэффициента теплопроводности используемых металлов и сравнительно низкого коэффициента оребрения ($\psi \leq 10$). Для этих условий величина $\delta\psi/\lambda$ будет составлять всего порядка 0,5% от общего термического сопротивления, и поэтому ею можно пренебречь. Следовательно, уравнение (2.22) можно преобразовать так:

$$k = 1/(\psi/\alpha_w + 1/\alpha_L) = \alpha_L \alpha_w / (\alpha_w + \alpha_L \psi). \quad (2.23)$$

Решив последнее уравнение относительно α_w и α_L , получим:

$$\alpha_w = k \alpha_L \psi / (\alpha_L - k); \quad (2.24)$$

$$\alpha_L = k \alpha_w / (\alpha_w - k \psi). \quad (2.25)$$

Из формулы (2.23) следует, что для определения коэффициента теплопередачи нужно иметь значения как α_L , так и α_w , характеризующие конвективный теплообмен соответственно на воздушной и жидкостной сторонах.

При установившемся во времени вынужденном конвективном теплообмене уравнение теплоотдачи обычно записывается в виде уравнения (2.11). В нашем случае все интересующие нас расчеты для воздуха относятся к атмосферному давлению и узкому температурному диапазону (практически от +20 до +45° С). Это дает возможность избежать того, чтобы значения относительных свойств теплоносителей фигурировали при большинстве численных сравнений. Таким образом, для воздушной стороны радиатора уравнение (2.11) может быть упрощено:

$$Nu = C' Re^n, \quad (2.26)$$

где $C' = C' Pr^b$.

В развернутом виде последнее уравнение представляется следующим образом:

$$\alpha_L = [C' \lambda / (d^{1-n} \nu^n \gamma^n \beta^n)] (\gamma v_L)^n. \quad (2.27)$$

При указанных выше условиях течения воздуха в радиаторе значения ν , γ и λ изменяются мало, а поскольку значения d и β для данной поверхности охлаждения также являются постоянными величинами, то коэффициент теплоотдачи α_L , равно как и Nu , пропорционален $(\gamma v_L)^n$. Поэтому частный случай общего закона, описывающегося уравнением (2.27), применительно к рабочему процессу на воздушной стороне радиатора будет выражен в следующем виде:

$$\alpha_L = C (\gamma v_L)^n. \quad (2.28)$$

Коэффициенты C' и C в уравнениях (2.26) и (2.28) связаны между собой соотношением

$$C = [C' \lambda / d] [d / (\nu \beta \gamma)]^n. \quad (2.29)$$

Здесь и всюду дальше величина γv_L представляет собой массовую скорость воздуха перед фронтом радиатора, т. е. фактическое сужение потока в радиаторе не учитывается. Поскольку характер течения воздуха в каналах поверхности охлаждения сложен для определения, а действительная скорость воздуха часто резко меняется по глубине радиатора, такое отнесение скорости воздуха к фронту представляется наиболее целесообразным и используется повсюду при исследованиях и расчетах радиаторов.

Рассуждая аналогичным образом, мы можем получить выражение для коэффициента теплоотдачи на жидкостной стороне поверхности охлаждения.

Рассматривать рабочий процесс водяных радиаторов часто оказывается удобным с помощью критерия Nu_k , который отличается от критерия Nu тем, что в него подставляется не коэффициент теплоотдачи на воздушной стороне, а коэффициент теплопередачи. Тогда уравнение (2.26) запишется в виде

$$Nu_k = kd_s/\lambda = C' Re^n. \quad (2.30)$$

При аппроксимации опытных данных по теплопередаче, особенно от воды к воздуху, вместо формулы (2.22) удобно также пользоваться приближенной эмпирической формулой

$$k = C (\gamma v_L)^n v_W^q, \quad (2.31)$$

которой определяется аналитическая зависимость коэффициента теплопередачи одновременно от двух независимых переменных: массовой скорости воздуха перед фронтом и скорости жидкости в каналах.

В уравнении (2.31) величины C , n и q характеризуют тепловые свойства данной поверхности охлаждения при определенном режиме течения теплоносителя: C — характеристический коэффициент для теплопередачи; n и q — характеристические показатели степени для теплопередачи. Из рис. 2.4 видно, что характеристический коэффициент C численно равен коэффициенту теплопередачи при значениях γv_L и v_W , экстраполированных до 1,0. Приравнять размерность коэффициентов k и C в последнем уравнении можно подставляя в него значения не действительных, а относительных скоростей теплоносителей, например отнесенных соответственно к $\gamma v_L = 1 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $v_W = 1 \text{ м}/\text{с}$.

Зависимость коэффициента C от температуры теплоносителя определяется формулой

$$C'' = [C' \lambda''/\lambda'] [v' \gamma_L'' / (v'' \gamma_L'')]^n, \quad (2.32)$$

где одним и двумя штрихами обозначены значения изменяющихся величин, отнесенные к разным температурам. В большинстве случаев этим изменением значения C можно пренебречь. Так, при изменении температуры воздуха от $+20$ до $+45^\circ \text{C}$ коэффициент C увеличивается всего на 2—5%, т. е. лежит в пределах точности проводимых экспериментов.

В последнее время все чаще в качестве критерия подобия конвективного переноса теплоты, особенно в компактных теплообменниках, используется критерий Стантона, который является мерой отношения интенсивности теплоотдачи к удельному теплосодержанию потока:

$$St = Nu/(Re Pr) = \alpha/(c_p \gamma v) = C' Re^{n-1} Pr^{b-1}. \quad (2.33)$$

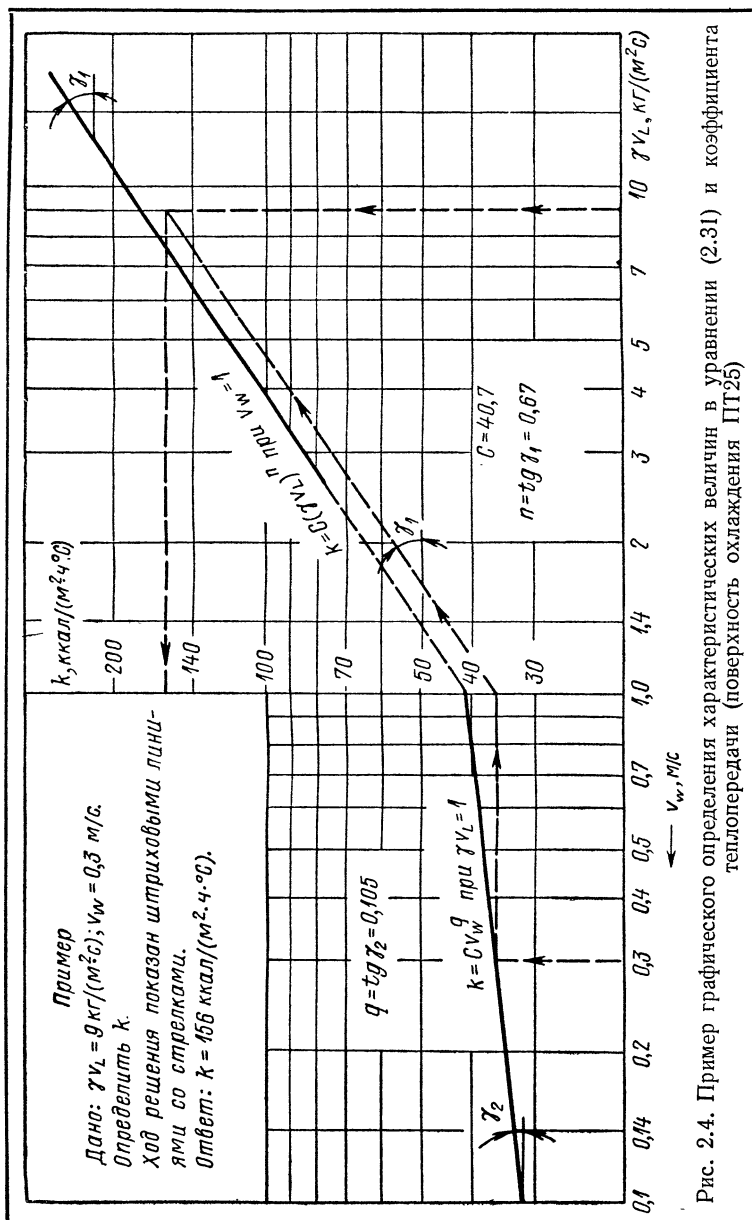


Рис. 2.4. Пример графического определения характеристических величин в уравнении (2.31) и коэффициента теплопередачи (поверхность охлаждения ПТ25)

Принимая $Pr \approx 1$ (для воздуха), получим

$$St = C' Re^{n-1}. \quad (2.34)$$

При анализе теплообмена в интервале чисел $Re = 100 \div 10\,000$, т. е. в условиях ламинарного, переходного и турбулентного течений, широко используется фактор теплоотдачи (модуль Колберна)

$$j = St Pr^{2/3}. \quad (2.35)$$

Тогда, сравнивая формулы (2.9), (2.11) и (2.35), можем для турбулентного режима записать весьма важное условие через характеристические величины:

$$j = C' Re^{n-1}. \quad (2.36)$$

Правомерность последней формулы подтверждает Т. Д. Паттен [49].

Модуль Колберна применяется также для обработки данных по теплоотдаче к маслам в теплообменниках [61], когда вязкость масла по сечению потока меняется в пять раз. В этом случае в выражение для j вводится поправочный множитель $(\mu_1/\mu_2)^{0.14}$, учитывающий изменение вязкости масла для ламинарного режима течения в интервале $Re = 100 \div 10\,000$. Такой модуль Колберна называется модифицированным и определяется по формуле

$$j = St Pr^{2/3} (\mu_1/\mu_2)^{0.14}. \quad (2.37)$$

К числу безразмерных характеристик теплообменников для оценки процесса передачи теплоты относится так называемое число единиц переноса теплоты N_{tu} [30]:

$$N_{tu} = k_{cp} F / W_{\min} = \left(1 / W_{\min} \right) \int_0^F k \, dF, \quad (2.38)$$

где $W = Gc_p$ — водяной эквивалент теплоносителя; k_{cp} — среднее значение коэффициента теплопередачи.

А. Л. Лондон [41] использует следующее соотношение между N_{tu} и числом St (при $k \approx \alpha_L$):

$$N_{tu} = St (4l/d_3), \quad (2.39)$$

где l — глубина радиатора; d_3 — величина, определяемая по формуле (1.2).

Учитывая, что в радиаторах меньшим водяным эквивалентом обычно обладает воздух и коэффициент теплопередачи k принято относить к внешней поверхности радиатора F_L , определим величину N_{tu} через характеристические коэффициент и показатели степени:

$$N_{tu} = [C/(3600 c_{pL})] \varphi_{\Phi} (v_L)^{n-1} v_W^q. \quad (2.40)$$

В. М. Кейс и А. Л. Лондон [30] рекомендуют фундаментальное выражение для оценки эффективности (к. п. д.) теплообменника, которое применительно к радиаторам имеет следующий вид:

$$\varepsilon = W_W (t'_W - t''_W) / [W_L (t'_W - t'_L)] = \Phi(N_{tu}, W_L/W_W), \quad (2.41)$$

где W_L и W_W — водяные эквиваленты соответственно воздуха и жидкого теплоносителя.

Аэро- и гидродинамические характеристики поверхностей охлаждения. Перенос теплоты в радиаторах от теплоносителя к поверхности и наоборот осуществляется элементами жидкости и воздуха при их перемещении относительно поверхности таким образом, что изменение условий резко выражено в направлении, нормальном к поверхности. При перемещении в том же направлении частиц жидкости или воздуха они служат носителями количества движения и энергии; последнее проявляется в виде теплообмена, а перенос количества движения — в виде гидродинамического или аэродинамического сопротивления. Таким образом, термическое и механическое взаимодействия потока с поверхностью охлаждения — это два эффекта, неразрывно связанные между собой. Известно, что потери энергии потока имеют большое значение, особенно когда речь идет о теплоносителях с небольшой плотностью (таких, как воздух).

В критериальном виде уравнение для сопротивления записывается следующим образом:

$$Eu = C_2 Re^{m-2}, \quad (2.42)$$

где

$$Eu = \Delta p / (\gamma v^2 / g), \quad (2.43)$$

Часто в уравнении (2.42) критерий Эйлера заменяется коэффициентом сопротивления

$$\zeta = \Delta p / [\gamma v^2 / (2g)] = 2 Eu = C_1' Re^{m-2}. \quad (2.44)$$

Характер изменения коэффициента сопротивления при вынужденном течении потока в прямолинейных гладких каналах в зависимости от критерия Re приведен выше (см. рис. 2.1). Можно видеть, что в ламинарной области ($Re < Re_{кр1}$) показатель степени $m - 2 = -1$, в переходной — нет строгой зависимости, а в турбулентной ($Re > Re_{кр2}$) имеем $m - 2 = 0$.

Результаты экспериментов по определению аэродинамического сопротивления радиаторов обычно обрабатываются по упрощенной зависимости

$$\Delta p_L = C_1 (\gamma v_L)^m; \quad (2.45)$$

значения характеристических величин C_1 и m зависят от конструкции применяемой в радиаторе поверхности охлаждения.

Характеристические коэффициенты C_1' и C_1 в уравнениях (2.44) и (2.45) связаны между собой аналитической зависимостью

$$C_1' = (2C_1 d_3 g \gamma / l) (\gamma v \beta / d_3)^{m-2}. \quad (2.46)$$

Путем аналогичных рассуждений мы можем рассмотреть сопротивление на жидкостной стороне поверхности охлаждения. Гидравлическое сопротивление описывается уравнением

$$\Delta p_W = C_3 v_W^r, \quad (2.47)$$

где C_3 — характеристический коэффициент гидравлического сопротивления; r — характеристический показатель степени для гидравлического сопротивления.

Принятая система характеристик. В настоящее время для количественного представления тепловых, аэро- и гидродинамических характеристик автотракторных радиаторов может применяться большое

число критериев подобия, безразмерных и размерных параметров, значения которых изменяются в большей или меньшей степени в зависимости от температуры и особенно скорости (расхода) теплоносителей. Сложность использования для нашего случая большинства из рассмотренных критериев и параметров состоит в том, что в процессе эксплуатации автомобилей и тракторов скорости (расходы) теплоносителей не остаются постоянными, а изменяются в широких пределах, вызывая соответствующее изменение зависящих от них критериев и параметров. Многие из рассмотренных критериев и параметров являются производными и почти все могут быть довольно просто выражены через ограниченное число характеристических величин, которые являются практически постоянными в значительном диапазоне изменения скоростей теплоносителей и их температур. Эти характеристические величины могут использоваться в выражениях как для прямой связи [уравнения (2.28), (2.31), (2.45) и (2.47)], так и в безразмерном виде [уравнения (2.26), (2.30), (2.34), (2.36), (2.40) и (2.44)].

В настоящем справочном пособии используются следующие характеристические величины для выражения тепловых, аэро- и гидродинамических свойств поверхностей охлаждения радиаторов: для критериальной формы представления данных — C' , n , C'_1 , m , C'_3 и r ; для прямой (непосредственной) связи при конкретной физической обстановке в радиаторе — C , n , C_1 , m , C_3 и r (для водяных радиаторов и показатель степени q). Значения характеристических показателей n , m и r являются одинаковыми при обеих формах представления опытных данных, а соотношения между опытными характеристическими коэффициентами устанавливаются уравнениями (2.29) и (2.46). При изменении режима течения (при переходе через критические числа Рейнольдса) характеристические величины могут менять свои значения. Использование указанных параметров особенно упрощает выполнение расчета радиаторов на ЭВМ.

Каждой поверхности, представленной в нижеследующих таблицах, присвоен условный индекс, принятый в настоящей книге, а в скобках — индекс (или обозначение), принятый в цитируемом источнике.

Следует отметить, что на основе аналогий Рейнольдса—Колберна о тождественности явлений теплообмена и сопротивления может быть установлена связь между используемыми характеристическими величинами, оценивающими теплоотдачу и сопротивление автоотракторных радиаторов. Действительно, решая систему из трех уравнений:

$$k = C (\nu v_L)^n v_W^q; \quad \Delta p_L = C_1 (\nu v_L)^m; \quad \Delta p_W = C_3 v_W^r,$$

получим

$$k / (\Delta p_L^{n/m} \Delta p_W^{q/r}) = C / (C_1^{n/m} C_3^{q/r}) = \text{const} = B$$

или

$$C = B C_1^{n/m} C_3^{q/r}. \quad (2.48)$$

2.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБЧАТОГО И ТРУБЧАТО-РЕБРИСТОГО ТИПОВ

Рассмотрим последовательно характеристики поверхностей охлаждения радиаторов, относящиеся к следующим трем случаям: движение теплоносителя внутри гладкой прямолинейной трубки или канала (чаще всего относится к капельным жидкостям), поперечное обтекание потоком воздуха пучка гладких трубок и пучка ребристых трубок.

Теплоотдача и сопротивление при течении внутри гладкой трубки.

Первый случай является общим почти для всех типов поверхностей охлаждения радиаторов, его физическая обстановка (модель) представлена на рис. 2.5. В гладком канале вниз по потоку происходит постепенная стабилизация коэффициента поля φ , при этом эпюра скоростей все более приобретает вид, свойственный ламинарному потоку. Одновременно со снижением коэффициента φ происходит постепенное утолщение пограничного слоя. Начиная с сечения $x_3/d_3 \approx 5$, практически наступает стабилизация величины φ и толщины пограничного слоя δ ($\varphi = 0,67$; $\delta = 0,75$). Определенный интерес представляет начальный участок канала. На входной его кромке пограничный слой практически отсутствует ($\varphi = 0,99$). На расстоянии $x_1/d_3 = 0,24$ имеет место так называемый пузырь отрыва, ограниченный с одной стороны стенкой канала, а с другой — уже четко сформировавшимся слоем сдвига. Этот, слой сдвига ниже по потоку снова присоединяется к стенке и постепенно трансформируется в ламинарный пограничный слой.

Некоторые закономерности перехода из ламинарного течения в турбулентное для потока внутри трубы рассмотрены в п. 2.1, где приведены формулы (2.3), (2.4) и (2.9), по которым могут быть рассчитаны коэффициенты теплоотдачи и сопротивления для ламинарного и турбулентного режимов течения.

Основная сложность состоит в правильном определении режимов течения и особенно в выборе расчетной формулы для переходной области течения, лежащей между значениями $Re_{кр1}$ и $Re_{кр2}$. В современной литературе предложен ряд обобщающих формул, определяющих теплообмен в переходной области внутри гладких каналов.

С. С. Кутателадзе [39] для переходного режима считает достаточно точными следующие формулы:

для труб

$$Nu = 0,0069 Re^{1,24} Pr^{0,5}; \quad (2.49)$$

для каналов прямоугольной формы

$$Nu = 0,001 Re^{1,18} Pr^{0,5}. \quad (2.50)$$

Ф. М. Тарасов [58] приводит следующие формулы, предложенные для переходного режима различными авторами. Так, В. Д. Попов для течения жидкости в трубах рекомендует формулу (при $Pr = 20 \div 140$)

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad (2.51)$$

И. Бем для $Re = 3 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^5$ считает достоверным уравнение

$$Nu = 1/(300 Re Pr^{0,37}), \quad (2.52)$$

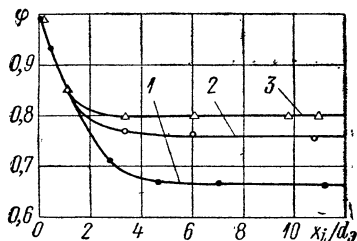


Рис. 2.5. Изменение коэффициента поля по глубине воздушного канала прямоугольного сечения при $Re = 3500$ и степени турбулентности набегающего потока $\varepsilon \approx 1\%$:

1 — с гладкими стенками; 2 — с прерывистыми стенками, $l_1/d_3 = 1,3$; $l_2/d_3 = 0,18$; 3 — с прерывистыми стенками, $l_1/d_3 = 1,3$; $l_2/d_3 = 1,66$

а Б. Ц. Хаузен для $Re > 2300$ предложил формулу

$$Nu = 0,12 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} (\mu/\mu_{ст})^{0,14}. \quad (2.53)$$

М. А. Михеев [45] для переходного режима течения ($2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$) рекомендует формулу

$$Nu = A Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (2.54)$$

где величина A находится в зависимости от числа Re :

$Re \cdot 10^{-3}$	...	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
A	...	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,9

Формула (2.54) может быть применена для каналов с поперечным сечением различной формы (круглой, прямоугольной, квадратной и т. д.) при $l/d_0 > 50$. В каналах с $l/d_0 < 50$ число Nu при прочих равных условиях повышается с уменьшением длины канала.

В работе [62] для расчета теплоотдачи от воды к стенкам трубок автомобильных радиаторов при $Re = 2300 \div 3500$ предложена формула

$$Nu = 0,00076 Re_{\text{в}}^{1,18} Pr_{\text{в}}^{0,5}. \quad (2.55)$$

В. М. Кейс и А. Л. Лондон [30] для потока внутри трубок (поверхности ТГ1 и ТГ3) получили для критериальных уравнений значения характеристических величин, которые даны в табл. 2.1. Там же приведены результаты обработки экспериментальных данных других авторов — ТГ2 [42].

Теплоотдача и сопротивление при внешнем обтекании пучков трубок. Физическая обстановка при внешнем обтекании воздушным потоком первого ряда коридорных и шахматных пучков гладких трубок близка к условиям работы одиночной трубки. В значительном диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 10^3 \div 10^4$), характерном для нашего случая, отрыв потока имеет ламинарный характер, хотя след является турбулентным. На ребре атаки трубки, т. е. в точке разделения потока, начинает формироваться ламинарный пограничный слой, толщина которого постепенно нарастает почти вплоть до миделева сечения. На расстоянии примерно 8° от миделева сечения происходит отрыв этого слоя, что вызывается изменением направления градиента давления на обратное. После того как произошел отрыв, пограничный слой превращается в слой сдвига внутри свободного потока. Слой сдвига, образовавшийся с обеих сторон за трубкой, определяют внешние границы спутной, или так называемой вихревой, дорожки Кармана.

При шахматном расположении трубок в сердцевине (рис. 2.6) устойчивость слоя сдвига и протяженность вихревой дорожки за трубками всех рядов (исключая последний) значительно меньше, чем при коридорном расположении. Фактором, под воздействием которого в этом случае происходит форсированное разрушение вихревой дорожки, является изменение направления активного потока, происходящее в результате обтекания ребра атаки трубок последующего ряда, смещенных относительно трубок предыдущего. Ввиду местного изменения направления активного потока появляется нормальная составляющая скорости, ускоряющая разрушение слоя сдвига и вихревой дорожки за трубками. Ребро атаки трубок второго и последующего рядов находится на оси межтрубного канала предыдущего ряда трубок, т. е. в зоне максимальных скоростей активного потока.

В пучках гладкостенных трубок с поперечным сечением, отличающимся от показанного на рис. 2.6, характер течения, особенно на боковых поверхностях, существенно меняется. Для часто используемых в радиаторах трубок плоскоовального сечения характер течения в промежутке между трубками при увеличении оси сечения, совпадающей с направлением потока, приближается к условиям течения в коротком щелевом канале.

Особенно специфической является физическая обстановка для поверхностей охлаждения из ребристых трубок, где наряду с внешним

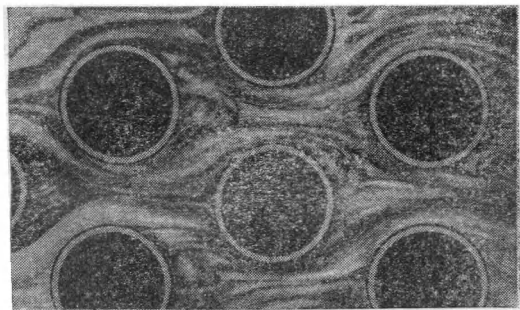


Рис. 2.6. Характер течения при поперечном обтекании шахматного пучка круглых трубок (направление потока слева направо)

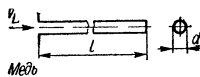
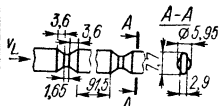
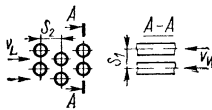
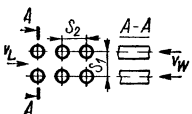
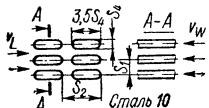
обтеканием трубок заметное влияние имеют элементы течения в межреберном канале. Авторами [76] было выполнено обстоятельное исследование распределения локальных значений коэффициента теплоотдачи по поверхности кругового ребра на круглой трубке. Использовалась аналогия между переносом теплоты и вещества, причем масса перешедшего вещества определялась фотометрическим способом. На рис. 2.7 приведены результаты исследований в виде диаграммы изоэрг — линий одинаковой плотности абсорбированного вещества, т. е. одинаковых коэффициентов переноса β [$\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$]. Переход к значениям коэффициента теплоотдачи α для условий выполненных экспериментов может быть осуществлен по простой зависимости

$$\alpha = 0,26\beta, \quad (2.56)$$

где α получается в $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$.

Можно видеть, что при $v_L = 2$ м/с в передней зоне поверхности ребра изоэрги располагаются подковообразно, причем наибольшие значения коэффициенты β имеют возле кромки ребра и непосредственно перед лобовой поверхностью цилиндрической трубки. Повышенный перенос объясняется авторами образованием вихрей вторичного течения, появившегося вследствие интерференции пограничных слоев на ребре и цилиндре. В области рециркуляции и в секторе позади цилиндрической трубки коэффициенты переноса принимают наименьшие значения, однако вблизи задней критической точки ребра и непосредственно

Таблица 2.1. Характеристические коэффициенты и показатели поверхностей охлаждения из

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_9 , мм	ψ	Φ , м ² /м ³	β	l/d_9
Течение теплоносителя						
	ТГ1 (ПТ-1)	5,90	—	—	—	79,2
	ТГ2	7,60	—	335	0,637	13,2
	ТГ3 (ПлТ-1)	4,40	—	—	—	20,8
Внешнее обтекание						
	ТГ4 (Ш-1,25-1,25)	3,81	—	211	0,200	—
	ТГ5 (Ш-1,5-1)	5,90	—	220	0,333	—
	ТГ6 (Ш-1,5-1,25)	5,03	—	263	0,333	24,9
	ТГ7 (Ш-1,5-1,5)	9,09	—	147	0,333	—
	ТГ8 (Ш-2-1)	9,96	—	165	0,414	—
	ТГ9 (Ш-2,2-0,75)	8,26	—	176	0,366	—
	ТГ10 (К-1,5-1,25)	7,57	—	176	0,333	—
	ТГ11 (К-1,25-1,25)	3,77	—	211	0,200	—
	ТГ12	—	—	—	—	—
	ТГ13 (МТЗ-50)	12,30	—	191	0,587	—
	ТГ14 (МТЗ-80)	13,40	—	183	0,610	—

степени в уравнениях теплоотдачи и сопротивления для
гладких и ребристых труб

и параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C_1	C_1'	m
<i>внутри трубок</i>							
$l = 465;$ $d = 5,9$ $l = 100;$ $d = 7,6$	600—3 000 6 000—15 000 4 500—15 000	— — 6,21	0,931 0,018 0,012	0,23 0,81 0,91	— — 3,679	20,80 0,24 10,60	1,16 1,77 1,93
—	500—2 500 3 500—10 000	— —	1,310 0,007	0,20 0,91	— —	27,00 0,14	1,15 1,72
<i>пучка трубок</i>							
$S_1/d_3 = 1,25;$ $S_2/d_3 = 1,25$	300—5 000	—	0,215	0,61	—	0,82	1,80
$S_1/d_3 = 1,5;$ $S_2/d_3 = 1,0$	500—4 000	—	0,313	0,60	—	1,55	1,78
$S_1/d_3 = 1,5;$ $S_2/d_3 = 1,25$	900—10 000	—	0,288	0,61	—	1,37	1,80
$S_1/d_3 = 1,5;$ $S_2/d_3 = 1,5$	800—9 000	—	0,325	0,60	—	0,87	1,86
$S_1/d_3 = 2;$ $S_2/d_3 = 1$	600—8 000	—	0,483	0,58	—	2,18	1,81
$S_1/d_3 = 2,5;$ $S_2/d_3 = 0,75$	600—3 000	—	0,292	0,63	—	0,63	1,97
$S_1/d_3 = 1,5;$ $S_2/d_3 = 1,25$	2 500—9 000	—	0,381	0,57	—	0,26	1,97
$S_1/d_3 = 1,5;$ $S_2/d_3 = 1,5$	700—7 000	—	0,219	0,60	—	0,36	1,90
$S_1/d_3 = 2,48;$ $S_2/d_3 = 3,71$	—	—	0,378	0,55	—	0,09	2,00
$S_1/d_3 = 2,2$ $S_2/d_3 = 2,2$	700—3 500	43,8	—	0,27	0,096	—	1,80
$S_1/d_3 = 2,2;$ $S_2/d_3 = 4,8$	600—3 000	25,1	—	0,43	0,111	—	1,80

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_3 , мм	ψ	Φ , м ² /м ³	β	l/d_3
	ТГ15 (ПлТ-2)	4,37	—	354	0,386	—
	ТГ16	—	—	—	—	—
	TP1 (ККР-3)	4,42	7,06	447	0,494	—
	TP2 (ККР-5)	6,68	4,88	269	0,449	—
	TP3 (ККР-6)	5,49	6,25	323	0,443	—
	TP4 (ККР-7)	11,70	6,25	216	0,628	—
	TP5 (ККР-8)	5,13	5,10	354	0,455	—
	TP6 (ККР-9)	8,18	5,10	279	0,572	—
	TP7 (ККР-10)	13,60	5,10	203	0,688	—
	TP8 (ККР-11)	4,85	5,10	443	0,537	—
	TP9 (ККР-12)	6,43	5,10	354	0,572	—

Продолжение табл. 2.1

я параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
Прочие размеры, мм							
—	500—1800 3000—5000	— —	1,340 0,010	0,24 0,92	— —	4,36 0,08	1,45 1,99
S ₁ /d ₃ = 2,48; S ₂ /d ₃ = 3,71	—	—	0,365	0,59	—	0,21	2,00
—	500—7000	—	0,268	0,62	—	0,82	1,80
S ₁ = 31,3; t = 3,63; δ = 0,25 S ₁ = 31,3; t = 2,9; δ = 0,3 S ₁ = 46,8; t = 2,90; δ = 0,25	1 400—10 000 1 300—7 000 2 500—12 000	— — —	0,145 0,227 0,294	0,66 0,59 0,60	— — —	1,02 0,65 1,88	1,75 1,80 1,75
— — — — —	1 400—5 000 1 600—6 000 3 000—11 000 1 400—5 000 1 600—5 500	— — — — —	0,081 0,094 0,119 0,078 0,087	0,68 0,68 0,67 0,68 0,68	— — — — —	0,98 0,51 1,66 1,04 1,43	1,72 1,72 1,75 1,72 1,72

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		$d_{\text{э}},$ мм	Ψ	$\varphi,$ $\text{М}^2/\text{М}^3$	β	$l/d_{\text{э}}$
	TP10 (CP-330-11M)	11,00	4,67	470	0,560	—
	TP11 (CP-297-19M)	19,00	8,84	370	0,415	—
	TP12 (ПТ-12) TP13 (ПТ-13) TP14 (ПТ-14)	3,09 3,19 3,25	7,16 7,16 7,16	420 406 399	0,324 0,324 0,324	12,6 19,1 25,5
	TP15 (ПТ-15) TP16 (ПТ-16) TP17 (ПТ-17) TP18 (ПТ-18)	4,55 4,90 4,92 3,17	11,50 11,50 11,50 8,60	453 448 446 509	0,549 0,549 0,549 0,404	22,2 27,8 34,8 18,0
	TP19 (ПТ-19) TP20 (ПТ-20) TP21 (ПТ-21) TP22 (ПТ-22) TP23 (ПТ-23)	3,23 3,26 3,17 3,23 3,26	8,60 8,60 3,47 3,47 3,47	500 495 509 500 495	0,404 0,404 0,404 0,404 0,404	25,1 35,9 18,0 25,1 35,9
Примечания: 1. Индексы поверхностей, стоящие в скобках, соответствуют обозначению. 2. Для поверхности ТГ2 опытные данные по теплоотдаче относятся к поверхности ТГ13 и ТГ14. 3. Для поверхностей ТГ13 и ТГ14 обработка данных ОКБ по ра (МТЗ-80). 4. В масляных каналах поверхностей TP18—TP20 установлено четыре						

Продолжение табл. 2.1

и параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
—	4 000—15 000	—	0,668	0,64	—	5,02	1,75
—	4 350—15 000	—	1,410	0,64	—	10,60	1,71
z = 2 z = 3 z = 4	700—2500 700—2500 700—2500	33,4 33,4 33,4	— — —	0,13 0,13 0,13	— — —	— — —	— — —
z = 3 z = 4 z = 5 z = 2	1000—3600 1100—3800 1100—3800 710—2500	10,2 10,2 10,2 20,5	— — — —	0,25 0,25 0,25 0,36	— — — —	— — — —	— — — —
z = 3 z = 4 z = 2 z = 3 z = 4	710—2500 710—2500 710—2500 710—2500 710—2500	20,5 20,5 14,3 14,3 14,3	— — — — —	0,36 0,36 0,46 0,46 0,46	— — — — —	— — — — —	— — — — —

ниям, принятым в цитируемых источниках.

к уравнениям (2.30) и (2.31).

диаторам по уравнению (2.31) при $v_M = 0,16$ м/с (МТЗ-50) и $v_M = 1,2$ м/с

рехконтактное тепловое ребро.

за цилиндром они несколько повышаются. Отношение максимального значения коэффициента β к минимальному составляет 10 : 1.

При большой скорости ($v_L = 10$ м/с) появляется ярко выраженная структура вихрей Тейлора—Гертлера, чем обусловлено наличие двух зон $\beta_{\max}$: одна находится перед передней критической точкой, а другая — непосредственно возле передней стенки трубки. Турбулентный

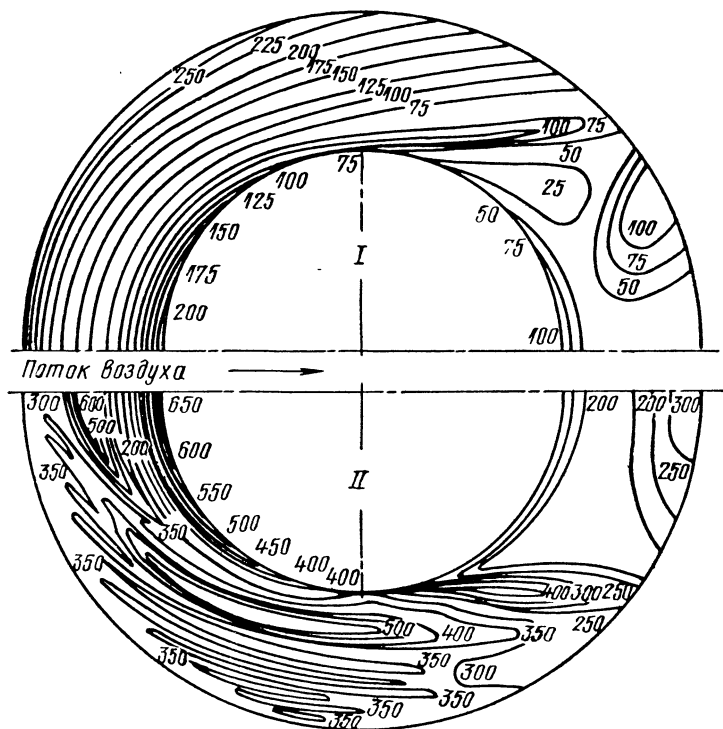


Рис. 2.7. Распределение коэффициента переноса вещества β на поверхности кругового ребра ($t_L = 23^\circ\text{C}$; $\gamma_L = 1,15$ кг/м³):

$$I - \gamma v_L = 2 \text{ м/с}; II - v_L = 10 \text{ м/с}$$

пограничный слой оставляет за собой характерный след. Четко видны экстремальные значения в задней критической точке и на конце ребра. Распределение коэффициентов β более равномерное, чем при низкой скорости: $\beta_{\max}/\beta_{\min} = 3,25$.

В табл. 2.1 приведены экспериментальные данные различных авторов для пучков гладких и ребристых трубок. При представлении экспериментальных данных работы [30], т. е. для поверхностей ТГ4—ТГ11,

ТГ15, ТР1—ТР9, в соответствии с принятой нами системой расчета характеристические величины C' , C'_1 , n и m определены при следующих условиях:

1) представлены данные лишь для того случая, когда экспериментальные кривые в логарифмической анаморфозе имеют вид прямых линий или отклонения от прямых находятся в пределах точности эксперимента ($\pm 5\%$) цитируемого источника;

2) в случаях, представляющих особый интерес, на экспериментальных кривых выделялись зоны, в которых закономерности изображаются прямыми (с условиями по п. 1), и оговаривался особо диапазон действия по Re определенных таким образом значений характеристических величин;

3) характеристические коэффициенты определялись из экспериментальных данных работы [30] по формулам:

$$C' = St Pr^{2/3} / Re^{n-1}; \quad (2.57)$$

$$C'_1 = \zeta / Re^{m-2} = 4f / Re^{m-2}. \quad (2.58)$$

Переход от фактора теплообмена к коэффициенту теплоотдачи осуществлялся перерасчетом по следующей формуле [30]:

$$\alpha = (c_p \mu / Pr^{2/3}) (1/d_s) St Pr^{2/3} Re. \quad (2.59)$$

Для пучков гладких трубок круглого и овального сечения экспериментальные данные определялись авторами работы [30] методом стационарного режима. Данные по гидродинамическим сопротивлениям из этой работы приведены для ненагретых поверхностей охлаждения, что следует учитывать при их использовании. При переработке данных работы [30] по ребристым трубам отношение поверхности ребер к полной поверхности охлаждения $\sigma = F_p / (F_p + F_0)$ заменено используемым у нас коэффициентом оребрения по формуле

$$\psi = F_p / F_0 = \sigma / (1 - \sigma). \quad (2.60)$$

В табл. 2.1 приведены также опытные данные С. С. Катугина [29], дополнительно обработанные по принятой здесь методике. Автор испытывал поверхности охлаждения масляных радиаторов из алюминиевых и стальных ребристых труб, включая поверхности с внутренним тепловым четырехконтактным ребром, использование которого значительно увеличило тепловую эффективность радиатора.

Опытные данные по теплопередаче для поверхностей ТР12—ТР23 представлены по уравнению (2.31) при $v_w = 1$ м/с (масло). При использовании этих данных следует учитывать, что показатель степени при v_w в уравнении (2.31) имеет следующие значения: $q = 0,29$ для поверхностей ТР12—ТР14; $q = 0,18$ для ТР15—ТР17; $q = 0,19$ для ТР18—ТР20; $q = 0,1$ для ТР21—ТР23. Расположение ребристых трубок в сердцевинах — шахматное.

Данные по поверхностям ТГ12 и ТГ16 получены из работы [3], а ТР10—ТР11 — из работы [78].

2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБЧАТО-ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

Этот тип поверхности и его характеристики сравнительно хорошо изучены, хотя имеется ряд вопросов, учет которых при анализе и обобщении экспериментальных данных является сложным. Это относится в первую очередь к качеству и производственной стабильности соединения прямой (трубки) и косвенной (пластины) поверхностей охлаждения, осуществляемых в условиях массового производства.

Физическая обстановка. В работах [11, 46] сделана попытка анализа рабочего процесса и обобщения экспериментальных данных по поверхностям охлаждения этого типа на базе предварительно составленной модели физической обстановки и выполнения специальных исследований аэродинамики потока в каналах типичных поверхностей охлаждения. В необходимых случаях анализ дополнялся соответствующими материалами других авторов.

В связи с тем, что поверхности охлаждения трубчато-пластинчатого типа состоят из двух групп элементов (трубного пучка и плоских пластин), образующих щелевые каналы, физическая обстановка в них весьма сложна. Поэтому течение и теплоотдача здесь иные, чем в гладкотрубном пучке, и должен иметь место другой подход, учитывающий особенности как внешней, так и внутренней задачи. Действительно, например, для узких щелевых каналов между пластинами, поверхность которых составляет 70—90% всей поверхности охлаждения сердцевины трубчато-пластинчатого типа, действует обратная трубному пучку закономерность зависимости теплоотдачи от глубины сердцевины, что связано, как это было показано выше (см. рис. 2.5), с малой толщиной пограничного слоя на начальном участке щелевого канала, что принципиально отлично от трубного пучка.

Поэтому физическая обстановка в каналах поверхности охлаждения трубчато-пластинчатого типа должна быть близкой представленной выше физической обстановке в каналах поверхности охлаждения с прерывистыми стенками (см. рис. 2.5). Тогда для поверхности с коридорным расположением трубок элементарные воздушные каналы будут иметь протяженность, равную длине боковых стенок противоположно размещенных трубок (S_3), а промежутки между ними $l_2 = S_2 - S_3$. Для шахматного расположения трубок этот промежуток составляет $l_2 = 2S_2 - S_3$.

Действительно, специальные исследования аэродинамики показали, что коэффициент поля, например, в элементарном канале трубчато-пластинчатого радиатора трактора К-700 (поверхность ТП6) составляет $\varphi = 0,79 \div 0,81$, в радиаторах трубчато-пластинчатого типа тракторов ДТ-20 и ДТ-54 $\varphi = 0,79 \div 0,84$ при эксплуатационных расходах воздуха и соответствующих им числах Re ($Re = 1550 \div 2600$).

Опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению. Опытные данные, полученные в работах [11, 46] при исследовании поверхностей охлаждения медных радиаторов (поверхности ТП1—ТП7, ТП10—ТП13, ТП25—ТП26), представлены в табл. 2.2. В качестве определяющего размера принят модифицированный эквивалентный диаметр, рассчитанный по формуле (1.2). Физические параметры воздуха отнесены к средней температуре потока. Определяющей скоростью в критериях подобия принята скорость в самом узком сечении сердцевины.

В работе В. М. Кейса и А. Л. Лондона [30] содержатся экспериментальные данные по поверхностям охлаждения, выполненным на

основе трубок круглого и плоскоовального сечения. Эти данные были обработаны по методике, рассмотренной в п. 2.3, и представлены в табл. 2.2. (ТП29—ТП36). Ф. Макквистон и Д. Три [78] испытывали трубчато-пластинчатые поверхности охлаждения с круглыми трубками. Они использовали такую же методику испытаний и обработки опытных данных, как Кейс и Лондон. Данные по испытанным в указанной работе поверхностям ТП27, ТП28 также приведены в табл. 2.2. Поверхность ТП14 относится к работе [16].

В табл. 2.2 помещены также опытные данные по масляным радиаторам из работы [29], дополнительно обработанные по принятой здесь методике (ТП8, ТП9, ТП15—ТП24). Поверхности охлаждения были выполнены из томпака Л90 и собраны пайкой погружением. Часть поверхностей имели внутри масляных каналов восьми- и четырехконтактные тепловые ребра, что позволило улучшить тепловую эффективность масляных радиаторов. Опытные данные представлены по уравнению (2.31) в виде коэффициента C и показателя степеней n при $v_w = 1$ м/с (масло). Автором получены следующие значения показателя степени q в последнем уравнении: 0,071 — для ТП15 и ТП16; 0,078 — для ТП17 и ТП18; 0,170 — для ТП19; 0,186 — для ТП20; 0,085 — для ТП21 и ТП22; 0,092 — для ТП23 и ТП24; 0,157 — для ТП25. Поверхности охлаждения ТП8 и ТП9 не имели теплового ребра внутри жидкостных каналов и испытывались на воде, при этом получено $q = 0,2$.

Обобщенные формулы. В настоящее время имеется ряд обобщенных формул, предложенных для определения теплоотдачи и сопротивления поверхностей трубчато-пластинчатого типа по известным их геометрическим размерам и скоростям теплоносителей.

На основе изложенных выше соображений по аэродинамике этого типа поверхностей в условиях работы автотракторных радиаторов в работах [11, 46] была предпринята попытка использовать основное уравнение теплоотдачи в каналах (2.9) для обобщения опытных данных по поверхностям охлаждения с коридорным и шахматным расположением плоскоовальных трубок.

При обобщении принято условие, что в критерий Nu подставляется величина k , а не α_L , поэтому можно ввести к. п. д. поверхности охлаждения η_0 , который в этом случае должен учитывать не только высоту и материал ребер, но также и технологию сборки поверхности охлаждения, т. е. определяться формулой (2.21).

Поскольку коэффициент живого сечения по воздуху для поверхностей охлаждения трубчато-пластинчатого типа через геометрические параметры выражается формулой

$$\beta = (S_1 - d_w) (S_4 - \delta) / (S_1 S_4), \quad (2.61)$$

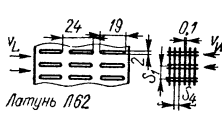
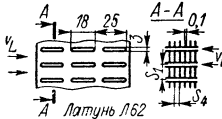
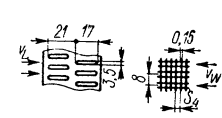
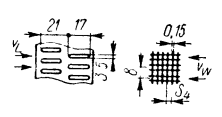
то модифицированный эквивалентный диаметр можно представить в виде

$$d_s = 4\beta / \varphi = 4 (S_1 - d_w) (S_4 - \delta) / (\varphi S_1 S_4). \quad (2.62)$$

Учитывая это, получим критериальное обобщенное уравнение для теплоотдачи трубчато-пластинчатых поверхностей охлаждения при коридорном расположении трубок:

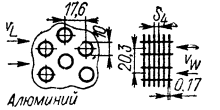
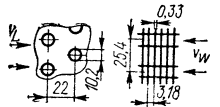
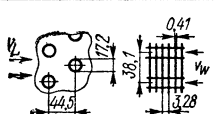
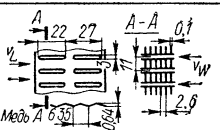
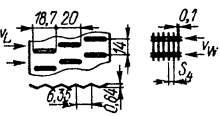
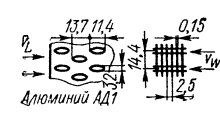
$$Nu_k = 0,00182 \left[\frac{\varphi S_1 S_4}{(S_1 - d_w) (S_4 - \delta)} \right]^{0,57} \times \\ \times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\Psi} \right) \left[1 - \frac{2\Phi \operatorname{th} m' (S_1 - d_w)/2}{m' (S_1 - d_w)} \right] \right\} Re^{0,935}. \quad (2.63)$$

Таблица 2.2. Характеристические коэффициенты и показатели поверхностей охлаждения

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		$d_{\text{э}}, \text{мм}$	ψ	$\Phi, \text{м}^2/\text{м}^3$	β	$l/d_{\text{э}}$
 Латунь Л62	ТП1 (ТП1)	7,24	2,53	437	0,790	16,7
	ТП2 (ТП14)	5,96	5,17	510	0,760	12,4
	ТП3 (ТП3)	5,43	4,66	597	0,810	18,0
 Латунь Л62	ТП4 (ТП2)	4,50	5,25	645	0,725	16,7
	ТП5 (ТП13)	5,96	5,17	510	0,760	12,6
 Медь МЗ	ТП6 (ТП4)	4,22	2,91	537	0,567	10,9
	ТП7 (ТП5)	3,43	3,52	652	0,559	13,4
	ТП8 (ПТ25)	3,43	3,52	652	0,559	13,4
	ТП9 (ПТ26)	3,43	3,52	652	0,559	13,4
	ТП10 (ТП6)	3,43	3,52	652	0,559	40,3
	ТП11 (ТП7)	3,83	3,15	589	0,563	36,0
	ТП12 (ТП8)	3,83	3,15	589	0,563	36,0
	ТП13 (ТП9)	3,43	3,54	652	0,559	40,3
	ТП14 (№ 15)	3,46	—	732	0,538	37,6
	ТП15 (ПТ-1)	2,98	1,80	760	0,567	21,5
	ТП16 (ПТ-8)	3,24	1,80	699	0,567	7,7
 Томпак Л90	ТП17 (ПТ-2)	3,69	1,49	625	0,577	12,5
	ТП18 (ПТ-9)	4,01	1,48	575	0,577	6,2
	ТП19 (ПТ-3)	3,69	1,87	625	0,577	12,5
	ТП20 (ПТ-4)	3,69	3,77	625	0,577	12,5
	ТП21 (ПТ-5)	3,93	1,41	594	0,584	11,7
	ТП22 (ПТ-10)	4,27	4,27	546	0,584	5,8
	ТП23 (ПТ-6)	4,35	1,29	542	0,589	10,6
	ТП24 (ПТ-11)	4,72	1,29	499	0,589	5,3
	ТП37 (ПТ-7)	4,54	2,89	519	0,589	10,1
	ТП25 (ТП11)	3,30	5,40	729	0,600	22,7
	ТП26 (ТП16)	3,30	4,70	815	0,680	27,6

степени в уравнениях теплоотдачи и сопротивления для
трубчато-пластинчатого типа

и параметры Прочие размеры, мм	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C_1	C'_1	m
$S_1 = 10;$ $S_4 = 6,0$ $S_1 = 12;$ $S_4 = 3,5$ $S_1 = 12;$ $S_4 = 3,5$	1600—7500	9,6	0,015	0,86	0,290	19,0	1,75
	2000—5000	—	—	—	—	14,3	1,75
	1800—5500	9,8	0,024	0,78	0,320	20,6	1,75
$S_1 = 12;$ $S_4 = 3,0$ $S_1 = 15;$ $S_4 = 4,2$	1700—5500	10,5	0,027	0,75	0,370	19,0	1,75
	2000—5000	—	—	—	—	15,3	1,75
$S_4 = 4,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,5$ $S_4 = 3,5$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$	1800—5500	34,8	0,136	0,64	0,480	15,3	1,75
	1600—5100	32,8	0,129	0,63	0,620	18,8	1,75
	1600—5100	47,6	—	0,40	0,620	18,8	1,75
	1600—5100	47,6	—	0,40	0,620	18,8	1,75
	1600—5100	47,6	—	0,40	1,750	53,0	1,75
	1800—5500	34,8	0,136	0,64	1,510	47,4	1,75
	1100—6000	32,4	0,241	0,53	1,510	47,4	1,75
	1100—6000	—	—	—	1,750	53,0	1,75
	1800—8000	—	0,151	0,55	—	2,59	1,59
	1500—5000	35,8	—	0,30	—	—	—
	1500—5000	35,8	—	0,30	—	—	—
	1600—5100	36,6	—	0,31	0,480	15,3	1,75
$S_4 = 2,5$ $S_4 = 2,5$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,0$ $S_4 = 3,5$ $S_4 = 3,5$ $S_4 = 4,0$ $S_4 = 4,0$ $S_4 = 4,0$	1600—5100	36,6	—	0,31	0,480	15,3	1,75
	1600—5100	38,8	—	0,22	0,480	15,3	1,75
	1600—5100	35,6	—	0,16	0,480	15,3	1,75
	1700—5300	36,1	—	0,31	0,480	15,3	1,75
	1700—5300	36,1	—	0,31	0,480	15,3	1,75
	1800—5500	29,3	—	0,44	0,480	15,3	1,75
	1800—5500	29,3	—	0,44	0,480	15,3	1,75
	1800—5500	36,8	—	0,19	0,480	15,3	1,75
	800—1500	—	0,190	0,50	—	31,4	1,75
	950—3800	21,1	—	0,70	0,788	—	1,67

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_{Σ} , мм	Ψ	φ , м ² /м ³	β	l/d_{Σ}
 Алюминий	ТП27 (С-1314Е) ТП28 (С-1364Е)	1,68 3,08	11,00 5,90	952 571	0,398 0,439	— —
	ТП29 (КСР-1)	3,63	10,50	587	0,534	—
	ТП30 (КСР-2)	3,43	19,00	554	0,481	—
 Медь А	ТП31 (ПлСР-1) ТП32 (ПлСР-3)	3,60 3,60	3,88 3,88	751 751	0,697 0,697	— —
	ТП33 (ПлСР-2) ТП34 (ПлСР-4) ТП35 (ПлСР-5)	4,21 4,12 3,51	4,35 4,38 5,45	735 748 886	0,788 0,788 0,780	— — —
 Алюминий АД1	ТП36 (НК-120)	3,52	6,82	830	0,731	25,3

Примечания:

1. Индексы поверхностей, стоящие в скобках, соответствуют обозначениям в источниках [30] и [78] относятся к уравнению (1).
2. Данные по теплоотдаче в источниках [30] и [78] относятся к уравнению (1).
3. Оребрение поверхностей ТП8 и ТП9 изготовлено из томпака Л90.
4. Поверхности ТП31 и ТП33 имеют гладкие ребра.
5. В масляных каналах поверхностей ТП15—ТП17, ТП21—ТП24 и ТП19 — четырехконтактное тепловое ребро из томпака Л90; в масляных каналах поверхностей ТП27, ТП28 и ТП36 соединение трубок с пластинами — сварное.
6. Для поверхностей ТП12 и ТП13 оребрение не припаяно.
7. Для поверхности ТП14 используется плоскоовальная трубка раз

Продолжение табл. 2.2

и параметры	Достоверность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
$S_4 = 1,8$ $S_4 = 3,2$	500—2500 800—5000	— —	0,090 0,157	0,66 0,61	— —	1,03 0,63	1,63 1,77
—	400—10 000	—	0,209	0,57	—	0,55	1,78
—	400—9000	—	0,115	0,63	—	0,40	1,77
—	400—1 500 2 000—10 000	— —	0,750 0,055	0,30 0,78	— —	0,09 0,70	1,69 1,78
—	800—10 000	—	0,057	0,71	—	0,86	1,73
$S_4 = 2,8$ $S_4 = 2,7$ $S_4 = 2,2$	600—8 000 900—10 000 400—1 500 1 500—9 000	— — — —	0,290 0,098 0,450 0,079	0,52 0,68 0,44 0,69	— — — —	3,34 1,16 9,53 1,03	1,54 1,71 1,40 1,71
—	700—4700	50,0	1,17	0,33	0,800	12,2	1,48

чениям, принятым в цитируемых источниках.
нениям (2.26) и (2.31).
поверхности ТП25 — из латуни Л62.

установлено восьмиконтактное тепловое ребро из томпака Л90, поверхности каналов поверхностей ТП20 и ТП37 тепловое ребро отсутствует.
нами осуществляется дорнованием.

мерами 17×2,5 мм, толщина ребра 0,1 мм.

Формула действительна при $(S_2 - S_3)/d_W = 2,3 \div 2,4$ и $Re_{кр1} \leq Re \leq Re_{кр2}$, т. е. при переходном режиме.

Аналогичным путем производилась обработка опытных данных по теплоотдаче поверхностей охлаждения с шахматным расположением трубок. В этом случае обобщенное уравнение при $Re = 1500 \div 6000$ имеет вид

$$Nu_{\kappa} = \frac{0,242 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\Psi} \right) \left[1 - \frac{2\Phi \operatorname{th} m' (S_1 - d_W)^{1/2}}{m' (S_1 - d_W)} \right] \right\} Re^{0,715}}{\{\Phi S_1 S_3 S_4 / [(S_1 - d_W) (S_4 - \delta)]\}^{0,4}}. \quad (2.64)$$

Показатель степени $n = 0,715$ принят средним для значений, имеющих место в существующих конструкциях трубчато-пластинчатых радиаторов.

Для непосредственного определения среднего коэффициента теплопередачи два последних критериальных уравнения могут быть преобразованы следующим образом.

Для коридорного расположения трубок

$$k = \frac{A_F^{0,635} S_3^{0,57} \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\Psi} \right) \left[1 - \frac{2\Phi \operatorname{th} m' (S_1 - d_W)^{1/2}}{m' (S_1 - d_W)} \right] \right\} (\nu v_L)^{0,935} v_W^{0,15}}{[(S_1 - d_W) (S_4 - \delta) / (S_1 S_4)]^{1,57}}, \quad (2.65)$$

где $A = 2,27$ (в системе СИ $A = 2,63$).

Для шахматного расположения трубок

$$k = \frac{A \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\Psi} \right) \left[1 - \frac{2\Phi \operatorname{th} m' (S_1 - d_W)^{1/2}}{m' (S_1 - d_W)} \right] \right\} (\bar{\nu} v_L)^{0,715} v_W^{0,15}}{S_3^{0,4} \Phi^{0,115} [(S_1 - d_W) (S_4 - \delta) / (S_1 S_4)]^{0,6}}, \quad (2.66)$$

где $A = 794$ (в системе СИ $A = 921$).

Пределы действия последних двух уравнений такие же, как и для исходных критериальных уравнений.

При применении теории подобия к обобщению опытных данных по аэродинамическому сопротивлению радиаторов трубчато-пластинчатого типа опирались на положение о том, что сопротивление прямо пропорционально глубине радиатора. Поэтому при обработке опытных данных в виде критериальных зависимостей пользовались коэффициентом сопротивления, приведенным к единице относительной глубины, т. е. $l/d_s = 1$.

Падение давления, обусловленное потерей энергии на ускорение движения воздуха при его нагревании в радиаторе, для большинства исследованных поверхностей охлаждения не превышало 2,5% от общего аэродинамического сопротивления.

Обобщенное уравнение аэродинамического сопротивления для поверхностей охлаждения трубчато-пластинчатого типа можно представить следующим образом:

$$\zeta = \{C'_1 \Phi l S_1 S_4 / [(S_1 - d_W) (S_4 - \delta)]\} Re^{-0,25}, \quad (2.67)$$

где $C'_1 = 0,350$ — при шахматном расположении трубок; $C'_1 = 0,284$ — при коридорном расположении трубок.

Аэродинамическое сопротивление радиаторов через геометрические показатели поверхности охлаждения и массовую скорость воздуха перед фронтом может быть непосредственно найдено по формуле

$$\Delta p_L = (A_1 C_1' \Phi^{1,25} l / \beta^3) (\gamma v_L)^{1,75}. \quad (2.68)$$

В последнем уравнении значения характеристического коэффициента C_1' такие же, как и в предыдущей формуле, а $A_1 = 0,00052$ при Δp_L — в кгс/м² ($A_1 = 0,00051$ при Δp_L — в Па). Область применимости уравнений (2.67) и (2.68): $Re = 1500 \div 6000$.

Средняя погрешность полученных выше формул по сравнению с опытными данными: для теплоотдачи — 8—10%; для аэродинамического сопротивления — 5%.

Р. А. Бэд и Г. Я. Смит [68] также проверили возможность определения коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне радиатора с помощью уравнения Польшаузена для среднего коэффициента теплоотдачи пластины определенной длины:

$$[\alpha_L g / (c_{pL} v_{Lk} \gamma)] Pr^{2/3} = (2/3) Re^{-0,5}, \quad (2.69)$$

где v_{Lk} — скорость воздуха в канале; в качестве определяющего размера в числе Re использовалась глубина радиатора l (длина плоской пластины вниз по потоку воздуха). Если на поверхностях пластин выполнены щели жалюзийного типа, то при равномерном расположении щелей в качестве определяющего размера принимается расстояние между ними. При этом необходим учет к. п. д. оребрения, который может быть найден по уравнению (2.16), если в него ввести в качестве высоты ребра половину расстояния между трубками, т. е. $(S_1 - d_w)/2$.

Авторы работы [68] рекомендуют разделить плоскую пластину на ряд поясов и оценивать теплоотдачу отдельно каждого пояса. Общая теплоотдача вычисляется затем как сумма тепловых потоков от всех поясов. Максимальная погрешность этого расчетного метода по сравнению с экспериментальными данными для двух радиаторов трубчато-пластинчатого типа не превышала 8% при изменении скоростей воздуха перед фронтом радиатора от 3 до 18 м/с. Технические данные испытанных радиаторов: глубина — 38 и 51 мм (соответственно три и четыре ряда трубок по глубине); $S_4 = 1,6$ мм; число щелей жалюзийного типа — соответственно шесть и восемь (по глубине каждой пластины).

Э. Е. Хмельницкий [62] предложил формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи трубчато-пластинчатых радиаторов, на поверхности пластин которых имеются поперечные (по потоку) технологические цилиндрические выштамповки высотой δ' , шириной p' и с шагом S_2' . Формулы рекомендуются для радиаторов с некоридорным расположением плоскоовальных трубок (как с перекрытием трубок по глубине, так и без перекрытия); они не учитывают качества соединения оребрения с трубками. Эквивалентный диаметр d_3 определяется для воздушного канала, образованного двумя соседними трубками и пластинами оребрения.

При $S_2/(S_3 - d_W) \geq 1$ и $l/[z(S_3 - d_W)] = 1,1 \div 1,8$ формула имеет вид

$$\text{Nu} = 0,185 \left(\frac{l}{z d_3} \right)^{1,4} \left(\frac{S_1 - d_W}{d_W} \right)^{0,47} \left(\frac{S_3 - d_W}{d_3} \right)^{-1,9} \times \\ \times \left(\frac{l}{d_3} \right)^{-0,35} \left(1 + 1,9 \frac{\delta'}{S_2} \frac{p'}{S_2'} \right) \text{Re}^{2/3}; \quad (2.70)$$

при $S_2/(S_3 - d_W) < 1$ и $l/[z(S_3 - d_W)] = 0,95 \div 1,2$

$$\text{Nu} = 0,185 \left[\frac{l}{z(S_3 - d_W)} \right]^3 \left(\frac{S_1 - d_W}{d_W} \right)^{0,21} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{-0,35} \times \\ \times \left(1 + 1,9 \frac{\delta'}{S_2} \frac{p'}{S_2'} \right) \text{Re}^{2/3}. \quad (2.71)$$

Формулы действительны при $\text{Re} = 1600 \div 10^4$; $l/d_W = 10 \div 25$ и $(S_1 - d_W)/d_W = 2,2 \div 8$.

2.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБЧАТО-ЛЕНТОЧНОГО И ПЛАСТИНЧАТО-ЛЕНТОЧНОГО ТИПОВ

В поверхностях охлаждения трубчато-ленточного и пластинчато-ленточного типов приблизительно 80—85% всей отдаваемой теплоты приходится на ленточное оребрение [66], которое в основном и образует каналы для прохождения воздуха. Поэтому исключительно важное значение наряду с обеспечением хорошего теплового контакта имеет то

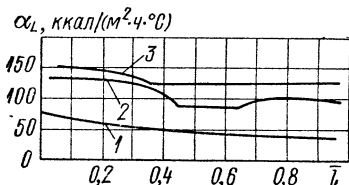


Рис. 2.8. Изменение коэффициента теплоотдачи по глубине канала, образованного ленточными ребрами при $v_L = \text{const}$:

1 — гладкое ребро; 2 и 3 — жалюзийные ребра типов СКЗ (2) и СК2 (3)

значение наряду с обеспечением хорошего теплового контакта имеет то обстоятельство, насколько рационально используется геометрия воздушных каналов для существенной интенсификации процессов теплообмена, причем последняя в решающей степени зависит от условий течения воздуха.

Физическая обстановка. Большинство исследователей при анализе аэродинамики потока в гладкостенных каналах поверхностей охлаждения с ленточным оребрением исходят из идентичности рассматриваемых условий обтекания условий на плоской пластине. Это выражается в возможности использования в этом случае уравнения Блазиуса для ламинарного потока над плоской пластинкой

$$\delta = xC/\sqrt{\text{Re}_x} \quad (2.72)$$

и в применимости уравнения Польшаузена (2.69) для определения локальных и среднего коэффициентов теплоотдачи.

В современных конструкциях поверхностей охлаждения с ленточным оребрением широко используются различные методы интенсификации, позволяющие значительно увеличить коэффициент теплоотдачи, а следовательно, и коэффициент теплопередачи по сравнению с гладким

оребрением. Сюда относятся жалюзийное, волнистое и перфорированное оребрение, а также оребрение с пирамидальными выдавками (см. рис. 1.11). Первые три вида оребрения используются зарубежными фирмами, пирамидальное оребрение — отечественными заводами.

В работе [66] приведены результаты исследований, выполненных с оребрением жалюзийного типа. Исследования проводились комбинированным способом, т. е. наряду с традиционными методами широко

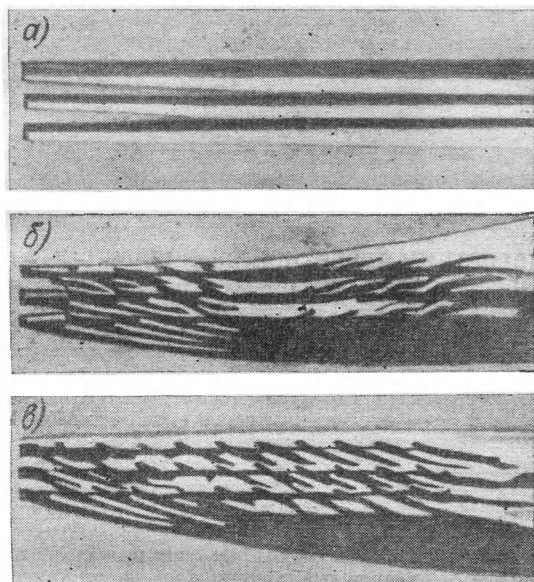


Рис. 2.9. Шлирен-фотографии потока, обтекающего разные типы оребрения в трубчато-ленточных поверхностях охлаждения [66]: а — гладкое ребро; б — жалюзийное ребро типа СКЗ; в — жалюзийное ребро типа СК2 (см. рис. 1.11)

применялись модельные исследования (на модели в масштабе 3 : 1) пограничного слоя; для визуализации воздушного потока использовался шлирен-метод. Объектом сравнения служило гладкое ребро, а исследуемые ребра имели два варианта разрезов — жалюзи (ребра типов СК2 и СКЗ). На рис. 2.8 представлено изменение вниз по воздушному потоку ($\bar{i} = x/l$) значений локальных коэффициентов теплоотдачи. Можно видеть, что жалюзийные ребра почти вдвое увеличивают локальные коэффициенты теплоотдачи. Причина подобной интенсификации может быть уяснена из рис. 2.9: для жалюзийного оребрения характерна высокая турбулизация воздушного потока непосредственно возле охлаждающей поверхности, а поверхность гладкого ребра покрыта толстым пограничным слоем.

Опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению. Конкретные данные различных авторов по теплоотдаче и сопротивлению поверхностей охлаждения с различными типами ленточного оребрения — гладким (ПЛг), жалюзийным (ПЛж), прерывистым (ПЛп) и волнистым (ПЛв) — приведены в табл. 2.3, где значительное место занимают опытные данные [30], обработанные по принятой здесь методике (поверхности ПЛг1—ПЛг6, ПЛж1—ПЛж14, ПЛп1—ПЛп12, ПЛв1—ПЛв3). Подобную методику обработки опытных данных применяли и к работе [81], где исследовались поверхности охлаждения ПЛв4—ПЛв9 с волнистым ленточным оребрением, которые изготавливались из сверхпластичного сплава следующего состава: цинк — 78%, алюминий — 22%; теплопроводность сплава 126,5 ккал/(м·ч·°С). Экспериментальные данные по поверхностям ПЛг7, ПЛп13—ПЛп25 и ТЛв1 (при $Re = 1400 \div 6500$) заимствованы из работы [16], а по поверхностям ТЛв1 ($Re = 600 \div 5000$) и ТЛв4 — из работы [22].

В табл. 2.3 приведены также результаты обработки по принятой здесь методике опытных данных японских авторов [84], которые испытывали семь поверхностей охлаждения алюминиевых теплообменников. Эти поверхности охлаждения (ПЛп26—ПЛп32) имеют прерывистое ребро, выполняемое штамповкой, причем элементы оребрения соединяются с прямой поверхностью охлаждения пайкой (см. рис. 1.11, а).

Эквивалентный диаметр определялся по формуле

$$d_э = 2 [(2h - \delta)(2t - \delta)] / [(2h - \delta) + (2t - \delta)].$$

Приведенные в таблице данные по объемному компактности поверхностей охлаждения относятся только к объему, занимаемому воздушными каналами, и не учитывают, таким образом, объема, приходящегося на водяные каналы.

Можно видеть, что короткие ребра обеспечивают высокие тепловые показатели.

Обобщенные формулы. Переходя к рассмотрению обобщенных зависимостей, характеризующих теплоотдачу и сопротивление поверхностей охлаждения с ленточным оребрением, следует отметить большой объем научных работ в этой области.

М. Е. Дискин на основе исследований пяти поверхностей охлаждения трубчато-ленточного типа с волнистым оребрением, имеющим чередующиеся пирамидальные выступы и впадины (такого типа поверхности применяются в автомобилях ЗИЛ), получил обобщенные формулы для сопротивления и теплоотдачи [22, 23]:

для теплоотдачи

$$Nu = 1,11 [S_4 / (S_1 - d_w)]^{0,53} Re^{0,415}; \quad (2.73)$$

для сопротивления

$$\zeta = 5,9 [S_4 / (S_1 - d_w)]^{0,75} Re^{-0,335}. \quad (2.74)$$

Область применимости формул: $Re = 600 \div 5000$; $S_4 / (S_1 - d_w) = 0,25 \div 0,50$. Физические константы отнесены к средней температуре воздуха в сердцевине радиатора. Эквивалентный диаметр в формуле для теплоотдачи подсчитан по формуле (1.2) и находится в пределах

2,19—4,20. В формуле для аэродинамического сопротивления эквивалентный диаметр определен по уравнению

$$d_3 = 4 (S_1 - d_w - 2\delta l_{\text{л}}/S_4) / \{ [z_{\phi}/(z_{\phi} + 1)] (l_{\text{тр}}/S_2) (S_2 z/l) + 4l_{\text{л}}/S_4 \},$$

где z_{ϕ} — число рядов трубок по фронту радиатора; $l_{\text{л}}$ — длина развертки половины волны охлаждающей ленты; $l_{\text{тр}}$ — периметр поперечного сечения охлаждающей трубки.

Полученная формула для определения аэродинамического сопротивления может применяться с достаточной точностью к поверхностям охлаждения Горьковского автозавода.

И. Ф. Кузьменко и В. К. Орлов [36] обобщили экспериментальные данные ряда авторов и также получили эмпирические уравнения теплоотдачи для ленточного прерывистого оребрения. В своем анализе особое внимание они обратили на промежутки l_2 между прорезями в прерывистом оребрении, и полученная ими формула имеет вид

$$\text{Nu} = 0,4 \sqrt{(d_3/S_4) [1 + 0,2l_2(S_4 + h)/(S_4 h)] [2(l_2 + \delta)/d_3]^{-0,38} \text{Re}^{0,62}}. \quad (2.75)$$

Формула действительна при $\text{Re} = 1000 \div 6000$.

В работе Г. И. Воронина и Е. В. Дубровского [16] экспериментально исследованы 14 типов поверхностей охлаждения пластинчатоленточного типа с прерывистым оребрением, причем элементарные воздушные каналы имели треугольную форму сечения. Прерывистость оребрения обеспечивалась последовательным расположением узких полос гофрированной ленты со смещением на половину шага оребрения относительно соседних (см. рис. 1.11, в). Модели изготавливались пайкой из медных сплавов, причем оребрение выполнено из мягкой ленты (медь МЗ) толщиной 0,1 мм. Одна из моделей, ПЛг7 (№ 5), для сравнения имела гладкое ленточное оребрение. Результаты испытаний приведены ниже (в табл. 2.3), а обобщенные формулы для теплоотдачи и сопротивления имеют соответственно вид:

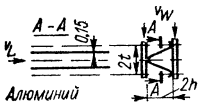
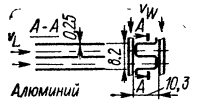
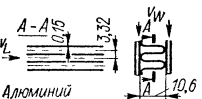
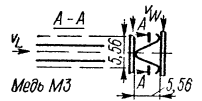
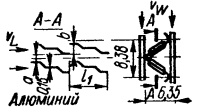
$$\text{Nu}_k = 0,01565 (d_3/l_1)^{0,17} (d_3/\delta)^{0,19} \text{Re}^{0,77}; \quad (2.76)$$

$$\xi = 10,5 (d_3/l_1)^{1,25} \text{Re}^{-0,52(d_3/l_1)^{0,29}}. \quad (2.77)$$

Формулы получены при следующих значениях геометрических параметров: $l_1/d_3 = 1,68 \div 4,96$; $\delta/d_3 = 0,0212 \div 0,0287$. Область применимости: $1500 < \text{Re} < 10^4$.

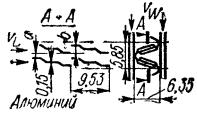
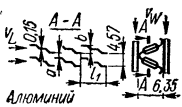
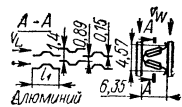
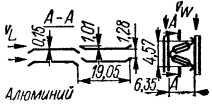
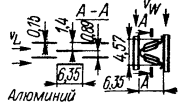
Р. А. Бэд и Г. Я. Смит [68] рекомендуют использовать уравнения (2.69) и (2.16) также для определения коэффициентов теплоотдачи радиаторов трубчато-ленточного типа. Исходные данные аналогичны приведенным в п. 2.4, однако здесь не следует разбивать оребрение на отдельные пояса, в которых по характерным признакам определяются коэффициенты теплоотдачи. В качестве характерного размера используется глубина радиатора (для сплошного оребрения) или расстояние между щелями (для жалюзийного оребрения). По данным авторов, использование указанных уравнений обеспечивает получение расчетных данных с ошибкой не более 10%. Указанные соотношения экспериментально проверены авторами на медных и алюминиевых радиаторах с жалюзийным оребрением.

Таблица 2.3. Характеристические коэффициенты и показатели поверхностей охлаждения пластинчато-ленточного

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_9 , мм	ψ	$\frac{q_p}{M^2/M^3}$	β	l/d_9
 Алюминий	ПЛГ1 (ГЛР-5)	6,15	2,56	617	—	10,3
	ПЛГ2 (ГЛР-10)	2,59	5,41	1378	—	24,6
	ПЛГ3 (ГЛР-12)	1,88	5,62	1841	—	33,9
 Алюминий	ПЛГ4 (ГЛР-6)	5,54	2,68	669	—	55,0
 Алюминий	ПЛГ5 (ГЛР-11)	2,67	6,69	1358	—	65,0
	ПЛГ6	2,33	—	1010	—	10,7
 Медь М3	ПЛГ7 (№ 5)	3,48	—	796	0,681	20,1
 Алюминий	ПЛЖ1 (ЖР-1)	4,45	1,78	840	—	—
	ПЛЖ2 (ЖР-2)	4,45	1,78	840	—	—
	ПЛЖ3 (ЖР-3)	4,45	1,78	840	—	—
	ПЛЖ4 (ЖР-4)	4,45	1,78	840	—	—

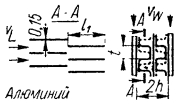
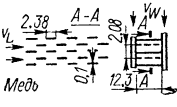
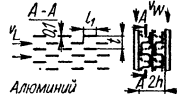
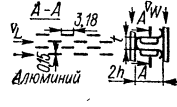
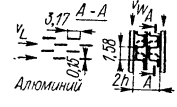
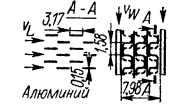
степени в уравнениях теплоотдачи и сопротивления для
и трубчато-ленточного типов

и параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C_1	C'_1	m
$h = 5,97;$ $t = 4,80$	2 000—15 000	—	0,038	0,75	—	0,40	1,72
$h = 4,19;$ $t = 1,72$	500—1 200	—	0,508	0,35	—	18,00	1,80
$h = 3,26;$ $t = 1,28$	2 000—10 000	—	0,026	0,77	—	0,36	1,24
	500—1 400	—	9,500	0,25	—	39,40	1,10
	2 000—8 000	—	0,016	0,82	—	0,31	1,75
$h = 5,15;$ $t = 4,10$	800—2 300	—	5,290	0,33	—	22,10	1,17
	3 000—12 000	—	0,007	0,91	—	0,19	1,80
$h = 5,30;$ $t = 1,66$	500—1 600	—	1,400	0,20	—	4,30	1,12
$h = 4,40;$ $t = 1,50$	3 000—6 000	—	0,006	0,92	—	0,12	1,86
	150—2 000	25,1	0,076	0,75	—	4,72	1,42
—	1 500—10 000	—	0,018	0,77	—	0,54	1,78
$a = 2,79;$ $l_1 = 9,53;$ $b = 1,39$	2 000—10 000	—	0,088	0,70	—	0,52	1,85
$a = 0,89;$ $l_1 = 9,53;$ $b = 3,30$	1 000—10 000	—	0,158	0,65	—	1,43	1,78
$a = 2,79;$ $l_1 = 12,70;$ $b = 1,39$	600—2 000	—	0,086	0,70	—	3,69	1,58
$a = 0,89;$ $l_1 = 12,70;$ $b = 3,30$	2 000—9 000	—	0,086	0,70	—	0,57	1,83
	550—1 500	—	0,077	0,73	—	6,97	1,53
	2 000—10 000	—	0,137	0,66	—	0,82	1,82

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		$d_{\text{э}},$ мм	Ψ	$\Phi,$ м ² /м ³	β	$l/d_{\text{э}}$
	ПЛЖ5 (ЖР-5)	3,65	2,39	1007	—	—
	ПЛЖ6 (ЖР-6)	3,65	2,39	1007	—	—
	ПЛЖ7 (ЖР-7)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ8 (ЖР-8)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ9 (ЖР-10)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ10 (ЖР-12)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ11 (ЖР-13)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ12 (ЖР-9)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ13 (ЖР-11)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛЖ14 (ЖР-14)	3,08	3,10	1204	—	—
	ПЛП1 (ПлР-1)	3,08	3,10	1204	—	—

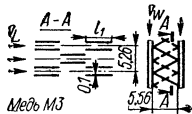
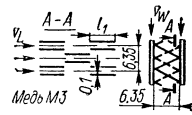
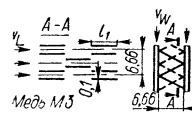
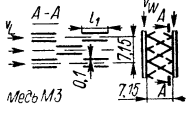
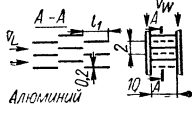
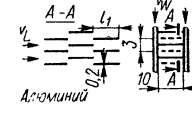
Продолжение табл. 2.3

и параметры	Достоверность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Соппротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
Прочие размеры, мм							
$a = 1,52;$ $b = 1,40$ $a = 0,89;$ $b = 2,03$	450—1 200 2 000—10 000 450—1 100 2 000—9 000	— — — —	0,700 0,103 0,110 0,110	0,40 0,68 0,68 0,68	— — — —	13,00 0,43 13,00 0,98	1,40 1,86 1,42 1,79
$a = 0,89;$ $l_1 = 4,77;$ $b = 1,40$ $a = 0,89;$ $l_1 = 6,35;$ $b = 1,40$ $a = 0,89;$ $l_1 = 9,53;$ $b = 1,40$ $a = 0,89;$ $l_1 = 12,70;$ $b = 1,40$ $a = 1,28;$ $l_1 = 19,05;$ $b = 1,01$	600—7 000 800—8 000 500—2 000 2 300—8 000 500—1 400 2 000—8 000 400—1 500 1 600—10 000	— — — — — — — —	0,160 0,118 0,158 0,158 0,325 0,075 0,238 0,069	0,64 0,68 0,64 0,64 0,50 0,71 0,53 0,70	— — — — — — — —	2,60 2,14 8,55 1,23 10,30 0,69 12,30 0,85	1,66 1,68 1,46 1,72 1,40 1,77 1,36 1,71
$l_1 = 6,35$ $l_1 = 9,53$	500—1 500 2 000—7 000 600—1 800 2 000—8 000	— — — —	0,125 0,125 0,150 0,150	0,67 0,67 0,64 0,64	— — — —	7,93 1,05 6,52 0,94	1,49 1,77 1,49 1,75
—	400—1 500 2 000—9 000	— —	0,228 0,064	0,53 0,71	— —	11,10 1,11	1,37 1,68
—	500—1 000 3 000—8 000	— —	0,218 0,113	0,57 0,66	— —	11,10 0,73	1,40 1,75

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_3 , мм	ψ	φ , м ² /м ³	β	l/d_3
 Алюминий	ПЛп2 (ПлР-5)	2,26	3,90	1510	—	—
	ПЛп3 (ПлР-6)	1,61	4,43	2105	—	—
 Медь	ПЛп4 (ПлР-2)	3,41	6,25	1115	—	—
 Алюминий	ПЛп5 (ПлР-7)	2,64	5,54	1385	—	—
	ПЛп6 (ПлР-8)	2,07	6,09	1605	—	—
	ПЛп7 (ПлР-9)	1,49	5,37	2288	—	—
 Алюминий	ПЛп8 (ПлР-3)	2,65	6,87	1382	—	—
	ПЛп9 (ПлР-4)	2,68	5,25	1250	—	—
 Алюминий	ПЛп10 (ПлР-11)	1,55	4,65	2160	—	—
	ПЛп11 (ПлР-12)	1,87	5,45	1798	—	—
 Алюминий	ПЛп12 (ПлР-13)	1,57	7,47	2130	—	—

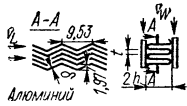
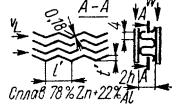
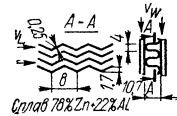
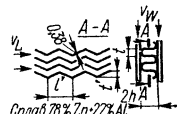
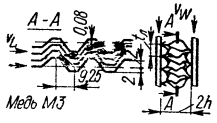
Продолжение табл. 2.3

и-параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм.		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
$h = 3,00;$ $l_1 = 12,70;$ $t = 2,13$ $h = 2,62;$ $l_1 = 6,35;$ $t = 1,65$	250—1 300	—	1,170	0,30	—	19,80	1,26
	1 500—7 500	—	0,074	0,68	—	0,83	1,68
	300—1 000	—	0,450	0,42	—	16,00	1,28
	1 100—6 000	—	0,058	0,72	—	0,83	1,71
—	500—1 800	—	0,215	0,62	—	13,60	1,46
	2 000—10 000	—	0,215	0,62	—	2,35	1,70
$h = 4,50;$ $l_1 = 4,52;$ $t = 2,10$ $h = 3,62;$ $l_1 = 3,62;$ $t = 1,60$ $h = 2,56;$ $l_1 = 3,17;$ $t = 1,27$	800—7 500	—	0,229	0,58	—	2,90	1,58
	350—1 100	—	1,710	0,30	—	28,60	1,25
	1 400—5 500	—	0,355	0,53	—	2,00	1,63
	350—1 000	—	3,600	0,19	—	23,10	1,30
	1 100—4 000	—	0,179	0,62	—	1,59	1,68
	400—1 500	—	0,113	0,69	—	6,53	1,55
	2 000—6 000	—	0,070	0,76	—	1,00	1,81
	400—1 000	—	0,143	0,71	—	78,00	1,19
$h = 5,25;$ $t = 1,68$ $h = 4,76;$ $t = 1,83$	1 200—5 500	—	0,143	0,71	—	1,20	1,82
	700—4 500	—	0,090	0,70	—	1,49	1,70
	700—4 500	—	0,227	0,60	—	2,13	1,65
	—	—	—	—	—	—	—
—	800—4 000	—	0,117	0,66	—	0,97	1,77

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_3 , мм	Ψ	Φ , м ² /м ³	β	l/d_3
 Медь М3	ПЛп13 (№ 1)	3,48	—	796	0,681	20,1
	ПЛп14 (№ 2)	3,48	—	796	0,681	20,1
	ПЛп15 (№ 3)	3,48	—	796	0,681	20,1
	ПЛп16 (№ 4)	3,48	—	796	0,681	20,1
 Медь М3	ПЛп17 (№ 6)	4,04	—	655	0,661	17,3
	ПЛп18 (№ 7)	4,04	—	655	0,661	17,3
 Медь М3	ПЛп19 (№ 8)	4,44	—	647	0,718	15,8
	ПЛп20 (№ 9)	4,44	—	647	0,718	15,8
	ПЛп21 (№ 10)	4,44	—	647	0,718	15,8
 Медь М3	ПЛп22 (№ 11)	4,72	—	611	0,720	14,8
	ПЛп23 (№ 12)	4,72	—	611	0,720	14,8
	ПЛп24 (№ 13)	4,72	—	611	0,720	14,8
	ПЛп25 (№ 14)	4,72	—	611	0,720	14,8
 Алюминий	ПЛп26 (№ 1)	3,04	5,67	1040	—	26,3
	ПЛп27 (№ 2)	3,04	5,54	1020	—	26,3
	ПЛп28 (№ 3)	3,04	5,49	1010	—	26,3
 Алюминий	ПЛп29 (№ 4)	4,35	3,74	756	—	18,4
	ПЛп30 (№ 5)	4,35	3,65	744	—	18,4
	ПЛп31 (№ 6)	4,35	3,57	730	—	18,4
	ПЛп32 (№ 7)	4,35	3,55	724	—	18,4

Продолжение табл. 2.3

и параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C_1	C'_1	m
$l_1 = 5,85$ $l_1 = 8,7$ $l_1 = 12,2$ $l_1 = 14,0$	1 500—10 000 1 500—10 000 1 500—10 000 1 500—10 000	— — — —	0,028 0,026 0,025 0,024	0,77 0,77 0,77 0,77	— — — —	5,46 3,29 2,16 1,81	1,55 1,60 1,64 1,65
$l_1 = 11,7$ $l_1 = 17,5$	1 500—10 000 1 500—10 000	— —	0,026 0,025	0,77 0,77	— —	2,75 1,66	1,62 1,66
$l_1 = 7,7$ $l_1 = 14,0$ $l_1 = 17,4$	1 500—10 000 1 500—10 000 1 500—10 000	— — —	0,032 0,026 0,025	0,77 0,77 0,77	— — —	5,23 2,46 1,87	1,56 1,63 1,65
$l_1 = 8,7$ $l_1 = 14,0$ $l_1 = 17,6$ $l_1 = 23,4$	1 500—10 000 1 500—10 000 1 500—10 000 1 500—10 000	— — — —	0,033 0,027 0,026 0,025	0,77 0,77 0,77 0,77	— — — —	4,84 2,66 2,00 1,40	1,56 1,62 1,66 1,67
$l_1 = 5$ $l_1 = 10$ $l_1 = 20$	1 000—4 000 1 000—4 000 1 000—4 000	— — —	0,307 0,400 0,167	0,54 0,51 0,60	— — —	2,17 3,20 1,44	1,65 1,53 1,62
$l_1 = 3$ $l_1 = 5$ $l_1 = 10$ $l_1 = 20$	1 900—6 800 1 900—6 800 1 900—6 800 1 900—6 800	— — — —	0,093 0,170 0,323 0,152	0,72 0,63 0,54 0,61	— — — —	1,24 1,87 2,62 8,00	1,72 1,62 1,54 1,36

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры				
		d_9 , мм	Φ	Φ , м ² /м ³	β	l/d_3
 Алюминий	ПЛв1 (ВР-1)	3,23	5,54	1152	—	—
	ПЛв2 (ВР-2)	3,03	4,62	1130	—	—
	ПЛв3 (ВР-3)	2,12	8,26	1686	—	—
 Сплав 78%Zn-22%Al	ПЛв4 (№ I)	3,93	—	—	—	99,0
	ПЛв5 (№ IIA)	3,84	—	—	—	33,8
	ПЛв6 (№ IVA)	4,18	—	—	—	26,9
 Сплав 78%Zn-22%Al	ПЛв7 (№ III)	4,47	—	—	—	29,1
 Сплав 78%Zn-22%Al	ПЛв8 (№ IIB)	3,70	—	—	—	35,0
	ПЛв9 (№ IVB)	3,96	—	—	—	28,4
 Медь М3	ТЛв1 (ЗИЛ-130)	2,74	8,94	1141	0,810	20,8
	ТЛв2 (ЗИЛ-130Т)	2,19	11,50	1460	0,794	26,0
	ТЛв3 (М-412)	—	—	—	—	—
	ТЛв4 (ГАЗ-66)	3,10	—	—	0,810	20,6
	ТЛв5 (ГАЗ-21)	4,00	5,55	732	0,820	16,0
Примечания: 1. Индексы поверхностей, стоящие в скобках, соответствуют обозначениям в источниках [16] и ОНИЛАР ЛСХИ отно 2. Данные по теплоотдаче в источниках [16] и ОНИЛАР ЛСХИ отно 3. В источниках [30, 81, 84] коэффициент объемной компактности						

и параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.26) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C_1	C'_1	m
$h = 5,25;$ $t = 2,22;$ $\delta = 0,15;$	800—8000	—	0,184	0,64	—	4,37	1,62
$h = 4,76;$ $t = 2,21;$ $\delta = 0,25;$	600—8000	—	0,400	0,55	—	5,66	1,59
$h = 5,25;$ $t = 1,43;$ $\delta = 0,15;$	600—5000	—	0,205	0,60	—	4,40	1,57
$h = 3,17;$ $l' = 15,9;$ $l' = 3,18$	800—4500	—	0,349	0,57	—	3,18	1,66
$h = 2,85;$ $l' = 8,0;$ $l' = 1,70$	600—2500	—	0,037	0,91	—	1,43	1,72
$h = 3,35;$ $l' = 5,3;$ $l' = 1,10$	1500—5000	—	0,028	0,89	—	0,19	1,96
—	650—4000	—	0,071	0,82	—	1,00	1,80
$h = 3,35;$ $l' = 8,0;$ $t = 3,8;$ $l' = 1,7$	600—2 500	—	0,041	0,91	—	1,55	1,72
$h = 3,55;$ $l' = 5,3;$ $t = 3,2;$ $t' = 1,1$	1500—5000	—	0,041	0,86	—	0,14	1,98
$t_{\text{л}} = 3,9;$ $h = 6,0$	1400—6500	—	0,111	0,54	—	1,93	1,64
	300—1000	—	0,186	0,53	—	6,96	1,54
$t_{\text{л}} = 3,0;$ $h = 6,0$	600—5000	—	0,612	0,42	—	2,54	1,67
—	600—5000	—	0,532	0,42	—	2,09	1,67
	350—2100	—	0,460	0,42	—	6,64	1,71
$t_{\text{л}} = 4,5;$ $h = 5,9$	500—5000	—	—	—	—	2,83	1,66
$t_{\text{л}} = 6,0;$ $h = 5,9$	500—5000	—	—	—	—	3,51	1,66

чениям, принятым в цитируемых источниках.
 сятся к уравнению (2.30).
 тнесен к объему, занимаемому воздушными каналами.

А. Р. Витинг [14] предложил эмпирические соотношения, коррелирующие экспериментальные данные по теплоотдаче и сопротивлению 22 поверхностей охлаждения с прерывистым ленточным оребрением; короткие ребра располагались в шахматном порядке, а воздушные каналы имели прямоугольное сечение. Обобщению были подвергнуты экспериментальные данные восьми работ, в том числе и работы [30]. Полученные уравнения имеют вид:

при $Re = 300 \div 1000$

$$Nu = 0,483 (l_1/d_3)^{-0,162} (t_p/h)^{-0,184} Re^{0,464}; \quad (2.78)$$

$$\zeta = 30,644 (l_1/d_3)^{-0,344} (t_p/h)^{-0,092} Re^{-0,712}; \quad (2.79)$$

при $Re = 2000 \div 5000$

$$Nu = 0,242 (l_1/d_3)^{-0,322} (\delta/d_3)^{0,089} Re^{0,632}; \quad (2.80)$$

$$\zeta = 4,544 (l_1/d_3)^{-0,781} (\delta/d_3)^{0,534} Re^{-0,198}, \quad (2.81)$$

где $d_3 = 2t_p h / (t_p + h)$.

Отклонение экспериментальных данных от результатов расчета по приведенным формулам не превышает 10% для теплоотдачи и 15% для сопротивления. Указанные пределы применимости формул по числу Re могут быть расширены в область $1000 < Re < 2000$ до следующих значений:

для сопротивления

$$Re = 41 (l_1/d_3)^{0,772} (t_p/h)^{-0,179} (\delta/d_3)^{-1,04}; \quad (2.82)$$

для теплоотдачи

$$Re = 61,9 (l_1/d_3)^{0,952} (t_p/h)^{-1,1} (\delta/d_3)^{-0,53}. \quad (2.83)$$

2.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ИЗ РЕБРИСТЫХ ПЛАСТИН

Исследования тепловых и аэродинамических свойств алюминиевых радиаторов с поверхностями охлаждения из ребристых пластин выполнялись с 1965 по 1974 г. [11, 44]. Экспериментально исследовались поверхности охлаждения с различным типом оребрения: гладким (ПРг), прерывистым (ПРп) и лепестковым (ПРл).

Физическая обстановка. В исследованных поверхностях оребрение как бы «непрерывно вытекает» из поверхности пластин, а следовательно, отсутствуют контактные термические сопротивления, непременно (в большей или меньшей степени) имеющие место в оребрении, закрепленном на поверхности (см. пп. 2.4 и 2.5). Гладкое оребрение рассматривалось с целью возможности сравнения использовавшихся методов интенсификации теплообмена. Одним из важных этапов являлось исследование аэродинамики воздушных каналов, образованных различным оребрением.

Визуализация характера течения осуществлялась двумя методами: методом каолина по скорости испарения масла (выдержка 15 мин) с поверхностей, покрытых каолином (рис. 2.10), и в гидродатчике ОНИЛАР ЛСХИ на моделях в масштабе 10 : 1 (рис. 2.11). Из рис. 2.10 видно, что прерывистое и особенно лепестковое оребрения обеспечи-

вают значительное уменьшение толщины пограничного слоя, так как светлая поверхность занимает в них относительно большую площадь. Преимущества лепесткового оребрения видны также из 2.11, где заметен «пузырь отрыва» с обратными токами (за задней кромкой лепестка), но возмущающие воздействия на боковых поверхностях лепестков ограничиваются пограничным слоем и не передаются на ядро потока. Таким образом, качественный анализ представленных фотографий свидетельствует о том, что использование лепесткового оребрения дает возможность распространить эффект высокой теплоотдачи передней кромки ребра по всей глубине радиатора. При этом благодаря

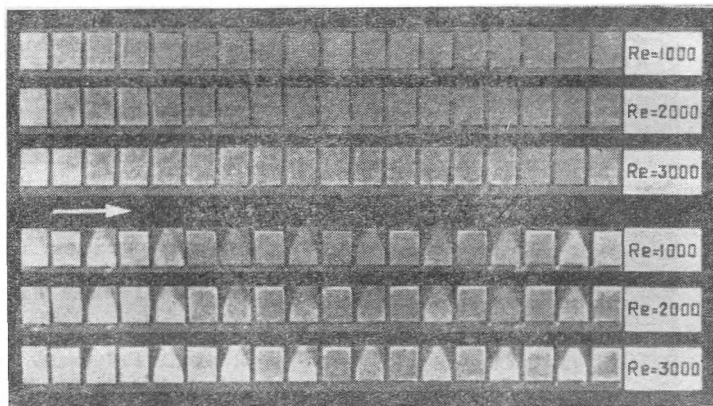


Рис. 2.10. Характер течения воздуха в каналах, образованных прерывистым (вверху) и лепестковым (внизу) оребрением при $Re = var$ (клинообразные потемнения на боковых кромках отогнутых от нас лепестков представляют собой тени, образовавшиеся от соседних лепестков при освещении во время фотосъемки)

наличие в потоке в основном сопротивления трения должно иметь место повышение теплоотдачи без существенного увеличения сопротивления.

Количественное исследование пограничного слоя выполнялось при помощи пневматических микротрубок на моделях в масштабе 2 : 1 в специальной аэротрубе с регулируемой турбулентностью. Измерялись локальные скорости в различных сечениях потока с шагом 0,5 мм. Результаты некоторых из этих исследований были представлены выше (см. рис. 2.5) в виде зависимости коэффициента поля ϕ от безразмерной координаты по длине элементарного канала x_i/d_3 для трех видов оребрения: гладкого, прерывистого и лепесткового, причем геометрические размеры поверхностей были идентичны. Испытания выполнялись при $Re = 3500$ ($\epsilon \approx 1,0\%$).

Из рис. 2.5 можно видеть, что во всех элементарных воздушных каналах радиаторов происходит постепенная стабилизация коэффициента поля, причем отчетливо проявляется различие условий на начальном участке и в области стабилизировавшегося движения. Для каналов

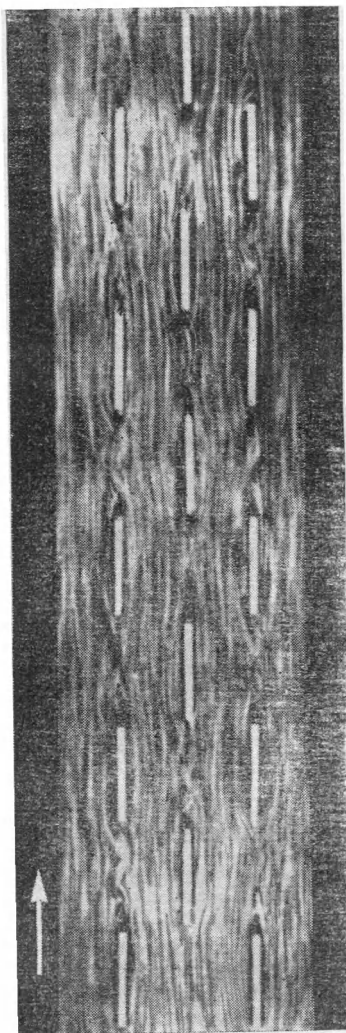


Рис. 2.11. Характер течения в среднем сечении канала, образованного лепестковым оребрением, при $Re = 4000$

с гладким оребрением стабилизация коэффициента φ практически наступает на расстоянии $x_l/d_3 \approx \approx 5$ ($\varphi = 0,65$). Рассечение ребра на элементы ($l_1/d_3 = 1,2$; $l_2/d_3 = 0,18$) приводит к значительным изменениям профиля скоростей в элементарном канале, т. е. после стабилизации потока $\varphi = 0,75$ (среднее значение между коэффициентами поля на ребре атаки и ребре обтекания каждого отдельного элемента). Увеличение относительного расстояния l_2/d_3 между элементами прерывистого ребра приводит к увеличению коэффициента поля на ребре атаки элемента, а следовательно, и среднего по всей глубине канала коэффициента поля. При этом возрастает эффективное число Рейнольдса $Re_{эф}$ (см. рис. 2.2), что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи элемента ребра. Нужно, однако, заметить, что увеличение расстояния l_2 уменьшает (при неизменном S_1) коэффициент объемной компактности, что может привести к снижению теплоотдачи радиатора.

Значительное увеличение коэффициента поля при неизменности поверхности охлаждения дает использование лепесткового оребрения, когда элементы ребра через один (в шахматном порядке) отогнуты от среднего положения (см. рис. 1.16). В этом случае расстояние между ребром атаки каждого элемента и ребром обтекания предыдущего в средней части (по высоте

ребра) составляет $l_1 + 2l_2 = l'_2$, т. е. на таком расстоянии вихревая дорожка и ограничивающие ее слои сдвига оказываются почти полностью размытыми активным потоком. Поэтому значительная часть (по высоте) ребра атаки каждого отдельного элемента лепесткового оребрения оказывается в условиях, приближающихся к условиям на начальном участке канала. Испытания показали, что, например, при $Re = 3500$ среднеарифметическая величина коэффициента поля по всему лепестковому оребрению составляет $\varphi = 0,8$, что на рис. 2.2 соответствует $Re_{эф} \approx 11\,000$.

Зная указанные значения $Re_{эф}$, можно определить относительные коэффициенты теплоотдачи для поверхностей из ребристых пластин с тремя видами оребрения по соотношению $\alpha_{пр.г}/\alpha_{пр.п} = \sqrt{Re_{эф.п}/Re_{эф.г}}$ (индексы означают: пр. — приведенное значение; г и п — гладкое и прерывистое оребрение), вытекающему из уравнения (2.69), и сравнить их с опытными значениями, полученными при тепловых испытаниях реальных радиаторов ($Re = 3500$; коэффициент теплоотдачи гладкого ребра принимался равным единице):

Оребрение	Гладкое	Прерывистое	Лепестковое
Относительный коэффициент теплоотдачи:			
расчетный	1	1,29	1,77
опытный	1	1,31	1,66

Отсюда видно, что результаты хорошо совпадают. Следовательно, теплоотдача поверхностей охлаждения решающим образом зависит от геометрии канала, которая определяет темп развития течения по его длине, т. е. степень заполнения профиля скоростного поля.

Опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению. Результаты тепловых и аэродинамических испытаний поверхностей охлаждения из ребристых пластин, изготовленных для водяных радиаторов, представлены в табл. 2.4. Все радиаторы изготавливались из алюминия АД или АМд. При обработке опытных данных в критериях подобия эквивалентный диаметр воздушного канала определялся по формуле

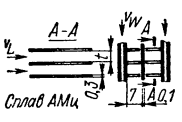
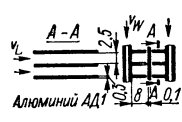
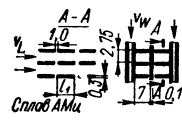
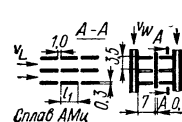
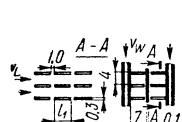
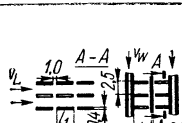
$$d_3 = 4F/U = 4(t - \delta)h/[2(h + t - \delta)]. \quad (2.84)$$

Физические параметры относились к средней температуре воздуха, проходящего через радиатор. При определении поверхности охлаждения площадь дефлекторных пластин, не имеющих надежного теплового контакта с оребрением, в расчет не принималась. Значения коэффициента C'_1 даны для указанных в таблице значений l/d_3 . Все тепловые и аэродинамические испытания проводились при степени турбулентности воздушного потока перед фронтом радиатора $\varepsilon \approx 1,0\%$. Исследованиями также установлено, что в характеристическом уравнении (2.31) показатель степени $q \approx 0,15$ для всех типов поверхностей охлаждения из ребристых пластин.

Опытные данные по поверхностям охлаждения ПРг1—ПРг4, ПРп1—ПРп5, ПРл1—ПРл8 заимствованы из работы [11], а по поверхностям ПРл9—ПРл23 — из работы [44].

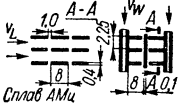
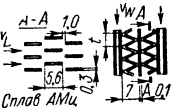
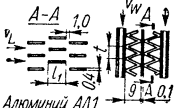
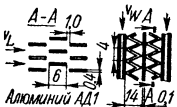
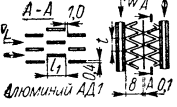
Обобщенные формулы. При обобщении в критериальной форме опытных данных по теплоотдаче мы исходили из положения, что при скоростях воды в радиаторах $w_w \geq 1,0$ м/с коэффициент теплопередачи мало зависит от w_w , т. е. в этом случае он приближается по величине к коэффициенту теплоотдачи с воздушной стороны (с погрешностью,

Таблица 2.4. Характеристические коэффициенты и показатели поверхностей охлаждения

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры и				
		$d_{\text{э}},$ мм	Ψ	$\varphi,$ м ² /м ³	β	$l/d_{\text{э}}$
 Сплав АМц	ПРг1 (ПР1)	3,63	6,44	730	0,755	14,6
	ПРг2 (ПР6)	4,40	5,27	598	0,775	12,0
	ПРг3 (ПР11)	4,83	4,80	543	0,785	11,0
 Алюминий АД1	ПРг4 (ПР23)	3,60	7,56	778	0,720	54,3
	ПРп1 (ПР2)	3,63	6,44	730	0,755	14,6
	ПРп2 (ПР3)	3,63	6,44	730	0,755	14,6
 Сплав АМц	ПРп3 (ПР4)	3,63	6,44	730	0,755	14,6
	ПРп4 (ПР27)	3,63	6,44	628	0,684	13,8
 Сплав АМц	ПРп5 (ПР7)	4,40	5,29	598	0,775	12,0
	ПРп6 (ПР8)	4,40	5,29	598	0,775	12,0
	ПРп7 (ПР9)	4,40	5,29	598	0,775	12,0
	ПРп8 (ПР16)	4,40	5,27	515	0,704	11,4
	ПРп9 (ПР17)	4,40	5,27	460	0,640	10,9
 Сплав АМц	ПРп10 (ПР12)	4,83	4,80	543	0,785	11,0
	ПРп11 (ПР13)	4,83	4,80	543	0,785	11,0
	ПРп12 (ПР14)	4,83	4,80	543	0,785	11,0
 Алюминий АД1	ПРп13 (ПР18)	3,30	7,90	730	0,700	18,8
	ПРп14 (ПР24)	3,60	7,45	758	0,700	54,3

**степени в уравнениях теплоотдачи и сопротивления для
из ребристых пластин**

параметры Прочие размеры, мм	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C_1	C'_1	m
$t = 2,75$ $t = 3,5$ $t = 4,0$	2 100—5 000 2 200—5 500 2 000—6 000	10,10 9,40 6,60	0,018 0,017 0,016	0,83 0,86 0,87	0,200 0,150 0,133	14,3 11,8 10,8	1,75 1,75 1,75
—	2 000—6 000	6,24	0,012	0,83	0,471	25,0	1,73
$l_1/d_3 = 7,2$ $l_1/d_3 = 3,4$ $l_1/d_3 = 1,53$ $l_1/d_3 = 3,4$	2 000—10 000 1 500—5 500 1 200—1 800 1 500—5 000	9,15 6,86 7,83 7,00	0,012 0,008 0,005 0,008	0,91 0,93 1,03 0,93	0,126 0,144 0,147 0,510	5,0 3,6 2,8 10,6	1,83 1,95 1,98 1,95
$l_1/d_3 = 5,9$ $l_1/d_3 = 2,8$ $l_1/d_3 = 1,3$ $l_1/d_3 = 2,8$ $l_1/d_3 = 1,8$	1 800—10 000 1 400—3 800 1 100—1 500 1 400—3 800 1 300—2 300	7,37 15,10 1,05 14,90 8,38	0,011 0,055 0,005 0,058 0,006	0,89 0,73 1,08 0,72 1,00	0,100 0,105 0,113 0,141 0,155	3,7 2,8 2,3 3,1 2,4	1,89 1,95 2,00 1,95 1,98
$l_1/d_3 = 5,4$ $l_1/d_3 = 2,6$ $l_1/d_3 = 1,1$	1 800—10 000 1 400—3 600 1 000—1 300	3,90 3,05 13,50	0,010 0,007 0,045	0,85 0,88 0,75	0,114 0,106 0,058	3,2 2,7 1,2	1,90 1,96 1,99
$l_1/d_3 = 2,8;$ $h = 9$ $l_1/d_3 = 10;$ $h = 8$	1 400—4 100 2 100—8 000	7,20 8,10	0,007 0,014	0,95 0,84	0,219 0,400	4,7 19,0	1,95 1,80

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры и				
		d_9 , мм	Φ	Ψ , м ² /м ³	ρ	l/d_9
	ПРп15 (ПР25)	3,63	6,44	628	0,684	13,8
	ПРл1 (ПР5) ПРл2 (ПР10) ПРл3 (ПР15)	3,63 4,40 4,83	6,44 5,27 4,80	730 598 543	0,755 0,775 0,785	14,6 12,0 11,0
	ПРл4 (ПР19) ПРл5 (ПР20) ПРл6 (ПР34)	3,30 5,15 5,15	7,90 5,27 5,27	730 532 532	0,700 0,790 0,790	18,8 15,3 24,4
	ПРл7 (ПР21)	5,80	7,92	491	0,782	10,6
	ПРл8 (ПР26) ПРл9 (ПР38) ПРл10 (ПР39)	3,80 5,05 4,57	6,83 5,02 5,45	607 522 565	0,740 0,782 0,773	50,0 25,4 28,0

Продолжение табл. 2.4

параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		ζ	ζ'	n	C_1	C'_1	m
$l_1/d_9 = 3,4$	1 500—5 000	7,00	0,008	0,93	0,510	10,6	1,95
$t = 2,75$ $t = 3,5$ $t = 4,0$	600—6 000 600—6 000 600—6 000	24,4 25,3 17,9	0,095 0,099 0,110	0,70 0,71 0,68	0,243 0,188 0,170	4,7 3,8 3,5	2,00 2,00 2,00
$l_1/d_9 = 2,88$; $t = 2,5$ $l_1/d_9 = 1,26$; $t = 4$ $l_1/d_9 = 1,26$; $t = 4$	700—7 000 500—6 000 750—2 400	20,3 24,4 32,7	0,075 0,100 0,165	0,70 0,69 0,65	0,363 0,232 0,609	6,0 4,9 70,0	2,00 2,00 1,87
$l_1/d_9 = 1,03$	700—5 000	24,3	0,109	0,68	0,144	3,4	2,00
$l_1/d_9 = 2,1$; $t = 2,75$ $l_1/d_9 = 1,29$; $t = 4$ $l_1/d_9 = 1,39$; $t = 3,5$	600—6 000 600—2 100 650—2 400	21,5 28,8 28,1	0,082 0,143 0,126	0,70 0,65 0,66	0,861 0,404 1,590	16,0 8,12 41,2	2,00 1,95 1,55

Продолжение табл. 2.4

параметры		Достовер- ность по числу Re	1еплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм			C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
$l_1/d_9 = 0,9;$ $t = 3,5$ $l_1/d_9 = 3,4;$ $t = 2,75$ $l_1/d_9 = 1,14;$ $t = 3,5$		400—2 100 600—5 000 550—2 400	26,9 22,1 23,6	0,061 0,069 0,057	0,78 0,73 0,77	0,750 0,257 0,382	23,7 4,1 9,1	1,92 2,00 1,97
$l_1/d_9 = 1,09;$ $h = 5$ $l_1/d_9 = 1,19;$ $h = 4$ $l_1/d_9 = 1,0;$ $h = 6,2$		450—2 400 400—2 200 450—2 300	40,1 33,5 30,7	0,160 0,090 0,089	0,66 0,72 0,73	0,654 0,853 0,644	25,8 55,3 33,7	1,88 1,79 1,83
$l_1/d_9 = 1,14;$ $\alpha = 6^\circ$ $l_1/d_9 = 1,14;$ $\alpha = 10^\circ$		470—2 400 450—2 400	24,4 22,0	0,115 0,078	0,65 0,70	0,255 0,309	9,0 10,9	1,90 1,90
$l_1/d_9 = 1,10;$ $\alpha = 6^\circ$ $l_1/d_9 = 1,10;$ $\alpha = 10^\circ$		500—3 150 450—2 850	19,3 29,6	0,054 0,172	0,75 0,62	0,170 0,327	7,2 16,4	1,87 1,84
$l_1/d_9 = 1,15$ $l_1/d_9 = 1,34$ $l_1/d_9 = 1,13$		350—1 200 480—2 000 350—1 200	39,4 32,7 38,7	0,270 0,232 0,317	0,57 0,55 0,51	0,870 0,584 0,740	15,4 10,7 7,14	1,61 1,81 1,64

чения, принятым в цитируемых источниках.
не учитывалась.

равной погрешности соответствующих экспериментов). Поэтому в связи с целевой направленностью проводимого обобщения для водяных радиаторов при обработке опытных данных использовалось уравнение (2.30), куда подставлялось значение коэффициента теплопередачи k , определенное экспериментально при $v_w = 1$ м/с или приведенное расчетом к этой скорости воды.

Поскольку рабочие режимы поверхностей охлаждения радиаторов с гладким и прерывистым оребрением часто совпадают с переходной областью ($Re_{кр1} < Re < Re_{кр2}$), в которой функция $lg Nu = f(lg Re)$ является не вполне прямолинейной и имеет переменный показатель степени n , то мы использовали метод приближения, т. е. заменяли эту кривую линией прямой, соединяющей точку с абсциссой $lg Re_{кр1}$ на линии, описываемой уравнением (2.4), и точку с абсциссой $lg Re_{кр2}$ на линии, описываемой уравнением (2.9). Полученные экспериментально приближенные значения $Re_{кр}$ в зависимости от относительных размеров прерывистых ребер могут быть определены по формулам:

при $1,1 \leq l_1/d_3 \leq 14,6$

$$Re_{кр1} = 1,05 \cdot 10^3 (l_1/d_3)^{0,28}; \quad (2.85)$$

при $1,1 \leq l_1/d_3 \leq 5,4$

$$Re_{кр2} = 10^3 (l_1/d_3)^{1,35}. \quad (2.86)$$

Так как для интересующей нас области чисел Re к. п. д. оребрения рассматриваемого типа составляет $\eta_p = 0,83 \div 1,00$, то в расчетные уравнения условно введен к. п. д. поверхности охлаждения, определяемый по формуле (2.17).

В связи с тем, что формула (2.9) рекомендуется авторами [45] для значений $Re > 10^4$, то поправки ϵ_L , учитывающие относительную длину канала, даны ими в виде таблиц только для $Re > 10^4$. Результаты наших исследований показывают применимость формулы (2.9) также при $Re < 10^4$ для лепесткового и прерывистого оребрения. Дополнительная обработка данных [45] совместно с результатами наших исследований позволила получить следующую формулу для турбулентного течения:

$$Nu_k = 0,11 (l/d_3)^{-0,4} Re^{0,68} (l/d_3)^{0,04} \eta_0. \quad (2.87)$$

Область применимости уравнения: для лепесткового оребрения $600 \leq Re \leq 6000$; для прерывистого — $Re_{кр2} \leq Re \leq 6000$. Значения $Re_{кр2}$ определяются исходя из геометрической характеристики поверхности охлаждения по формуле (2.86). Для лепесткового оребрения вместо l/d_3 в формулу подставляется l_1/d_3 .

Уравнение теплоотдачи при переходном режиме течения

$$Nu_k = 0,004 (l_1/d_3)^{0,57} Re^{1,07} (l_1/d_3)^{-0,1} \eta_0. \quad (2.88)$$

Область применимости уравнения: для прерывистого оребрения $Re_{кр1} \leq Re \leq Re_{кр2}$; для гладкого — $Re_{кр1} \leq Re \leq 6000$. Значения $Re_{кр1}$ и $Re_{кр2}$ также определяются по формулам (2.85) и (2.86).

Уравнения непосредственной связи для коэффициента теплопередачи в водяных радиаторах, выраженные через скорости теплоносителей и геометрические параметры поверхностей охлаждения, имеют вид:

при ламинарном режиме течения ($Re < Re_{кр1}$) в радиаторах с гладким и прерывистым оребрением ($A = 1,86$; в системе СИ $A = 2,16$)

$$k = A\lambda (\gamma\beta v d_3 l)^{-0,33} (\gamma v_L)^{0,33} v_W^{0,15} \eta_0; \quad (2.89)$$

при переходном режиме течения ($Re_{кр1} \leq Re \leq Re_{кр2}$) в радиаторах с гладким и прерывистым ($l_2/d_3 \approx 0,2$) оребрением ($A = 0,004$; в системе СИ $A = 0,0046$)

$$k = A\lambda (l_1/d_3)^{0,57} \frac{d_3^{1,07} (l_1/d_3)^{-0,1-1}}{(\gamma\beta v)^{1,07} (l_1/d_3)^{-0,1}} (\gamma v_L)^{1,07} (l_1/d_3)^{-0,1} v_W^{0,15} \eta_0; \quad (2.90)$$

при турбулентном режиме течения ($Re > Re_{кр2}$) в радиаторах с гладким, прерывистым ($l_2/d_3 \approx 0,2$) и лепестковым оребрением, причем для последнего в формулу вместо l/d_3 следует вводить относительную длину лепестка l_1/d_3 ($A = 0,11$; в системе СИ $A = 0,128$)

$$k = \frac{A\lambda d_3^{0,68} (l/d_3)^{0,04-1}}{(l/d_3)^{0,4} (\gamma\beta v)^{0,68} (l/d_3)^{0,04}} (\gamma v_L)^{0,68} (l/d_3)^{0,04} v_W^{0,15} \eta_0. \quad (2.91)$$

Обобщенные уравнения аэродинамического сопротивления имеют следующий вид.

Для поверхностей охлаждения с гладким оребрением:

при ламинарном режиме течения ($Re < Re_{кр1}$)

$$\zeta = (243/Re) (l/d_3); \quad (2.92)$$

при переходном режиме течения ($Re_{кр1} \leq Re \leq 6000$)

$$\zeta = (0,98/Re^{0,25}) (l/d_3). \quad (2.93)$$

Оба последних уравнения действительны при $l/d_3 = 11,0 \div 14,6$ и $\beta = 0,755 \div 0,785$. Для радиаторов, имеющих большую относительную глубину ($l/d_3 \approx 50$) и $\beta = 0,7$, при переходном режиме $C'_i = 0,45$.

Для поверхностей с прерывистым оребрением при переходном режиме течения

$$\zeta = 0,175 (l_1/d_3)^{0,3} (l/d_3)/Re^{0,01} (l_1/d_3)^{1,35}. \quad (2.94)$$

Это уравнение действительно при $l/d_3 = 11 \div 50$ и $Re = Re_{кр1} \div 6000$, причем значение $Re_{кр1}$ определяется по формуле (2.85).

Для поверхностей с лепестковым оребрением при $l_1/d_3 = 1,1 \div 2,8$ коэффициент аэродинамического сопротивления мало зависит от l_1/d_3 и выражается формулой

$$\zeta = 0,32 (l_1/d_3); \quad (2.95)$$

формула действительна при $750 \leq Re \leq 6000$ и $l/d_3 = 11 \div 14,6$.

Уравнения непосредственной связи аэродинамического сопротивления имеют следующий вид.

Для гладкого и прерывистого оребрения ($l_2/d_3 \approx 0,2$) при ламинарном режиме течения ($Re \leq Re_{кр1}$)

$$\Delta p_L = [A_1 v l / (d_3^2 \beta)] \gamma v_L, \quad (2.96)$$

где $A_1 = 12,4$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 121,6$).

Для гладкого оребрения при переходном режиме ($Re = 2100 \div 6000$)

$$\Delta p_L = \{A_1 v^{0,25} l / [d_3^{1,25} (\gamma \beta)^{1,75}]\} (\gamma v_L)^{1,75}, \quad (2.97)$$

где $A_1 = 0,05$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,49$).

Для прерывистого оребрения ($l_2/d_3 \approx 0,2$) при переходном режиме течения ($Re_{кр1} \leq Re \leq 6000$)

$$\Delta p_L = A_1 \gamma v^{0,01} (l_1/d_3)^{1,35} \frac{l_1^{0,3} l (\beta \gamma)^{0,01} (l_1/d_3)^{1,35-2}}{d_3^{0,01} (l_1/d_3)^{1,35+1,3}} \times \\ \times (\gamma v_L)^{2-0,01} (l_1/d_3)^{1,35}, \quad (2.98)$$

где $A_1 = 0,0089$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,0873$).

Для лепесткового оребрения при турбулентном режиме течения ($750 \leq Re \leq 6000$)

$$\Delta p_L = [A_1 l / (d_3 \gamma \beta^2)] (\gamma v_L)^2, \quad (2.99)$$

где $A_1 = 0,0163$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,16$).

Уравнения (2.95—2.99) действительны при следующих значениях геометрических параметров: $l/d_3 = 11,0 \div 18,8$; $l_1/d_3 = 1,1 \div 7,2$; $l_2/d_3 \approx 0,2$; $d_3 = 0,0033 \div 0,0049$ м; $\delta = 0,30 \div 0,35$.

Благодаря лепестковому оребрению становится возможным распространить эффект высокой теплоотдачи передней кромки ребра почти на все оребрение радиатора в целом. В то же время различные отклонения в геометрии поверхности (большая толщина ребра, наличие на лепестках загнутых кромок и заусениц, неправильный угол отгиба лепестков и т. д.) могут привести к отклонению расчетных данных от полученных по приведенным выше формулам теплоотдачи и сопротивления.

В. А. Михайлов [44], проводя дальнейшие исследования поверхностей из ребристых пластин с лепестковым оребрением, предложил аналитические зависимости для учета влияния на теплоотдачу и сопротивление площади ребра атаки элемента, которая затеняется предыдущим элементом. Эта площадь зависит от угла отгиба элемента (лепестка) и может косвенно характеризоваться параметром

$$\omega = \pi/2 - t'/h, \quad (2.100)$$

который представляет собой значение угла, дополнительного к углу наклона оребрения α (здесь t' — катет треугольника, противолежащий углу α). Экспериментально полученные материалы обобщаются следующими уравнениями теплоотдачи

при турбулентном режиме течения ($Re_{кр2} \leq Re \leq 6000$)

$$Nu_k = 0,03564 (l_1/d_3)^{-0,4} \omega^{-2,6} Re^{0,615} (l_1/d_3)^{0,04} \omega^{0,4} \eta_0; \quad (2.101)$$

при переходном режиме

$$Nu_k = 0,037 (l_1/d_9)^{0,57} \omega^{-3,7} Re^{1,07} (l_1/d_9)^{-0,1} \eta_0. \quad (2.102)$$

Область применимости двух последних уравнений: $l_1/d_9 = 0,9 \div 1,4$ и $\omega = 1,3 \div 1,57$. Значения $Re_{кр}$ предложено при $l_1/d_9 < 1,15$ определять по формулам:

$$Re_{кр1} = 100\omega^{5,3}; \quad Re_{кр2} = 500\omega^{1,8}. \quad (2.103)$$

Критериальное уравнение аэродинамического сопротивления имеет вид

$$\zeta = 0,679 (l_1/d_9)^{-0,3} \omega^{-2,3} (l/d_9). \quad (2.104)$$

Для непосредственного определения коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления по скоростям теплоносителей и геометрическим параметрам поверхностей с лепестковым оребрением, имеющим различный наклон элементов ребра, предложены следующие формулы.

При переходном режиме течения ($Re_{кр1} \leq Re \leq Re_{кр2}$)

$$k = \frac{A\omega^{-3,7\lambda}}{(\gamma v)^{1,07} (l_1/d_9)^{-0,1}} d_9^{1,07} (l_1/d_9)^{-0,1-1} (\gamma v_L)^{1,07} (l_1/d_9)^{-0,1} v_w^{0,15} \eta_0, \quad (2.105)$$

где $A = 0,037$ (в системе СИ $A = 0,043$).

При турбулентном режиме течения

$$k = \frac{A\lambda d_9^{0,615} (l_1/d_9)^{0,04} \omega^{0,4-1} \omega^{-2,6}}{(l_1/d_9)^{0,4} (\gamma v)^{0,615} (l_1/d_9)^{0,04} \omega^{0,4}} (\gamma v_L)^{0,615} (l_1/d_9)^{0,04} \omega^{0,4} v_w^{0,15} \eta_0, \quad (2.106)$$

где $A = 0,226$ (в системе СИ $A = 0,262$).

Аэродинамическое сопротивление при турбулентном режиме течения

$$\Delta p_L = A_1 l \omega^{-2,3} (l_1/d_9)^{-0,3} / (d_9 \gamma \beta^2) (\gamma v_L)^2, \quad (2.107)$$

где $A_1 = 0,05$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,49$).

Условия, при которых верны формулы (2.105)–(2.107), соответствуют условиям исходных критериальных уравнений.

2.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ИЗ ТРУБЧАТЫХ ПЛАСТИН

Исследования тепловых и аэродинамических свойств стальных и алюминиевых радиаторов с поверхностями охлаждения из трубчатых пластин проводились в несколько этапов с 1953 по 1974 г. [9, 47, 11, 1]. Исследованию подвергались поверхности охлаждения с различной геометрией щелевых извилистых каналов, составляющих основной теплоотдающий элемент, и поверхности, изготовленные различными технологическими методами: различными видами сварки штампованных пластин, сваркой прокаткой с последующим раздутием,

вытяжкой из расплава и прокаткой в валках с образованием фальцованных замков. В качестве основы для сравнения использовавшихся методов интенсификации теплообмена служила поверхность охлаждения, представляющая собой плоские щелевые каналы со стороны обоих теплоносителей.

Физическая обстановка. Поскольку движение воздуха по щелевому извилистому каналу относится к слабо изученной в настоящее время области — аэродинамике плоского потока в переменном по направлению поле центробежных сил, то одним из важных этапов являлось качественное и количественное исследование характера течения воздуха в щелевых каналах разнообразной формы продольного сечения.

Визуализация характера течения осуществлялась методом каолина и в гидрлотке.

На рис. 2.12 представлены результаты исследований с помощью поверхностных индикаторов (методом каолина) на моделях поверх-

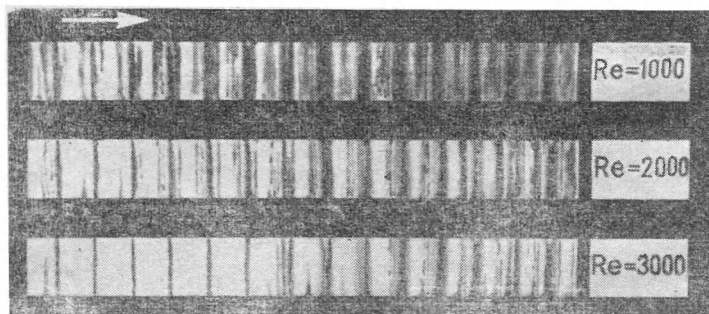


Рис. 2.12. Характер течения воздушного потока возле поверхности охлаждения ПТ5 при $Re = \text{var}$

ности, имеющих масштаб 2 : 1. Анализ приведенных фотографий позволяет отметить ряд особенностей характера течения потока в щелевых извилистых каналах. При увеличении Re от 1000 до 3000 происходит относительное уменьшение площадей, имеющих темный цвет, т. е. областей с ламинарным характером течения. При этом все более преобладающим становится белый цвет, характеризующий области возмущения. Эти области располагаются на входном участке, а также на передних стенках выпуклостей (водяных каналов), где ламинарное течение оказывается динамически неустойчивым, так как центробежные силы создают пространственные возмущения. Визуализация явления возмущений дает возможность проследить протяженность возмущенной зоны по выпуклым профилям, а также в промежутках (на плавниках) между ними.

Качественную картину аэродинамики потока, а следовательно, и распределение интенсивности теплообмена дает также визуализация потока в гидрлотке при различных числах Re . На рис. 2.13 представлена картина течения потока в щелевом извилистом канале, образованном между двумя трубчатыми пластинами конструкции ОКТБ по радиаторам. Видно, что и этот профиль воздушных каналов радиа-

тора оказывает весьма сильное турбулизирующее воздействие на поток, протекающий по этим каналам. При увеличении Re интенсивность и масштаб вихреобразования в каналах возрастают.

Анализируя картину течения, можно заметить следующее. Пограничный слой очень тонок на входе в извилистый канал и несколько утолщается в месте перехода к выпуклой передней стенке, образованной навстречу потоку. Здесь зарождаются мелкие вихри, которые захватывают и начальный участок выпуклой стенки, причем величина этих мелких вихрей и их протяженность вниз по потоку увеличиваются с увеличением числа Re . Возле вершины выступа толщина пограничного слоя опять снижается, причем этот тонкий пограничный слой простирается вниз по потоку за вершину, что связано с соответствующим искривлением линий основного потока. Искривление обусловлено влиянием противоположно расположенного выступа соседней пластины, смещенного на полшага вниз по потоку.

В точке отрыва потока начинается развиваться зона устойчивого вихреобразования (обратного течения), причем диаметр вихрей здесь увеличивается по направлению к невозмущенному основному потоку. Эта зона устойчивого вихреобразования занимает почти всю седловидную впадину, однако является несимметричной и прилегает больше к задней стенке выступа. Имеющие место в этой зоне устойчивые вихри, по всей видимости, являются отчасти и вихрями Гертлера, которые на сильно вогнутых поверхностях накладываются на основное течение и обуславливают переход от ламинарного режима течения в пограничных слоях к турбулентному

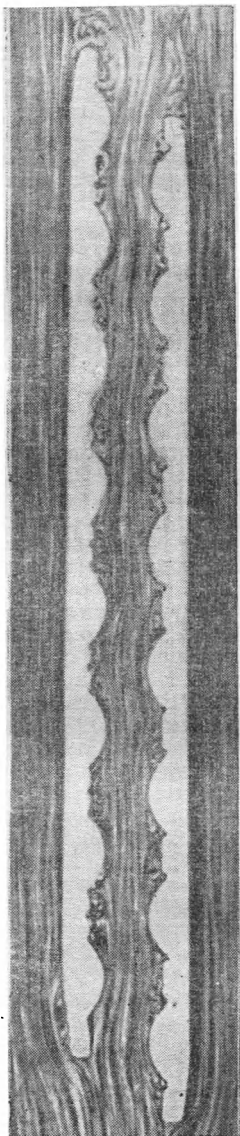


Рис. 2.13. Характер течения потока возле поверхности ГТ70 при $Re=5000$ (получено в гидролотке ОНИЛАР ЛСХИ; направление потока слева направо) [1]

Как известно [72], диапазон развития устойчивого вихря по критерию устойчивости (числу Гертлера) составляет $16 < N < 240$; здесь

$$N = v_{\infty} \delta \sqrt{\delta/R/\nu}, \quad (2.108)$$

где v_{∞} — скорость невозмущенного потока; δ — толщина пограничного слоя; R — радиус кривизны.

Расчет по последнему уравнению показывает, что в нашем случае при эксплуатационных режимах работы тракторного радиатора диапазон чисел N составляет $N = 120 \div 260$, т. е. этим подтверждается наличие вихрей Гертлера.

На дне вогнутого участка извилистого канала расположены вальцованные замки, имеющие с одной стороны две, а с другой — три мелкие впадины. Эти впадины представляют собой подобие вихревых ловушек, в которых можно обнаружить мелкие стоячие вихри, обтекаемые более крупными вихрями, достигающими лобовой стенки вогнутого участка канала. Подобная микроструктура потока, как показано в работе [60], значительно усиливает интенсивность теплообмена. Задний участок извилистых каналов находится под воздействием вихревой дорожки Кармана, что обуславливает высокую эффективность теплоотдачи также и в этой зоне.

Представленные на рис. 2.12 и 2.13 картины потока хорошо согласуются с эпюрами скоростей, полученными при инструментальных измерениях в характерных поперечных сечениях (впадина—выступ) на разных по глубине извилистого канала расстояниях x_1/l от входа. Из рис. 2.14 следует, что профили во всех сечениях являются несимметричными; они существенно деформируются от сечения к сечению, причем эта деформация менее заметна при больших Re , а при малых Re выступает более явственно. Такая деформация профилей по глубине канала происходит, как правило, до значения $x_1/l = 0,360$, а затем поля скоростей стабилизируются, т. е. течение потока можно считать периодически установившимся. При увеличении скорости потока от $Re = 2300$ до $Re = 9700$ интенсивность нарастания безразмерной скорости в пограничном слое увеличивается, толщина его уменьшается (до $0,007d$), коэффициент поля увеличивается (до $\phi = 0,90$). На противоположной стороне сечения, вблизи фальцованного замка профиль заполнен меньше, и, по-видимому, у стенки имеют место обратные токи (вихри), которые измерить не удалось. Однако эти обратные токи хорошо видны на рис. 2.13. Траектория максимальных скоростей потока воздуха в канале периодически смещается в сторону выступов, что ведет к искривлению воздушного потока, вызывая его дополнительную турбулизацию. Несимметрия профиля скорости связана с влиянием кривизны канала и действием переменного поля центробежных сил.

При дальнейших исследованиях аэродинамики извилистых каналов была измерена турбулентность воздушного потока с помощью термоанемометра «Disa Elektronik»; замеры производились в различных сечениях по глубине канала в точках, удаленных от выпуклой стенки канала на разные расстояния. Установлено, что степень турбулентности растет от середины канала к стенкам, причем у выступов меньше, чем у впадин. Это хорошо согласуется с картиной потока, представленной на рис. 2.13. Степень турбулентности интенсивно возрастает от минимума на входе в извилистый канал до максимума

при относительной глубине 0,25—0,35 и далее изменяется менее интенсивно. Максимальные значения степени турбулентности в составе: в середине канала 20%; в седловинах 27%; на выступах 16%, причем последнее значение имеет тенденцию к снижению по глубине канала при $\bar{t} > 0,55$.

Экспериментальное исследование аэродинамики извилистых каналов, образующихся между двумя соседними трубчатыми пластинами, позволило установить высокую насыщенность потока крупно- и мелко-масштабными вихрями и весьма высокие значения коэффициентов поля

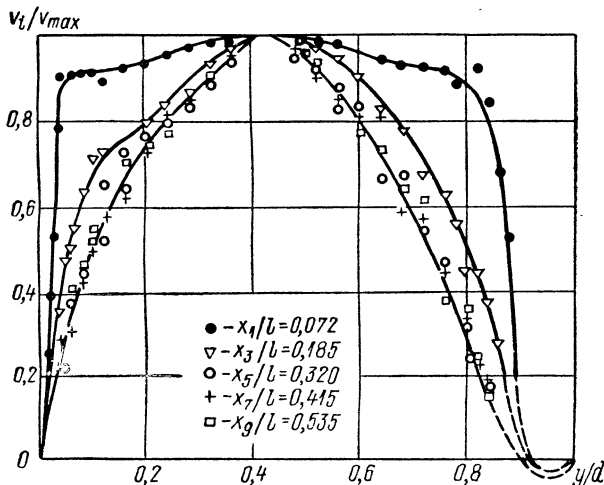


Рис. 2.14. Поля скоростей в воздушном канале поверхности охлаждения из трубчатых пластин (ПТ70) при $Re = 2400$ (y — текущая координата по высоте сечения канала) [1]

(от 0,62 до 0,90), что характеризует значительное увеличение среднего коэффициента теплоотдачи из-за возрастания эффективного числа Рейнольдса, определенного по кривой Стантона—Никурадзе (см. рис. 2.2).

Опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению. С целью отработки конструкции и получения надежных исходных данных для расчета автотракторных радиаторов были выполнены экспериментальные исследования поверхностей охлаждения из трубчатых пластин. Эти исследования проводились в три этапа:

1) определялись тепловые и аэродинамические свойства восьми поверхностей, имеющих различную геометрическую форму (ПТ1—ПТ8), с целью выбора правильного направления дальнейших работ по радиаторам этого типа [9];

2) исследовалось влияние геометрических размеров трубчатых пластин и пакетов из них на теплоотдачу и сопротивление, а также влияние на эти характеристики технологических факторов (ПТ9—ПТ61) [11, 47];

3) экспериментально отработывались методы аналитического определения теплоотдачи и сопротивления поверхностей охлаждения (ПТ62—ПТ73) в связи со спецификой предложенного и успешно освоенного высокопроизводительного метода их опытно-промышленного производства [11, 1].

Полученные экспериментальные данные представлены в табл. 2.5 (при степени турбулентности набегающего потока $\epsilon \approx 1,0\%$).

Поверхности ПТ1—ПТ6 и ПТ8 изготавливались штамповкой из стальной ленты толщиной 0,2 мм и последующей роликовой сваркой, а ПТ7 — из алюминиевой многоканальной ленты, полученной сваркой прокаткой с последующим раздутием. На втором этапе было исследовано свыше пятидесяти различных алюминиевых радиаторов, изготовленных по нескольким вариантам технологии: контактной электросваркой (ПТ9—ПТ53), вытяжкой из расплава (ПТ55—ПТ61), сваркой прокаткой с последующим раздутием (ПТ54). На третьем этапе были исследованы алюминиевые радиаторы, изготовленные из многоканальной радиаторной ленты, выпущенной ПО «Радиатор» и отличающейся как геометрическими размерами, так и наличием фальцованных замков на боковых кромках и между водяными каналами.

В связи с разнообразием и сложностью геометрических форм воздушных каналов при обработке опытных данных на первом и третьем этапах использовался модифицированный эквивалентный диаметр, рассчитанный по формуле (1.2). Физические параметры отнесены к средней температуре воздушного потока в каналах радиаторов, а коэффициент теплопередачи — к поверхности, омываемой воздухом. При определении критерия Нуссельта всюду пользовались уравнением (2.30), куда подставлялись значения k , определенные при скорости воды $u_w = 1,0$ м/с.

На первом этапе было выявлено, что наиболее эффективные поверхности (типа ПТ5) имеют большое число элементов, характерных для внешнего обтекания пучка. Поэтому при исследованиях второго этапа характеристические параметры определялись, как в случае внешней задачи теплообмена. В качестве определяющего размера для поверхности охлаждения с круглыми каналами принят диаметр трубки, а для поверхностей с каналами, выполненными в форме двугрульника, — меньшая ось двугрульника.

Обобщенные формулы. Одним из сложных вопросов, возникших на первом и третьем этапах при обобщении результатов исследований, явился выбор геометрического параметра, который наряду с эквивалентным диаметром должен наиболее полно учитывать специфику геометрических форм исследуемых воздушных каналов. Наилучшие результаты были получены при использовании безразмерного геометрического симплекса формы поверхности, представляющего собой отношение шага по глубине S_2 к радиусу кривизны воздушного канала $(R + a/2)$, т. е.

$$B = S_2/(R + a/2) = 2S_2/(2R + a), \quad (2.109)$$

а также симплекса, учитывающего относительное сужение потока при движении его в воздушном канале

$$\Delta = a_{\max}/a. \quad (2.110)$$

Эти симплексы содержат основные геометрические величины, характеризующие размеры воздушного канала и характер движения потока в нем, т. е. крутизну поворотов и частоту пульсаций потока.

Обобщенное уравнение теплоотдачи для поверхностей охлаждения ПТ2—ПТ8 было получено в следующем виде:

$$Nu_K = 0,0354 \Delta^{0,19} e^{2,154 S_2 / (2R + a)} Re^{0,68 [2S_2 / (2R + a)]^{-0,05}}. \quad (2.111)$$

Это уравнение действительно при следующих значениях переменных: $Re = 1600 \div 10\,000$; $2S_2 / (2R + a) = 0,33 \div 1,28$; $\Delta = 1,0 \div 1,4$.

Анализ опытных данных по влиянию на теплопередачу скорости воды в каналах показал, что в среднем характеристический показатель степени для поверхностей ПТ1—ПТ8 можно принять $q = 0,105$.

Уравнение непосредственной связи для коэффициента теплопередачи поверхностей ПТ2—ПТ8 может быть представлено в виде

$$k = \frac{A \lambda \Phi}{\beta} \Delta^{0,19} e^{1,077 B \left(\frac{4}{\Phi v} \right)^{0,68 B - 0,05}} (\gamma v L)^{0,68 B - 0,05} v_W^{0,105}, \quad (2.112)$$

где $A = 0,00802$ (в системе СИ $A = 0,0093$).

Уравнения аэродинамического сопротивления для поверхностей ПТ2—ПТ8 имеют следующий вид:

критериальное уравнение [действительно при $\beta = 0,5 \div 0,513$; $Re = 1600 \div 18\,000$ и $2S_2 \Delta / (2R + a) = 0,38 \div 1,28$]

$$\zeta = 0,49 [2S_2 \Delta / (2R + a)]^{-0,93} (l/d_3) Re^{0,43 S_2 \Delta / (2R + a) - 0,4}; \quad (2.113)$$

уравнение непосредственной связи

$$\Delta p_L = \frac{A_1 \Phi l [4 / (\Phi v)]^{0,215 B \Delta - 0,4}}{\beta^3 (B \Delta)^{0,93}} (\gamma v L)^{1,6 + 0,215 B \Delta}, \quad (2.114)$$

где $A_1 = 0,0052$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,051$).

Уравнение, полностью обобщающее результаты опытов по теплоотдаче для поверхностей охлаждения ПТ9—ПТ34, ПТ39—ПТ60, исследованных на втором этапе, может быть представлено в виде

$$Nu_K = 0,134 \left(\frac{S_2}{S_3} \right)^{-0,26} \left(\frac{S_1}{d_3} \right)^{-1,28 (1 - d_3/S_3)} \left(\frac{d_3}{S_3} \right)^{-1,05} Re^{0,67}. \quad (2.115)$$

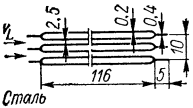
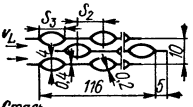
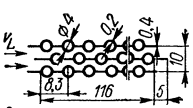
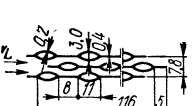
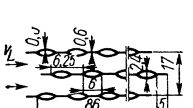
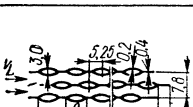
Уравнение справедливо в следующих пределах изменения относительных величин: $S_1/d_3 = 2,0 \div 5,66$; $S_2/d_3 = 0,639 \div 1,725$; $d_3/S_3 = 0,596 \div 1,000$. Исследования поверхностей проведены при $Re = 2500 \div 10\,000$.

Для непосредственного расчета коэффициента теплопередачи водяного радиатора по известным скоростям теплоносителей и заданным геометрическим размерам элементов поверхности охлаждения уравнение (2.115) может быть представлено следующим образом:

$$k = \frac{A d_3^{-0,33} \beta^{0,67} (\gamma v L)^{0,67} v_W^{0,105}}{(S_2/S_3)^{0,26} (d_3/S_3)^{1,05} (S_1/d_3)^{1,28 (1 - d_3/S_3)}}, \quad (2.116)$$

где $A = 4,77$ (в системе СИ $A = 5,53$).

Таблица 2.5. Характеристические коэффициенты и показатели поверхностей охлаждения

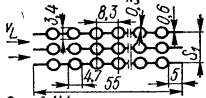
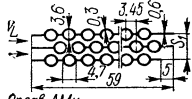
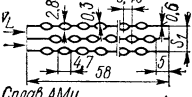
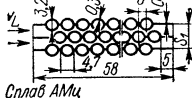
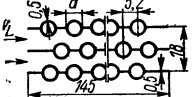
Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры и				
		d_9 , мм	ψ	φ , м ² /м ³	β	l/d_9
 Сталь	ПТ1	4,85	1,04	413	0,500	26,0
 Сталь	ПТ2	5,48	1,41	365	0,500	23,0
	ПТ3	5,08	1,59	392	0,500	24,8
	ПТ4	4,88	1,63	410	0,500	25,8
 Сталь	ПТ5	4,17	1,84	480	0,500	30,2
 Сталь	ПТ6	4,60	1,63	490	0,564	27,4
 Сплав АМц	ПТ7	11,7	2,64	274	0,800	8,2
 Сталь	ПТ8	3,96	1,23	520	0,513	31,8

степени в уравнениях теплоотдачи и сопротивления для
из трубчатых пластин

параметры Прочие размеры, мм	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C_1	C'_1	m
—	2 100—7 000	1,56	0,001	0,95	0,315	1,24	1,75
$S_2 = 18;$	2 100—10 000	18,5	0,042	0,72	0,437	3,14	1,68
$S_3 = 36$	1 800—9 600	23,1	0,063	0,69	0,440	1,62	1,77
$S_2 = 11;$	1 800—9 600	23,4	0,067	0,68	0,560	1,84	1,78
$S_3 = 14$							
$S_2 = 8;$							
$S_3 = 11$							
—	1 600—7 300	41,9	0,121	0,67	0,962	0,72	1,99
—	1 800—9 600	22,8	0,065	0,69	0,731	2,05	1,79
—	2 900—16 000	14,9	0,073	0,69	0,123	1,30	1,79
—	1 600—9 800	26,5	0,081	0,66	0,646	1,37	1,81

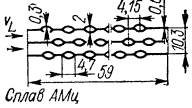
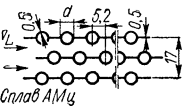
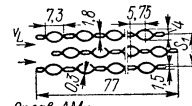
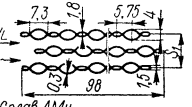
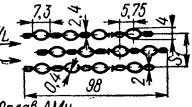
Продолжение табл. 2.5.

параметры	Достоверность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
Прочие размеры, мм							
S ₁ = 9,1	2 500—9 500	34,5	0,113	0,67	0,665	0,92	2,00
S ₁ = 10	2 500—9 500	32,3	0,111	0,67	0,522	0,72	2,00
S ₁ = 11,1	2 500—9 500	34,1	0,125	0,67	0,400	0,55	2,00
S ₁ = 12,5	2 500—9 500	29,6	0,114	0,67	0,284	0,39	2,00
S ₁ = 15,8	2 500—9 500	27,1	0,112	0,67	0,162	0,22	2,00
S ₁ = 9,1	2 500—10 ⁴	39,7	0,124	0,67	0,783	1,24	2,00
S ₁ = 10	2 500—10 ⁴	36,4	0,108	0,67	0,648	1,02	2,00
S ₁ = 11,1	2 500—10 ⁴	35,2	0,126	0,67	0,533	0,84	2,00
S ₁ = 12,5	2 500—10 ⁴	36,6	0,139	0,67	0,421	0,67	2,00
S ₁ = 14,3	2 500—10 ⁴	33,1	0,125	0,67	0,323	0,51	2,00
S ₁ = 15,8	2 500—10 ⁴	29,8	0,119	0,67	0,261	0,41	2,00
S ₁ = 10	2 500—10 ⁴	35,8	0,109	0,67	0,333	0,41	2,00
S ₁ = 11,1	2 500—10 ⁴	35,8	0,115	0,67	0,223	0,27	2,00
S ₁ = 12	2 500—10 ⁴	31,4	0,104	0,67	0,166	0,20	2,00
S ₁ = 13,6	2 500—10 ⁴	26,2	0,095	0,67	0,106	0,13	2,00
S ₁ = 15,8	2 500—10 ⁴	25,8	0,098	0,67	0,060	0,07	2,00
S ₁ = 9,1	2 500—10 ⁴	40,7	0,132	0,67	0,602	0,65	2,00
S ₁ = 10	2 500—10 ⁴	39,8	0,134	0,67	0,495	0,53	2,00
S ₁ = 10,3	2 500—10 ⁴	36,4	0,122	0,67	0,451	0,49	2,00
S ₁ = 12	2 500—10 ⁴	33,5	0,118	0,67	0,321	0,35	2,00
S ₁ = 13,6	2 500—10 ⁴	31,2	0,113	0,67	0,238	0,26	2,00
S ₁ = 15,8	2 500—10 ⁴	27,5	0,103	0,67	0,177	0,19	2,00
S ₁ = 10,3	2 500—10 ⁴	39,4	0,133	0,67	0,564	0,54	2,00
S ₁ = 12	2 500—10 ⁴	33,8	0,121	0,67	0,365	0,35	2,00
S ₁ = 13,6	2 500—10 ⁴	32,0	0,117	0,67	0,246	0,23	2,00
S ₁ = 15	2 500—10 ⁴	30,3	0,115	0,67	0,193	0,18	2,00

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры и				
		$d_{\text{э}},$ мм	ψ	$\Phi,$ м ² /м ³	β	$l/d_{\text{э}}$
 Сплав АМц	ПТ35	3,40	2,16	490	0,304	16,2
	ПТ36	3,40	2,16	412	0,420	16,2
	ПТ37	3,40	2,16	338	0,644	16,2
	ПТ38	3,40	2,16	294	0,680	16,2
 Сплав АМц	ПТ39	3,60	1,85	520	0,433	16,3
	ПТ40	3,60	1,85	475	0,468	16,3
	ПТ41	3,60	1,85	428	0,510	16,3
	ПТ42	3,60	1,85	339	0,603	16,3
	ПТ43	3,60	1,85	306	0,627	16,3
 Сплав АМц	ПТ44	2,80	1,91	449	0,607	20,7
	ПТ45	2,80	1,91	396	0,628	20,7
	ПТ46	2,80	1,91	370	0,656	20,7
	ПТ47	2,80	1,91	303	0,698	20,7
	ПТ48	2,80	1,91	264	0,730	20,7
 Сплав АМц	ПТ49	3,24	1,67	509	0,476	17,9
	ПТ50	3,24	1,67	464	0,514	17,9
	ПТ51	3,24	1,67	420	0,545	17,9
	ПТ52	3,24	1,67	344	0,623	17,9
	ПТ53	3,24	1,67	299	0,668	17,9
 Сплав АМц	ПТ54	5,00	2,05	274	0,601	29,0
	ПТ55	6,00	1,50	288	0,481	24,2
	ПТ56	7,00	1,32	295	0,370	20,7

Продолжение табл. 2.5

параметры	Достовер- ность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C ₁	C' ₁	m
S ₁ = 10 S ₁ = 12 S ₁ = 13,6 S ₁ = 15,8	2 400—9 900 2 400—9 900 2 400—9 900 2 400—9 900	60,8 34,3 34,0 27,5	0,167 0,114 0,123 0,109	0,64 0,64 0,64 0,64	0,693 0,305 0,221 0,127	0,91 0,40 0,29 0,17	2,00 2,00 2,00 2,00
S ₁ = 9,1 S ₁ = 10 S ₁ = 11,1 S ₁ = 13,6 S ₁ = 15,8	2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10*	47,7 42,4 38,5 31,9 29,5	0,135 0,126 0,121 0,113 0,107	0,67 0,67 0,67 0,67 0,67	1,427 1,013 0,701 0,347 0,200	1,87 1,33 0,92 0,45 0,26	2,00 2,00 2,00 2,00 2,00
S ₁ = 9,1 S ₁ = 10 S ₁ = 11,1 S ₁ = 13,6 S ₁ = 15,8	2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10*	42,0 40,4 34,1 27,7 27,1	0,139 0,138 0,119 0,101 0,102	0,67 0,67 0,67 0,67 0,67	0,452 0,362 0,248 0,132 0,084	0,47 0,37 0,26 0,14 0,09	2,00 2,00 2,00 2,00 2,00
S ₁ = 9,1 S ₁ = 10 S ₁ = 11,1 S ₁ = 13,6 S ₁ = 15,8	2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10* 2 500—10*	44,7 42,8 39,2 34,0 —	0,130 0,131 0,125 0,118 —	0,67 0,67 0,67 0,67 0,67	1,562 1,044 0,686 0,267 0,149	1,86 1,24 0,82 0,32 0,18	2,00 2,00 2,00 2,00 2,00
d = 5,0 d = 6,0 d = 7,0	2 500—10* 2 500—10* 2 500—10*	28,7 40,1 48,6	0,100 0,126 0,135	0,67 0,67 0,67	0,045 0,084 0,166	0,03 0,07 0,17	2,00 2,00 2,00

Схема, размеры и материал поверхности	Индекс поверхности	Конструктивные размеры и					
		$d_{\text{э}},$ мм	ψ	$\Phi,$ м ² /м ³	β	$l/d_{\text{э}}$	
 Сплав АМц	ПТ57	2,00	2,22	422	0,750	29,3	
 Сплав АМц	ПТ58 ПТ59 ПТ60	5,00 5,00 4,20	2,05 2,05 2,39	294 288 308	0,582 0,626 0,678	29,0 24,5 34,5	
 Сплав АМц	ПТ61 ПТ62 ПТ63 ПТ64 ПТ65 ПТ66	6,75 7,70 8,57 10,40 9,55 11,60	1,77 1,77 1,77 1,77 1,77 1,77	340 316 295 260 279 240	0,575 0,610 0,633 0,675 0,661 0,696	11,4 10,0 9,0 7,4 8,1 6,6	
 Сплав АМц	ПТ67 ПТ68 ПТ69 ПТ70	6,68 7,56 8,42 9,55	1,77 1,77 1,77 1,77	348 323 302 284	0,580 0,611 0,636 0,679	14,7 13,0 11,6 10,3	
 Сплав АМц	ПТ71 ПТ72 ПТ73	6,06 6,70 7,75	1,77 1,77 1,77	332 323 302	0,504 0,534 0,577	16,2 14,6 12,6	

Продолжение табл. 2.5

параметры	Достоверность по числу Re	Теплоотдача по уравнениям (2.30) и (2.31)			Сопротивление по уравнениям (2.44) и (2.45)		
Прочие размеры, мм		C	C'	n	C_1	C'_1	m
—	2 500—9 500	30,2	0,090	0,67	0,135	0,10	2,00
$d = 5,0$ $d = 5,0$ $d = 4,2$	2 500—9 500 2 500—9 500 2 500—9 500	34,3 34,3 31,0	0,116 0,116 0,110	0,67 0,67 0,67	0,043 0,039 0,031	0,03 0,03 0,02	2,00 2,00 2,00
$S_1 = 13$ $S_1 = 14$ $S_1 = 15$ $S_1 = 17$ $S_1 = 16$ $S_1 = 18$	10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4	20,9 20,0 19,0 17,6 18,3 16,9	0,038 0,032 0,026 0,020 0,022 0,018	0,79 0,82 0,85 0,89 0,87 0,91	0,306 0,244 0,199 0,137 0,164 0,115	0,64 0,58 0,52 0,44 0,48 0,41	2,00 2,00 2,00 2,00 2,00 2,00
$S_1 = 13$ $S_1 = 14$ $S_1 = 15$ $S_1 = 16$	10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4	20,9 20,0 19,0 18,3	0,018 0,032 0,026 0,024	0,91 0,82 0,85 0,87	0,397 0,318 0,258 0,213	0,64 0,58 0,53 0,49	2,00 2,00 2,00 2,00
$S_1 = 13$ $S_1 = 14$ $S_1 = 15$	10^3-10^4 10^3-10^4 10^3-10^4	20,9 20,0 19,0	0,033 0,028 0,024	0,79 0,82 0,85	0,430 0,350 0,303	0,63 0,57 0,57	2,00 2,00 2,00

Обобщенное критериальное уравнение для теплоотдачи при коридорном расположении водяных каналов в пакете (поверхности охлаждения ПТ35—ПТ38) имеет вид

$$Nu_k = 0,44 (S_1/d_3)^{-0,91} Re^{0,64}. \quad (2.117)$$

Уравнение действительно при $Re = 2500 \div 10\,000$; $S_2/d_3 = 0,884$; $d_3/S_3 = 0,724$.

Можно видеть, что в этом случае относительный шаг водяных каналов по фронту оказывает значительно большее влияние на теплоотдачу, чем при шахматном расположении. Действительно, этот размер в коридорных пакетах по существу определяет характер и интенсивность пульсаций давления, обусловленных сужениями и расширениями воздушного потока, а следовательно, и интенсивность теплоотдачи.

Для возможности непосредственного расчета коэффициента теплопередачи при различных скоростях теплоносителей последнее уравнение может быть представлено следующим образом:

$$k = Ad_3^{-0,36} \beta^{-0,64} (S_1/d_3)^{-0,91} (\gamma v_L)^{0,64} v_W^{0,105}, \quad (2.118)$$

где $A = 11,5$ (в системе СИ $A = 13,3$).

Аэродинамическое сопротивление поверхностей охлаждения с шахматным расположением водяных каналов может быть рассчитано по формуле

$$\xi = 1,34 (S_2/S_3)^{0,4} (S_1/d_3)^{-1,48} (S_3/d_3) (d_3/S_3)^{-2,56} z Re^0. \quad (2.119)$$

Эта формула обобщает результаты испытания поверхностей охлаждения в следующих пределах: $S_1/d_3 = 2,5 \div 5,66$; $S_2/d_3 = 0,639 \div 1,725$; $d_3/S_3 = 0,596 \div 1,000$; $Re = 2500 \div 10\,000$.

Результаты исследований аэродинамического сопротивления поверхностей, имеющих коридорное расположение водяных каналов, были также обработаны в критериальной форме и могут быть представлены обобщенным уравнением (при $Re = 2500 \div 10\,000$; $S_2/d_3 = 0,884$; $d_3/S_3 = 0,724$)

$$\xi = 0,9 (S_1/d_3)^{-1,15} l Re^0. \quad (2.120)$$

Сравнение аэродинамического сопротивления коридорных и шахматных пакетов, имеющих одинаковые геометрические размеры элементов поверхностей охлаждения, показывает, что поверхности с коридорным расположением каналов имеют более высокое сопротивление.

Критериальные уравнения с целью определения аэродинамического сопротивления непосредственно по геометрическим размерам поверхности охлаждения и скорости воздуха могут быть преобразованы следующим образом.

Для шахматного расположения водяных каналов

$$\Delta p_L = A_1 \beta^{-2} (S_2/S_3)^{0,4} (S_1/d_3)^{-1,48} (S_3/d_3) (d_3/S_3)^{-2,56} z (\gamma v_L)^2, \quad (2.121)$$

где $A_1 = 0,0518$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,508$).

Для коридорного расположения водяных каналов

$$\Delta p_L = A_1 \beta^{-2} (S_1/d_3)^{-1,15} l (\gamma v_L)^2, \quad (2.122)$$

где $A_1 = 0,0349$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,342$).

Области применимости последних двух формул те же, что и у исходных критериальных уравнений.

Из последних работ по исследованиям трубчатых пластин следует отметить работу [40], где приведены критериальные уравнения для трубчатых пластин с коридорным расположением каналов, имеющих круглое сечение. Материал пластин — сталь. Соотношения относительных размеров в этих пучках близки к использованным в алюминиевых радиаторах, и поэтому приводимые данные представляют интерес, так как в некоторой мере восполняют пробел в исследованиях пластин с коридорным расположением каналов. Эквивалентный диаметр равен внешнему диаметру каналов. В работе [40] получены следующие критериальные уравнения:

для теплоотдачи

$$Nu = 0,063 Re^{0,73}; \quad (2.123)$$

для аэродинамического сопротивления

$$\zeta = 0,2 (S_1/d_3 - 1)^{-0,65} (2S_2/d_3 - 1)^{0,42} z. \quad (2.124)$$

Область применимости последних формул: $Re = 2500 \div 25\,000$; $S_1/d_3 = 3,0 \div 8,4$; $S_2/d_3 = 0,7 \div 1,6$.

Обобщение результатов исследований третьего этапа [11, 1] позволило получить критериальные уравнения теплоотдачи и сопротивления в следующем виде:

$$Nu_k = 0,47 (S_1/S_4)^{-2,16} (S_2/S_4)^{-0,26} Re^{1,52-1,6S_2/(2R+a)}; \quad (2.125)$$

$$\zeta = 2,42 (l/d_3) (S_1/S_4)^{-1,26} (S_2/S_4)^{0,4} Re^0. \quad (2.126)$$

Область применимости этих формул: $Re = 10^3 \div 10^4$; $S_1/S_4 = 3,25 \div 4,5$; $S_2/S_4 = 0,639 \div 1,725$; $2S_2/(2R + a) = 0,760 \div 0,691$.

Два последних критериальных уравнения могут быть преобразованы в следующие уравнения непосредственной связи для принятой на ПО «Радиатор» геометрической формы трубчатых пластин:

$$k = AS_1^{-0,63} (\gamma v_L)^{0,86} \nu_w^{0,105}, \quad (2.127)$$

где $A = 1,354$ (в системе СИ $A = 1,58$).

$$\Delta p_L = A_1 l \varphi \beta^{-3} S_1^{-0,7} (\gamma v_L)^2, \quad (2.128)$$

где $A_1 = 0,00011$ при Δp_L в кгс/м² (если Δp_L в Па, то $A_1 = 0,00111$).

Последние два уравнения действительны при следующих значениях геометрических параметров: $S_2/S_4 = 1,44$; $S_1/S_4 = 3,25 \div 4,50$; $2S_2/(2R + a) = 0,76 \div 0,91$.

2.8. ВЛИЯНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ НА ТЕПЛОВЫЕ И АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

О механизме загрязнения радиаторов. Приведенные выше в настоящей главе характеристики теплоотдачи и сопротивления относятся к чистым поверхностям охлаждения. В действительности на тракторах, в комбайнах и автомобилях в реальных условиях эксплуатации всегда

имеет место загрязнение радиаторов как с внешней, так и с внутренней стороны, так как теплоносители, проходящие через радиатор, всегда содержат механические и другие примеси. На внутренней стороне радиатора механические примеси играют меньшую роль, здесь существенное значение, особенно для воды, приобретают растворенные соли, которые выделяются в виде накипи, продуктов коррозии и отложений на внутренних стенках каналов. Для воздушного потока основное значение имеют механические примеси в виде пыли, жидкой грязи, песка, насекомых, растений, половы, волокнистых веществ, моторного масла, сажи и т. п. Рабочий процесс в загрязненных радиаторах (как и в теплообменниках в других отраслях техники) является сравнительно малоизученным, что при разработке конструкций машин весьма затрудняет решение практических вопросов, связанных с необходимостью защиты радиаторов от загрязнения и с их очисткой (или самоочисткой).

Механизм образования слоя загрязнения на поверхностях охлаждения обусловлен появлением сил притяжения (прилипания) P , вызванных или наличием ненасыщенных полей поверхностных атомов твердых тел [35], или адгезией. Эти силы зависят от природы тел, кривизны соприкасающихся поверхностей, но не зависят от массы и размеров соприкасающихся тел. Поэтому для крупных частиц они оказываются меньше сил аэрогидродинамического воздействия P_a и сил тяжести P_G и не могут удерживать такие частицы на поверхности. С уменьшением размеров частиц силы P_a и P_G уменьшаются и могут оказаться меньше сил притяжения в точках контакта. Такие частицы будут прилипать к поверхности охлаждения. Следовательно, условия, определяющие состояние поверхности охлаждения, имеют вид:

при отсутствии загрязнения

$$(P_a + P_G)/P > 1;$$

при наличии загрязнения

$$(P_a + P_G)/P < 1.$$

Особенности рабочего процесса загрязненных радиаторов. Отложения, образующиеся на поверхностях радиаторов, имеют, как правило, низкую теплопроводность, а следовательно, и высокое термическое сопротивление. В табл. 2.6 приведены физические свойства некоторых материалов, которые являются загрязнителями как внешних, так и внутренних поверхностей радиаторов.

При рассмотрении рабочего процесса в загрязненном радиаторе [11, 53] следует исходить из того, что к снижению коэффициента теплоотдачи на поверхности охлаждения (с воздушной и жидкостной сторон) приводят следующие причины:

1) отложение слоя загрязнения, имеющего высокое термическое сопротивление;

2) снижение скорости теплоносителя (воздуха или жидкости), а иногда даже прекращение его поступления в те или иные каналы из-за их полной закупорки (чаще всего на начальном участке);

3) изменение характера течения потока по каналам поверхности охлаждения из-за местных (локальных) отложений загрязнителя.

Перечисленные причины чаще всего проявляются в совокупности, обуславливая интегральный отрицательный эффект. Локальные значения термического сопротивления слоя загрязнений R_t можно опреде-

Таблица 2.6. Физические свойства материалов-загрязнителей

Загрязнитель	Плотность, г/см ³	Коэффициент теплопроводности λ и удельная теплоемкость c_p при температуре t		
		$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C})$	$c_p, \text{ккал}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$
Глина	1,85	450	0,886	0,26
Земля сухая	1,50	—	0,120	—
Земля влажная	1,70	—	0,565	0,48
Кокс порошкообразный	0,45	100	0,164	0,29
Копоть	0,19	40	0,027	—
Опилки древесные	0,20	80	0,060	—
Песок сухой	1,50	20	0,284	0,19
Песок влажный	1,65	20	0,972	0,50
Торф	0,22	50	0,055	—
Дизельное масло	0,87	80	0,106	0,49
Накипь	—	65	1,135—2,700	—

лить по найденному через заданный промежуток времени τ коэффициенту теплоотдачи:

$$R_\tau = 1/\alpha_\tau - 1/\alpha_0, \quad (2.129)$$

где α_0 и α_τ — коэффициенты теплоотдачи соответственно чистой и загрязненной поверхностей охлаждения.

Если радиатор был чистым в начальный период времени, то термическое сопротивление после работы в течение времени τ составит [74]

$$R_\tau = R_{\tau \max} (1 - e^{-B\tau}), \quad (2.130)$$

где $R_{\tau \max}$ — максимальное термическое сопротивление, к которому со временем стремятся асимптотически приблизиться кривые загрязнения (при максимально возможной толщине отложения); B — константа, определяемая экспериментально.

Коэффициент теплоотдачи загрязненного радиатора может быть представлен отдельно для жидкостной и воздушной сторон поверхности охлаждения:

$$\alpha_{w\tau} = 1/(1/\alpha_{w0} + R_{w\tau}); \quad (2.131) \quad \alpha_{L\tau} = 1/(1/\alpha_{L0} + R_{L\tau}), \quad (2.132)$$

где $R_{w\tau}$ и $R_{L\tau}$ — средние по радиатору термические сопротивления соответственно внутренних и внешних слоев загрязнений, учитывающие отложения загрязнителя на стенках каналов и возможную закупорку их входных участков.

Подставляя значения коэффициентов теплоотдачи из последних формул в уравнение (2.22), получим выражение для коэффициента теплопередачи загрязненного радиатора:

$$k_\tau = 1/(1/k_0 + \psi R_{w\tau} + R_{L\tau}), \quad (2.133)$$

или

$$1/k_\tau - 1/k_0 = R_{L\tau} + \psi R_{w\tau} = R_\tau. \quad (2.134)$$

Можно видеть, что влияние внутренних загрязнений на общее термическое сопротивление R_τ при прочих равных условиях оказывается более заметным, чем влияние внешних загрязнений. Это обусловлено конструктивными особенностями автотракторных радиаторов, которые обычно имеют коэффициент оребрения больше единицы.

Из последнего уравнения по известной величине R_τ можно найти коэффициент теплопередачи загрязненной поверхности:

$$k_\tau = k_0 / (1 + R_\tau k_0). \quad (2.135)$$

При отсутствии загрязнения $R_\tau = 0$ и $k_\tau = k_0$.

Из формулы (2.135) видно, что коэффициент теплопередачи загрязненной поверхности в значительной степени зависит от коэффициента теплопередачи чистой поверхности.

Для учета снижения теплоотдачи радиатора вследствие загрязнения поверхности охлаждения могут быть использованы:

а) коэффициент чистоты поверхности охлаждения η_3 , на который умножается общий коэффициент теплопередачи чистого радиатора:

$$k_\tau = k_0 \eta_3; \quad (2.136)$$

б) коэффициент загрязнения поверхности охлаждения ϵ_3 , который численно равен величине дополнительного термического сопротивления R_τ , вызываемого загрязнением внутренней и внешней сторон поверхности охлаждения.

Коэффициент чистоты определяет в неявной форме многочисленные отклонения от рабочего процесса, свойственного чистой поверхности охлаждения радиатора, вследствие загрязнения внутренних и внешних поверхностей охлаждения, забивания фронта радиатора и т. д. В начальный момент времени, т. е. при $\tau = 0$, $\eta_3 = 1,0$. Как показывает практика энергетической промышленности [74], использование коэффициента чистоты, особенно в тех случаях, когда его величина проверена в практической эксплуатации, дает возможность правильно оценивать эффективность теплообменника через заданный срок эксплуатации. Однако применение коэффициента, который зависит от большого числа переменных величин, приводит к потере ценной информации о природе и путях снижения загрязнения радиаторов.

Чтобы установить соотношение между коэффициентом чистоты и коэффициентом загрязнения, приравняем правые части уравнений (2.135) и (2.136). Учитывая, что $\epsilon_3 = R_\tau$, получим

$$\eta_3 = 1 / (1 + \epsilon_3 k_0). \quad (2.137)$$

Из последнего уравнения следует, что при одном и том же коэффициенте загрязнения коэффициент чистоты различных поверхностей охлаждения, отличающихся величиной k_0 , будет неодинаков.

Опытные данные по характеристикам загрязненных радиаторов. Специальные испытания автомобилей ЗИЛ-130 в зоне Каракумского канала [15] позволили установить влияние отложения накипи на снижение эффективности радиатора. На рис. 2.15 можно видеть, что после пробега автомобиля $S = 100$ тыс. км вследствие увеличения толщины слоя накипи δ_n в трубках трехрядного радиатора относительный расход воды $\overline{G_W} = G_{W_{грязн}} / G_{W_{чист}}$ уменьшился на 12%, а коэффициент чистоты — на 38%. Авторы предлагают следующую эмпирическую формулу, которая учитывает изменение теплоотдачи

радиатора автомобиля ЗИЛ-130 (поверхность охлаждения ТЛВ1) для разной толщины слоя накипи:

$$Q = 10^6 \sqrt{0,0075 (0,8 - \delta_n)}, \quad (2.138)$$

где δ_n — в мм.

Проблема внешнего загрязнения радиаторов актуальна для тракторов, комбайнов и автомобилей, используемых непосредственно в технологическом процессе производства в сельском хозяйстве (например, при уборке урожая), в лесном хозяйстве, строительстве, торфяной промышленности и др., а также при транспортных перевозках по грунтовым дорогам в сухое время года.

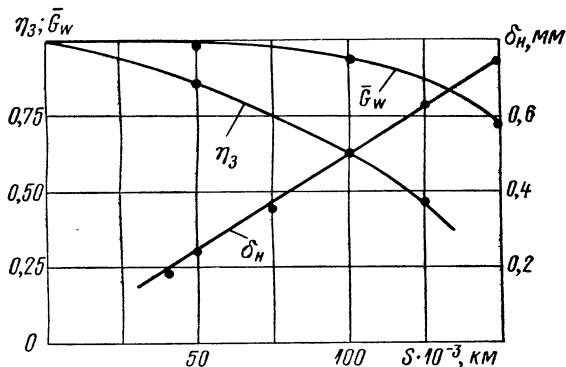


Рис. 2.15. Изменение толщины слоя накипи, коэффициента чистоты серийного радиатора автомобиля ЗИЛ-130 и относительного расхода воды через него (при $n_{\text{дв}} = 2000$ об/мин) в зависимости от пробега автомобиля в условиях Средней Азии

Физико-механические свойства загрязненной воздушной среды характеризуются тремя параметрами: запыленностью воздуха, дисперсным (или фракционным) составом примесей и их физико-химическими свойствами (плотность, форма, размеры, теплопроводность и т. п.). Запыленность воздуха определяется массой частиц, содержащихся в единице объема воздуха.

Примеси, загрязняющие радиаторы, являются дисперсными системами и, как правило, состоят из частиц разного размера. Размер частиц — понятие условное вследствие разнообразия их форм и неправильности строения. Под размером частиц следует понимать длину их наибольшего поперечного сечения, а поэтому в нашем случае условно можно подразделять примеси на два типа: мелкоструктурные, когда размер наиболее крупных частиц меньше минимального размера воздушных каналов радиатора, и крупноструктурные, когда размер наиболее крупных частиц больше минимального размера воздушных каналов радиатора.

Минимальные размеры воздушных каналов современных радиаторов составляют 2,0—3,5 мм, поэтому к числу мелкоструктурных

примесей воздуха (загрязнителей) относятся дорожная, почвенная и строительная пыль, сажа и т. д., а к числу крупноструктурных — полова, хвоя, листья, торфяная крошка, крупные насекомые, комки грязи и т. п.

Максимальная запыленность воздуха, входящего в радиатор машины, движущейся в колонне, может составлять 2,5—5 г/м³. Пыль задерживается на поверхностях охлаждения радиаторов, причем количество оседаемой пыли значительно возрастает, если поверхности радиаторов влажные или забрызганы дизельным топливом или маслом. Максимальная концентрация крупноструктурных загрязнителей в потоке воздуха, входящем в радиатор, составляет 0,5 г/м³.

К числу факторов, вызывающих загрязнение внешних поверхностей радиаторов, относятся и выхлопные газы двигателей (особенно содержащаяся в них сажа) в тех типах тракторов и автомобилей, где они выводятся в зоне расположения радиаторов (колесный тягач МАЗ-537, автомобили-цистерны и др.). В большинстве случаев внешнее загрязнение радиаторов представляет собой комбинацию нескольких видов загрязнителей.

Для внешних поверхностей радиаторов могут иметь место два вида отложений загрязнителей: по фронту радиатора, т. е. на начальных участках воздушных каналов, и по остальной поверхности, образующей стенки по глубине воздушных каналов, а также их сочетание. Исследования аэродинамики загрязнения и теплоотдачи загрязненных радиаторов с поверхностями охлаждения различного типа были выполнены в ОНИЛАР ЛСХИ [11, 53].

В типичном тракторном медном радиаторе трубчато-пластинчатого типа ($S_1 = 13,5$ мм; $S_2 = 25$ мм; $l = 75$ мм; $S_4 = 4,1$ мм; $\psi = 5,7$; $\beta = 0,75$; расположение трубок — коридорное; минимальное сечение воздушного канала 10,5×4 мм) при испытаниях на трех видах крупноструктурных загрязнителей (полова ячменя, хвоя и торфяная крошка) с концентрацией 0,5 г/м³ оказалась характерной засоренность фронта крупными частицами, размеры которых больше проходных сечений воздушных каналов радиатора. Ориентация этих частиц по фронту — хаотическая. Слой загрязнения смещен к нижней части фронта, причем с течением времени этот слой постоянно уплотняется и его толщина увеличивается. К наружной стороне слоя меняется фракционный состав загрязнителя: увеличивается количество частиц, имеющих относительно меньшие размеры. В осевшем загрязнителе по сравнению с исходным значительно снижено относительное количество тонких фракций. Особенно это относится к частицам, характерные размеры (крупность) которых существенно меньше размеров воздушных каналов радиатора.

Фронт поверхности охлаждения из алюминиевых трубчатых пластин (ПТ61) значительно менее подвержен засорению крупноструктурными загрязнителями. Так как воздушные каналы этой поверхности имеют щелевую форму сечения, то частицы загрязнителя при попадании на фронтальную поверхность постепенно ориентируются в направлении длинной стороны щелей и проходят через всю глубину воздушных каналов. Фронтальная поверхность этого радиатора через 25 ч испытаний практически осталась незагрязненной.

На рис. 2.16 представлена зависимость массы осевшего в радиаторе крупноструктурного загрязнителя от времени работы тракторных радиаторов на загрязненном воздушном потоке ($n_{\text{дв}} = 1600$ об/мин). Одновременно из графика можно видеть, что загрязнения, отложившиеся на фронте радиатора трубчато-пластинчатого типа, оказывают

существенное влияние на равномерность распределения скоростей и резко снижают среднюю скорость воздуха, проходящего через радиатор. Поверхность же охлаждения из трубчатых пластин сохраняет свои аэродинамические свойства практически неизменными в течение 25 ч работы на загрязненном потоке, а масса осевшего за это время загрязнителя минимальна и не превышает 10 г.

Исследование теплоотдачи загрязненных таким образом радиаторов выявило (рис. 2.17), что в поверхностях охлаждения трубчато-пластинчатого типа загрязнение фронтальной поверхности, имеющей

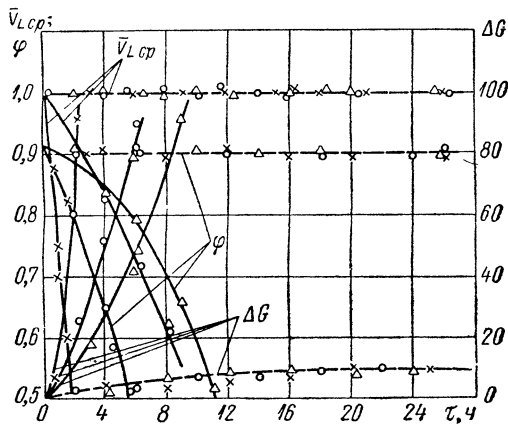


Рис. 2.16. Зависимость относительной скорости $\bar{v}_{L\text{ ср}}$ и коэффициента поля скоростей воздуха φ перед фронтом, а также массы ΔG крупноструктурного загрязнителя, осевшего в радиаторе, от времени работы τ на загрязненном потоке (концентрация загрязнителей $0,5 \text{ г/м}^3$) для поверхностей охлаждения трубчато-пластинчатого типа (ТП) и из трубчатых пластин (ПТ61):

x — половая ячменя; O — еловая хвоя; Δ — торфяная крошка

решетчатое строение, и сопутствующее ему ухудшение аэродинамических показателей приводят к снижению теплоотдачи, причем наиболее интенсивно по времени это происходит при загрязнении половой, несколько меньше — хвоей и еще меньше — торфяной крошкой. Поверхность охлаждения из трубчатых пластин практически не подвержена загрязнению исследованными крупноструктурными загрязнителями. Ее тепловые показатели (коэффициенты η_3 и ϵ_3) не изменяются в течение длительного времени работы на загрязненном воздушном потоке.

Основными факторами, влияющими на процесс отложения мелкоструктурных загрязнителей внутри воздушных каналов, являются: время работы на загрязненном потоке воздуха, скорость и степень турбулентности этого потока, дисперсный состав загрязнителя, его

концентрация в воздушном потоке, геометрия и размеры поверхности охлаждения. Исследования аэродинамики загрязнения радиаторов мелкоструктурными загрязнителями (сухой дорожной и почвенной пылью) и теплоотдачи загрязненных ими радиаторов позволили установить основные особенности рабочего процесса радиаторов при этом виде загрязнения. Из рис. 2.18 видно, что в течение первого периода работы радиатора происходит снижение средней скорости воздуха и коэффициента чистоты, а затем (через 8—10 ч) они устанавливаются практически на одном уровне. Очевидно, что причиной этого являются

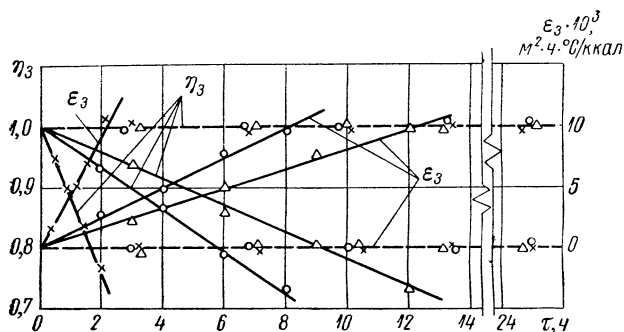


Рис. 2.17. Влияние времени загрязнения τ фронта радиаторов трубчато-пластинчатого типа (ТП) и из трубчатых пластин (ПТ61) на коэффициент чистоты η_3 и коэффициент загрязнения ϵ_3 (концентрация загрязнителей $0,5 \text{ г/м}^3$):

х — половая ячменя; О — еловая хвоя; Δ — торфяная крошка;
 — — — — ТП; - - - - - ПТ61

первоначальное интенсивное загрязнение и последующая стабилизация толщины слоев отложений в воздушных каналах радиатора.

Сравнение дисперсного состава исходного и осевшего в радиаторе загрязнителя показывает, что рост загрязняющего пылевого слоя происходит в основном за счет осаждения тонких фракций. Эти фракции склонны к прилипанию на сухую поверхность охлаждения, и поэтому в зонах с малой скоростью потока (например, на задних стенках водяных трубок) создаются благоприятные условия для образования осадка. В последующем по мере роста толщины слоя осадка его наружная поверхность становится все более доступной для ударов крупных частиц пыли, движущихся в направлении основного потока. Поэтому рост слоя отложений сначала замедляется, а затем и вовсе прекращается, так как наступает динамическое равновесие между процессом осаждения пыли и процессом разрушения осевшего слоя.

Интенсивность загрязнения радиаторов мелкоструктурными загрязнителями (пылью) существенно зависит от скорости воздуха перед фронтом. По мере увеличения скорости происходит соответствующее снижение времени стабилизации слоя отложений и сопутствующее ему снижение относительной массы осевшей на поверхности пыли. Так, при скорости перед фронтом 8 м/с относительная масса осевшей пыли

сокращается более чем в 3 раза по сравнению со скоростью 2 м/с, а время стабилизации толщины слоя — примерно в 1,8 раза. Очевидно, указанная особенность связана с тем, что количество соприкосновений тонких фракций пыли с поверхностью охлаждения растет приблизительно пропорционально первой степени скорости, а разрушающее воздействие крупных частиц — кубу скорости. Поэтому динамическое

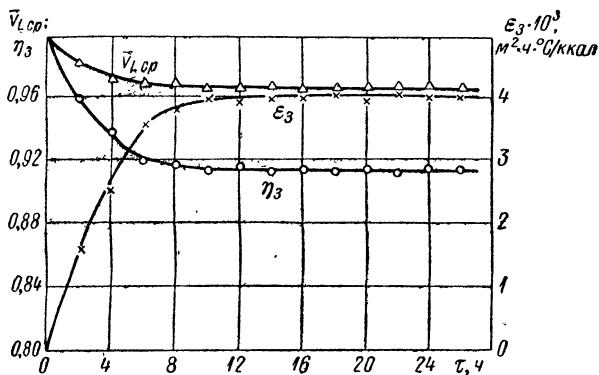


Рис. 2.18. Зависимость относительной средней скорости воздуха перед фронтом радиатора $\bar{v}_{L\text{ ср}}$, коэффициента чистоты η_z и коэффициента загрязнения ϵ_z радиатора трубчато-пластинчатого типа от времени τ загрязнения сухой почвенной пылью (концентрация 5 г/м³); параметры поверхности охлаждения: диаметр круглых трубок 5 мм; $S_1 = 10$ мм; $S_2 = 15$ мм; $S_4 = 4,1$ мм; $\delta = 0,1$ мм; $l = 86$ мм; $\beta = 0,49$; расположение трубок — коридорное

равновесие между процессами оседания пыли и разрушения осевшего слоя с увеличением скорости наступает при меньшей толщине осадка.

Удельная загрязненность Δg_e кварцевой пылью поверхностей охлаждения трубчато-пластинчатого типа при скорости воздуха перед фронтом радиатора 6 м/с составляет:

Марка трактора	ДТ-75	МТЗ-50
Расположение трубок	Коридорное	Шахматное
Δg_e , г/см²	0,0035	0,0015

Удельная загрязненность определялась как частное от деления массы осевшей в радиаторе пыли на площадь поверхности охлаждения по воздуху. Можно видеть, что при шахматном расположении трубок удельная загрязненность в два раза ниже, чем при коридорном. Это объясняется тем, что при коридорном расположении трубок происходит более интенсивное отложение тонких фракций пыли в промежутках между трубками в продольных рядах, где имеются застойные области. При шахматном расположении задние стенки трубок обдуваются диагональными потоками воздуха, а их передние стенки — потоком, выходящим из воздушного канала, образованного трубками предыдущего поперечного ряда.

Специальные тепловые испытания большого числа загрязненных в процессе эксплуатации радиаторов подтвердили, что минимальные значения коэффициентов чистоты радиаторов при загрязнении сухой пылью $\eta_3 = 0,9$, что в климатических условиях средней полосы мало заметно. При загрязнении фронта радиаторов крупноструктурными загрязнителями минимальные значения коэффициента чистоты $\eta_3 = 0,73 \div 0,78$, причем в этих условиях наступал перегрев системы охлаждения при температуре окружающего воздуха $15-20^\circ \text{C}$. В качестве примера можно привести результаты тепловых исследований некоторых тракторов и автомобильных радиаторов после длительной их эксплуатации в типичных условиях:

Марка трактора (автомобиля)	К-700	МЗМА-407
Индекс поверхности охлаждения	ТП6	ПРп9
Наработка (пробег)	2000 мото-ч	43 000 км (24 месяца)
η_3 при следующих видах загрязнения:		
накипь	0,93—0,95	0,96—0,98
накипь + пыль	0,90—0,91	0,93—0,95
накипь + пыль + крупноструктур- ные загрязнители	0,70—0,72	0,93—0,95

Алюминиевые радиаторы эксплуатировались на автомобиле МЗМА-407 в городских условиях на водопроводной воде, имеющей высокую жесткость. После пробега 43 тыс. км толщина слоя накипи в трубках составляла 0,06—0,08 мм, а толщина слоя отложений на внешних поверхностях — 0,1—0,3 мм. Радиатор трактора К-700 после наработки в полевых условиях 2000 мото-ч имел на 30% фронтальной поверхности плотно приставшие грязевые отложения, в основном органического происхождения. Толщина отложений на отдельных участках фронта составляла 20—30 мм. Из приведенных данных видно, что в радиаторах тракторов самое большое влияние на снижение тепловой эффективности оказывает загрязнение фронта. Загрязнение же стенок воздушных каналов на коэффициент η_3 влияет меньше, чем загрязнение накипью. Приблизительно такой же характер влияния на теплоотдачу поверхностных загрязнений воздушных и водяных каналов имеет место в автомобильных радиаторах, эксплуатирующихся в городских условиях.

Анализ результатов выполненных исследований и литературных данных свидетельствует, что прогрессивными путями снижения загрязнения в радиаторах являются:

1) на жидкостной стороне радиаторов автомобилей, тракторов и комбайнов — использование специальных всесезонных охлаждающих жидкостей, мягкой воды, ингибиторов против коррозии и накипобразования.

2) на воздушной стороне радиаторов тракторов и комбайнов — использование поверхностей охлаждения, имеющих шелевую структуру фронтальной поверхности (а не решетчатую), например из трубчатых пластин, шахматного расположения трубок, достаточно больших проходных сечений (не менее 4 мм).

Во всех случаях важное значение имеет простота очистки загрязненных поверхностей. Поэтому следует рекомендовать разборные конструкции радиаторов, что существенно упрощает очистку загрязненных в процессе эксплуатации поверхностей.

Хотя желательно для уменьшения размеров радиатора снижать размеры сечения воздушных каналов, существует определенный пре-

дел, ниже которого происходит чрезмерно быстрое загрязнение радиатора крупноструктурными загрязнителями, что требует весьма частых чисток. По данным работы [80], для большинства дорожных машин минимальный шаг пластин в трубчато-пластинчатых сердцевинах может составлять 1,6—1,7 мм, для недорожных машин — 2,5 мм, для сельскохозяйственных машин — 3,2 мм, если только перед радиатором не устанавливается сетчатый экран.

2.9. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

Сравнение и оценка качества различных конструкций радиаторов является чрезвычайно сложной задачей и прежде всего из-за того, что должны выполняться на основании учета большого количества характеризующих радиатор показателей. Примерная взаимосвязь рассматриваемых при этом свойств представлена на рис. 2.19. Наиболее ответственным элементом является поверхность охлаждения, от конструктивного и технологического выполнения которой зависят важнейшие показатели. Поэтому при выборе и разработке системы оценочных параметров исходим из необходимости оценить в первую очередь основные свойства поверхностей охлаждения. Как было показано выше, существенное значение имеет правильный выбор геометрической формы и размеров элементов поверхности охлаждения, применение того или иного устройства для интенсификации теплообмена и др.

В настоящее время совершенство теплообменных поверхностей с энергетической стороны принято характеризовать соотношением переданного количества тепловой энергии и энергии, затраченной на преодоление сопротивления [32, 3, 30]. Очевидно, чем выше значение этого отношения, тем более эффективна, с точки зрения затрат энергии, теплообменная поверхность.

При оценке тепловой эффективности температурный напор не играет роли, поэтому в соответствии с предложением В. М. Антуфьева [3] исключение влияния температурного напора может быть осуществлено отношением теплоотдачи радиатора к единице температурного напора, т. е. 1°C . Кроме того, если отведенную теплоту и затраченную на ее отвод мощность отнести к единице поверхности охлаждения, то критерием оценки эффективности радиатора будет энергетический коэффициент

$$E = k/N_{\text{с0}}, \quad (2.139)$$

где

$$N_{\text{с0}} = [C_1/(\gamma\varphi_{\text{фр}})] (\gamma v_L)^{m+1}. \quad (2.140)$$

Преобразуем формулу (2.139) с помощью характеристических уравнений, выражающих влияние массовой скорости воздушного потока γv_L на коэффициент теплопередачи k и аэродинамическое сопротивление Δp_L .

При определении коэффициента C по формуле (2.31) значения k для сравниваемых автотракторных радиаторов следует брать при одинаковой средней скорости воды в сердцевине ($v_{\text{ш}} = 1$ м/с). Тогда

$$E = C (\varphi_{\text{фр}} \gamma / C_1)^{n/(m+1)} N_{\text{с0}}^{n/(m+1)-1}. \quad (2.141)$$

Таким образом, при одинаковых значениях подводимой мощности $N_{\text{с0}}$ отношение энергетических коэффициентов E_i и E_0 двух

сравниваемых поверхностей охлаждения покажет их сравнительную тепловую эффективность. Если, следуя В. М. Антуфьеву [3], принять какую-то поверхность охлаждения за эталонную (E_0), то можно определить безразмерный коэффициент эффективности τ_i для любой поверхности:

$$\tau_i = \frac{E_i}{E_0} = \frac{C_i (\varphi_{\text{фр } i} \gamma / C_{1i})^{n_i / (m_i + 1)}}{C_0 (\varphi_{\text{фр } 0} \gamma / C_{10})^{n_0 / (m_0 + 1)}} N_{\text{вб}}^{n_i / (m_i + 1) - n_0 / (m_0 + 1)}. \quad (2.142)$$

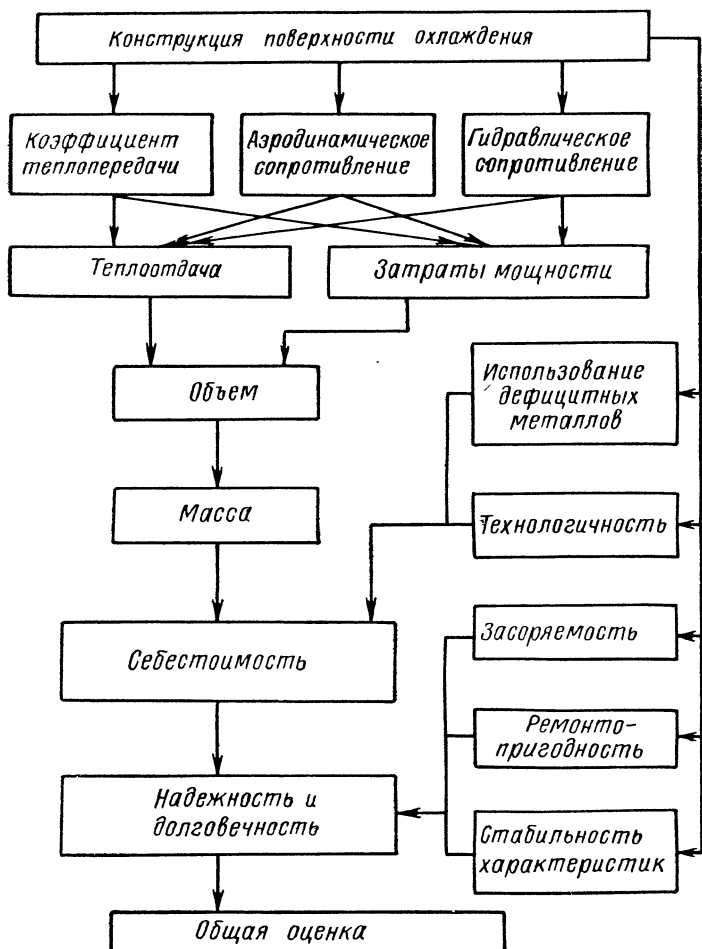


Рис. 2.19. Примерная взаимосвязь свойств радиаторов при их оценке и сравнении

Последняя формула позволяет по известным аэродинамическим, тепловым и геометрическим параметрам аналитически определить сравнительную тепловую эффективность поверхностей охлаждения при одинаковой величине затрачиваемой на охлаждение мощности. Так как сравнение поверхностей охлаждения только по тепловой эффективности еще не является полным, то можно, используя отнесение затрат мощности к единице поверхности и условие $\Delta t = 1^\circ \text{C}$, перейти к сравнению поверхностей по габаритам, массе и стоимости.

Сравнительную оценку габаритных размеров (объемов) поверхностей охлаждения можно произвести, вводя понятие объемного коэффициента τ_v :

$$\tau_{vi} = \frac{\varphi_0 C_0 (\varphi_{\text{фр } 0} \gamma / C_{10})^{n_0/(m_0+1)}}{\varphi_i C_i (\varphi_{\text{фр } i} \gamma / C_{1i})^{n_i/(m_i+1)}} N_{v0}^{n_0/(m_0+1) - n_i/(m_i+1)}. \quad (2.143)$$

По аналогии с предыдущим сравнение показателей массы будем производить при помощи коэффициента массы

$$\tau_{gi} = \frac{\varphi_0 \varphi_{gi} C_0 (\varphi_{\text{фр } 0} \gamma / C_{10})^{n_0/(m_0+1)}}{\varphi_i \varphi_{gi} C_i (\varphi_{\text{фр } i} \gamma / C_{1i})^{n_i/(m_i+1)}} N_{v0}^{n_0/(m_0+1) - n_i/(m_i+1)}. \quad (2.144)$$

Пользуясь уравнениями (2.142) — (2.144), можно объективно сравнивать различные поверхности охлаждения по тепловым и конструктивным признакам при $N_{v0} = \text{idem}$. Однако в настоящее время такая оценка должна быть признана неполной, так как для автотракторных радиаторов, являющихся объектом массового производства, решающее значение имеет сравнение по технико-экономическим показателям. Для перехода к установлению параметров сравнительной экономической эффективности поверхностей охлаждения рассмотрим ряд вопросов, связанных с определением себестоимости радиатора.

Как показывает анализ действующего в нашей стране и за рубежом радиаторного производства, себестоимость выпускаемых радиаторов складывается из статей затрат, соотношение которых для радиаторов разного типа обычно находится в следующих пределах (в % от полной себестоимости):

Сырье, материалы и полуфабрикаты	80—90
Основная зарплата производственных рабочих	1,85—3,0
Расходы по содержанию и эксплуатации оборудования	2,74—3,1
Цеховые расходы	2,0—6,6
Общезаводские расходы	1,5—7,0
Внепроизводственные расходы	0,7—2,0
Полная себестоимость	100

Из приведенных данных следует, что в себестоимости радиаторов преобладающей статьёй затрат является стоимость сырья, материалов и полуфабрикатов. Анализ перспектив развития радиаторостроения показывает, что при сохранении основных конструктивных материалов (медь, оловянно-свинцовистые припой) это соотношение все более увеличивается из-за повышения цен на эти материалы и одновременного внедрения автоматизированных процессов, повышающих производительность труда в радиаторостроении. Это соотношение может несколько измениться при использовании таких дешевых конструктивных материалов, как алюминий.

Если рассматривать себестоимость радиатора $C_{\text{рад}}$ через стоимость материалов M , то [10]

$$C_{\text{рад}} = M(1 + c + p)/c = 1,19M, \quad (2.145)$$

где $c = 26,7 \div 48,6$ — отношение стоимости материалов к зарплате; $p = 2,3 \div 10,1$ — отношение косвенных и внепроизводственных расходов к зарплате.

Как показывают статистические данные, для машин одного и того же типа эта формула остается почти неизменной, что позволяет значительно упростить предварительные расчеты условного технико-экономического эффекта.

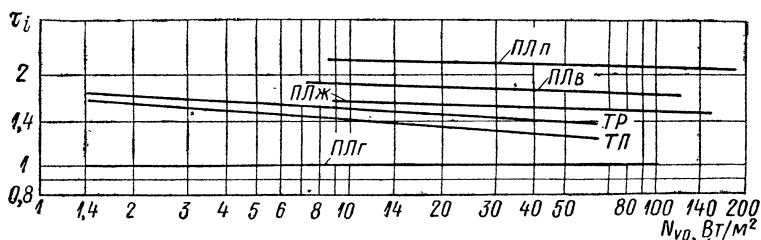


Рис. 2.20. Сравнительная тепловая эффективность различных поверхностей охлаждения:

пластинчато-ленточные: ПЛп — с прерывистым оребрением, ПЛв — с волнистым оребрением, ПЛж — с жалюзийным оребрением, ПЛг — с гладким оребрением; ТР — трубки ребристые; ТП — трубчато-пластинчатые с круглыми трубками

Общая стоимость всех видов материалов, сырья и полуфабрикатов, израсходованных на изготовление поверхности охлаждения (сердцевины) радиатора, составляет

$$M = G_1 U_1 + G_2 U_2 + \dots + G_k U_k = \sum_{i=1}^{i=k} G_i U_i, \quad (2.146)$$

где G_i и U_i — соответственно масса и цена каждого из видов материалов, израсходованных на изготовление поверхности охлаждения.

Введем понятие средней стоимости материалов (руб./кг), израсходованных на изготовление единицы массы поверхности охлаждения:

$$\bar{M} = M/g_e = \sum_{i=1}^{i=k} (G_i U_i)/g_e. \quad (2.147)$$

Сравнение различного типа поверхностей охлаждения по экономическим показателям может быть произведено по коэффициенту стоимости материалов

$$\tau_{\text{эл}} = \frac{\varphi_0 \varphi_{g_i} \bar{M}_i G_0 (\varphi_{\text{фр}} \varphi_{C_{10}})^{n_0/(m_0+1)}}{\varphi_i \varphi_{g_0} \bar{M}_0 C_i (\varphi_{\text{фр}} \varphi_{C_{1i}})^{n_i/(m_i+1)}} N_{v_0}^{n_0/(m_0+1) - n_i/(m_i+1)}. \quad (2.148)$$

Таким образом, последнее уравнение отражает условную сравнительную себестоимость поверхности охлаждения (сердцевины) радиатора при одинаковых теплосъемах и равных затратах мощности. Для графического сравнения экономической эффективности следует аналогично тому, как это делалось выше, построить зависимость $\tau_{\text{э}i} = f(N_{\text{сб}})$ и сравнивать поверхности охлаждения при $N_{\text{сб}} = \text{idem}$.

В качестве примера на рис. 2.20 представлены данные по сравнительной тепловой эффективности, рассчитанные на основании результатов исследований [30]. Использование при сравнении экспериментальных данных одних авторов в известной степени гарантирует отсутствие возможных несоответствий, связанных с различиями в методиках экспериментов и обработки опытных данных. Из графика видно, что наиболее эффективны пластинчатые поверхности с прерывистым оребрением.

Чтобы не усложнять разработанный метод сравнения поверхностей охлаждения, в случае необходимости рекомендуется дополнительно оценивать такие факторы, как общие габариты и масса радиатора, его общая стоимость (включая трудоемкость изготовления), простота монтажа и демонтажа, ремонтпригодность и т. д.

ГЛАВА 3

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАКТОВ И СИСТЕМ ДЕАЭРАЦИИ РАДИАТОРОВ

3.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАДИАТОРОВ

Гидравлический тракт радиаторов в качестве составной части входит в замкнутый круг циркуляции жидкого теплоносителя соответствующей системы охлаждения трактора или автомобиля. Основным требованием к гидравлическому тракту радиатора является обеспечение протекания теплоносителя в однофазном состоянии с определенной скоростью, необходимой для отвода заданного количества теплоты и по возможности равномерной для всех каналов сердцевины, а также обеспечение отсутствия течей в различных условиях эксплуатации радиатора. Как можно, например, видеть из уравнения (2.31), в котором обычно показатель степени $q = 0,05 \div 0,29$, скорость воды влияет на теплопередачу в радиаторе меньше, чем скорость воздуха. Более того, при достижении определенного значения скорости воды в каналах (границы насыщения — $v_w = 1,2 \div 1,4$ м/с), как показывают материалы ряда исследований, теплоотдача на внутренней стороне поверхности охлаждения уже совершенно не лимитирует процесс теплопередачи в радиаторе (в случае отсутствия аэрации). Дальнейшее увеличение скорости воды влечет за собой чрезмерное повышение перепада давления в радиаторе, а следовательно, и мощности на привод водяного насоса.

При циркуляции теплоносителя через радиатор на эффективность работы системы охлаждения в целом влияют следующие факторы:

1) гидравлическое сопротивление радиатора и связанный с ним расход мощности на привод циркуляционного насоса (для насосов центробежного типа);

2) равномерность распределения теплоносителя по каналам поверхности охлаждения радиатора;

3) эффективное отделение воздуха, газов и пара из потока воды, движущейся через радиатор, или так называемая деаэрация.

При прохождении через радиатор потока расходует мощность (л. с.)

$$N_w = \Delta p_w w_w / 75 = \Delta p_w F_{жw} v_w / 75. \quad (3.1)$$

Гидравлическое сопротивление радиатора Δp_w при прохождении теплоносителя через гидравлический тракт можно представить как

сумму потерь напора: в каналах сердцевин Δp_{wc} , в коллекторах Δp_{wk} , в подводящей и отводящей арматуре Δp_{wa} , причем последняя в ряде случаев может включать также последовательно включаемый расширительный бачок.

Опыт показывает, что, например, для типичных водяных радиаторов общее сопротивление приблизительно в четыре-пять раз выше, чем сопротивление сердцевин. Гидравлическое сопротивление сердцевин зависит от ее живого сечения и от конструкции водяных каналов. Наибольшим сопротивлением обладают поверхности охлаждения, в которых водяные каналы имеют извилистый профиль (например, сотовые), обуславливающий сложный характер протекания воды, а наименьшим — трубчатые сердцевин, сопротивление в которых определяется в основном известной формулой Дарси (при $Re > Re_{кр2}$). Показатель степени в характеристическом уравнении (2.48), определяющем гидравлическое сопротивление радиаторов различных типов, лежит в пределах 1,5—2,0.

Зависимость коэффициента сопротивления каналов сердцевин от скорости воды хорошо описывается уравнением

$$\zeta_c = 0,082 v_{wc}^{-0,4} H/d_3, \quad (3.2)$$

или (кгс/м²)

$$\Delta p_{wc} = 412 v_{wc}^{1,6} H/d_3. \quad (3.3)$$

Обработка опытных данных в критериях подобия дала возможность получить следующую расчетную формулу:

$$\zeta_c = 3,15 Re^{-0,4}. \quad (3.4)$$

Эта формула действительна для области $Re = 400 \div 7000$.

Коэффициенты гидравлического сопротивления, рассчитанные по уравнению (3.2), для сердцевин радиаторов с различной относительной длиной каналов H/d_3 представлены на рис. 3.1. Этот график может быть использован для определения сопротивления водяных каналов сердцевин по известным величинам, характеризующим их геометрические размеры d_3 и H .

Определение гидравлического сопротивления радиаторов и равномерности распределения жидкости по их каналам следует производить на основе уравнений, которые устанавливают связь между величинами, характеризующими конструкцию гидравлического тракта радиатора, и физическими условиями циркуляции жидкости в нем. Такая задача представляет значительные математические трудности и может быть решена только при условии введения ряда упрощающих предпосылок. Поэтому рассмотрим решение этого вопроса в первую очередь для простых Z- и П-образных схем, так как они составляют основу предлагаемой классификации схем циркуляции и, кроме того, характерны для ряда перспективных конструкций радиаторов (см. табл. 1.2).

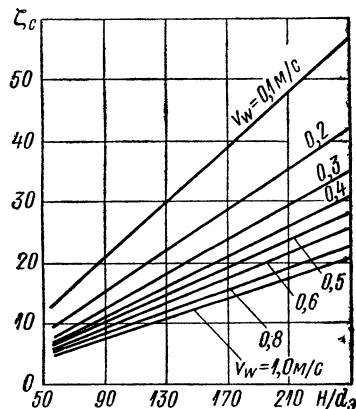


Рис. 3.1. Гидравлическое сопротивление сердцевин в зависимости от размеров водяных каналов ($Re = 350 \div 4000$)

В коллекторах с торцовым входом (выходом) поток жидкости выходит (или всасывается) через поперечные щели или группы отдельных отверстий, расположенных в одной из стенок и представляющих собой входные (выходные) отверстия каналов сердцевин. Условно принимаем, что распределение жидкости по каналам одного поперечного (по потоку) ряда равномерное; это позволяет использовать теорию

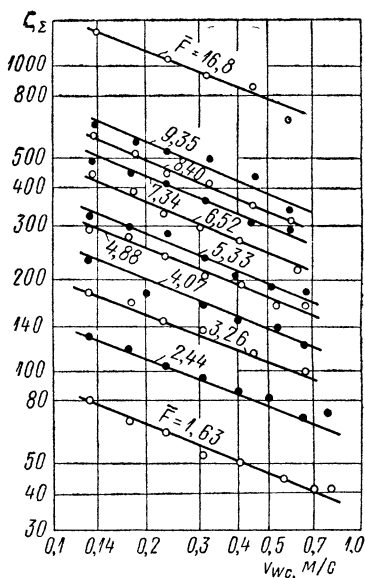


Рис. 3.2. Общее гидравлическое сопротивление радиаторов секционного типа с Z-образной схемой циркуляции ($H/d_3 = 115$; $Re = 400 \div 2400$)

сечения сердцевин ($1,63 \leq \bar{F} \leq 16,8$). В диапазоне изменения величины $\bar{F}$, составляющем более десяти, зависимость коэффициента сопротивления от скорости воды в каналах удовлетворительно описывается показателем степени при v_{wc} , равным $-0,4$. Подобные эксперименты были выполнены также с алюминиевыми радиаторами, собранными из секций других типоразмеров.

Обработка результатов исследований позволила получить эмпирическое уравнения для Z-образной схемы циркуляции

$$\zeta_{\Sigma} = 0,022 (H/d_3)^{1,43} \bar{F}^{1,2} v_{wc}^{-0,4}, \quad (3.8)$$

или в критериальной форме

$$\zeta_{\Sigma} = 0,61 (H/d_3)^{1,43} \bar{F}^{1,2} Re^{-0,4}. \quad (3.9)$$

раздачи потока по отдельным параллельно работающим аппаратам, разработанную И. Е. Идельчиком [27].

Введем следующие параметры, характеризующие конструкцию и рабочий процесс гидравлического тракта радиатора: f_c — живое сечение канала (секции) сердцевин (или суммы каналов поперечного по потоку ряда); $\bar{F}$ — относительная площадь сечения сердцевин; A — характеристика коллектора радиатора; $\bar{w}$ — относительный расход потока:

$$\bar{F} = \sum_{i=1}^n f_{ci} / F_k; \quad (3.5)$$

$$A = k_{цл} \bar{F} \sqrt{2\zeta_k}; \quad (3.6)$$

$$\bar{w} = w_c / w_k. \quad (3.7)$$

В этих формулах ζ_k — коэффициент сопротивления коллектора; w_c и w_k — расходы жидкости через секцию сердцевин и сечение коллектора, примыкающее к данной секции и расположенное выше ее по течению потока в коллекторе.

На рис. 3.2 представлены результаты исследования общего гидравлического сопротивления ζ_{Σ} радиаторов секционного типа с Z-образной схемой циркуляции при различных значениях относительного

Оба последних уравнения получены при следующих значениях переменных: $Re = 400 \div 3500$; $H/d_9 = 115 \div 221$; $\bar{F} = 2,04 \div 16,8$.

Результаты исследований общего гидравлического сопротивления радиаторов с П-образной схемой циркуляции приведены на рис. 3.3. Зависимость коэффициента сопротивления от скорости воды в каналах имеет вид $\xi_\Sigma = f(v_{wc}^{-0,4})$ для радиаторов, собранных из секций разных типоразмеров. Обработка большого числа опытных данных

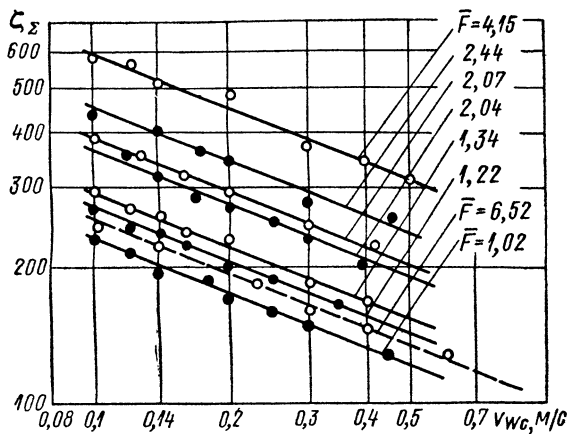


Рис. 3.3. Коэффициент гидравлического сопротивления для радиаторов секционного типа с П-образной схемой циркуляции ($Re = 400 \div 2500$):

— $H/d_9 = 221$; --- $H/d_9 = 115$

дала возможность получить следующее эмпирическое уравнение для определения общего гидравлического сопротивления радиаторов с П-образной схемой циркуляции:

$$\xi_\Sigma = 0,002 (H/d_9)^{2,0} \bar{F}^{0,7} v_{wc}^{-0,4}, \quad (3.10)$$

или в критеральной форме

$$\xi_\Sigma = 0,056 (H/d_9)^{2,0} \bar{F}^{0,7} Re^{-0,4}. \quad (3.11)$$

Оба последних уравнения справедливы при следующих значениях переменных: $H/d_9 = 115 \div 221$; $\bar{F} = 1,02 \div 6,52$; $Re = 400 \div 2500$. Кроме того, коэффициент общего гидравлического сопротивления может быть определен через характеристику коллектора Az с помощью следующего аналитического выражения:

$$\xi_\Sigma = 2,26 (H/d_9)^{1,29} e^{0,37Az} Re^{-0,4}. \quad (3.12)$$

3.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО КАНАЛАМ СЕРДЦЕВИНЫ РАДИАТОРОВ

Уравнения для характеристики рабочего процесса в гидравлическом тракте радиаторов. В коллекторе радиатора, имеющем постоянное сечение по длине и торцовый вход, средняя скорость потока по направлению от входа уменьшается, так как часть жидкости распределяется по боковым каналам. При этом скоростное давление потока убывает, а статическое, согласно уравнению Бернулли, соответственно возрастает, достигая наибольшего значения к заглушенному торцу коллектора, который примем за начало координат ($x = 0$). Часть статического давления, кроме того, расходуется на преодоление сопротивления самого коллектора. В связи с непостоянностью статического давления по длине коллектора распределение потока по каналам сердцевины, который примем за начало координат ($x = 0$). Часть статического давления, кроме того, расходуется на преодоление сопротивления самого коллектора. В связи с непостоянностью статического давления по длине коллектора распределение потока по каналам сердцевины, имеющим одинаковое сопротивление, получается неравномерным. Аналогичные явления происходят и в выходном коллекторе. Для упрощения можно принять, что поток жидкости через радиатор является изотермическим, что вполне допустимо, так как разность температур, например, воды в радиаторе, обычно не превышает $5-10^\circ \text{C}$.

Теоретической зависимости коэффициента расхода μ от $\bar{F}$ и $\bar{\omega}$ до сих пор не установлено, поэтому величина μ обычно определяется экспериментальным путем. Опытные данные показывают, что когда $\bar{F}_i = f_{ci}/F_k < 1,0$, то $\mu = \text{const}$ [57]; следовательно, можно принять, что коэффициент расхода одинаков для всех секций (поперечных рядов каналов) сердцевины радиатора.

Используя уравнение Бернулли и учитывая, что живое сечение и коэффициенты сопротивления входного и выходного коллекторов в простейшем случае могут быть равны, получим следующие уравнения для величин, характеризующих рабочий процесс в гидравлическом тракте с П-образной схемой циркуляции (коэффициент циркуляции здесь $k_{\Pi} = 2$).

Скорость в коллекторе

$$\bar{\omega}_{\kappa x} = \bar{v}_{\text{вх } x} = \bar{v}_{\text{вых } x} = \text{sh}(A_{\Pi} \bar{x}) / \text{sh } A_{\Pi}. \quad (3.13)$$

Относительная скорость жидкости в секции (поперечном ряду каналов)

$$\bar{v}_{cx} = d\bar{\omega}_{\kappa x} / d\bar{x} = A_{\Pi} \text{ch}(A_{\Pi} \bar{x}) / \text{sh } A_{\Pi}. \quad (3.14)$$

Относительное статическое давление во входном и выходном коллекторах

$$\Delta \bar{p}_x = (d\bar{\omega}_{\kappa x} / d\bar{x})^2 / (\mu \bar{F})^2 = A_{\Pi}^2 \text{ch}^2(A_{\Pi} \bar{x}) / (\mu^2 \bar{F}^2 \text{sh}^2 A_{\Pi}). \quad (3.15)$$

Коэффициент общего сопротивления коллектора можно рассматривать как отношение начальных давлений — полного и скоростного:

$$\zeta_{\kappa} = \Delta p_{\Pi} / [\gamma v_{\kappa}^2 / (2g)] = \bar{\Delta p}_{\Pi} + 1 = A_{\Pi}^2 / (\mu^2 \bar{F}^2 \text{th}^2 A_{\Pi}) + 1. \quad (3.16)$$

Распределение потока по сердцевине радиатора, имеющего Z-образную схему циркуляции, было уточнено в работе В. А. Шелаева [63]. Здесь также было принято равенство живых сечений обоих кол-

лекторов, и после соответствующих преобразований получены следующие уравнения:

скорость жидкости в коллекторе

$$\bar{w}_{kx} = \bar{v}_{вк\ x} = \left[2A_z (\bar{d}\bar{w}_{k0}/d\bar{x}) \left(e^{2\bar{x}A_z} - 1 \right) - \left(\mu^2 \bar{F}^2 + A_z^2 \right) \left(e^{\bar{x}A_z} - 1 \right)^2 \right] / \left(2A_z^2 e^{\bar{x}A_z} \right); \quad (3.17)$$

скорость жидкости в секции

$$v_{cx} = \frac{\bar{d}\bar{w}_{kx}}{\bar{d}\bar{x}} = A_z \left[\frac{0,5 (1/\zeta_k + 1) (1 - e^{A_z})^2 + 2e^{A_z}}{e^{2A_z} - 1} \operatorname{ch} A_z \bar{x} - \frac{1/\zeta_k + 1}{2} \operatorname{sh} A_z \bar{x} \right]; \quad (3.18)$$

относительное статическое давление в коллекторе

$$\bar{\Delta p}_x = \frac{(\bar{d}\bar{w}_{kx}/d\bar{x})^2}{\mu^2 \bar{F}^2} = 2\zeta_k \left[\frac{0,5 (1/\zeta_k + 1) (1 - e^{A_z})^2 + 2e^{A_z}}{e^{2A_z} - 1} \operatorname{ch} A_z \bar{x} - \frac{1/\zeta_k + 1}{2} \operatorname{sh} A_z \bar{x} \right]; \quad (3.19)$$

коэффициент общего сопротивления коллектора

$$\zeta_k = \Delta p_{п} / [v_c^2 \gamma / (2g)] = \bar{\Delta p}_n + 1. \quad (3.20)$$

Формулы, полученные для простых схем циркуляции, могут быть распространены и на сложные схемы. В это случае каждая из простых схем, входящих в сложную, оценивается при помощи уравнений (3.13) — (3.20). Ниже в качестве примера рассмотрим наиболее часто встречающуюся в конструкциях современных радиаторов схему циркуляции с центральными входом и выходом.

Для определения коэффициента расхода μ напомним уравнение Бернулли для двух сечений, проходящих горизонтально соответственно в верхнем и нижнем бачках, принимая во внимание условия неразрывности, и после некоторых преобразований получим

$$\mu = 1 / [(F_{жв}/F_{к1})^2 - (F_{жв}/F_{к2})^2 + \zeta_c]^{0,5}, \quad (3.21)$$

где $F_{к1}$ и $F_{к2}$ — площади сечения коллекторов соответственно в сечениях 1 и 2; ζ_c — коэффициент сопротивления жидкостных каналов сердцевин.

Опытные данные по распределению жидкости в каналах радиаторов. Исследование распределения воды по каналам сердцевин проводилось в алюминиевых радиаторах секционного типа, собранных из секций различных типоразмеров, а также в серийном медном радиаторе трактора К-700. Все исследованные радиаторы были оборудованы отдельно расположенными расширительными бачками, что обеспечивало полное заполнение водой верхних коллекторов.

Первоначально выполнялись исследования распределения воды в водяных каналах, расположенных в один ряд по глубине сердцевин, и в каналах, находящихся в одной секции.

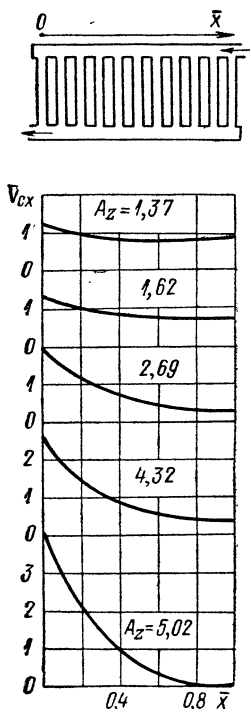


Рис. 3.4. Распределение относительных скоростей жидкости по ширине фронта для простой Z-образной схемы циркуляции ($Re = 400 \div 1000$)

($\bar{x} = 0$) для простых схем циркуляции принимался конец коллектора, противоположный входному патрубку радиатора. Таким образом, при входе воды в радиатор всегда $\bar{x} = 1$. Испытания проводились при различных значениях чисел Re , соответствующих различным расходам воды.

На рис. 3.4 представлены опытные графики относительных скоростей для простой Z-образной схемы циркуляции при различных значениях характеристики коллектора A_Z . Кривые описываются уравнением

$$\bar{v}_{cx} = 0,5A_Z [(e^{2A_Z} + 1)/(e^{2A_Z} - 1) \operatorname{ch} A_Z \bar{x} - \operatorname{sh} A_Z \bar{x}], \quad (3.24)$$

На основании экспериментов было установлено, что в связи с высокой равномерностью относительных скоростей по каналам единичной секции достаточно осуществлять замер скоростей только в ее отдельном канале, т. е. является правомерным решать эту задачу не в пространственном, а в плоскостном представлении.

Обработка экспериментальных данных включала определение значений коэффициента циркуляции $k_{ц}$ в уравнении (3.6) для различных конструкций гидравлического тракта радиаторов. Наиболее важное значение при этом имела принятая схема циркуляции воды. Характеристика коллектора A , как это следует из уравнения (3.6), является функцией только четырех основных параметров: $\bar{F}$, $k_{ц}$, μ , ζ_k . Значение коэффициента сопротивления коллектора определялось по экспериментальной формуле

$$\zeta_k = 10,2b/D_9, \quad (3.22)$$

где b/D_9 — относительная длина коллектора.

Значения коэффициента расхода определялись по формуле

$$\mu = 1/(0,25\bar{F}^2 + \zeta_c)^{0,5}. \quad (3.23)$$

Анализ большого числа опытных данных выявил, что в исследованных типах радиаторов коэффициент циркуляции $k_{ц}$ для простых и сложных схем циркуляции имеет следующие значения: $k_{ц} = 1,0$ для Z-образной схемы и $k_{ц} = 2,0$ для П-образной схемы.

Результаты экспериментальных исследований обрабатывались в виде графической зависимости относительных скоростей $\bar{v}_w$ от относительной длины коллекторов $\bar{x}$, которая соответствовала ширине фронта радиатора. За начало координат относительной длины

которое совпадает с уравнением (3.18), т. е. распределение скоростей воды по фронту сердцевины следует гиперболическому закону. Наибольшее значение имеет скорость в каналах, прилегающих к выходному патрубку радиатора (при $\bar{x} = 0$), и формула для ее определения может быть получена из уравнения (3.24) в следующем виде:

$$\bar{v}_{c \max} = 0,5 A_Z [(e^{2A_Z} + 1)/(e^{2A_Z} - 1)]. \quad (3.25)$$

Наименьшее значение скорости имеет в каналах сердцевины, расположенных в зоне входного патрубка (при $\bar{x} = 1$), причем формула для ее определения имеет вид

$$\bar{v}_{c \min} = 0,5 A_Z \times \\ \times [(e^{2A_Z} + 1)/(e^{2A_Z} - 1) \operatorname{ch} A_Z - \operatorname{sh} A_Z]. \quad (3.26)$$

Экспериментальные данные показывают, что скорость в каналах зависит исключительно от характеристики A_Z . Равномерность распределения скоростей по ширине фронта сердцевины тем выше, чем меньше значение A_Z . Между водяными каналами, расположенными в разных сечениях по фронту радиатора, всегда имеет место гидродинамическая нетождественность, обусловленная различием давлений у входа и выхода каждого из каналов, составляющих сердцевину радиатора. В случае стесненных входного и выходного коллекторов (при больших значениях A_Z) в Z-образных схемах гидродинамические перекосы достигают значительной величины.

Исследование распределения относительных скоростей по ширине фронта радиатора для простых П-образных схем циркуляции производилось на алюминиевых радиаторах секционного типа. Входной и выходной коллекторы имели одинаковые сечения и торцовый вход (выход). Результаты экспериментов приведены на рис. 3.5. Можно видеть, что в случае одностороннего подвода и отвода жидкости в сердцевине радиатора имеют место гидродинамические перекосы, которые достигают значительной величины при стесненных коллекторах. Распределение скоростей в этом случае следует гиперболическому закону, причем опытные точки удовлетворительно совпадают с кривой, описываемой уравнением (3.14). Наибольшее значение относительная скорость имеет в водяных каналах, прилежащих к входному и выходному патрубкам, т. е. при $\bar{x} = 1$:

$$\bar{v}_{c \max} = A_{\Pi} \operatorname{ch} A_{\Pi} / \operatorname{sh} A_{\Pi}. \quad (3.27)$$

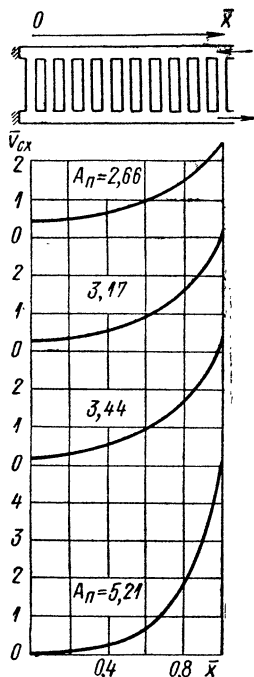


Рис. 3.5. Распределение относительных скоростей жидкости по ширине фронта для простой П-образной схемы циркуляции ($Re = 700$)

Наименьшее значение скорости — при $\bar{x} = 0$, т. е. в зоне сердцевин, наиболее удаленной от входного патрубка:

$$\bar{v}_{\min} = A_{\Pi} / \text{sh } A_{\Pi}. \quad (3.28)$$

В пределах испытанных значений Re величина этого критерия, как и при Z-образных схемах, заметно не влияет на относительную скорость воды в каналах.

Для простых Z- и П-образных схем циркуляции были проведены специальные опыты с целью определения влияния на эпюры распределения скоростей по фронту направления движения воды в каналах (вертикального и горизонтального). Было установлено, что этот фактор не оказывает сколько-нибудь заметного влияния ни на эпюры, ни на степень неравномерности распределения скоростей.

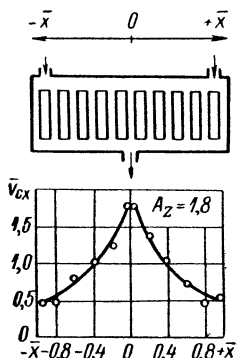


Рис. 3.6. Распределение относительных скоростей жидкости по ширине фронта для сложной Z-образной схемы циркуляции ($Re = 2240$)

Коэффициент сопротивления коллектора ζ_k серийного радиатора К-700 был определен экспериментальным путем и составлял 4,35.

Для определения характеристики A представим уравнение (3.6) в виде, учитывающем разные значения относительной площади сечений для входного и выходного коллекторов:

$$A = k_{\Sigma} \mu [(\bar{F}_{k2}^2 + \bar{F}_{k1}^2) (\zeta_k - 1)]^{0.5}. \quad (3.29)$$

Для исследуемого радиатора $A_Z = 1,8$. Из рис. 3.6 можно видеть, что экспериментальные точки для сложной симметричной схемы циркуляции хорошо описываются уравнением (3.24), т. е. распределение скоростей следует гиперболическому закону. Максимальные значения относительных скоростей имеют место в средней части сердцевин в зоне расположения выходного патрубка, минимальные — в боковых частях сердцевин. Некоторые отклонения опытных точек в этой зоне (при $\bar{x} \rightarrow 0$) от теоретической кривой объясняются, по-видимому, влиянием боковой установки входных патрубков.

На рис. 3.7 даны результаты исследования сложных схем циркуляции ПЗ и П4. Можно видеть, что распределение относительных скоростей в каждой из элементарных схем, входящих в сложную, имеет гиперболический характер, а максимальные значения скорости

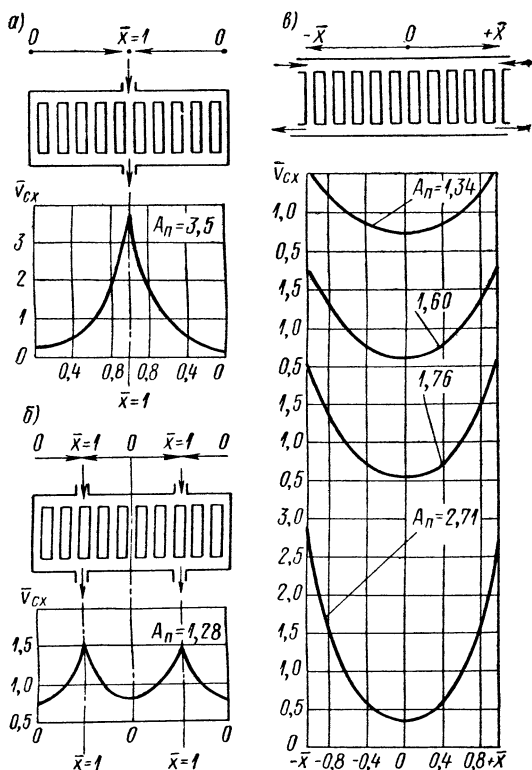


Рис. 3.7. Распределение относительных скоростей жидкости по ширине фронта для сложных схем циркуляции: а — ПЗ ($Re = 2200 \div 4100$); б — П4 ($Re = 2200 \div 4100$); в — П5 ($Re = 400 \div 1000$)

находятся в той части радиатора, для которой $\bar{x} = 1$; при этом экспериментальные точки ложатся вблизи кривых, описываемых уравнением (3.14).

На рис. 3.7 даны также эпюры относительных скоростей по ширине фронта сердцевин, полученные для сложных схем циркуляции типа П5. Эти схемы состоят из двух элементарных П-образных схем, сочлененных по оси 0. Из графиков следует, что для различных значений характеристик коллекторов A_n опытные точки здесь также близко

совпадают с кривыми, описываемыми уравнением (3.14). В связи с симметричностью схемы эти кривые смыкаются по оси 0 . В каждом случае наибольшие значения относительных скоростей имеют место при $\bar{x} = 1$. При $\bar{x} = 0$ относительные скорости — наименьшие.

Комбинированные схемы циркуляции исследовались на серийной сердцевине радиатора трактора К-700. На рис. 3.8 приведены эпюры скоростей для двух таких схем, включающих в себя элементарные схемы как П-, так и Z-образного типов. Обработка экспериментальных данных выполнена путем использования уравнений для элементарных схем циркуляции. При определении начала координат для

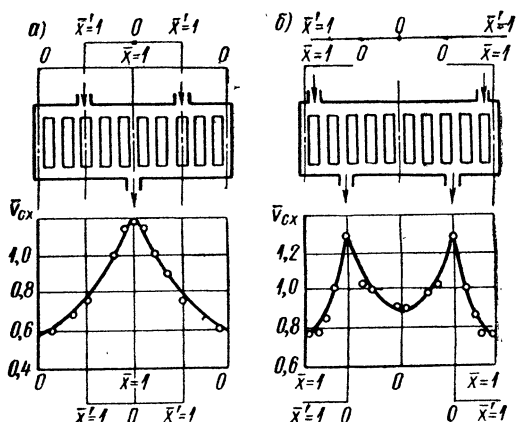


Рис. 3.8. Распределение относительных скоростей жидкости по ширине фронта для комбинированных схем циркуляции ($Re = 2200 \div 4000$): а — с внешним расположением П-образных участков; б — с внутренним расположением П-образных участков

коллектора руководствовались изложенным правилом — начало координат находится на конце коллектора, наиболее удаленном от входного патрубка. В связи с тем, что рассматриваемые схемы включают разноименные элементарные схемы, принято двойное обозначение координат по длине, отдельное для верхнего ($0-\bar{x}'$) и нижнего ($0-\bar{x}$) коллекторов.

Выполненные исследования подтверждают, что в радиаторах, имеющих различные схемы циркуляции (простые, сложные и комбинированные), существующее распределение потока жидкости (воды) с достаточной степенью точности определяется сравнительно простыми уравнениями (3.14) и (3.18).

Влияние неравномерности скоростей жидкости на тепловую эффективность радиатора. В настоящей главе ограничимся рассмотрением влияния неравномерности скоростей жидкости (воды) по ширине фронта только непосредственно на снижение тепловой эффективности, исполь-

зую понятие коэффициента реализации и потенциальных тепловых свойств радиатора, которым оценивают гидродинамическую неэффективность на его жидкостной стороне. При этом специально выполненные исследования показали, что число Re (в пределах $400 \leq Re \leq 4000$) не оказывает сколько-нибудь заметного влияния на значения показателей, характеризующих снижение эффективности поверхности охлаждения.

Аналитические выражения, полученные на основе экспериментальных зависимостей, являются уравнениями показательной функции и имеют следующий вид:

для Z-образной схемы

$$\kappa_{kW} = 1,32e^{-0,0705\mu\bar{F}_c^{0,5}}; \quad (3.30)$$

для П-образной схемы

$$\kappa_{kW} = 1,32e^{-0,141\mu\bar{F}_c^{0,5}}. \quad (3.31)$$

Для сравнения влияния схем циркуляции на тепловую эффективность радиатора, работающего непосредственно на автомобиле, были выполнены дорожные исследования двух алюминиевых радиаторов, отличающихся один от другого только схемой циркуляции воды: Z1 и П1 (см. табл. 1.2). Результаты испытаний, выполненные при частичных нагрузках на автомобиле «Москвич-407», представлены на рис. 3.9, из которого видно, что снижение относительной теплоотдачи радиатора составляет 9—11%; это хорошо согласуется с формулами (3.30) и (3.31).

Результаты выполненных исследований показывают, что при стесненных геометрических размерах коллекторов, приводящих к увеличению характеристики A , в радиаторах может иметь место снижение тепловой эффективности, обусловленное неравномерностью распределения жидкости. Так как получение малых значений A за счет увеличения размеров коллектора в радиаторах часто по компоновочным соображениям невыполнимо, то возможно обеспечение равномерности за счет некоторых конструктивных мероприятий, например введения коллекторов переменного сечения или многозаходных сердцевин.

3.3. ВЛИЯНИЕ АЭРАЦИИ ПОТОКА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В РАДИАТОРАХ

Попадание газов в охлаждающую жидкость. Под термином «аэрация» охлаждающей жидкости следует понимать попадание в нее газообразной фазы — воздуха, отработавших газов и пара. Аэрация жидкости является следствием ряда причин, к которым следует отнести:

а) захват воздуха и пара жидкостью в коллекторе радиатора или расширительном бачке при ее движении с большими (закритическими)

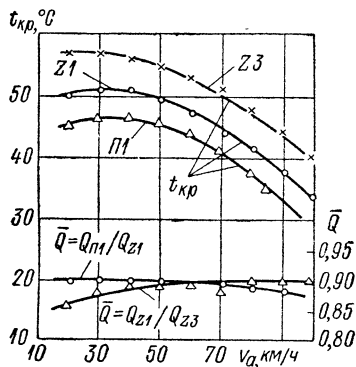


Рис. 3.9. Влияние схемы циркуляции и направления потока охлаждающей жидкости в радиаторе (горизонтальное или вертикальное) на $t_{кр}$ и его относительную теплоотдачу $\bar{Q}$ (движение автомобиля МЗМА-407 по шоссе на прямой передаче)

скоростями, при ударах и дроблениях ее, при воронкообразованиях и др.;

б) перегрев жидкости в водяной рубашке двигателя, особенно при его перегрузках;

в) образование пара вследствие кавитации циркуляционного насоса;

г) недостаточное охлаждение жидкости и неполная конденсация пара в радиаторе вследствие снижения его тепловой эффективности;

д) подсос воздуха в систему охлаждения через различные неплотности и попадание его через воздушный клапан при уменьшениях (колебаниях) нагрузки и остановках двигателя;

е) наличие застойных мешков в системе охлаждения, откуда в жидкость постоянно попадает воздух или пар (иногда образуются при первичном заполнении системы);

ж) попадание отработавших газов через неплотности в прокладках, особенно свойственное дизелям, и др.

Таким образом, аэрация охлаждающей жидкости зависит от конструктивных особенностей системы охлаждения, конструкции, нагрузки и условий эксплуатации двигателя, технического состояния двигателя и его систем.

Аэрация охлаждающей жидкости ведет к ухудшению охлаждения двигателя вследствие ухудшения теплообмена в радиаторе, снижения производительности циркуляционного насоса из-за появления кавитации, большой потери охлаждающей жидкости из системы через паровой клапан при запусках и изменениях нагрузки двигателя и т. д.

Аэрированный жидкостный поток всегда неустойчив, склонен к пульсациям, расслоениям фаз и другим нарушениям гидродинамической устойчивости. Из гидродинамики известно, что в отличие от однофазных в двухфазных потоках поле скоростей не определяет полностью вид и характер движения. Здесь необходимо еще знать структуру потока, т. е. распределение фаз смеси по сечению канала.

Структура и режимы течения двухфазного потока. Рассмотрим структуру и режимы течения двухфазного потока в зависимости от содержания в нем газовой фазы сначала в горизонтальных каналах (рис. 3.10). Эпюры построены при постоянных расходах воды, но при различном объемном расходе воздуха β в зависимости от $v_{см i}/\bar{v}_{см}$ и $v''_{см}/\bar{v}_{см}$ по высоте канала y/d (здесь $v_{см i}$ — локальные значения скорости смеси; $v''_{см}$ — приведенные скорости газовой фазы и воды; $\bar{v}_{см}$ — среднее значение скорости смеси). Объемное расхождение воздуха определялось по формуле

$$\beta = w_L/(w_L + w_W), \quad (3.32)$$

где w_L и w_W — объемное содержание соответственно газовой и жидкой фаз.

Из графиков видно, что при малом значении β весь воздух движется в верхней части канала, а профиль скоростного поля смеси сравнительно мало отличается от профиля скоростного поля воды. Имеет место полностью расслоенное движение смеси. При возрастании β до 47,5% появляется развитое снарядное движение: газовые снаряды занимают значительную часть сечения канала, и только в самой нижней части его расположена почти чистая вода. Профили скоростей смеси, воды и воздуха значительно отличаются между собой. Установ-

лено [56], что влияние гравитационных сил, стремящихся расслоить смесь, проявляется до очень высоких значений приведенной скорости движения воздуха ($v''_{см} \approx 40$ м/с). На пузыри воздуха (или пара) двухфазной смеси, движущейся по горизонтальному каналу, кроме подъемной силы действуют аэродинамическая и сжимающая силы, направленные к центру потока. Поэтому распределение фаз по сечению канала будет определяться соотношением всех этих сил. Чем больше скорость потока, тем более насыщена газом центральная часть канала и тем более поток приближается к осесимметричному. С уменьшением скорости потока жидкая фаза все больше концентрируется

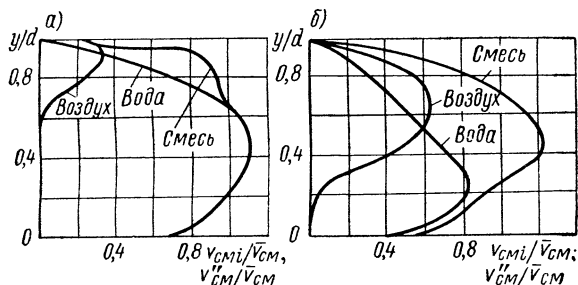


Рис. 3.10. Распределение воздуха и воды по высоте y сечения горизонтального канала при течении воздушно-водяной смеси: $a - \beta = 6,2\%$; $б - \beta = 47,5\%$

около нижней образующей канала, и при скоростях менее 0,2 м/с гравитационная сила превалирует над другими силами, что и приводит к полному расслоению смеси.

На рис. 3.11 показаны возможные режимы вертикальных и горизонтальных потоков двухфазных жидкостей. Из него видно, что в горизонтальных каналах вероятно большое разнообразие структур в зависимости от газосодержания смеси, скорости ее движения, вязкости жидкости и диаметра канала.

В вертикальных каналах существуют два вида движения: напорное и барботаж. Для напорного движения характерно наличие расхода обеих фаз по направлению движения. При барботаже газа или пара через слой жидкости средний расход последней через сечение канала равен нулю. В вертикальных каналах структуры менее разнообразны, чем в горизонтальных. Характер потока здесь устанавливается на более коротком участке. Одной из особенностей движения в вертикальном канале является возникновение архимедовой силы, направленной вдоль канала.

Наблюдения опускного движения двухфазной смеси в вертикальном канале показали, что в случае малой скорости воды поток не может снести пузыри газовой фазы вниз, и они медленно всплывают. При увеличении скорости воды пузыри сначала останавливаются, а затем начинают сноситься вниз. Значение скорости, при которой пузыри начинают сноситься вниз, зависит от физических параметров фаз. При подъемном движении двухфазной смеси по вертикальному каналу

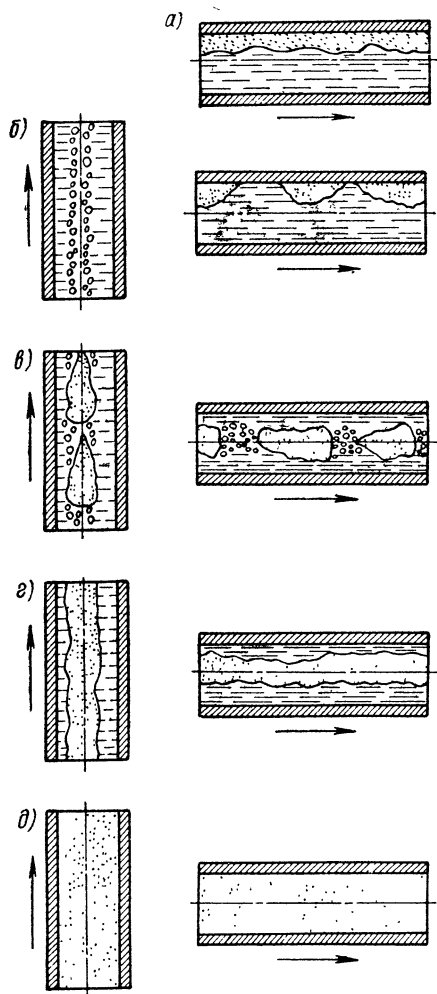


Рис. 3.11. Возможные режимы движения двухфазного потока в вертикальных и горизонтальных каналах: а — расслоенный режим, $\beta = 0 \div 10\%$; б — пузырьчатый режим, $\beta = 10 \div 40\%$; в — снарядный режим, $\beta = 40 \div 60\%$; г — стержневой режим, $\beta = 60 \div 95\%$; д — эмульсионный режим, $\beta = 95 \div 100\%$ (значения β — ориентировочные)

пузыри газовой фазы движутся по центру канала (рис. 3.12, а). На пузырь газа действуют несколько сил: движущая сила $P_{\text{дв}}$, возникающая вследствие наличия разности плотностей жидкости и газа и действующая в направлении потока; аэродинамическая сила P_a , направленная всегда в сторону повышенных скоростей жидкости, т. е. к центру канала; сжимающая сила P_c , возникающая вследствие наличия градиента скоростей у левой и правой сторон пузыря, приводящая к вращению пузыря в направлении стрелки. При подъемном движении аэродинамическая и сжимающая силы направлены к центру канала, вследствие чего пузыри и располагаются в центральной части канала. При опускном движении (рис. 3.12, б) пузыри располагаются по кольцевому сечению канала. Здесь движу-

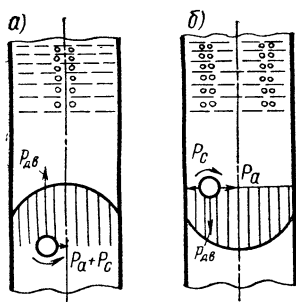


Рис. 3.12. Распределение фаз при движении смеси в вертикальном канале: а — подъемное движение; б — опускное движение

щая сила направлена против потока, направление вращения противоположно случаю подъемного движения, так как сила сжатия направлена к периферии, а аэродинамическая сила — к центру канала.

Влияние аэрации на тепловую эффективность радиатора. Структура двухфазного потока и режим его движения в каналах радиаторов оказывают непосредственное влияние на их тепловую эффективность. Это проявляется, в частности, в том, что практически невозможно равномерно раздать двухфазный поток по параллельным каналам. Поэтому в сердцевине возникают большие гидравлические и тепловые перекосы. Содержание паровоздушной фазы в охлаждающей жидкости само по себе непосредственно ведет к снижению теплоотдачи в радиаторе. Это объясняется тем, что коэффициент теплоотдачи двухфазной смеси к стенкам каналов радиатора может оказаться меньше, чем в случае движения однофазной капельной жидкости, поскольку теплофизические свойства пара и газов хуже, чем воды.

В ОНИЛАР ЛСХИ были проведены опыты по определению влияния воздухоудержания охлаждающей воды на теплоотдачу в алюминиевом радиаторе из ребристых пластин. Результаты экспериментального исследования показали, что с ростом воздухоудержания β относительная теплоотдача радиатора $\bar{Q} = Q_{\beta}/Q_W$ значительно уменьшается [здесь Q_W — теплоотдача радиатора на однофазном (водяном) потоке; Q_{β} — то же на двухфазном потоке]. На рис. 3.13 показана зависимость, которая может быть выражена приближенной формулой

$$Q_{\beta} = Q_W (1 - \beta^{0,843}). \quad (3.33)$$

При экспериментах расход воды поддерживался постоянным ($v_W = 0,45$ м/с), а воздухоудержание β изменялось. Очевидно, что полученная зависимость качественно справедлива и для других типов радиаторов, работающих в подобных условиях.

На рис. 3.13 нанесена также зависимость производительности водяного насоса от воздухоудержания потока на его всасывании, построенная по данным [83]. Можно видеть, что снижение расхода воды в системе достигает 50% при $\beta = 0,045$, что в свою очередь добавочно снижает тепловую эффективность радиатора, работающего в составе системы охлаждения двигателя.

Тепловая эффективность радиаторов зависит также от расположения жидкостных каналов в его сердцевине — вертикального или горизонтального (схемы Z1 и Z2 в табл. 1.2). Для установления влияния этого фактора был выполнен специальный эксперимент непосредственно на автомобиле с алюминиевыми радиаторами секционного типа при горизонтальном и вертикальном расположении секций [11]. Оба радиатора имели одинаковые площади и конфигурации сердцевин, одинаковые коллекторы и одинаковые условия распределения воздуха и воды. Результаты исследования, показанные на рис. 3.9, свидетельствуют о преимуществах горизонтального расположения секций: по сравнению с вертикальным расположением относительная теплоотдача на 12—15% выше для малых скоростей автомобиля и на 10% — для средних и высоких скоростей.

Влияние аэрации на гидродинамическую устойчивость потока жидкости в радиаторе. Для обеспечения надежной работы системы охлаждения давление в любой ее точке должно быть выше давления насыщения. Как правило, в работающей системе наименьшее давление имеет место на всасывании в циркуляционный насос. Здесь наиболее

вероятно снижение давления до уровня давления насыщения, что сопровождается парообразованием жидкости и возникновением кавитации насоса. Для бескавитационной работы насоса давление на его всасывании p_n должно превышать давление насыщения $p_{н.п}$ на величину кавитационного запаса, равного

$$\Delta p_{\text{кав}} = p_n - p_{н.п} \geq 1,4 \div 4 \text{ м вод. ст.} \quad (3.34)$$

Кавитационный запас у насоса определяется опытным путем и связан с напором насоса H через коэффициент кавитации $\sigma = \Delta p_{\text{кав}}/H$, зависящий от коэффициента быстроходности. Абсолютное давление на

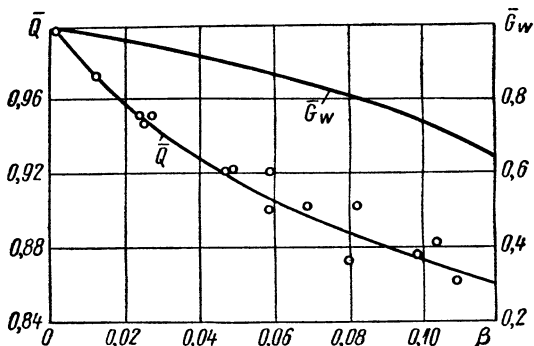


Рис. 3.13. Относительная теплоотдача $\bar{Q}$ алюминиевого радиатора из ребристых пластин и относительная производительность $\bar{G}_ц$ циркуляционного насоса в зависимости от объемного воздухоудержания β охлаждающей жидкости ($t_w = 90^\circ \text{C}$)

входе в насос p_n зависит от давления в расширительном бачке $p_{\text{кл}}$, высоты превышения бачка над входом в насос $H_{\text{ст}}$ и гидравлических потерь на всасывающей ветви системы $\sum \Delta p_w$:

$$p_n = p_{\text{кл}} + H_{\text{ст}} - \sum \Delta p_w. \quad (3.35)$$

Всасывающая ветвь — это участок цепи циркуляции, расположенный между паровоздушным клапаном расширительного бачка и всасывающим патрубком насоса.

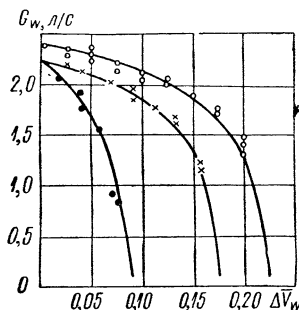
Потери жидкости из системы охлаждения ведут к уменьшению производительности циркуляционного насоса, вследствие чего происходят перегрев двигателя и снижение эффективности радиатора.

Экспериментальное определение влияния потери воды из системы охлаждения на производительность насоса при различных схемах включения расширительного бачка позволило построить график (рис. 3.14), из которого видно, что по мере потери жидкости $\Delta \bar{V}_w$ из системы охлаждения производительность циркуляционного насоса G_w

у всех испытанных систем снижается. При этом снижение расхода сопровождается большими колебаниями давления, что связано с периодическими кратковременными прекращениями циркуляции жидкости, обусловленными образованием воздушно-паровых пробок на всасывании насоса. Особенно заметно влияние потери жидкости на производительность циркуляционного насоса в системах с радиаторами, имеющими вертикально расположенные каналы. Здесь при отборе незначительного

Рис. 3.14. Влияние потери воды из системы охлаждения на производительность циркуляционного насоса двигателя Д-50Л для различных схем включения расширительного бачка (по данным Ю. И. Козырева):

○ — серийный радиатор ПСС-1; × — опытный радиатор ПРР-1; ● — опытный радиатор ПСР-1



количества жидкости (0,3—0,5 л) может происходить оголение верхних концов водяных каналов и попадание больших количеств воздуха и пара из расширительного бачка на всасывание насоса, что сопровождается снижением, а затем и полным прекращением циркуляции жидкости.

Исследование влияния емкости расширительного бачка на относительную теплоотдачу радиатора показало [11], что чем больше объем бачка, тем выше теплоотдача, причем эта зависимость проявляется особенно заметно при высоких нагрузках.

3.4. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Деаэрация в системах охлаждения. Условимся называть деаэрацией процесс выделения из потока охлаждающей жидкости содержащихся (и растворенных) в ней пара, воздуха и газов. В системах охлаждения автотракторных двигателей важная роль принадлежит расширительному бачку, совмещающему функции расширителя, конденсатора, пополнителя системы охлаждающей жидкостью (из-за утечек при длительной эксплуатации) и деаэратора (отделителя воздуха, газов и пара из потока жидкости).

Классификация схем включения расширительных бачков в контур циркуляции систем охлаждения приведена выше — в табл. 1.3. Из таблицы видно, что во всех случаях бачки должны быть расположены по возможности выше циркуляционного насоса. Паровой и воздушный клапаны системы охлаждения устанавливают в ее наивысшей точке, которой, как правило, является верх расширительного бачка. Часто эти клапаны монтируют в крышке заливной горловины. Чтобы расширительный бачок любого типа наиболее полно выполнял функции деаэратора воды и конденсатора пара, в нем обязательно должно быть

паровоздушное пространство, и чем оно больше, тем лучше для деаэрации и конденсации. Однако в настоящее время объем паровоздушного пространства пока определяют не из условия обеспечения наиболее полной деаэрации воды от газов и конденсации пара, а главным образом из условий обеспечения минимальной потери воды из системы при пульсациях в ней давления. Объем паровоздушного пространства расширительного бака обычно составляет 5—7% от емкости системы охлаждения, причем чем выше допустимая температура жидкости, тем он больше. Объем расширительного бака достигает 10—25% от емкости системы.

В современных двигателях все чаще стали применять резервные баки (см. табл. 1.3), соединенные с полостью парового клапана и предназначенные для уменьшения необратимой потери воды из системы при повышении давления в ней.

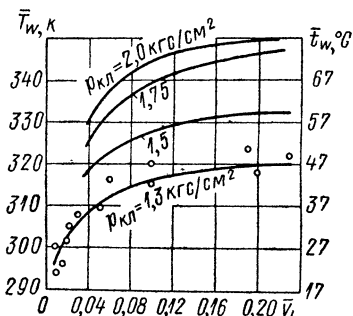


Рис. 3.15. Зависимость температуры открытия парового клапана от относительного объема расширительного пространства и регулировки клапана

Поскольку с ростом температуры жидкости давление в расширительном баке растет, температура, при которой открывается паровой клапан, выражается через давление открытия клапана $p_{кл}$ и относительный объем паровоздушного пространства $\bar{V}_L$ следующим образом [11]:

$$T_{Wx} = (1 + \beta T_{W0} \bar{V}_L - p_s) / [p_{L0} / (T_{W0} p_{кл}) + \beta / \bar{V}_L], \quad (3.36)$$

где p_s — парциальное давление водяного пара.

Первоначальный объем паровоздушного пространства бака, полученный из условия недопущения потери жидкости из системы, равен

$$V_0 = \frac{V_{W0} \beta_{\max} t_{W \max}}{1 - T_{W \max} / [273 (1/p_{кл} - p_{s \max})]}, \quad (3.37)$$

где V_{W0} — объем жидкости в системе при начальной температуре; $p_{s \max}$ — парциальное давление водяного пара при $t_{W \max}$.

Если принять для воды $\beta = 0,207 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ и $T_{W0} = 288 \text{ К}$, то при регулировке парового клапана на давление $p_{кл} = 1,3 \text{ кгс/см}^2$ можно получить ряд температур открытия его $t_W = t_W / t_{W0}$ для различных относительных объемов $\bar{V}_L$, которые показаны на рис. 3.15. Из графика видно, что при существующих в настоящее время значениях $\bar{V}_L$ и давлении $p_{кл} = 1,3 \text{ кгс/см}^2$ открытие парового клапана происходит при температурах жидкости 30—50° С, т. е. еще при прогреве двигателя. С увеличением $\bar{V}_L$ температура открытия парового клапана при

всех давлениях его регулировки возрастает. Повышение давления регулировки клапана ведет к уменьшению потери воды при прогреве двигателя.

В процессе испытаний в ОНИЛАР ЛСХИ алюминиевого радиатора АРСТ-56 с последовательным включением расширительного бачка потери воды при прогреве двигателя, когда $\bar{V}_L = 0$ и $\rho_{кл} = 1,27$ кгс/см², составляли 5 л. При увеличении $\rho_{кл}$ до 1,8 кгс/см² потери воды прекратились. В случае параллельного включения расширительного бачка при $\bar{V}_L = 0$ и $\rho_{кл} = 1,27$ кгс/см² потери воды составляли 1,5—1,7 л, а при $\rho_{кл} = 1,8$ кгс/см² — полностью прекратились.

При прочих равных условиях потери воды через клапан из системы с параллельным включением расширительного бачка в 2,5—3 раза меньше, чем из системы с последовательным включением бачка. Таким образом, при циклах нагрев—охлаждение двигателя потери жидкости из системы охлаждения через паровой клапан зависят от регулировки и места расположения клапана, конструкции и относительного объема расширительного бачка.

С увеличением температуры охлаждающей жидкости давление в расширительном бачке $p_{вн}$ растет вследствие увеличения парциальных давлений воздуха p_L и водяных паров p_s .

Для систем охлаждения, имеющих совмещенный с радиатором расширительный бачок, давление на входе в насос

$$p_n = p_s + \rho_{L0} T_{wx} / T_{L0} + H_{ст} - \zeta_w v_w^2 / (2g). \quad (3.38)$$

Для систем, выполненных по схемам с последовательным включением расширительного бачка, последняя формула принимает вид

$$p_n = p_s + \rho_{L0} T_{wx} / T_{L0} + H_{ст} - \zeta_w v_w^2 / (2g) - \zeta_{тр} v_{тр}^2 / (2g); \quad (3.39)$$

член $\zeta_{тр} v_{тр}^2 / (2g)$ определяет гидравлическое сопротивление трубопроводов, соединяющих расширительный бачок и коллектор радиатора.

Для систем охлаждения с параллельным включением расширительных бачков, где характерно наличие компенсационного контура, давление на входе в насос

$$p_n = p_s + \rho_{L0} T_{wx} / T_{L0} + H_{ст} - \zeta_{тр} v_{тр}'^2 / (2g), \quad (3.40)$$

где $v_{тр}'$ — скорость воды в трубках компенсационного контура; $\zeta_{тр}$ — коэффициент сопротивления этих трубок.

Поскольку по условию установки компенсационного контура $v_{тр}' F_1 \approx 0,05 v_{тр} F$, то $v_{тр}'^2 = 0,0025 (v_{тр} F / F_1)^2$. Поэтому член $\zeta_{тр} v_{тр}'^2 / (2g)$ является очень малой величиной, и им часто пренебрегают.

С учетом изменения объема всех частей системы охлаждения при нагревании в уравнениях (3.38)—(3.40) величина $\rho_{L0} T_{wx} / T_{L0}$ обычно записывается в виде

$$\frac{\rho_{L0} T_{wx}}{T_{L0}} = \frac{T_{wx} \rho_L V_0}{T_{W0} [V_0 - V_{W0} (\beta_x t_x - \beta_0 t_0) - (t_x - t_0)] \sum_{i=1}^{i=n} (V_{zi} \gamma_i)}. \quad (3.41)$$

Если для сравнения оставить неизменными статический напор $H_{ст}$, расход жидкости, ее объем, объем воздуха в системе и температурный напор в радиаторе, то из уравнений (3.38)—(3.40) видно, что члены $H_{ст}$, $\zeta_{тр} v_{тр}^2 / (2g)$ и $\zeta_W v_W^2 / (2g)$ от температуры не зависят, а два первых члена правых частей уравнений с повышением температуры возрастают. При этом температура жидкости в расширительном бачке всегда остается выше температуры ее на входе в насос на величину температурного перепада в радиаторе. Поэтому с ростом температуры жидкости

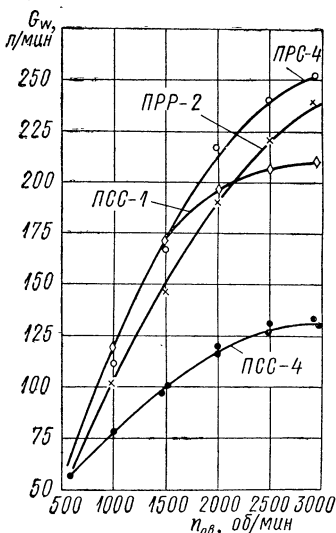


Рис. 3.16. Расходные характеристики системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130 с различными схемами включения расширительного бачка ($t'_W = 80^\circ C$)

давление на входе в насос p_n повышается, и возникновение кавитации становится более затруднительным во всех системах. Это свидетельствует о наличии в системах охлаждения свойства саморегулирования. Из приведенных формул видно, что системы охлаждения, выполненные с параллельным включением расширительного бачка, обладают наибольшим кавитационным запасом во всем диапазоне рабочих температур жидкости. Если рассматривать кавитационный запас в сравниваемых системах с точки зрения величины $H_{ст}$, то предпочтительными являются системы с выносными расширительными бачками. Расширительный бачок в принципе может быть расположен по отношению к насосу на таком уровне, что статический напор $H_{ст}$ будет обеспечивать необходимый кавитационный запас во всех условиях работы двигателя.

Влияние системы деаэрации на расходные характеристики системы охлаждения. В ОНИЛАР ЛСХИ выполнены исследования влияния типа радиатора, конструкции системы паровоздухоотделения и температуры охлаждающей жидкости на расходную характеристику циркуляционного насоса. На рис. 3.16 приведены расходные характеристики, полученные при испытаниях различных вариантов алюминиевых радиаторов АРСТ-130 (схемы ПСС-4, ПРС-4 и ПРС-2) и серийного радиатора (схема ПСС-1) с полностью открытым клапаном термостата. Из рисунка видно, что для схемы ПСС-4 имеет место наименьший расход воды, что явилось причиной пониженной теплоотдачи радиатора в сравнении с серийным. Введение в систему охлаждения с радиатором АРСТ-130 отдельных (схема ПРС-2) и совмещенного (схема ПРС-4) параллельно включенных расширительных бачков привело к повышению расхода воды на 40—50%, т. е. ухудшение расходной характеристики насоса является следствием неудовлетворительной работы системы паровоздухоотделения. Это было подтверждено также специальным исследованием зависимости расхода воды через радиатор от ее температуры на входе t'_W (рис. 3.17). Из графика видно, что расходная

характеристика насоса с серийным радиатором (схема ПСС-1) в диапазоне температур $50-85^{\circ}\text{C}$ не зависит от t'_w , однако при дальнейшем повышении t'_w происходит снижение производительности насоса из-за кавитации. При $t'_w = 100^{\circ}\text{C}$ расход воды снижается на 32%, а при более высоких значениях t'_w — еще больше. В зоне $t'_w = 90-105^{\circ}\text{C}$ из-за большой аэрации потока имеет место неустойчивость работы системы, о чем свидетельствует большой разброс опытных точек.

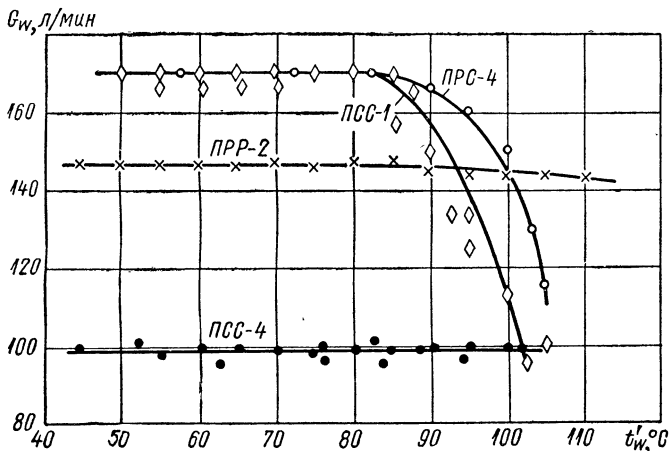


Рис. 3.17. Расходные характеристики системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от температуры воды на входе в радиатор при $n_{\text{дв}} = 1500$ об/мин для различных схем гидравлических трактов

В системе с радиатором по схеме ПСС-4 расход воды во всем диапазоне исследованных температур сохраняется на очень низком уровне. Поскольку эти критические явления наблюдаются уже при $t'_w = 40-50^{\circ}\text{C}$, когда нет еще сильного парообразования, их появление может быть объяснено лишь характером взаимодействия между водяным потоком, проходящим через совмещенный расширительный бачок, и паровоздушной подушкой. При расходе воды через бачок 125 л/мин скорость ее движения почти в 10 раз выше критической скорости, при которой начинается интенсивный снос воздуха и пара водяным потоком в секции радиатора и далее в насос.

Отделение паровоздушной подушки от водяного потока, движущегося через радиатор, путем параллельного включения расширительного бачка было выполнено в радиаторах по схемам ПРР-4 и ПРР-2, что привело к существенному повышению производительности насоса. Особенно высока гидродинамическая устойчивость потока в системе охлаждения с радиатором по схеме ПРР-2, которая здесь сохраняется до предельных температур, т. е. до 110°C .

Конструкция и расчет расширительных бачков. Остановимся несколько подробнее на конструкциях расширительных бачков и расчете деаэрационных устройств.

На рис. 1.1 (см. гл. 1) показана схема установки расширительного бачка, часто применяющегося в практике. Аэрированная вода вводится в него через дренажную трубку, а отводится через компенсационный трубопровод. Вследствие расширения пара, поступающего с водой, происходит его частичная конденсация и выделение газов из воды,

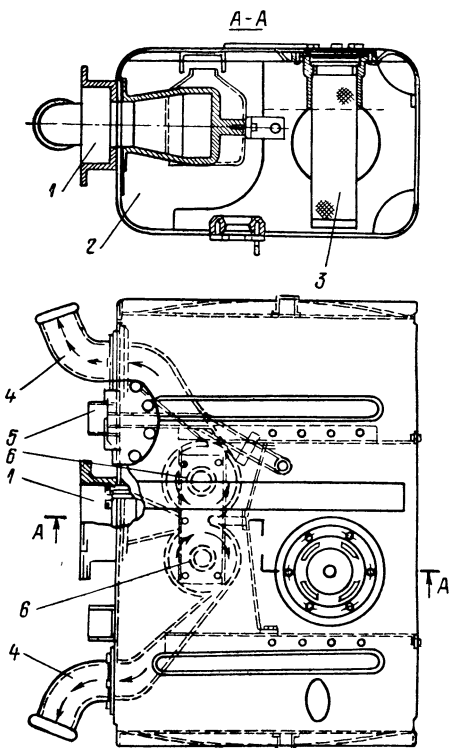


Рис. 3.18. Конструкция расширительного бачка с деаэраторами циклонного типа для системы охлаждения мощного двигателя

которые собираются в паровоздушном пространстве и покидают бачок через заливную горловину при срабатывании парового клапана, если давление в бачке будет выше расчетного. Здесь поток воды ничем не отделен от пара и воздуха в бачке.

На рис. 1.5 (см. гл. 1) показана схема совмещенного с верхним коллектором радиатора расширительного бачка. Радиатор имеет вертикальное расположение трубок. Вода из системы охлаждения поступает в бачок через входной патрубок. В бачке происходит частичная конденсация пара и деаэрация воды от воздуха, который через паровой клапан в заливной горловине и пароотводную трубку покидает радиатор. Здесь также не предусмотрено отделение потока воды, проходящей через расширительный бачок, от его паровоздушного пространства.

В конструкциях алюминиевых радиаторов АРСТ-130 предусмотрено отделение потока воды от паровоздушного пространства в расширительном бачке при помощи спе-

циальной профилированной перегородки (схема ПРС-4 в табл. 1.3), что дало положительный результат по деаэрации воды. В системах охлаждения мощных автотракторных двигателей иногда используется деаэратор воды циклонного типа (рис. 3.18). Такое деаэрационное устройство одновременно выполняет роль расширительного бачка, конденсатора пара и резервной емкости для компенсации малых потерь воды из системы. Деаэрационное устройство состоит из прямоугольного расширительного бачка 2, входного патрубка 1, к которому присоединены два спиральных сепаратора пара 6, что обеспечивает

вращение воды в бачке. Это способствует лучшему отделению газов и пара от воды. Деаэрированная вода из бачка по двум патрубкам 4 уходит в радиатор, а выделяющиеся воздух и пар собираются в верхней части бачка и отводятся через отдельно расположенный паровой клапан 5.

Паровоздушный объем расширительного бачка, определяемый по высоте между верхней стенкой бачка и нижним краем заливной горловины 3, вычисляется по следующей эмпирической формуле (м³):

$$V_{L0} = c_{pW} G'_W (t_W - t_n) / 9000, \quad (3.42)$$

где G'_W и t_W — соответственно расход и температура деаэрируемой воды; t_n — температура насыщения, соответствующая давлению в расширительном бачке и равная температуре воды на выходе из бачка.

На рис. 3.18 уровень воды в бачке показан штриховой линией; заливная горловина 3 оборудована сетчатым фильтром.

Количество выделяющегося из деаэрируемой воды пара определяется по формуле (кг/ч)

$$G_{cm} = c_{pW} G'_W (t_W - t_n) / r, \quad (3.43)$$

где r — теплота парообразования, ккал/кг.

Нижняя по высоте часть деаэратора (от верхней образующей входного патрубка до днища расширительного бачка) на процесс деаэрации влияния не оказывает. Она является резервной емкостью, величина которой может быть определена из конструктивных соображений.

ГЛАВА 4

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАДИАТОРОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА АВТОМОБИЛЕ ИЛИ ТРАКТОРЕ

4.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАТОРА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ ИЛИ ТРАКТОРА

Поскольку назначение автотракторного радиатора состоит в обеспечении в условиях эксплуатации оптимального теплового режима для выделяющих теплоту функциональных систем, то особенности рабочего процесса радиатора необходимо рассматривать с позиций температурно-динамических качеств, являющихся эксплуатационным свойством автомобилей и тракторов, которое изучается в общей теории этих машин [13]. Одной из особенностей теории и прикладных исследований в области температурно-динамических качеств является необходимость использования системного подхода, когда на основе единых исходных принципов оказывается возможным совместить теорию рабочих процессов системы охлаждения с общей теорией автомобиля и трактора. Напомним, что температурно-динамические качества выражают зависимость температурного режима (агрегатов, узлов и деталей) автомобилей и тракторов от воздействующих на них внешних факторов: дорожных, атмосферно-климатических, нагрузки и режимов движения. Здесь не только рассматриваются температурные режимы в зависимости от рабочих условий, но и прогнозируется диапазон изменения температур окружающего воздуха, в котором автомобиль или трактор способен выполнять свои функции без перегрева или переохлаждения.

Связь свойств системы охлаждения и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики. Применительно к системе охлаждения автотракторного двигателя, например, структурная схема взаимосвязи потенциальных свойств системы и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики представлена на рис. 4.1. Из схемы видно, что основой структурных связей является взаимодействие выделяющего теплоту двигателя и радиатора, рассеивающего эту теплоту в окружающий воздух. Конечным критерием этого взаимодействия следует принять тепловое состояние двигателя, определяемое установившейся температурой охлаждающей жидкости t'_w (при определенной температуре окружающего воздуха t'_L), когда

$$Q_{дв} = Q_p. \quad (4.1)$$

Это условие с позиций системного подхода [48] в аналитическом виде применительно к радиатору может быть выражено зависимостью

$$t'_w = f [K_p; B_x; K_y; B_{дор}; G_a; P_v; B_{атм}; O(B; A); C_T], \quad (4.2)$$

где t'_w — измеритель тепловой эффективности радиатора в эксплуатационных условиях; K_p — конструктивные параметры радиатора; B_x — выходные параметры рабочего процесса радиатора; K_y — конструктивные параметры, характеризующие условия работы радиатора на данном автомобиле или тракторе (тип установки, воздушный тракт, гидравлический тракт и т. д.); $B_{дор}$ — свойства дороги или грунта (коэффициент сопротивления качению, уклон и др.); G_a — масса автомобиля (перевозимого груза) или крюковая нагрузка машины; P_v — режим движения: скорость, ускорение и т. д.; $B_{атм}$ — погодноклиматические условия (температура, влажность и загрязненность окружающего воздуха, барометрическое давление, скорость и направление ветра и пр.); O — оператор, т. е. регулирование интенсивности теплопередачи в радиаторе; A — автоматическое регулирование рабочего процесса в радиаторе (термостат, муфта выключения вентилятора, паровой клапан и т. д.); B — воздействие водителя на рабочий процесс в радиаторе (регулирование положения створок жалюзи, выключение вентилятора, использование утеплительных чехлов и пр.); C_T — другие эксплуатационные факторы: степень загрязнения радиатора, свойства используемой охлаждающей жидкости и др.

Рассмотрим отдельные составляющие, входящие в правую часть последнего уравнения.



Рис. 4.1. Структурная схема взаимосвязи потенциальных свойств системы жидкостного охлаждения автотракторного двигателя, внешних факторов и измерителей температурно-динамической характеристики

Влияние конструкции и параметров рабочего процесса радиатора. Конструктивные параметры радиатора K_p включают, в частности, габариты сердцевины (фронт, глубина), размеры и форму элементов поверхности охлаждения и коллекторов радиатора, схему циркуляции жидкости в радиаторе и т. д. Все эти параметры рассмотрены в главах 1—3, где даны также их некоторые числовые значения для разных типов радиаторов.

Выходные параметры рабочего процесса радиатора B_x как отдельно взятого теплообменного аппарата включают в себя внутренние факторы, определяющие его потенциальные возможности. Сюда обычно относят коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления. Эти параметры определяются, как правило, экспериментально на специальных лабораторных установках, обеспечивающих идеализированное протекание обоих теплоносителей через радиатор (или его натурный элемент — модель), и выражаются в функции от средней скорости (расхода) соответствующих теплоносителей. В качестве выходных параметров нами приняты характеристические величины, перечисленные в п. 2.2, а значения этих величин приведены в пп. 2.3—2.7 и 3.1 для разных типов поверхностей охлаждения и схем циркуляции, используемых в автотракторных радиаторах.

Условия установки радиатора на машине. Конструктивные параметры K_y характеризуют условия работы радиатора на автомобиле или тракторе, т. е. сложные взаимосвязи с конструкцией данной машины конструктивных особенностей радиатора: его расположения на машине, конструктивных особенностей воздушного и гидравлического тракта и т. п. Поэтому теплоотдача радиатора, установленного на автомобиле или тракторе, должна отвечать условию

$$Q_{дв} = \kappa_{\Sigma} Q'_p = Q_p, \quad (4.3)$$

где Q'_p — потенциальная теплоотдача радиатора; κ_{Σ} — коэффициент реализации потенциальных свойств радиатора при его работе на данном автомобиле или тракторе.

Потенциальной теплоотдачей радиатора Q'_p условимся называть теплоотдачу чистого радиатора в идеализированных (по характеру протекания теплоносителей в однофазном состоянии) условиях испытаний в тепловой аэродинамической трубе. Это необходимо, чтобы иметь возможность оценить степень реализации потенциальных свойств радиатора в эксплуатационных условиях непосредственно в составе системы охлаждения при наличии различного рода ограничений. Поэтому обычно $\kappa_{\Sigma} < 1$, хотя теоретически возможны случаи, когда $\kappa_{\Sigma} \geq 1,0$.

Коэффициент реализации κ_{Σ} в последней формуле учитывает в общем виде интегральный эффект всех ограничений, налагаемых на потенциальную теплоотдачу радиатора окружающему воздуху, причем для анализа рабочего процесса радиатора этот коэффициент должен быть представлен в следующем виде:

$$\kappa_{\Sigma} = \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3 \dots \kappa_{n-1} \kappa_n, \quad (4.4)$$

где отдельные значения, входящие в произведение, относятся к какому-либо одному виду ограничения, например аэрации потока жидкости, неравномерности скоростных полей воздуха, загрязнению радиатора и т. д.

Структура воздушного потока на входе в сердцевину радиатора, установленного на автомобиле или тракторе, обычно отличается большой сложностью. Характерными особенностями этой структуры являются перекосы скоростных и температурных полей и повышенная турбулентность, которая на входе в радиатор неизбежна точно так же, как это имеет место во всех случаях всасывания воздуха из атмосферы в трубопровод без специальных спрямляющих устройств. Возмущающее действие на поток оказывают элементы, находящиеся в воздушном тракте впереди радиатора, т. е. облицовка, жалюзи, масляные радиаторы и др. Поэтому существенное значение имеет конструкция воздушного тракта, которая в основном определяется взаимоположением на машине радиатора и двигателя. Различают следующие основные схемы компоновки двигателя и радиатора:

- 1) последовательное расположение — у подавляющего большинства типов автомобилей и тракторов;
- 2) параллельное расположение — у ряда автобусов (например, ПАЗ-652), легковых автомобилей и других машин;
- 3) поперечное расположение — у ряда легковых автомобилей и мощных тягачей.

При параллельном и поперечном расположении обычно упрощается компоновка и улучшается конструкция всего воздушного тракта, однако увеличивается общий объем моторной установки. При последовательном расположении двигателя и радиатора общий объем моторного отделения сокращается, но конструкция воздушного тракта получается более сложной и менее эффективной.

Подача воздуха через воздушный тракт может осуществляться следующими способами:

- 1) вентилятором — в системах охлаждения тракторов, комбайнов, стационарных двигателей и автомобилей (при заднем, боковом и комбинированном расположении радиатора), а также в системах отопления салона или кабины;
- 2) за счет действия набегающего потока воздуха — в системах охлаждения гоночных автомобилей и автомобилей с двойным радиатором, а также в системах отопления;
- 3) одновременно вентилятором и за счет действия набегающего потока воздуха — в системах охлаждения большинства автомобилей (при переднем, боковом и комбинированном расположении радиатора).

Влияние неравномерности воздушного потока по фронту радиатора. Элементы поверхности охлаждения, равномерно распределенные по фронту радиатора, обтекаются воздушным потоком, который обычно не заполняет в одинаковой мере все сечение радиатора, при этом одна часть фронта обдувается со скоростями, значительно большими расчетной, другая — со скоростями, меньшими расчетной, совсем не обдувается или даже имеет обратное направление потока. В этих условиях эффективность радиатора оказывается ниже той, которая могла бы быть достигнута при равномерном распределении потока. К числу ограничивающих факторов, чаще всего связанных со стесненностью моторного отделения, относятся: различные препятствия на пути воздуха до и после радиатора; отсутствие плавных переходов от одного сечения воздушного тракта к другому; малый коэффициент ометаемости радиатора, т. е. отношение площади, ометаемой вентилятором, к площади фронта; расстояния между облицовкой и радиатором, а также между радиатором и вентилятором; наличие кожуха вентилятора и его конструкция; зазор между кожухом и вентилятором и т. п.

Для количественной оценки неравномерности поля скоростей перед фронтом радиатора используются следующие параметры:

а) коэффициент количества движения воздуха [27]

$$M_L = 1/F_{\text{фр}} \int_{F_{\text{фр}}} (v_{Li}/v_{Lcp})^2 dF_{\text{фр}}, \quad (4.5)$$

который всегда равен или больше единицы, причем чем больше его значение, тем выше степень неравномерности поля скоростей по фронту радиатора;

б) коэффициент поля

$$\varphi = v_{Lcp}/v_{L \max}; \quad (4.6)$$

в) коэффициент неравномерности поля скоростей по фронту радиатора, определяемый зависимостью

$$\delta^2 = 1/n \sum_{i=1}^{i=n} (v_{Li} - v_{Lcp})^2 / v_{Lcp}^2. \quad (4.7)$$

Величина δ является критерием среднего отклонения локальной скорости v_{Li} в точке i от средней скорости перед фронтом. При равномерном распределении скоростей $\delta = 0$.

Влияние неравномерности поля скоростей можно учитывать с помощью коэффициента реализации потенциальной теплоотдачи, представляющего собой отношение теплоотдачи Q_n при данной неравномерности поля к теплоотдаче Q_0 , определенной в предположении, что скорость воздушного потока постоянна по всему фронту и равна средней скорости:

$$\kappa_n = Q_n/Q_0 = [(n-1) M_L^n (v_{Lcp})^n]^{-1} [(v_{Lcp})_{\max}^{n+1} - (v_{Lcp})_{\min}^{n+1}] / [(v_{Lcp})_{\max} - (v_{Lcp})_{\min}]. \quad (4.8)$$

Анализ последней формулы показывает, что снижение эффективности радиатора зависит не только от условий установки радиатора, но также от теплотехнических свойств поверхности охлаждения радиатора, оцениваемых характеристическим коэффициентом n . При этом чем ближе к единице значение n , тем меньше снижение эффективности поверхности охлаждения из-за неравномерного поля скоростей.

Авторы работы [8] рассматривают снижение тепловой эффективности радиатора из-за неравномерности поля скоростей воздуха, вводя сложную функцию Φ , характеризующую тепловой поток в радиаторе отношением водяных эквивалентов теплоносителей W_L/W_W и числом единиц переноса теплоты N_{tu} , а степень неравномерности оценивают по уравнению (4.7). Графическое решение указанной функции приведено на рис. 4.2 отдельно для масляных и водяных радиаторов.

Коэффициент реализации потенциальных свойств радиатора с учетом данных работы [8] может быть выражен формулой

$$\kappa_n = Q_n/Q_0 = 1 - \Phi \sum_{i=1}^{i=n} (v_{Li} - v_{Lcp})^2 / v_{Lcp}^2. \quad (4.9)$$

Максимальное снижение теплоотдачи радиаторов из-за неравномерности поля скоростей перед фронтом оценивается величиной

$$\kappa_{\text{н min}} = 1 - (0,35/n) \sum_{i=1}^{i=n} (v_{Li} - v_{Lcp})^2 / v_{Lcp}^2,$$

а в работе [70] рекомендуется принимать $\kappa_{\text{н}} = 0,75 \div 0,9$.

В ОНИЛАР ЛСХИ выполнены исследования полей скоростей перед фронтом радиаторов некоторых типов тракторов и автомобилей.

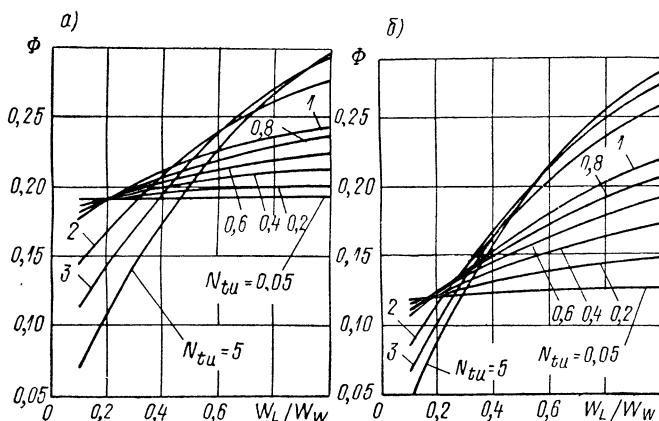


Рис. 4.2. Влияние неравномерности поля скоростей воздуха на теплоотдачу [8]: а — масляные радиаторы, $k_{FL}/(\alpha_L F_L) = 0,7$; б — водяные радиаторы, $k_{FL}/(\alpha_L F_L) = 0,9$

Результаты подобных испытаний для автомобиля ЗИЛ-130 даны на рис. 4.3, из которого следует, в частности, что неравномерность поля скоростей зависит также от скорости воздуха перед фронтом.

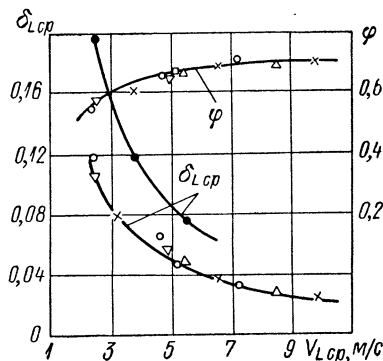


Рис. 4.3. Зависимость параметров неравномерности скоростного поля воздуха от средней скорости воздуха перед фронтом радиатора при движении автомобиля ЗИЛ-130 на второй (∇), третьей ($\square$), четвертой ($\triangle$) и пятой ($\times$) передачах при движении с отключенным вентилятором ($\bullet$) и при работе вентилятора на неподвижном автомобиле ($\circ$)

Перекосы температурных полей воздушного потока, входящего в радиатор, чаще всего обусловлены рециркуляцией нагретого воздуха к фронту радиатора из-за разности давлений на входном участке тракта и в моторном отделении. Этот фактор особенно заметно проявляется при неудовлетворительной конструкции ограждений радиатора и их недостаточной герметичности. По оценке Б. Е. Железко [25], снижение эффективности системы охлаждения трактора МТЗ-50 по этой причине составляет до 10%, а тягача МАЗ-537, по данным И. П. Ашихмина [4], — 8—9%.

Влияние турбулентности воздушного потока на входе в радиатор. Параметры турбулентности, определяющие характер течения воздуха перед радиатором, оказывают заметное влияние на его тепловую эффективность. Этот эффект интенсификации теплообмена в радиаторах современных автомобилей и тракторов пока используется совершенно недостаточно вследствие, во-первых, отсутствия достоверных данных об интенсивности турбулентности потока за различными элементами, составляющими входной участок воздушного тракта системы охлаждения. Во-вторых, отсутствуют данные о зависимости теплоотдачи различного типа радиаторов от параметров турбулентности воздушного потока. Это связано в основном со сравнительно малым использованием при исследованиях автомобилей и тракторов аппаратуры, позволяющей измерять параметры турбулентности.

За последние годы в ОНИЛАР ЛСХИ и на ПО «Ленинградский Кировский завод» был проведен комплекс исследований по этой проблеме [11, 46, 12]. Параметры воздушного потока (скорость, степень и масштаб турбулентности) измерялись термоанемометром фирмы «Disa», причем по замеренным параметрам оказалось возможным вычислить и более тонкие характеристики турбулентности: макромасштаб, число Рейнольдса макромасштаба, скорость диссипации и т. д.

На рис. 4.4 представлены сравнительные данные по изменению средних значений степени турбулентности $\epsilon_{\text{ср}}$ в зависимости от расстояния x вниз по потоку за наиболее типичными решетками. Анализ графика показывает, что вниз по потоку за типичными решетками имеет место высокая степень турбулентности ($\epsilon_{\text{ср}} \leq 35\%$) — значительно большая, чем атмосферная ($\epsilon_{\text{ср}} \approx 0,4\%$) или в тепловых аэродинамических трубах (например, в трубе ОНИЛАР ЛСХИ $\epsilon_{\text{ср}} \approx 1,0\%$). Для всех испытанных решеток максимальные значения $\epsilon_{\text{ср}}$ лежат в области $0 < x < 60$ мм. Тип решетки оказывает влияние на величину степени турбулентности и характер ее изменения вниз по потоку: преимущества имеют решетки 1, 2 и 3. Специальные опыты выявили также, что существующие конструкции жалюзи радиаторов обладают сравнительно более слабой способностью повышать степень турбулентности.

Дальнейшие экспериментальные исследования позволили установить, что относительный выигрыш в коэффициенте теплоотдачи радиатора при использовании эффекта турбулизации набегающего потока зависит главным образом от трех причин: степени турбулентности набегающего на радиатор потока, конструкции поверхности охлаждения и глубины радиатора.

Рассмотрим в качестве типичных трубчато-пластинчатые радиаторы различной глубины (число рядов трубок от четырех до двух), имеющие в основе серийный водяной радиатор автомобиля «Урал-375» (поверхность охлаждения ТП26).

В исследованном диапазоне $10 < l/d_3 < 25$ имеет место монотонное снижение степени турбулентности, однако экстраполяция результатов в сторону $l/d_3 > 25$ недостоверна. Экспериментальная формула, обобщающая результаты, полученные для трубчато-пластинчатых радиаторов, имеет вид

$$\kappa_e = 1 + 26,187\varepsilon^{0,652} (l/d_3)^{-2,85}, \quad (4.10)$$

где κ_e — коэффициент реализации потенциальной теплоотдачи радиатора по повышенной турбулентности воздушного потока на входе в радиатор; ε — степень турбулентности, %.

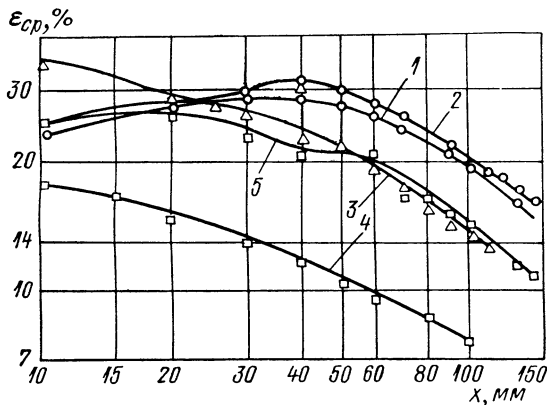


Рис. 4.4. Изменение средних значений степени турбулентности в зависимости от расстояния вниз по потоку за различными решетками:

1 — решетка из цилиндрических стержней диаметром 10 мм с шагом 25 мм; 2, 3 и 4 — масляные радиаторы соответственно трактора К-700 (трубчато-ребристый), трактора МТЗ-50 (из плоскоовальных трубок) и автомобиля «Урал-375» (трубчато-пластинчатый); 5 — плоская решетка, близкая по форме облицовке радиатора автомобиля «Москвич-412»

Следует отметить, что изменение расстояния x между турбулизирющей решеткой и фронтом радиатора (при сохранении общей длины входного участка) почти не влияет на аэродинамическое сопротивление тракта.

Анализ конструкций воздушных трактов систем охлаждения современных автомобилей и тракторов показывает, что в подавляющем большинстве случаев для повышения теплоотдачи радиаторов нет необходимости устанавливать в воздушном тракте какие-либо дополнительные элементы. Цель может быть достигнута рациональной компоновкой входного участка и применением таких типов и размеров турбулизирющих решеток, которые обеспечивают наибольший эффект.

На рис. 4.5 даны схемы, обобщающие практические рекомендации для различных типов автомобилей и тракторов. Типичная конструкция, применяющаяся на современных автомобилях, показана на рис. 4.5, а.

Здесь площади сечения элементов входного участка мало согласованы между собой, а расстояние от решеток до радиатора чрезмерно велико. Очевидно, что согласование площади сечения элементов, а также рациональная их конструкция и размещение относительно друг друга на соответствующем расстоянии (≤ 50 мм) сокращают общие габариты

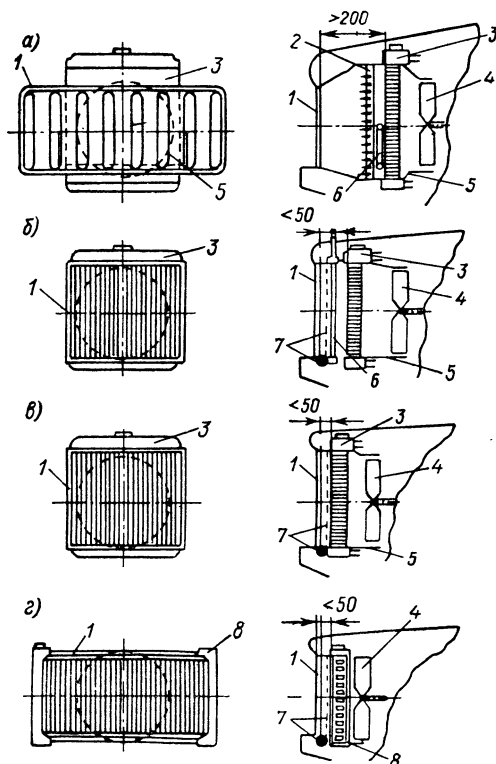


Рис. 4.5. Схемы компоновки входных участков воздушных трактов систем охлаждения автотракторных двигателей:

1 — облицовка радиатора; 2 — жалюзи; 3 — водяной радиатор; 4 — вентилятор; 5 — кожух вентилятора; 6 — масляный радиатор; 7 — шторка; 8 — радиатор с горизонтальным потоком жидкости

входного участка и должны привести к повышению эффективности системы охлаждения (схемы на рис. 4.5, б—г). Хорошим примером в этом отношении может служить компоновка блока водяных и масляных радиаторов трактора К-700 и его модификаций, выполненная по схеме на рис. 4.5, б. Специальные эксперименты показали [11, 46], что в тракторе «Кировец» коэффициент реализации по турбулентности достигает значения $\kappa_{\text{г}} = 1,15 \div 1,20$.

Принципиальная возможность получения более высоких коэффициентов реализации η_e определяется состоянием пограничного слоя на элементах поверхности охлаждения, который определяет теплоотдачу. В том случае, когда этот слой имеет малую толщину, обусловленную турбулизирующим воздействием на поток самих элементов поверхности охлаждения, или радиатор имеет большую относительную глубину, при которой происходит быстрое затухание внешней турбулентности, может иметь место отсутствие ощутимого выигрыша. Поэтому необходима экспериментальная оценка ожидаемого эффекта в каждом конкретном случае.

Близкий по физической сущности к турбулентности эффект может быть получен при целенаправленном использовании вибрации поверхности охлаждения, однако новизна этого явления пока не дает возможности дать какие-либо достоверные рекомендации.

Влияние аэрации жидкостного потока. К числу других ограничений, связанных с установкой радиатора, относится, в частности, аэрация жидкостного потока, рассмотренная в п. 3.3. Отрицательное влияние аэрации будет иметь место в том случае, когда не оборудованный системой деаэрации радиатор располагается сравнительно высоко относительно отдельного расширительного бачка.

Влияние условий движения и нагрузки машины. Следующая группа величин ($B_{\text{дор}}$, G_a и P_v), входящих в правую часть уравнения (4.2), характеризует условия движения и нагрузку автомобиля или трактора, а тем самым предопределяет и количество теплоты, которая должна быть рассеяна в радиаторе. В теории трактора и автомобиля величины $B_{\text{дор}}$, G_a и P_v объединяются уравнениями тягового и мощностного балансов.

Уравнение тягового баланса автомобиля имеет вид

$$P_k = M_e i_0 i_k \eta_{\text{тр}} / r_k = P_{\psi} + P_w \pm P_j = G_a \psi + \kappa F_a v_a^2 / 13 \pm \pm G_a j \delta / g, \quad (4.11)$$

где M_e — крутящий момент на валу двигателя; i_0 и i_k — передаточные отношения соответственно в главной передаче и коробке передач; $\eta_{\text{тр}}$ — к. п. д. трансмиссии; r_k — радиус качения колеса; G_a — полная масса автомобиля; $\psi = f \pm i$ — коэффициент сопротивления дороги (f — коэффициент сопротивления качению колес автомобиля; i — продольный уклон дороги); κ — коэффициент обтекаемости автомобиля; F — лобовая площадь автомобиля; v_a — скорость движения (км/ч); g — ускорение свободного падения; j — ускорение автомобиля; δ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля; P_k — сила тяги на колеса машины; P_{ψ} и P_w — силы сопротивления соответственно дороги и воздуха; P_j — сила инерции.

Как тяговая характеристика автомобиля связана с температурой охлаждающей воды t'_w , показано на рис. 4.6 на примере одного из типов японского легкового автомобиля [65]. На графике нанесены изомеры t'_w при различных относительных скоростях движения $\bar{v}_a$, нагрузках и передачах. Температуры t'_w приведены к постоянной температуре окружающего воздуха $t'_L = 0^\circ \text{C}$. Помимо кривых силы тяги P_k на графике нанесены также кривые сил суммарного сопротивления

дороги и воздуха. Можно видеть, насколько значительно температура охлаждающей жидкости зависит от нагрузки и скорости движения автомобиля. По графику можно также определить те типичные для рассматриваемого автомобиля режимы движения, при которых температура жидкости t'_w является наиболее высокой, приводящей к отказу в работоспособности машины, а также слишком низкой, вызывающей повышенные износы деталей двигателя и снижение топливной экономичности.

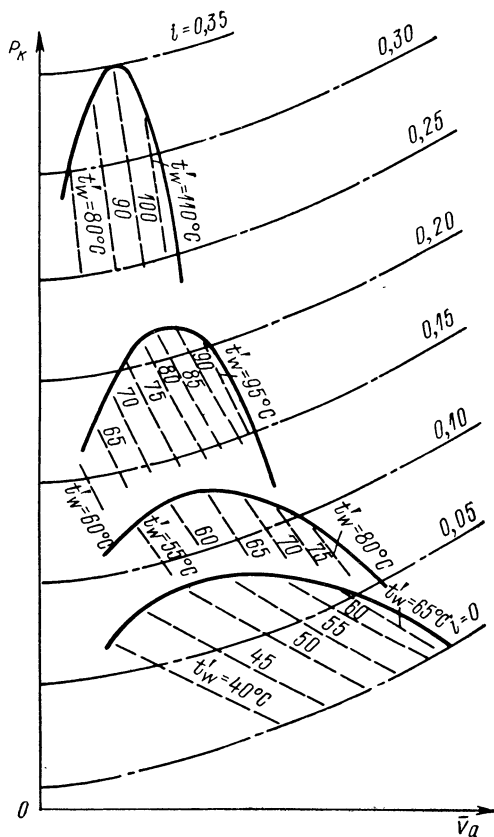


Рис. 4.6. Тяговая характеристика легкового автомобиля и изменение температуры охлаждающей жидкости на входе в радиатор при температуре окружающего воздуха 0°C (органы терморегулирования отключены):

— P_k ; — — — — — $P_k + P_w$

В большинстве случаев для выявления наиболее характерных режимов оказывается более удобным использовать не тяговый, а мощностной баланс автомобиля, уравнение которого имеет вид

$$N_e = [v_a / (270 \eta_{тр})] (G_a \psi + \kappa F_a v_a^2 / 13 \pm G_a j \delta / g). \quad (4.12)$$

Оба последних уравнения устанавливают в явном виде связь между интересующими нас величинами $B_{дор} = f_1(f, i, \psi)$; $P_v = f_2(v_a, j)$ и G_a , конструкцией машины, определяемой параметрами G_a , δ , κ , F_a и $\eta_{тр}$ и нагрузкой двигателя.

Влияние погоднo-климатических условий. Состояние окружающей среды $B_{атм}$ связано с климатическими и погодными условиями, а ее параметры — температура, барометрическое давление, влажность и запыленность — оказывают влияние на тепловое состояние системы охлаждения. Значения параметров окружающей среды могут существенно изменяться в зависимости от времени суток или сезона. Эти условия достаточно полно определяет ГОСТ 16350—70.

Особую сложность представляет обеспечение нормальной работы системы охлаждения в так называемых экстремальных климатических условиях, отличающихся предельными значениями климатических параметров. С этой целью в США разработана шкала из восьми экстремальных климатических категорий (табл. 4.1), чтобы обеспечить

Таблица 4.1. Суточные значения экстремальных климатических параметров, принятые в США при проектировании систем охлаждения двигателей армейских колесных и гусеничных машин [70]

Климатические категории	Условия эксплуатации			Условия хранения и перевозки	
	Температура окружающего воздуха, °C	Солнечная радиация, ккал/(м²·ч)	Относительная влажность воздуха, %	Температура воздуха, °C	Относительная влажность воздуха, %
1. Сырой, теплый	24	0—3200	95—100	27	95—100
2. Сырой, жаркий	25—35	0—3200	74—100	32—71	10—85
3. Влажно-жаркий (прибрежная пустыня)	29—38	0—3200	63—90	32—71	10—85
4. Жаркий, сухой	32—52	0—3200	5—20	32—71	2—50
5. Умеренно жаркий, сухой	21—43	0—3200	20—85	21—63	5—50
6. Умеренно холодный	(—20) — (—32)	0	100	(—23) — (—34)	100
7. Холодный	(—37) — (—46)	0	100	(—37) — (—46)	100
8. Крайне холодный	(—51) — (—57)	0	100	(—51) — (—57)	100

унификацию требований к системам охлаждения армейских колесных и гусеничных машин.

Одним из требований к конструкции автомобилей и тракторов является повышение надежности их систем охлаждения при эксплуатации в горных условиях. Как известно, основной причиной нарушения нормальной работы системы охлаждения в этих условиях следует считать снижение атмосферного давления, сопровождающее подъем автомобиля на высоту, а следовательно, и уменьшение плотности наружного воздуха (рис. 4.7). При этом понижаются производительность вентилятора

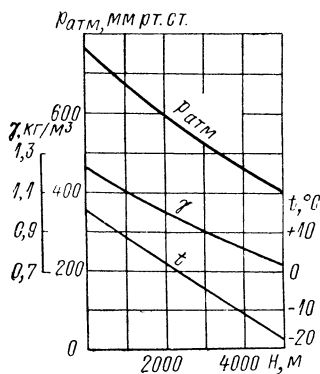


Рис. 4.7. Изменение атмосферного давления $P_{\text{атм}}$, плотности γ и температуры t воздуха в зависимости от высоты местности над уровнем моря H (стандартная атмосфера)

и массовый расход воздуха, проходящего через радиатор, что приводит к снижению теплоотдачи радиатора. На больших высотах, кроме того, существенно понижается температура кипения жидкости, что, особенно при недостаточной герметичности системы, влияет на циркулирующий через радиатор жидкостный поток, приводя к кавитации насоса.

Запыленность воздуха, поступающего в радиатор, подробно рассмотрена в п. 2.8. Здесь отметим, что максимальная концентрация в воздушном потоке мелкоструктурных загрязнителей (пыли) может достигать 5 г/м^3 , а крупноструктурных — $0,5 \text{ г/м}^3$. В п. 2.8 подробно рассмотрено влияние на теплоотдачу радиатора (коэффициент реализации) загрязнения поверхности охлаждения как с внешней, так и с внутренней стороны. В то же время наличие пыли в воздухе может повышать его плотность до $\gamma = 0,41 \text{ кг/м}^3$, что существенно увеличивает требуемую мощность вентилятора.

Из климатических параметров, воздействующих на рабочий процесс радиатора, наибольшее значение имеет температура окружающего воздуха. Разность между минимальной зимней температурой в северной зоне и максимальной летней — в южной составляет около 100°C . Изменение температуры влияет на те свойства воздуха (плотность, удельная теплоемкость, теплопроводность и вязкость), от которых зависит эффективность отвода теплоты от поверхности охлаждения радиатора. Значения перечисленных параметров приведены в табл. 4.2, из которой видно, что для разных температур воздуха изменением удельной теплоемкости можно пренебречь, в то время как теплопроводность и вязкость изменяются заметно, а плотность — более чем в 1,5 раза. Влияние этих параметров воздуха на теплоотдачу радиатора было определено уравнением (2.32).

Рассматривая влажность атмосферного воздуха как причину изменения теплоотдачи автотракторного радиатора, следует отметить, что, проходя через сердцевину, воздух повышает свою температуру на $10\text{—}40^\circ \text{C}$. В этих условиях, как отмечается в литературе [85], уменьшение теплоотдачи вследствие влияния влажности может составлять $0,5\text{—}0,75\%$. В то же время осадки (дождь, снег, туман и т. п.), капли

**Таблица 4.2. Физические параметры сухого воздуха
в зависимости от температуры при атмосферном давлении 760 мм рт. ст.**

t_L , °C	γ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	c_p		$\lambda \cdot 10^2$		$\nu \cdot 10^6$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{°C}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}}$		
—50	1,58	1,013	0,242	2,04	1,75	9,23	0,728
—40	1,52	1,013	0,242	2,13	1,82	10,04	0,728
—30	1,45	1,013	0,242	2,20	1,89	10,80	0,723
—20	1,40	1,010	0,241	2,28	1,96	12,79	0,716
—10	1,34	1,010	0,241	2,36	2,03	12,43	0,712
0	1,29	1,005	0,240	2,44	2,10	13,28	0,707
10	1,25	1,005	0,240	2,51	2,16	14,16	0,705
20	1,21	1,005	0,240	2,59	2,23	15,06	0,703
30	1,17	1,005	0,240	2,67	2,30	16,00	0,701
40	1,13	1,005	0,240	2,75	2,37	16,96	0,699
50	1,09	1,005	0,240	2,83	2,43	17,95	0,698
60	1,06	1,005	0,240	2,89	2,49	18,97	0,696
70	1,03	1,010	0,241	2,96	2,55	20,02	0,694
80	1,00	1,010	0,241	3,04	2,62	21,09	0,692
90	0,97	1,010	0,241	3,13	2,69	22,10	0,690

которых затягиваются с воздушным потоком к поверхности охлаждения и испаряются там, вызывают существенное повышение теплоотдачи. Этот эффект иногда создается и искусственным путем для интенсификации теплоотдачи, например в тепловозных радиаторах.

Действие инсоляции на систему охлаждения проявляется в повышении температуры воздуха у поверхности покрытия дороги, вызванном поглощением последним солнечной радиации и последующей конвекцией. В условиях жаркого климата нашей страны поверхности грунта днем нагреваются: песок — до 68—72° С, асфальт — до 85° С. Кроме того, от воздействия прямых солнечных лучей могут нагреваться открытые поверхности капота машин до 75—85° С, что вызывает значительное повышение температуры воздуха в подкапотном пространстве.

Влияние ветра особенно проявляется при движении машин в условиях открытой местности. Встречный ветер увеличивает полное давление воздуха перед фронтом радиатора, повышая эффективность охлаждения. Отмечается [69], что влияние становится заметным при скорости ветра больше 1,4—2,2 м/с. В то же время слабый попутный ветер, в противоположность ожидаемому, не снижает полного давления перед фронтом радиатора и при скорости до 6—7 м/с не оказывает существенного влияния на эффективность охлаждения. Однако при работе двигателя на холостом ходу на неподвижной машине при скорости ветра более 1 м/с эффективность системы охлаждения изменяется.

Параметры температурно-динамической характеристики. Влияние температуры окружающего воздуха на температуру охлаждающей жидкости в системе охлаждения приближенно описывается уравнением

$$t'_w = t'_L + \Delta t_{\text{нач}}, \quad (4.13)$$

где $\Delta t_{\text{нач}}$ — начальная разность температур жидкости и воздуха в радиаторе, которая широко используется непосредственно в качестве критерия температурно-динамической характеристики автомобиля или трактора. Тогда этот параметр называют «постоянной радиатора»,

вкладывая в это понятие тот смысл, что с изменением в определенных пределах температуры окружающего воздуха величина $\Delta t_{\text{нач}}$ не меняется, т. е. $\Delta t_{\text{нач}} = \text{const}$.

Работа системы охлаждения при изменяющихся значениях температуры окружающего воздуха зависит в основном от влияния этой температуры на четыре параметра: мощность, развиваемую двигателем, и количество теплоты, выделяемой им в охлаждающую жидкость; теплоотдачу радиатора; массовый поток воздуха, создаваемый вентилятором; производительность циркуляционного насоса.

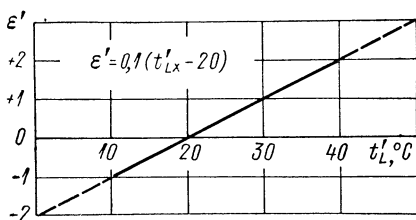


Рис. 4.8. Поправка для определения $\Delta t_{\text{нач}}$, отнесенная к исходной температуре окружающего воздуха $+20^\circ\text{C}$

мается обычно температура, имевшая место при лабораторных испытаниях системы охлаждения на автомобиле или тракторе.

График зависимости $\epsilon' = f(t'_L)$ приведен на рис. 4.8; определяемая из него поправка служит для корреляции опытных данных, полученных при температуре $t'_L < 32^\circ\text{C}$. Чтобы избежать указанной корреляции, в практике лабораторных испытаний в нашей стране принято проводить их при температуре воздуха $35\text{--}45^\circ\text{C}$. Фирма GMC (США) также считает, что результаты, полученные при температуре $32\text{--}40^\circ\text{C}$, являются надежными, при $27\text{--}32^\circ\text{C}$ — сомнительными, а при $t'_L < 27^\circ\text{C}$ необходима их специальная обработка [69]. В случаях, когда не требуется большой точности или проводимые испытания носят сравнительный характер, можно пользоваться уравнением (4.13), так как допустимая ошибка часто лежит в пределах точности экспериментов.

Постоянная радиатора не содержит информации о том, как далеко система охлаждения находится от предельного состояния, поскольку ею не учитываются точка кипения охлаждающей жидкости и внутреннее давление в системе. Поэтому более удобно в качестве критерия температурно-динамической характеристики системы охлаждения двигателя автомобиля и трактора в уравнении (4.2) использовать критическую температуру воздуха $t_{\text{кр}}$ — такую температуру окружающего воздуха, при которой начинает кипеть жидкость в системе охлаждения при данных условиях по нагрузке и скорости движения машины, т. е. наступает нарушение работоспособности системы.

Критическая температура окружающего воздуха приближенно может быть определена по формуле

$$t_{\text{кр}} = t_{\text{кип}} - \Delta t_{\text{нач}} = t_{\text{кип}} - (t'_W - t'_L), \quad (4.15)$$

где $t_{\text{кип}}$ — температура кипения охлаждающей жидкости, определяемая по графику на рис. 4.9.

Совместный учет перечисленных факторов при отсутствии кавитации водяного насоса и имеющиеся экспериментальные данные [69, 88, 20] позволяют уточнить зависимость (4.13) следующим образом:

$$\Delta t_{\text{нач}} = t'_W - t'_L + \epsilon', \quad (4.14)$$

где ϵ' — поправка, отнесенная к определенной исходной температуре окружающего воздуха, за которую прини-

Критическую температуру воздуха называют также индексом системы охлаждения.

В формуле (4.15) не учитываются ограничения предельной температуры охлаждающей жидкости, обусловленные следующими факторами: гидродинамической неустойчивостью потока охлаждающей жидкости при температуре, близкой к точке кипения (см. рис. 3.17); особенностями рабочего процесса в цилиндрах двигателя; свойствами смазочного масла, используемого в двигателе. Не учитывается также особенность изменения $\Delta t_{\text{нач}}$ при разных значениях t'_L . Поэтому в общем виде последнюю формулу следует представить так:

$$t_{\text{кр}} = (t_{\text{кип}} - t_{\delta}) - (t'_W - t'_L + \epsilon') = t_{\text{пред}} - \Delta t_{\text{нач}} + \epsilon', \quad (4.16)$$

где t_{δ} — поправка на гидродинамическую нестабильность потока жидкости или другие ограничения, °С. Значение t_{δ} часто достигает 10°С; таким образом, для водяных систем охлаждения устанавливается следующая предельная температура $t_{\text{пред}}$: 110°С при $\rho_{\text{кл}} = 2$ кгс/см² и 100°С при $\rho_{\text{кл}} = 1,5$ кгс/см².

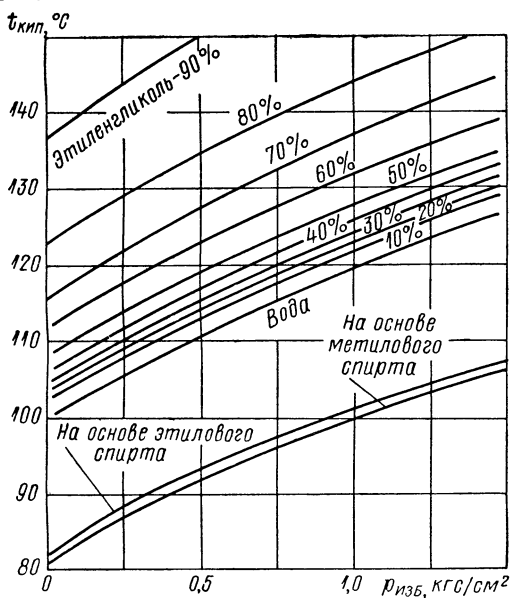


Рис. 4.9. Зависимость температуры кипения различных охлаждающих жидкостей от давления в системе охлаждения

Влияние свойств охлаждающей жидкости. При использовании вместо воды антифризов происходят некоторые перераспределение теплоотвода от двигателя и снижение при неизменной температуре жидкости теплоотдачи радиатора, причем последняя к тому же зависит от состава

антифриза и типа поверхности охлаждения. Так, по данным В. А. Шелаева [63], зависимость коэффициента теплоотдачи на жидкостной стороне радиаторов от концентрации d этиленгликоля ($d = 30 \div 100\%$) удовлетворительно описывается формулой

$$\bar{\alpha}_W = 1,12 - 0,0047d, \quad (4.17)$$

а зависимость тепловой эффективности радиаторов от коэффициентов обребования при использовании тосола А-40 и $v_W = 0,2 \div 0,7$ м/с — формулой

$$\kappa_a = 0,984\psi^{-0,063}, \quad (4.18)$$

где κ_a — коэффициент реализации по применяемой охлаждающей жидкости.

Большим преимуществом антифризов является то, что при их использовании практически не происходит коррозии и отложения накипи на внутренней стороне радиаторов. Как было показано в п. 2.8, при эксплуатации на воде отложения накипи в радиаторе оказываются значительными. Поэтому небольшое преимущество в теплоотдаче при работе на воде сохраняется лишь для чистого радиатора, а по мере отложения в нем накипи постепенно исчезает, затем преимущество переходит к радиатору, работающему на антифризе, так как его теплоотдача стабильна. Это положение хорошо иллюстрирует табл. 4.3, в которой помещены результаты соответствующей обработки данных по испытанию типичного автомобильного радиатора на воде и антифризе, содержащем 50% этиленгликоля и 50% воды, при скоростях теплоносителей $v_L = 10$ м/с и $v_W = 0,76$ м/с [70].

Таблица 4.3. Сравнение тепловой эффективности радиатора при эксплуатации на воде и антифризе

Коэффициент загрязнения $\varepsilon_3 \cdot 10^3$, м ² ·ч·°С/ккал		Коэффициент теплопередачи k , ккал/(м ² ·ч·°С)		Коэффициент реализации		
На воде	На антифризе	На воде	На антифризе	На воде κ_W	На антифризе κ_a	$\bar{\kappa} = \frac{\kappa_a}{\kappa_W}$
0	0	81,6	79,8	1	0,978	0,978
0,205	0	80,3	79,8	0,984	0,978	0,993
0,411	0	79,0	79,8	0,968	0,978	1,010
0,614	0	77,7	79,8	0,952	0,978	1,027

При использовании антифризов, кроме того, система охлаждения может работать при более высоких температурах и одновременно при более низких давлениях, чем на воде, в связи с более высокой температурой кипения антифризов (рис. 4.9) и значительно более высокой в этих условиях гидродинамической устойчивостью потока. Поэтому в литературе [77] приводятся данные о том, что критические температуры воздуха $t_{кр}$ для смесей, содержащих до 30% этиленгликоля, будут практически такими же, как и для воды (при чистых радиаторах).

Влияние высоты местности. При введении в температурно-динамическую характеристику соответствующих дополнительных условий она становится пригодной также для оценки эффективности систем охлаждения и в горной местности. Действительно, с увеличением высоты местности над уровнем моря на каждый километр постоянная радиатора увеличивается, а критическая температура воздуха снижается примерно на 3°C (при одинаковых нагрузках и условиях движения). Поэтому для определения критической температуры воздуха в горной местности можно использовать формулу [20]

$$t_{\text{кр}H} = t_{\text{кр}0} - 3H, \quad (4.19)$$

где H — высота местности над уровнем моря, км; индексы H и 0 относятся к условиям соответственно на высоте H и на уровне моря.

Влияние средств регулирования теплового режима. Специфичность рабочего процесса радиатора, установленного на машине, состоит в том, что он неспособен самостоятельно и соответствующим образом изменять тепловые характеристики при переменных тепловых нагрузках. Поэтому размеры и конструктивные параметры радиатора обычно выбираются из условия необходимости обеспечить работоспособность без перегрева данной машины при наперед заданных значениях совокупности эксплуатационных факторов: $V_{\text{дор}}$, G_a , P_v и $V_{\text{атм}}$. При снижении тепловой нагрузки температурный режим без переохлаждения обеспечивается штатными (или дополнительными) средствами регулирования [см. уравнение 4.2)], которые чаще всего с радиатором конструктивно не связаны. Наличие указанных средств регулирования приводит к тому, что прямая зависимость между температурой окружающего воздуха и температурой жидкости перестает существовать, а зависимости (4.13)—(4.16) теряют смысл в широком диапазоне низких температур и нагрузок.

Опытное определение параметров температурно-динамических характеристик. Температурно-динамические характеристики систем охлаждения автомобилей определяются для режимов как максимальной, так и частичной нагрузок и представляются в виде графиков $t_{\text{кр}} = f(v_a)$ или $\Delta t_{\text{нач}} = f'(v_a)$. Для тракторов эти характеристики определяются для режимов максимальных нагрузок и обычно имеют вид $\Delta t_{\text{нач}} = f'(n_{\text{дв}})$ или $t_{\text{кр}} = f(n_{\text{дв}})$.

Температурно-динамические качества тракторов определяют обычно на моторных тормозных стендах, оборудованных штатным воздушным трактом системы охлаждения, а автомобилей — в дорожных условиях при их динамометрировании специальным прицепом или другим автомобилем. Последние испытания весьма трудоемки и сильно зависят от состояния погоды. Поэтому в настоящее время все большее распространение получают специализированные лаборатории, в которых производятся натурные испытания автомобилей с имитацией сложных дорожно-климатических условий. Такие лаборатории широко используются передовыми зарубежными фирмами, в частности для исследований и доводки радиаторов, что обеспечивает сокращение сроков и повышает качество исследований.

Аналогичное назначение имеет и лаборатория комплексных испытаний колесных тракторов и автомобилей ОНИЛАР ЛСХИ (рис. 4.10). Оборудование лаборатории позволяет изменять в широких пределах скорость движения автомобиля (трактора), дорожное сопротивление и усилие на крюке, условия движения на подъеме и спуске, скорость воздуха перед лобовой частью автомобиля (трактора), температуру

окружающей среды, интенсивность инсоляции и т. д. Лаборатория состоит из следующих основных взаимосвязанных частей: барабанного тормозного стенда с универсальным электротормозом и механической многоступенчатой трансмиссией; замкнутого аэродинамического туннеля с системой динамического, температурного и геометрического регулирования; универсальной инсоляционной батареи, обеспечивающей имитацию теплового воздействия солнечных лучей в широком диапазоне

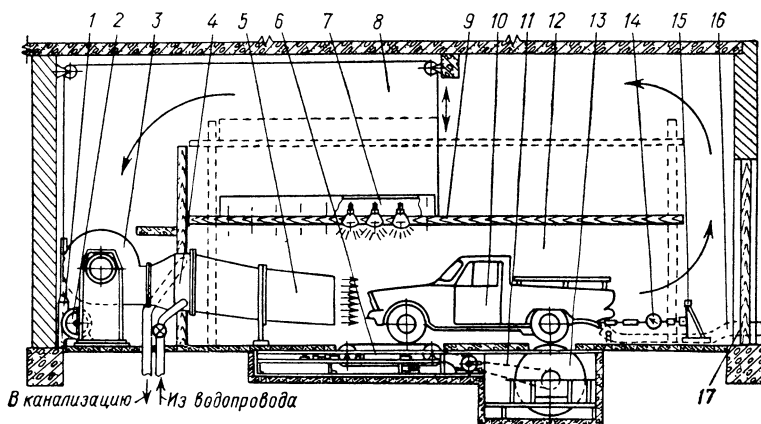


Рис. 4.10. Схема лаборатории комплексных испытаний тракторов и автомобилей ОНИЛАР ЛСХИ:

1 — подъемное устройство потолка испытательной камеры; 2 — электромотор; 3 — вентилятор; 4 — калорифер; 5 — выходное сопло для воздушного потока, поступающего к передней части автомобиля; 6 — «беговая дорожка» между передними колесами автомобиля; 7 — инсоляционная батарея; 8 — обратный воздушный туннель; 9 — подъемный потолок испытательной камеры; 10 — испытуемый автомобиль; 11 — привод «беговой дорожки»; 12 — испытательная камера; 13 — беговой барабан; 14 — причальное устройство с динамометром; 15 — стойка; 16 — выхлопная труба; 17 — вездные ворота

интенсивности; кабины испытателей с приборными пультами и органами управления стендами; батареи реостатов для поглощения мощности (на открытом воздухе).

Техническая характеристика лаборатории:

Полезная площадь, м ²	160
Развернутая длина аэродинамического туннеля, м . . .	32
Регулируемая высота испытательного канала (в месте размещения автомобиля или трактора), м	2,05—3,3
Максимальная скорость воздуха перед лобовой частью автомобиля или трактора, км/ч	80—130
Максимальная скорость испытуемого автомобиля, км/ч	130
Максимальная мощность торможения в режиме генератора, кВт	136 (200 л. с.)
Максимальная вертикальная нагрузка на беговой барабан, тс	3,5
Диапазон температур воздуха при испытаниях (в зимнее время года), °С	От -15 до +55
Максимальная мощность инсоляционной батареи, кВт	18
Максимальная интенсивность инсоляционной нагрузки (на уровне капота автомобиля), кВт/м ²	0,9

На рис. 4.11, а представлена зависимость $\Delta t_{\text{нач}} = f(v_a)$, полученная для всех передач трансмиссии при полной нагрузке двигателя (автомобиля ЗИЛ-130) при испытаниях в дорожных условиях и в лаборатории комплексных испытаний тракторов и автомобилей ОНИЛАР ЛСХИ (точки $\square$), а на рис. 4.11, б—зависимость $t_{\text{кр}} = f(v_a)$. Предельная температура воды в системе охлаждения в соответствии с регулировкой парового клапана и условием (4.16) составляет 110°C . Температурно-динамическая характеристика автомобиля, приведенная на

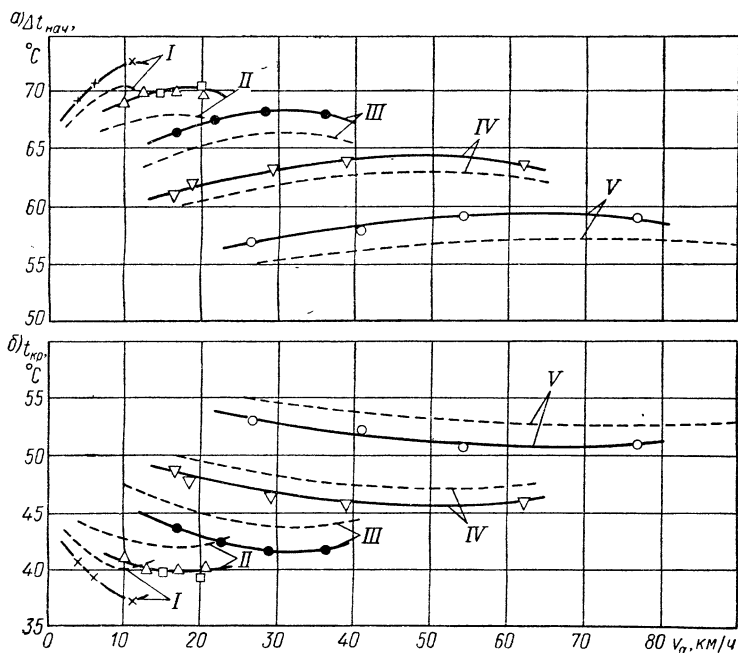


Рис. 4.11. Температурно-динамические характеристики системы охлаждения двигателя автомобиля ЗИЛ-130 для всех передач (I—V) при $t'_L = 20 \div 25^\circ\text{C}$

рис. 4.11, б, дает возможность ориентировочно прогнозировать природно-климатические условия, в которых может быть использован данный автомобиль без опасности потери подвижности из-за перегрева двигателя. Штриховые линии на этом графике построены по уравнению (4.35), значения параметров в котором получены при раздельных испытаниях элементов системы охлаждения (см. рис. 3.16, 4.14, 4.16 и табл. 2.3).

Следует отметить, что наклон и взаимное расположение кривых на температурно-динамической характеристике могут быть различными для разных марок машин. Например, при установке на радиатор кожуха вентилятора может оказаться, что наименьшая эффективность системы охлаждения будет иметь место при движении на максимальной

скорости, так как наличие кожуха приведет в этих условиях к снижению влияния набегающего на автомобиль воздушного потока на скорость воздуха перед фронтом радиатора.

4.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО РЕЖИМА РАДИАТОРА

Расчетный режим радиатора должен определяться на базе теплового баланса системы охлаждения, т. е. баланса количества теплоты, выделяемой на различных режимах рассматриваемой функциональной системой автомобиля или трактора (например, двигателем), и количества теплоты, отводимой в окружающий воздух радиатором. Этот баланс должен составляться на основе системного подхода, чем достигается более полный учет всех факторов, действующих на движущийся автомобиль или трактор и на их систему охлаждения.

Для построения теплового баланса системы охлаждения автотракторного двигателя необходимо иметь следующие зависимости:

1) теплоотдачу двигателя в охлаждающую жидкость при различных нагрузках и частотах вращения вала двигателя;

2) удельную теплоотдачу радиатора при различных значениях скорости воздуха перед фронтом и скорости охлаждающей жидкости в каналах;

3) массовые расходы воздуха и охлаждающей жидкости через радиатор при различных режимах движения трактора или автомобиля (аэродинамический и гидродинамический балансы системы).

Теплоотдача двигателя в охлаждающую жидкость. Количество теплоты, отводимой от двигателя в систему охлаждения без углубления в процессы передачи теплоты внутри цилиндра конвекцией и радиацией, а также теплопроводности через поршень и стенки цилиндра к внешней поверхности, в общем виде часто представляется различными эмпирическими формулами, учитывающими конструктивные особенности двигателей и режимы их работы. В теории трактора и автомобиля при рассмотрении температурно-динамических качеств этих машин удобнее исходить не из конструктивных показателей двигателей, а из развиваемой ими мощности. Тогда выделяемую двигателем теплоту можно определить, используя мощностной баланс трактора или автомобиля, и тем самым установить взаимосвязь температурных показателей с внешними факторами (дорожные условия, нагрузка, режим движения и др.), воздействующими на движущуюся машину.

Количество теплоты, отводимой двигателем в охлаждающую жидкость, может быть определено через развиваемую двигателем мощность по формуле

$$Q_{дв} = 632a N_{е\max}, \quad (4.20)$$

где a — опытный коэффициент (безразмерный).

Коэффициент a , т. е. отношение теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости, к теплоте, превращаемой в полезную работу, представляет собой удобный критерий для оценки количества теплоты, которая должна быть отведена системой охлаждения в различных эксплуатационных условиях, и может быть представлен в виде

$$a = Q_{дв} / (632 N_{е}) = f(N_{е}; n_{дв}; t'_L; t'_W; G_W) \quad (4.21)$$

не только для режима максимальной мощности, но и для других режимов по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала.

Влияние на коэффициент a основных факторов рассмотрено в работе [37]. Наиболее часто в литературе значения коэффициента a приводятся для режима максимальной мощности, при этом обычно определяется широкий диапазон возможных значений этого коэффициента для различных по конструкции двигателей. Авторы работы [34] рекомендуют для карбюраторных двигателей $a = 0,8 \div 1,4$, а для дизелей $a = 0,45 \div 0,9$; с другой стороны, в статье [64] для автомобильных двигателей диапазон значений коэффициента сужается до $a = 1,14 \div 1,23$ (карбюраторные двигатели) и $a = 0,57 \div 0,71$ (дизели).

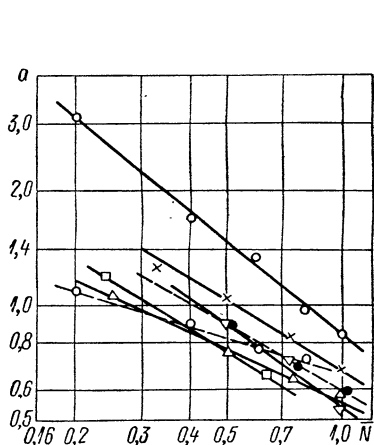


Рис. 4.12. Зависимость коэффициента a от относительной мощности $\bar{N}$:

— карбюраторные двигатели; — — — дизели

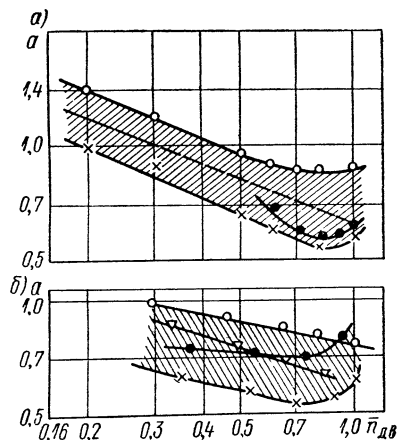


Рис. 4.13. Зависимость коэффициента a от относительной частоты вращения вала двигателя: а — дизели; б — карбюраторные двигатели

Еще большую сложность вызывает определение коэффициента a для режимов, отличающихся от $N_{e \max}$. На рис. 4.12 приведены кривые зависимости коэффициента a от относительной мощности, развиваемой двигателем. Эти данные включают в себя соответствующую обработку материалов работ [2, 71] для карбюраторных двигателей ($n_{\text{дв}} = 3000$ об/мин) и работ [75, 55] для дизелей ($n_{\text{дв}} = 2100$ об/мин). Из графика следует, что характер функции $a = f(\bar{N})$ одинаков для обоих типов двигателей, значения показателя степени лежат в пределах от $-0,3$ до $-0,8$. При этом средние значения показателя степени у карбюраторных двигателей по абсолютной величине несколько больше, чем у дизелей.

На рис. 4.13 приведены опытные зависимости $a = f(\bar{n}_{\text{дв}})$ отдельно для дизелей и карбюраторных двигателей. Можно видеть, что и здесь функция носит убывающий характер, однако при $\bar{n}_{\text{дв}} \approx 0,7 \div 0,8$ происходит перегиб кривых — как для дизелей, так и для карбюраторных двигателей. В левой части всех кривых средние значения показателя равны $-0,24$ для карбюраторных двигателей и $-0,4$ для дизелей.

Зависимость коэффициента α от температуры охлаждающей жидкости авторами работы [37] в диапазоне значений $t'_W = 60 \div 115^\circ \text{C}$ обобщена следующей простой формулой:

$$\alpha = \alpha_{60} + 0,154 - 0,00256 t'_W, \quad (4.22)$$

где α_{60} — значения коэффициента при $t'_W = 60^\circ \text{C}$.

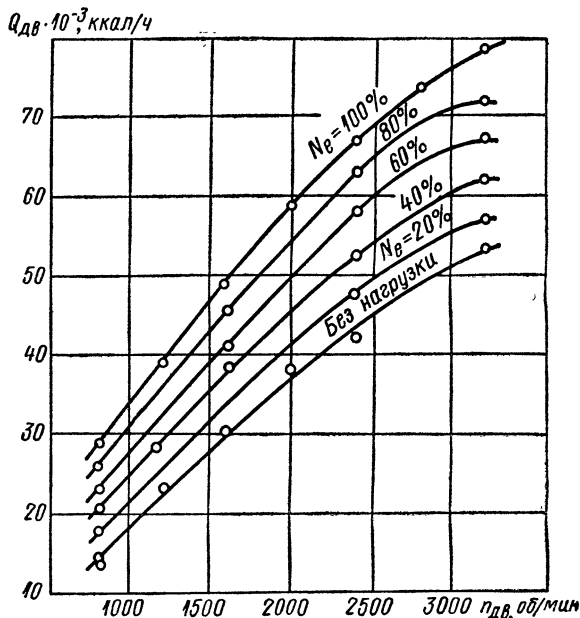


Рис. 4.14. Зависимость теплоотдачи двигателя ЗИЛ-130 от частоты вращения вала и нагрузки двигателя при $t'_W = 80^\circ \text{C}$

Приведенные графики и уравнение (4.22) показывают, что имеется возможность при наличии соответствующих опытных данных получить решение уравнения (4.21), а затем по уравнению (4.20) построить зависимость $Q_{дв} = f(\bar{N}_e; n_{дв}; \dots)$. Пример такой зависимости приведен на рис. 4.14; кривые построены по данным работы [2] для системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130.

Удельная теплоотдача радиатора. Количество теплоты Q'_p , отводимой радиатором в окружающую атмосферу, достаточно точно может быть определено уравнением Ньютона

$$Q'_p = kF_L \bar{\Delta t}_{доп} = kF_L (t''_L - t'_L) / \ln [(t_{Wcp} - t'_L) / (t_{Wcp} - t''_L)], \quad (4.23)$$

разность температур в котором всегда является среднелогарифмической разностью. Однако использование последнего уравнения всегда представляет существенные трудности, так как значения средних температур жидкости и воздуха на выходе заранее обычно неизвестны. Поэтому в настоящее время чаще всего переходят от среднелогарифмического температурного напора к начальному, который является, как было показано в п. 4.1, удобным параметром для оценки тепловой эффективности радиатора, функционирующего в составе системы охлаждения автомобиля или трактора. Современная теория теплопередачи дает решение в следующем виде:

$$Q'_p = \frac{c_{pL} G_L (1 - e^{-N_{tu}})}{1 + [c_{pL} G_L / (2c_{pW} G_W)] (1 - e^{-N_{tu}})} \Delta t_{\text{нач}}, \quad (4.24)$$

где $N_{tu} = kF_L / (c_{pL} G_L)$ — число единиц переноса теплоты, определяемое также по уравнению (2.40).

При использовании среднеарифметической разности температур можно применить менее точное уравнение

$$Q'_p = \bar{\Delta T}_{\text{нач}} / [1 / (kF_L) + 1 / (2c_{pL} G_L) + 1 / (2c_{pW} G_W)]. \quad (4.25)$$

Если в правой части уравнений (4.24) и (4.25) обозначить

$$Q'_{p.н} = \frac{c_{pL} G_L (1 - e^{-N_{tu}})}{1 + [c_{pL} G_L / (2c_{pW} G_W)] (1 - e^{-N_{tu}})} \approx \frac{1}{1 / (kF_L) + 1 / (2c_{pL} G_L) + 1 / (2c_{pW} G_W)}, \quad (4.26)$$

то величину $Q'_{p.н}$ можно рассматривать как удельную потенциальную теплоотдачу данного радиатора, отнесенную к единице начального температурного напора и равноценную водяному эквиваленту теплоносителя. Величина $Q'_{p.н}$ в каждом случае не зависит от нагрузки автомобиля или трактора, а является функцией частоты вращения вала двигателя и скорости движения машины, так как оба эти параметра определяют G_L и k , а G_W зависит от $n_{\text{дв}}$. Для гусеничных тракторов, движущихся на малых скоростях, при определении величины $Q'_{p.н}$ из-за незначительности влияния на G_L скорости набегающего потока воздуха можно ограничиться установлением зависимости $Q'_{p.н} = f(n_{\text{дв}})$.

Аэродинамический баланс системы охлаждения. При составлении аэродинамического баланса системы удобно пользоваться размерными характеристиками, полученными при постоянной скорости вращения вентилятора, т. е. зафиксированными для определенного режима работы двигателя. Пример подобной характеристики приведен на рис. 4.15. При изменении частоты вращения вентилятора меняется и его напорная характеристика. Определение расчетного рабочего режима, т. е. расхода воздуха, устанавливающегося в воздушном тракте системы охлаждения при определенных аэродинамических характеристиках вентилятора, радиатора и всего воздушного тракта, производится путем наложения друг на друга напорных характеристик вентилятора и характеристики полного сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. Расчетным режимом будет являться абсцисса точки

пересечения кривой статического напора вентилятора и кривой полного сопротивления воздушного тракта, т. е. точка, для которой

$$H_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_{\text{в. тр}} = \Delta p_{\text{полн.}} \quad (4.27)$$

Удобной формой представления аэродинамического баланса системы охлаждения на всех скоростных режимах является аэродинамическая характеристика подкапотного пространства (рис. 4.16).

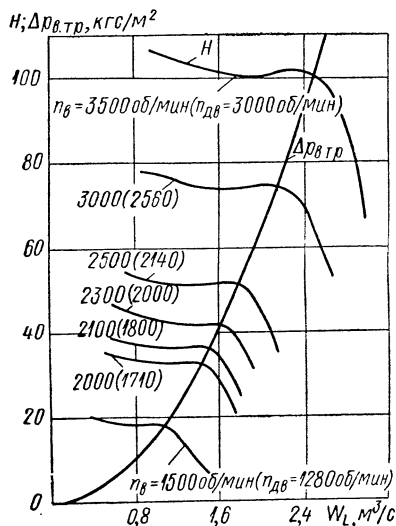


Рис. 4.15. Зависимость напора H вентилятора и аэродинамического сопротивления воздушного тракта системы охлаждения $\Delta p_{\text{в. тр}}$ от объемного расхода воздуха W_L при различной частоте вращения $n_{\text{в}}$ вентилятора двигателя ЗИЛ-130 [2]

приведены на рис. 4.17. Связь коэффициента α_0 с аэродинамическими параметрами радиатора может быть установлена из вспомогательной формулы

$$\zeta_{\text{в. тр}} = \zeta_{\text{р}} + \zeta'_{\text{в. тр}}, \quad (4.30)$$

где $\zeta'_{\text{в. тр}}$ — коэффициент сопротивления воздушного тракта без радиатора; $\zeta_{\text{р}}$ — коэффициент сопротивления радиатора, определяемый по уравнению (2.44) через характеристические параметры C_l и m .

Коэффициент α_0 для одной и той же машины остается практически постоянным в широком диапазоне скоростей движения. Для разных

Исследованиями установлено, что для каждого конкретного случая движения определенной машины скорость воздуха перед фронтом радиатора (жалюзи полностью открыты) может быть определена из подобной характеристики или по формуле

$$v_L = \alpha v_a, \quad (4.28)$$

где α — коэффициент, имеющий постоянное значение для каждой из передач данной марки машины. При движении с отключенным вентилятором этот коэффициент носит название коэффициента набегающего потока α_0 и является характеристикой сопротивления воздушного тракта системы охлаждения, так как

$$\alpha_0 = v_{LH}/v_a = 1/(1 + \zeta_{\text{в. тр}})^{0,5}, \quad (4.29)$$

где v_{LH} — скорость воздуха перед фронтом радиатора при движении машины с отключенным вентилятором.

Зависимость $\alpha_0 = f(\zeta_{\text{в. тр}})$, рассчитанная по последней формуле, а также экспериментальные точки, полученные на автомобилях и путем моделирования,

типов машин (с передним расположением двигателя) $\alpha_0 = 0,2 \div 0,4$ в зависимости от компоновки моторного отделения, размеров и расположения входных и выходных отверстий воздушного тракта, а также давлений, имеющих место у этих отверстий. Естественно, что $\alpha > \alpha_0$.

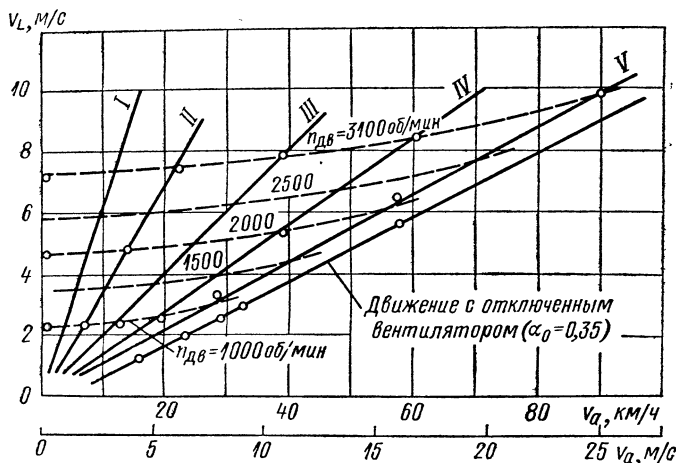


Рис. 4.16. Аэродинамическая характеристика подкапотного пространства автомобиля ЗИЛ-130 на передачах I—V (по данным ОНИЛАР ЛСХИ)

и тем выше, чем больше значение i_k . В качестве примера в табл. 4.4 приведены значения коэффициентов α и α_0 для некоторых отечественных автомобилей.

Гидродинамический баланс системы охлаждения. Расход охлаждающей жидкости через сердцевину радиатора G_w для данных конструкции насоса и цепи циркуляции (клапан термостата полностью открыт)

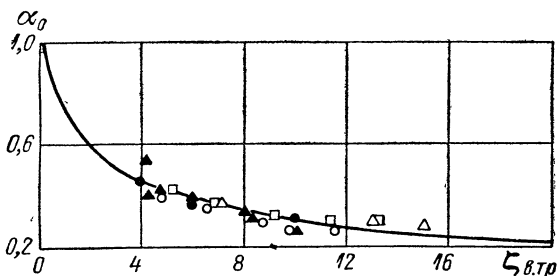


Рис. 4.17. Зависимость коэффициента набегающего потока от коэффициента сопротивления воздушного тракта систем охлаждения [71]:

Δ , $\circ$, $\square$ — полноразмерные автомобили; $\blacktriangle$, $\bullet$ — модели воздушных трактов

определяется при наложении напорной характеристики насоса H_n на характеристику сопротивления Δp_Σ цепи циркуляции (включая радиатор), как это показано на рис. 4.18. Аналитически расход может быть выражен в зависимости от частоты вращения насоса:

$H_n: \Delta p_\Sigma, \text{м вод.ст.}$

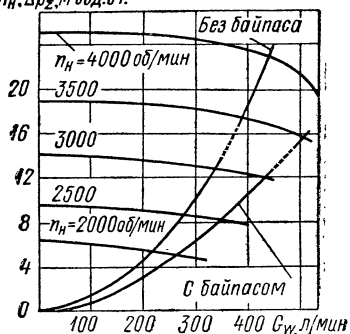


Рис. 4.18. График гидродинамического баланса системы охлаждения двигателя автомобиля ЗИЛ-130 (при $t_w = 20^\circ \text{C}$):

— — — — — H_n ; — — — — — Δp_Σ

$$G_w = A_2 n_n = A_2 i_n n_{дв} = A_2 A_3 i_n i_k v_a, \quad (4.31)$$

где n_n и $n_{дв}$ — частоты вращения соответственно вала насоса и двигателя; i_n — передаточное отношение привода насоса; A_2 — характеристический коэффициент; $A_3 = 2,65 i_0 / r_k$.

Экспериментально определенные характеристики $G_w = f(n_{дв})$ (см. рис. 3.16) могут несколько отличаться от прямолинейной зависимости (4.31). Причина часто состоит в появлении на высоких частотах вращения кавитации насоса из-за неудовлетворительной работы системы деаэрации или засасывания воздуха через сальник насоса, а иногда и проскальзывания приводного ремня.

Тепловой баланс системы охлаждения. Отмеченные особенности аэродинамической характеристики подкапотного пространства автомобилей и быстроходных тракторов обуславливают необходимость рассмотрения теплового баланса систем охлаждения этих машин при движении на всех передачах. Для тихоходных тракторов можно ограничиться рассмотрением теплового баланса лишь на одной из передач. Проанализируем более сложный случай.

Таблица 4.4. Коэффициенты α и α_0 для некоторых отечественных автомобилей

Марка автомобиля	α_0	α при движении на следующей передаче				
		I	II	III	IV	V
«Москвич-412»	0,38 *	0,64	0,49	0,45	0,42	—
ГАЗ-21	0,36 *	0,76	0,51	0,39	—	—
УАЗ-451Д	0,33 *	1,03	0,70	0,45	0,34	—
ЗИЛ-130	0,35 **	2,20	1,26	0,72	0,51	0,39
КРАЗ-214Б	0,30 **	3,40	1,69	0,89	0,63	0,53
МАЗ-537	0,12 **	1,40	0,75	0,58	—	—

* При $v_a = 80 \text{ км/ч}$.
 ** При $v_a = 50 \text{ км/ч}$

При установившемся движении трактора или автомобиля, как уже отмечалось выше, равенство количества теплоты, отводимой двигателем в охлаждающую жидкость, и количества теплоты Q_p , передаваемой в окружающую среду от радиатора, характеризуется стабилизацией температуры охлаждающей жидкости на входе в радиатор (при

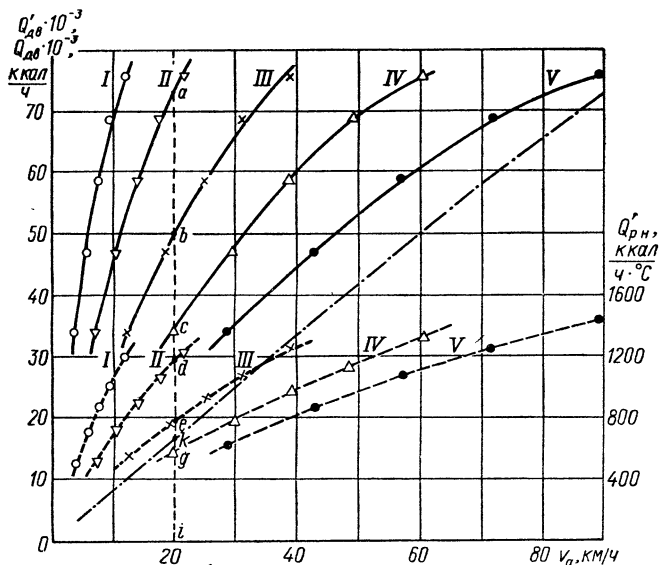


Рис. 4.19. Тепловой баланс системы охлаждения двигателя автомобиля ЗИЛ-130 при установившемся движении на разных передачах (I—V) при полной и частичных нагрузках двигателя:

————— $Q_{дв}$; - - - - $Q'_{p.н}$; — · — · $Q'_{дв}$

постоянной температуре окружающего воздуха). Тогда уравнение теплового баланса системы охлаждения автотракторного двигателя имеет вид

$$Q_{дв} = Q_p = Q'_{p.н} \kappa_{\Sigma} \Delta t_{нач} = Q'_{p.н} \kappa_{\Sigma} (t'_w - t'_L). \quad (4.32)$$

Рассматривая характеристику теплоотдачи двигателя в охлаждающую жидкость при движении автомобиля на разных передачах, т. е. $Q_{дв} = f(v_a)$, можно получить график, по виду подобный графику $N_e = f(v_a)$. Далее на него следует нанести значения $Q'_{p.н}$, определенные по уравнению (4.26) для разных передач автомобиля, и получим график теплового баланса системы охлаждения двигателя при движении автомобиля с полной нагрузкой (рис. 4.19). Из этого графика можно найти значения $\Delta t_{нач}$ для любой скорости машины на разных передачах. Они будут определяться в заданном масштабе для каждого значения скорости v_a как частное от деления ординаты точки, лежащей

на кривой $Q_{дв}$, на ординату точки, лежащей на кривой $Q_{р.н}$ на той же передаче (с учетом масштаба). Так, для скорости $v_a = 20$ км/ч при движении на II передаче $\Delta t_{нач II} = ai/di$, на III передаче $\Delta t_{нач III} = bi/ei$, на IV передаче $\Delta t_{нач IV} = ci/gi$. Можно видеть, что в данном случае при определенной скорости автомобиля движению на низших передачах соответствуют большие значения начального температурного напора, т. е. $\Delta t_{нач I} > \Delta t_{нач II} > \Delta t_{нач III} > \Delta t_{нач IV}$. Поэтому для случая движения грузового автомобиля ЗИЛ-130 на I и II передачах при $n_{дв} = n_M \div n_N$ условия по перегреву будут наиболее напряженными, и этот режим может выбираться как расчетный. Подобным же образом может выбираться расчетный режим для тяжелых грузовых автомобилей, тягачей и тракторов.

Для легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности расчетный режим определяется при частичных нагрузках, наиболее характерных для данного типа автомобиля. При движении автомобиля на частичной подаче топлива, например с постоянной скоростью $v_a = 20$ км/ч, количество выделяемой двигателем теплоты $Q'_{дв}$ будет меньше значений, определяемых ординатами точек, лежащих на кривых $Q_{дв}$ (рис. 4.19). Это количество теплоты эквивалентно мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению автомобиля, и определяется по формуле

$$Q'_{дв} = aN'_e = [av_a / (270\eta_{тр})] (G_a \psi + kF_a v_a^2 / 13), \quad (4.33)$$

где N'_e — мощность двигателя при частичной подаче топлива.

Этому случаю движения автомобиля будут соответствовать меньшие значения $\Delta t_{нач}$, чем было показано выше для полной нагрузки двигателя; например, для III передачи $\Delta t'_{нач III} = ki/ei$; для IV передачи $\Delta t'_{нач IV} = ki/gi$.

Графическая характеристика теплового баланса системы охлаждения служит для анализа работы и определения расчетных режимов автотракторного радиатора и системы охлаждения в целом при различных нагрузках, различных температурах окружающего воздуха и различных давлениях в системе. Кроме того, используя уравнение теплового баланса (4.13) и подставляя в него значения из формул (4.32), (4.20) и (4.26), можно выразить в явном виде исходное уравнение (4.2):

$$t'_{\text{в}} = t'_{\text{д}} + 632aN_e \frac{1 + [c_{pL} G_L / (2c_{pW} G_W)] (1 - e^{-Ntu})}{\kappa \Sigma c_{pL} G_L (1 - e^{-Ntu})} + \varepsilon'. \quad (4.34)$$

Представим последнее уравнение в более общей и удобной записи, аналогичной по форме уравнению (4.19):

$$t_{крH} = t_{пред} - 632aN_e \frac{1 + [c_{pL} G_L / (2c_{pW} G_W)] (1 - e^{-Ntu})}{\kappa \Sigma c_{pL} G_L (1 - e^{-Ntu})} - 3H + \varepsilon', \quad (4.35)$$

где H — высота местности над уровнем моря, км.

Уравнение (4.35) учитывает все факторы, воздействующие на обобщенный показатель температурно-динамической характеристики системы охлаждения двигателя трактора или автомобиля: нагрузку

машины (N_e), природно-климатические условия (e' , H , c_{pL}), свойства охлаждающей жидкости ($t_{\text{кип}}$, t_0 , c_{pW}) и конструктивные особенности (a , G_L , k , F_a , κ_Σ , G_W).

Выполняя с помощью уравнения (4.34) (при $\kappa_\Sigma = 1$) расчет значений

$$\Delta t_{\text{нач}} = t'_W - t'_L + \Delta t_{LМ} \quad (4.36)$$

(где $\Delta t_{LМ}$ — подогрев воздуха в масляном радиаторе, расположенном перед водяным радиатором) и нанося их на график температурно-динамической характеристики (см. рис. 4.11), можно видеть, что расчетные точки располагаются ниже полученных экспериментально, т. е. в системе охлаждения автомобиля ЗИЛ-130 существуют не учитываемые расчетом ограничения, снижающие передачу теплоты в радиаторе к окружающему воздуху на всех режимах работы автомобиля. Оценивая это снижение коэффициентом реализации потенциальных свойств радиатора, получим следующее его значение: $\kappa_\Sigma = \Delta t_{\text{нач, расч}} / \Delta t_{\text{нач, эксп}} = 0,97 \div 0,975$. Исследования, выполненные в ОНИЛАР ЛСХИ, показали, что основные ограничения, вызывающие указанное снижение, состоят в повышенной аэрации охлаждающей жидкости и существенной неравномерности поля скоростей воздуха перед фронтом радиатора. В то же время эффект повышения коэффициента реализации за счет интенсификации турбулентности потока воздуха перед фронтом радиатора используется здесь недостаточно из-за неблагоприятной компоновки входного участка воздушного тракта.

Расчетный режим системы охлаждения. Важным этапом определения расчетных режимов является правильный выбор расчетной нагрузки автомобиля или трактора и максимальной температуры окружающего воздуха, до которой предполагается использование данной машины. При этом исходят из того, что недостаточно оправданное завышение как одного, так и другого фактора приведет к соответствующему увеличению или массы и габаритов радиатора, или мощности, необходимой для привода вентилятора. К этому вопросу до настоящего времени еще нет единого подхода, тем более что здесь имеют место соображения не технического, а организационно-экономического характера, связанные с производством и использованием машины.

В работе [19] показано, что средняя годовая температура окружающего воздуха за период эксплуатации в СССР гусеничных тракторов тягового класса 3 тс составляет $+12^\circ\text{C}$, а средняя степень нагрузки двигателей этих тракторов — 75% от максимальной. К тому же тракторы при высоких температурах окружающего воздуха (выше $+35^\circ\text{C}$) работают лишь 0,04% времени, отработанного ими за год. На основании этих работ на заводах и в КБ отрасли приняты следующие максимальные расчетные значения температуры окружающего воздуха: $+35^\circ\text{C}$ для умеренного и $+45^\circ\text{C}$ для жаркого и тропического климатов (вместо использовавшихся ранее $+40$ и $+50^\circ\text{C}$ соответственно). Расчетные режимы по нагрузке принимаются для 100% подачи топлива при частоте вращения, соответствующей максимальному моменту и мощности.

В автомобильной промышленности США при проектировании систем охлаждения грузовых автомобилей исходят из их грузоподъемности и предполагаемых условий эксплуатации, причем последнее обуславливает использование стандартных, форсированных и дефорсированных систем (табл. 4.5) [69].

Таблица 4.5. Температурно-динамические показатели систем охлаждения грузовых автомобилей, принятые в США

Показатели (конструкционные и эксплуатационные)	Грузоподъемность автомобиля, т		
	малая	средняя	большая
Полная масса автомобиля, т	До 6,0	6,0—11,8	Св. 11,8
Давление открытия парового клапана, кгс/см ²	0,5—1,05	0,5—0,9	0,3—0,7
Условия движения:			
передача в трансмиссии	Высшая	Различные	
подача топлива, %	100	100	100
крутизна подъема, %	3,4—6	3,4—6	3,4—6
скорость, км/ч	Св. 64	24—72	16—40
Критическая температура воздуха, °С, для следующих типов систем охлаждения:			
деформированная		32—38	
стандартная		38—43	
форсированная		46—52	

Для армейских колесных и гусеничных машин в США действуют требования обеспечения проектной производительности в любой географической зоне (см. табл. 4.1) и в любое время года. Система охлаждения этих машин должна нормально функционировать при окружающей температуре от -32 до $+52^{\circ}\text{C}$, и лишь при температуре ниже -32°C допускается использование различных вспомогательных устройств.

Для легковых автомобилей, особенно при установке мощного двигателя, выполнение требования обеспечения системой охлаждения надежного охлаждения при движении с полной нагрузкой оказывается невыгодным с экономической точки зрения, так как потребность в такой высокоэффективной системе может практически отсутствовать в течение длительного срока эксплуатации автомобиля. Поэтому в США [88] температурно-динамические показатели систем охлаждения определяют при дорожных нагрузках (с частичной подачей топлива). Часто применяемыми режимами являются длительный подъем при крутизне 7,2% с установившейся скоростью 50 и 100 км/ч и длительное движение на горизонтальной дороге с установившейся скоростью 80; 110 и 144 км/ч. Типичной критической температурой воздуха при скорости 144 км/ч считается $t_{\text{кр}} = 46^{\circ}\text{C}$.

За последнее время определенное внимание обращается на выравнивание условий охлаждения при движении автомобилей на различных передачах [73]. В обычных системах охлаждения при движении автомобиля на разных передачах, но при $n_{\text{дв}} = \text{const}$, различие в величине $\Delta t_{\text{нач}}$ может составлять 25°C и более. Такая конструкция признается недостаточно рациональной, и за счет соответствующей компоновки радиатора, переднего участка воздушного тракта и кожуха вентилятора может достигаться существенное выравнивание тепловой эффективности системы охлаждения на разных передачах. Существенную помощь в подобной работе может оказать график теплового баланса, приведенный на рис. 4.19.

4.3. РАСЧЕТ РАДИАТОРОВ

Виды расчета радиаторов. Расчет автотракторных радиаторов можно подразделить на два вида, которые отличаются друг от друга только наличием и достоверностью исходных данных:

- 1) расчет радиаторов для вновь проектируемой машины;
- 2) расчет радиаторов для модернизируемой машины, когда объектом модернизации может являться, в частности, и сам радиатор.

Иногда из первого вида расчета выделяется предварительное определение размеров радиатора на ранней стадии проектирования машины, когда эти размеры необходимы для решения ряда компоновочных вопросов по машине в целом. Этот расчет строится на приближенных предпосылках, опирающихся в основном на известные аналоги, и поэтому не может быть признан достаточно достоверным.

Методика полного расчета размеров радиатора должна включать составление теплового, аэродинамического и гидродинамического балансов системы охлаждения, выполненных с максимальным учетом особенностей установки радиатора на проектируемой машине и особенностей ее эксплуатации.

Решение многих частных задач расчета радиаторов производится методом итераций (последовательных приближений), который весьма трудоемок. Поэтому в настоящее время ручной счет все более вытесняется машинными методами, использование которых предусматривает тщательную алгоритмизацию расчета и введение в него ряда дополнительных элементов.

Методика полного расчета водяного радиатора. Методика полного расчета теплоотдачи водяного радиатора, установленного на машине (автомобиле или тракторе), включает следующие пункты.

1. Исходные данные:

а) конструктивные данные по машине: полная масса; грузоподъемность (класс тяги); к. п. д. трансмиссии; лобовая площадь; коэффициент обтекаемости; максимальная скорость; передаточные отношения в коробке передач, в главной передаче, в конечных редукторах; размеры колес (ведущих звездочек);

б) конструктивные данные по двигателю: мощность (максимальная); крутящий момент; частота вращения коленчатого вала;

в) конструктивные данные по вентилятору: диаметры лопастей и ступицы; число лопастей; номинальное передаточное отношение в приводе; напорная характеристика $H_{ст} = f(G_L)$ при $n_{дв} = \text{var}$ (см. рис. 4.15);

г) конструктивные данные по циркуляционному насосу: номинальное передаточное отношение в приводе; напорная характеристика $H'_{ст} = f'(G_W)$ при $n_{дв} = \text{var}$ (см. рис. 4.18);

д) максимальная температура окружающего воздуха и барометрическое давление;

е) теплоотдача: двигателя в охлаждающую жидкость при $n_{дв} = \text{var}$ и $N_e = \text{var}$ (см. рис. 4.14); двигателя в смазочное масло при $n_{дв} = \text{var}$; от наддувочного воздуха в двигателе при $n_{дв} = \text{var}$; трансмиссии в смазочное масло; гидроусилителя руля (системы поворота) в масло и т. д.; могут быть использованы данные, приведенные выше в п. 4.2, а также в работах [6, 7, 34, 59, 50];

ж) максимальные рабочие температуры перечисленных в п. е теплоносителей.

2. Определение тепловой нагрузки (теплотдачи) водяного радиатора, которое производится отдельно по водяной и воздушной стороне. Например, при наличии в машине масляного радиатора двигателя и водомасляного теплообменника коробки передач тепловая нагрузка радиатора с водяной стороны

$$Q'_p = Q_{дв} + Q_{к. п.}, \quad (4.37)$$

с воздушной стороны

$$Q_p = Q'_p + Q_{м.} \quad (4.38)$$

$$\frac{\lambda \cdot 10^2}{\frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}} \quad \frac{c_p}{\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}}$$

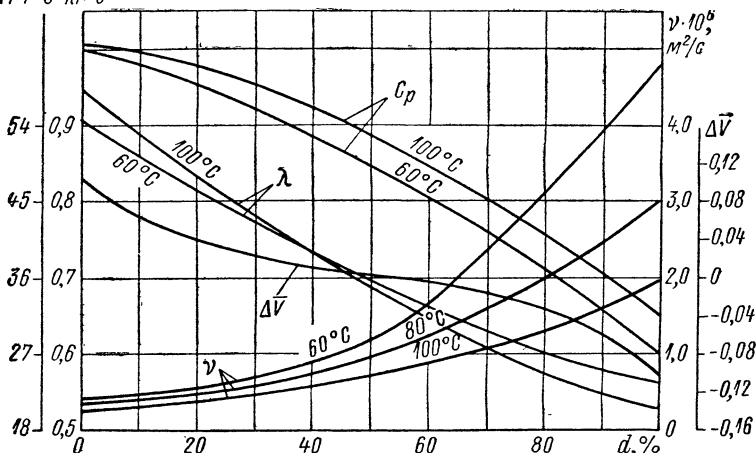


Рис. 4.20. Зависимость коэффициента теплопроводности λ , удельной теплоемкости c_p , вязкости ν и относительного объема при кристаллизации $\Delta \bar{V}$ антифриза от концентрации d этиленгликоля (по данным Р. Беранже, Ж. Жамира и М. Е. Иовлева)

3. Нахождение теплофизических констант теплоносителей, которые для жидкостей определяются по табл. 4.2 и 4.6, а также по рис. 4.20 при максимальных температурах, приведенных в исходных данных (так как соответствующие разности температур в радиаторах малы), а для воздуха — при температуре

$$t_{L\bar{c}} = t_{L\max} + \Delta t_L / 2 = t_{L\max} + Q_p / (2W_L). \quad (4.39)$$

4. Определение конструктивных параметров и параметров рабочего процесса радиатора, к которым относятся:

а) размеры сердцевин: ширина, высота и глубина;

б) геометрические размеры элементов поверхности охлаждения: форма и размеры жидкостных каналов; форма и размеры оребрения; материал; состояние тепловых швов (технология сборки сердцевин); эквивалентный диаметр — см. формулы (1.1), (1.2) и т. д.;

Таблица 4.6. Физические параметры некоторых жидких теплоносителей в зависимости от температуры при атмосферном давлении 1 кгс/см²

$t_{ж},$ °C	$\gamma,$ кг/м³	c_{pW}		λ		$\nu \cdot 10^6,$ м²/с	Рг
		ккал кг·°C	кДж кг·K	ккал м·ч·°C	Вт м·K		
<i>Вода на линии насыщения</i>							
0	999,9	1,012	4,212	0,474	0,560	1,789	13,5
10	999,7	1,006	4,191	0,494	0,580	1,306	9,45
20	998,2	1,004	4,183	0,515	0,597	1,006	7,03
30	995,7	1,003	4,174	0,531	0,612	0,805	5,45
40	992,2	1,003	4,174	0,545	0,627	0,659	4,36
50	988,1	1,003	4,174	0,557	0,640	0,556	3,59
60	983,1	1,004	4,179	0,567	0,650	0,478	3,03
70	977,8	1,006	4,187	0,574	0,662	0,415	2,58
80	971,8	1,007	4,195	0,580	0,669	0,365	2,23
90	965,3	1,009	4,208	0,585	0,676	0,326	1,97
100	958,4	1,010	4,220	0,587	0,684	0,295	1,75
110 *	951,0	1,012	4,233	0,589	0,685	0,272	1,60
120 **	943,1	1,014	4,250	0,590	0,686	0,252	1,47
<i>Дизельное масло</i>							
10	915	0,431	1,806	0,110	0,128	1520	19 550
20	908	0,439	1,839	0,110	0,127	620,0	8 000
30	902	0,447	1,875	0,109	0,127	280,0	3 730
40	895	0,456	1,910	0,108	0,126	135,0	1 840
50	889	0,464	1,944	0,108	0,125	76,0	1 045
60	882	0,473	1,981	0,108	0,126	45,0	630
70	876	0,481	2,015	0,106	0,124	29,0	413
80	870	0,490	2,053	0,106	0,123	20,0	290
90	863	0,498	2,086	0,105	0,122	14,2	208
100	857	0,506	2,122	0,105	0,122	10,7	162

* При $\rho_{кл} = 1,46$ кгс/см².

** При $\rho_{кл} = 2,0$ кгс/см².

* При $\rho_{\text{кл}} = 1,46$ кгс/см².

** При $\rho_{\text{кл}} = 2,0$ кгс/см².

в) относительные параметры поверхностей охлаждения — см. формулы (1.3)—(1.8);

г) схема циркуляции жидкости (см. табл. 1.2), характеристика коллектора А — см. уравнение (3.6) и система деаэрации (см. табл. 1.3);

д) характеристические параметры при соответствующих режимах течения, характеризующие теплоотдачу, аэродинамическое, гидравлическое сопротивления (см. гл. 2 и 3). Эти параметры определяются в зависимости от типа, конструкции и геометрических размеров принятой поверхности охлаждения непосредственно по табл. 2.1—2.5 или рассчитываются по обобщающим формулам, приведенным в гл. 2 и 3.

5. Определение из гидродинамического баланса системы охлаждения (см. рис. 4.18) объемного и массового расходов охлаждающей жидкости $G_{\text{ж}}$, скорости жидкости в каналах радиатора $v_{\text{ж}}$ и водяного эквивалента потока $W_{\text{ж}}$ для $n_{\text{дв}} = \text{var}$. В баланс учитывается сопротивление радиатора, рассчитываемое по формулам, приведенным в п. 3.1, а также сопротивления других элементов круга циркуляции жидкости. Производится оценка возможного снижения расхода при повышении

температуры и газосодержания жидкостного потока (см. рис. 3.13, 3.16 и 3.17).

6. Определение скорости движения машины на разных передачах в зависимости от частоты вращения вала двигателя:

$$v_a = 0,377 r_{\kappa} n_{\text{дв}} / (i_{\kappa} i_0). \quad (4.40)$$

7. Определение из аэродинамического баланса системы охлаждения объемного и массового расходов воздуха, массовой (γv_L) и линейной (v_L) скоростей перед фронтом, водяного эквивалента воздушного потока W_D для всех передач в трансмиссии при $v_a = \text{var}$. В балансе учитывается аэродинамическое сопротивление водяного радиатора, а также сопротивления облицовки радиатора, входного участка, дополнительных радиаторов, жалюзи, кожуха вентилятора, моторного отсека и выходных отверстий. Аэродинамический баланс следует представлять в форме, аналогичной рис. 4.16, причем для расчета используются данные рис. 4.17, формулы (4.29 и (4.30), табл. 4.4.

8. Определение числа единиц переноса теплоты N_{tu} для всех передач при $v_a = \text{var}$ (т. е. при соответственно изменяющихся скоростях γv_D и v_W). Расчет производится по формуле (2.40).

9. Определение удельной потенциальной теплоотдачи радиатора $Q'_{p.н}$ для всех передач при $v_a = \text{var}$. Расчет производится по N_{tu} в соответствии с формулой (4.26).

10. Определение и расчет ограничений, налагаемых на удельную потенциальную теплоотдачу радиатора, установленного на машине. Расчет производится с помощью соответствующих частных коэффициентов реализации потенциальных свойств радиатора κ_i :

а) коэффициент реализации по неравномерности распределения водяного потока κ_{kW} — см. уравнения (3.30) и (3.31);

б) коэффициент реализации при повышенном воздухосодержании жидкостного потока κ_{β} — см. уравнение (3.33);

в) коэффициент реализации по неравномерности распределения воздушного потока перед фронтом радиатора κ_n — см. уравнения (4.8) и (4.9);

г) коэффициент реализации по повышенной турбулентности воздушного потока на входе в радиатор κ_e — см. уравнение (4.10);

д) коэффициент реализации по рециркуляции воздушного потока из-за плохой герметизации установки радиатора $\kappa_{p.ц}$. По имеющимся в литературе данным [4, 25], $\kappa_{p.ц} = 0,9 \div 1,0$.

Все перечисленные частные коэффициенты реализации меньше или равны единице, кроме κ_e , который всегда больше или равен единице. Совместный ограничивающий эффект всех перечисленных конструктивных факторов определяется по формуле

$$\kappa_{\Sigma}^K = \kappa_{kW} \kappa_{\beta} \kappa_n \kappa_e \kappa_{p.ц}. \quad (4.41)$$

Производится расчет подогрева поступающего в радиатор воздуха от расположенных перед ним других радиаторов или теплообменников — см. формулу (4.36).

11. Определение и расчет ограничений, налагаемых на удельную потенциальную теплоотдачу радиатора условиями эксплуатации. Расчет также производится с помощью соответствующих частных коэффициентов реализации потенциальных свойств радиатора κ_i :

а) коэффициент реализации по применяемой охлаждающей жидкости κ_a — см. уравнение (4.18) и табл. 4.3 (для воды $\kappa_a = 1,0$);

б) коэффициент реализации по загрязнению внутренних поверхностей радиатора κ_{3W} , численно равный коэффициенту чистоты η_3 радиатора — см. вывод на стр. 136, табл. 4.3, рис. 2.15, формулу (2.138) (для антифриза $\kappa_{3W} = 1,0$);

в) коэффициент реализации по загрязнению внешних поверхностей радиатора мелко- и крупноструктурными загрязнителями κ_{3L} , численно равный коэффициенту чистоты η_3 радиатора — см. рис. 2.16—2.18;

г) оценка способности поверхности охлаждения к самоочистке или очистке, сроки проведения очистки;

д) коэффициент реализации по высоте над уровнем моря (для высокогорных районов) — см. формулы (4.19) и (4.35).

Совместный ограничивающий эффект всех перечисленных эксплуатационных факторов определяется по формуле

$$\kappa_{\Sigma}^3 = \kappa_a \kappa_{3W} \kappa_{3L} \dots \quad (4.42)$$

12. Расчет и построение теплового баланса системы охлаждения. Расчет производится для всех передач при $v_a = v_{ag}$ по форме, аналогичной рис. 4.19. При расчете теплоотдачи в охлаждающую жидкость двигателей тракторов, тягачей, грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности, автобусов значения $Q_{дв}$ определяются при полной подаче топлива (полной нагрузке) по формуле (4.20); для легковых автомобилей, микроавтобусов и грузовиков малой грузоподъемности — при частичной нагрузке — по формуле (4.33). В последнем случае могут использоваться два варианта: движение по горизонтальной дороге ($\psi = 0,02$) и движение на подъем с уклоном 7% ($\psi = 0,09$).

Удельная теплоотдача радиатора на данной машине и в конкретных условиях эксплуатации определяется по формуле

$$Q_{p.н} = \kappa_{\Sigma} Q'_{p.н} = \kappa_{\Sigma}^3 \kappa_{\Sigma}^3 Q'_{p.н} \quad (4.43)$$

Эти данные наносятся на график теплового баланса системы охлаждения для всех передач при $v_a = v_{ag}$.

13. Расчет постоянной радиатора $\Delta t_{нач}$ по формуле

$$\Delta t_{нач} = Q_{дв} / Q_{p.н} = Q_{дв} / (\kappa_{p.н} Q'_{p.н}) \quad (4.44)$$

для всех передач при $v_a = v_{ag}$. Если необходимо, то при расчете вводится температурная поправка e' — см. рис. 4.8. Определяются наиболее напряженные режимы (по $\Delta t_{нач} = \max$) и проверяется необходимость выравнивания тепловой нагрузки системы охлаждения на разных передачах. Расчетные данные могут быть представлены в виде графика, аналогичного рис. 4.11, а.

14. Определение критической температуры окружающего воздуха $t_{кр}$ по формуле

$$t_{кр} = (t_{кип} - t_{\delta}) - \Delta t_{нач}, \quad (4.45)$$

где $t_{кип}$ определяется по графику на рис. 4.9 в зависимости от состава охлаждающей жидкости и давления открытия парового клапана $p_{кл}$. Поправка t_{δ} на гидродинамическую нестабильность потока и другие ограничения (свойства смазочного масла, особенности рабочего процесса двигателя и т. д.) может достигать 10°C . Расчетные данные могут быть представлены в виде графика, аналогичного рис. 4.11, б.

15. Сравнение полученной величины $t_{кр}$ (для наиболее нагруженного или наперед заданного режима) с максимальной температурой окружающего воздуха, приведенной в исходных данных. В том случае, если между ними имеется расхождение, производятся корректировочные расчеты в указанном порядке, пока не будет получено равенство расчетного и заданного значений температуры воздуха. Изменению при корректировочных расчетах подлежат параметры, перечисленные в пп. 4, 5, 7, 10, 11 и 14.

16. Примечания к описанной выше методике расчета:

а) для тихоходных машин ($v_a \leq 20$ км/ч) расчет по пп. 6—9 и 12—15 производится для одной передачи, так как воздействие набегающего потока воздуха мало;

б) для масляных и воздушных радиаторов, в которых условия теплоотдачи на внутренней и внешней сторонах сопоставимы, расчет коэффициентов теплоотдачи по п. 4, д следует производить отдельно для обеих сторон по формулам (2.11) и (2.28), коэффициента теплопередачи — по формуле (2.23), а значений N_{tu} по п. 8 — по формуле (2.38);

в) расчет радиаторов для модернизируемой машины осуществляется по сокращенной методике, так как имеется в виду, что информация по пп. 1—15 для радиатора-прототипа имеется в распоряжении расчетчика. Корректировочные расчеты, связанные с отличием создаваемого радиатора по конструкции и рабочему процессу от радиатора-прототипа, проводятся по пп. 4—12, и полученные по п. 12 значения удельной теплоотдачи $Q_{р.н}$ создаваемого радиатора сравниваются с аналогичными данными радиатора-прототипа. Соотношение этих величин определяет ожидаемый результат: аналогичную тепловую эффективность при $Q_{р.н2}/Q_{р.н1} = 1$; снижение теплоотдачи при $Q_{р.н2}/Q_{р.н1} < 1,0$; повышение теплоотдачи при $Q_{р.н2}/Q_{р.н1} > 1,0$.

Оптимизация радиаторов. Новым направлением в создании современных автомобилей и тракторов является разработка оптимальных радиаторов, в которых процесс передачи теплоты удовлетворяет условию существования экстремума определенного критерия оптимальности: по габаритам, стоимости, затратам мощности на преодоление сопротивлений и т. д. В этих условиях из-за необходимости просчета большого количества вариантов по интегральным или дифференциальным уравнениям ручной расчет радиаторов практически невозможен, и для инженерных расчетов требуется использование ЭВМ.

Пример. В качестве примера рассмотрим алгоритм расчета на ЭВМ системы охлаждения мощного трактора «Кировец», разработанный С. С. Катугиным [29]. За критерий оптимальности принимается минимум затрат мощности на преодоление гидравлических и аэродинамических сопротивлений в водяном и масляном радиаторах системы охлаждения. Схема алгоритма расчета приведена на рис. 4.21.

Основой алгоритма является определение функционально связанных величин $N_{tu} = W_L/W_W$ или $N_{tu} = W_L/W_W - \varepsilon$, по которым затем рассчитываются конструктивные параметры радиатора, скорости теплоносителей и, наконец, мощности на преодоление гидравлических и аэродинамических сопротивлений сердцевин радиаторов (используются поверхности охлаждения трубчато-пластинчатого типа).

Исходные данные первого итерационного узла: вероятный промежуток значений водяного эквивалента W_W ; теплоотдача двигателя в охлаждающую жидкость $Q_{дв}$ ($Q_{дв} = Q_W$); начальная разность температур $\Delta t_{нач}$; промежуток значений N_{tu} ; промежуток значений отношения W_L/W_W .

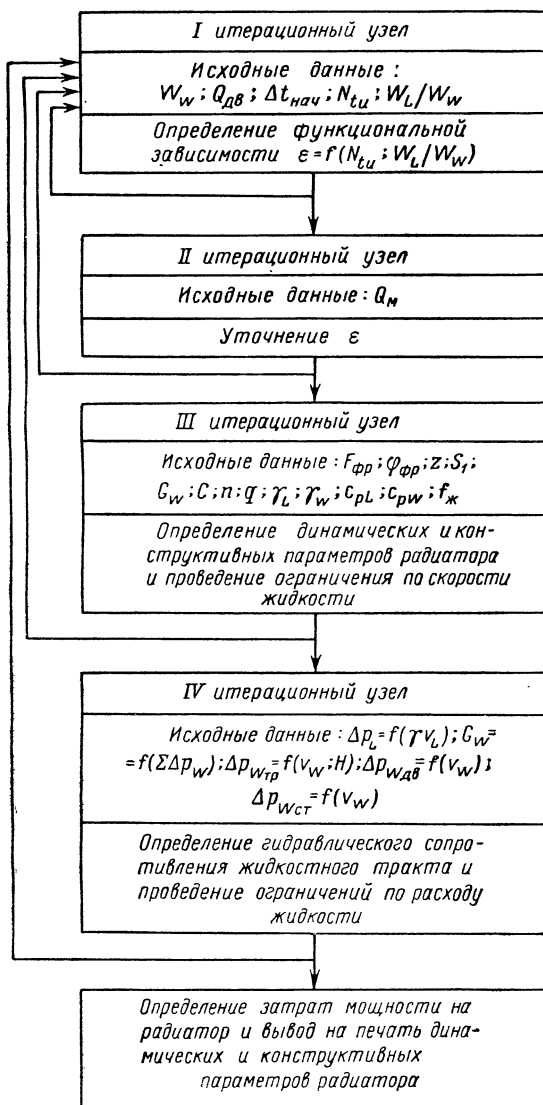


Рис. 4.21. Схема алгоритма расчета [29]

Итерационные решения производятся с заданным шагом по аргументу W_L/W_W , начиная от меньших его значений до последнего в следующем порядке.

Определяются последовательно следующие величины:

$$\varepsilon = Q_W/(\Delta t_{\text{нач}} W_W); \quad (4.46)$$

$$\varepsilon' = 1 - 1/N_{tu} \int_{(-N_{tu} W_L/W_W) \exp(-N_{tu} x)}^{(-N_{tu} W_L/W_W)} \exp \xi/\xi d\xi. \quad (4.47)$$

Здесь $\xi = (-N_{tu} W_L/W_W) \exp(-N_{tu} x)$, где x — относительная координата по глубине радиатора.

Величины ε и ε' сравниваются между собой. Решение уравнения (4.47) с заданной точностью ($|\varepsilon - \varepsilon'| < 0,0001$) означает нахождение пары $N_{tu} - W_L/W_W$.

В исходные данные второго итерационного узла входит теплотдача двигателя в масло Q_M , по которой определяется величина подогрева воздуха перед водяным радиатором, зависящая от переменных значений его массовой скорости. Новое значение $\Delta t_{\text{нач}}$ на входе в водяной радиатор составляет

$$\Delta t'_{\text{нач}} = \Delta t_{\text{нач}} - Q_M/W_L. \quad (4.48)$$

Это обстоятельство приводит к необходимости ввода в алгоритм дополнительного итерационного узла для пересчета величин ε водяной системы охлаждения после определения значения W_L , найденного из пары $N_{tu} - W_L/W_W$ в случае, если не выполняется условие $|\Delta t'_{\text{нач}} - \Delta t_{\text{нач}} + Q_M/W_L| \leq 0,1$.

Решение этого уравнения с заданной точностью означает нахождение новой пары $N_{tu} - W_L/W_W$, которая используется в дальнейшем расчете.

Исходные данные третьего и четвертого итерационных узлов: аэродинамическое сопротивление сердцевин радиатора $\Delta p_L = f(\gamma v_L)$; исследуемый интервал значений фронта радиатора $F_{\text{фр}}$; исследуемый интервал числа рядов трубок по глубине радиатора $2 \leq z \leq 6$; коэффициент $1/\Phi_{\text{фр}} = F_{\text{фр}}/F_L$; шаг трубок по фронту сердцевин S_1 ; характеристика масляного или водяного насоса двигателя $G_W = f(\Sigma \Delta p_W)$; гидравлические сопротивления: радиаторной трубки $\Delta p_{W \text{ тр}} = f(v_W, H)$, внутренних полостей двигателя $\Delta p_{W \text{ дв}} = f(v_W)$, соединительных трубопроводов $\Delta p_{W \text{ ст}} = f(v_W)$; живое сечение одной радиаторной трубки $f_{\text{ж}}$; диапазон расходов, обеспечиваемых водяным или масляным насосом; характеристические коэффициент C и показатели степени n и q ; плотности γ_L, γ_W и теплоемкости c_{pL}, c_{pW} соответственно воздуха и жидкости.

В третьем итерационном узле схемы по значениям пар $N_{tu} - W_L/W_W$, а также величинам $F_{\text{фр}}, z, C, q, n$ и $F_L = F_{\text{фр}} \Phi_{\text{фр}}$ определяется соответствующее число трубок

$$i = (F_L/W_L)^{(1-n)/q} W_W (B'/N_{tu})^{1/q}, \quad (4.49)$$

где

$$B' = C/[360^{n+q} (c_{pL} \gamma v_L / \Phi_{\text{фр}})^n (c_{pW} f_{\text{ж}} \gamma v_W)^q].$$

Затем находятся ширина сердцевин $B = S_1 i / z$ и ее высота $H = F_{\text{фр}} / B$ (или длина одного захода радиатора).

Далее определяется скорость жидкости в радиаторной трубке

$$v_W = G_W / (i f_{\text{ж}} \gamma_W) \quad (4.50)$$

и производится ограничение по нижнему и верхнему ее пределам.

За нижний предел скорости примем такую ее величину, при значении ниже которой теплоотдача от жидкости к стенке трубы оказывается близкой к значению в условиях естественной конвекции. Верхний предел скорости для воды — величина, несколько бо́льшая скорости, при которой происходит стабилизация коэффициента теплопередачи, для масла — наибольшая величина, обеспечиваемая масляным насосом при допустимом давлении в радиаторе. Ограничение скорости жидкости через обратную связь обеспечивает и ограничение исследуемого промежутка величин N_{tu} .

По скорости жидкости и гидравлическим характеристикам, заданным численными массивами для всех участков гидравлического тракта системы охлаждения, определяются их сопротивления и затем суммируются. По сумме

$$\Delta P_{W\Sigma} = \Delta P_{W\text{тр}} + \Delta P_{W\text{дв}} + \Delta P_{W\text{ст}} \quad (4.51)$$

и характеристике жидкостного насоса двигателя, также заданной численными массивами, определяется расход G_W и вводится в четвертый итерационный узел. В этом узле по полученному значению G_W определяется по формуле (4.46) новое значение ε' , которое сравнивается с исходным ε .

При $|\varepsilon - \varepsilon'| > 0,0001$ полученная величина обратной связью направляется для пересчета в формулу, определяющую водяной эквивалент жидкости

$$W_W = Q / (\varepsilon' \Delta t_{\text{нач}}), \quad (4.52)$$

значение которого вводится в исходные данные первого итерационного узла, и весь счет повторяется до получения заданной сходимости.

Решение, проведенное в четвертом итерационном узле, является командой о выводе на печать величин W_L / W_W ; v_W ; i ; B и H с указанием на возможность проведения дальнейших операций в следующем порядке. По полученной ранее величине G_W и значениям W_L / W_W ; $F_{\text{фр}}$; γ_W ; c_{pW} ; c_{pL} определяется

$$\gamma v_L = W_L G_W \gamma_W c_{pW} / (W_W F_{\text{фр}} c_{pL}). \quad (4.53)$$

Затем по величине аэродинамического сопротивления радиатора, соответствующего этой массовой скорости, рассчитывается мощность N_L на преодоление сопротивления его сердцевин по воздушной стороне:

$$N_L = \Delta \rho_L \gamma v_L F_{\text{фр}} / \gamma_L. \quad (4.54)$$

Мощность, затрачиваемая на перемещение жидкости в сердцевине, определяется по расходу жидкости и ранее рассчитанному сопротивлению, т. е. $N_W = G_W \Delta p_{W\text{тр}}$.

Суммированием мощностей и выводом на печать и в оперативную память машины величин ΣN ; N_L ; N_W ; $\Delta \rho_L$; Δp_W заканчивается расчет параметров радиатора, соответствующих одной паре $N_{tu} - W_L / W_W$.

Дальнейший счет в порядке, указанном на рис. 4.21, ведется с заданным шагом по N_{tu} или W_L/W_W .

После получения данных по всем вычисляемым параметрам для участка функции $N_{tu} = f(W_L/W_W; \epsilon)$, ограниченной допустимыми пределами v_W , G_W , ϵ , из массива величин $\Sigma N - v_W$ и $\Sigma N - \gamma v_L$ выбираются три пары значений: одна с наименьшим значением ΣN и две с несколько большими значениями. Для полученного промежутка весь расчет повторяется с меньшим шагом по N_{tu} , обеспечивающим получение величины $\Sigma N_{\min}$ с заданной точностью.

Результаты расчета и анализа водяной системы охлаждения с геометрией сердцевины радиатора, применяемой на тракторе К-700, показали, что при фронте от 0,4 до 1 м² оптимальная скорость воды для двухрядного радиатора составляет 1,4 м/с, а для четырех- и шестирядных — $0,5 < v_W < 0,9$ м/с.

Рассмотренная схема алгоритма расчета оптимальных соотношений скоростей теплоносителей и конструктивных параметров радиаторов может быть использована для различных компоновок моторного отделения тракторов:

- а) при установке масляного радиатора перед водяным, когда оба радиатора располагаются в едином воздушном тракте системы охлаждения;
- б) при установке обоих радиаторов в отдельных воздушных трактах с использованием двух вентиляторов;
- в) при использовании для охлаждения масла двигателя и трансмиссии водомасляного теплообменника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверкиев Л. А. Исследование алюминиевых радиаторов из трубчатых пластин для тракторов и комбайнов. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1974. 22 с.
2. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. Практика проектирования, испытаний и доводки. М., «Машиностроение», 1973. 264 с. Авт.: Г. Ф. Бабкин и др.
3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.—Л., «Энергия», 1966. 184 с.
4. Ашихмин И. П. Исследование путей повышения эффективности системы охлаждения автомобилей с двигателем, расположенным за кабиной. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1975. 24 с.
5. Бабичев В. З. Производство автомобильных радиаторов. М., Машгиз, 1958. 224 с.
6. Белов П. М., Бурячко В. Р., Акатов Е. И. Двигатели армейских машин. Ч. 1. М., Воениздат, 1971. 512 с.
7. Болтинский В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М., Изд-во с.-х. литературы, 1962. 392 с.
8. Будим В. А., Филимонов В. В. Влияние неравномерности распределения воздуха по фронту на теплоотдачу автотракторного радиатора. — «Тракторы и сельхозмашины», 1976, № 5, с. 22—24.
9. Бурков В. В. Исследование поверхностей охлаждения секционных радиаторов транспортных машин. Автореф. канд. дис., ЛПИ им. М. И. Калинина, 1955. 18 с.
10. Бурков В. В. Алюминиевые радиаторы автотракторных двигателей. М.—Л., «Машиностроение», 1964. 200 с.
11. Бурков В. В. Теоретическое и экспериментальное обоснование путей повышения эффективности и экономичности водяных радиаторов тракторов, автомобилей и комбайнов. Автореф. докт. дис., ЛСХИ, 1968. 52 с.
12. Бурков В. В., Зуев В. П., Пинес Л. Н. Исследование новых путей повышения эффективности автотракторных радиаторов. — «Записки ЛСХИ», 1974, т. 252, с. 58—63.
13. Бурков В. В. Температурно-динамические качества тракторов и автомобилей. ЛСХИ, 1975. 68 с.
14. Витинг А. Р. Эмпирические корреляционные зависимости для расчета характеристик теплообмена и гидросопротивления в пластинчато-ребристых теплообменниках с ребрами, расположенными в шахматном порядке, и каналами прямоугольного сечения. — «Труды ASME», 1975, № 3, с. 172—182. (Сер. Теплопередача).
15. Вихерт М. М., Бегиев П. Особенности эксплуатации систем охлаждения автомобиля ЗИЛ-130 в климатических условиях Средней Азии. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 12, с. 4—6.

16. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Эффективные теплообменники. М., «Машиностроение», 1973. 73 с.

17. Высокочастотная сварка трубок для радиаторов. — «Автомобильная промышленность США», 1973, № 11(23), с. 10—12.

18. Гарш Е. И. Теоретическое и экспериментальное исследование воздушного потока в моторном отделении автомобилей и тракторов. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1972. 20 с.

19. Гольнев В. С., Макаров В. И. Расчетные параметры окружающей среды для проектирования системы охлаждения тракторного двигателя. — «Труды НАТИ», 1971, вып. 21, с. 3—17.

20. Григорьев Б. А., Грибанов В. П. Оценка эффективности систем охлаждения двигателей автомобилей в дорожных условиях. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 10, с. 7—9.

21. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованиям процессов теплообмена. М., «Высшая школа», 1967. 304 с.

22. Дискин М. Е. Определение коэффициента теплопередачи радиатора с учетом качества пайки охлаждающих ребер. — В кн.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобилей. М., НИИНавтопром, 1971, с. 16—27. (Вып. 4).

23. Дискин М. Е. Аэродинамическое сопротивление автомобильных трубо-ленточных радиаторов. — В кн.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. М., НИИНавтопром, 1973, с. 21—26. (Вып. 5).

24. Дизель с промежуточным охлаждением нагнетаемого воздуха воздухом. — «Автомобильная промышленность США», 1975, № 9.

25. Железко Б. Е. Исследование аэродинамики потока охлаждающего воздуха перед радиатором и ее влияние на эффективность системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания. — «Весці АН БССР», 1968, № 3, с. 109—116. (Сер. ФЭН).

26. Зарянкин А. Е., Барановский Б. В. О связи степени турбулентности с числом Рейнольдса. — «Известия вузов», 1975, № 5, с. 144—147. (Сер. Энергетика).

27. Идельчик И. Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М.—Л., «Энергия», 1964. 288 с.

28. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.—Л., «Энергия», 1965. 424 с.

29. Катугин С. С. Исследование условий оптимизации систем охлаждения энергонасыщенных тракторов по основным эксплуатационным факторам. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1977. 22 с.

30. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М., «Энергия», 1967. 224 с.

31. Кирдо И. В., Олейник И. К. Сварка алюминиевых радиаторных трубок токами радиочастоты. — «Автоматическая сварка», 1967, № 10(175), с. 54—57.

32. Кирпичев М. В. О наиболее выгоднейшей форме поверхности нагрева. — «Известия энергетического института», 1944, т. 12, с. 5—9.

33. Колотилин И. А., Родионов И. Н. и др. Тягово-теплотехнические характеристики тепловоза ТГМ6 с дизелем ЗА-6Д49. — «Труды ВНИТИ», 1972, вып. 37, с. 69—81.

34. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1964. 552 с. Авт.: М. М. Вихерт и др.

35. Кузнецов Н. В. Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 174 с.

36. Кузьменко И. Ф., Орлов В. К. Результаты обобщения данных по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению пластинчатых поверхностей с прерывистыми ребрами. — В кн.: Аппараты и машины кислородных и криогенных установок. М., «Машиностроение», 1974, с. 298—306. (Вып. 14).

37. Курмашев Г. А., Иовлев М. Е. К вопросу о системном подходе к теплоотдаче в охлаждающую жидкость автотракторного двигателя. — «Труды ЛСХИ», 1976, т. 308, с. 23—29.

38. Кутателадзе С. С., Сорокин Ю. П. О гидродинамической устойчивости некоторых газожидкостных систем. — В кн.: Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М., Госэнергоиздат, 1961.

39. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.—Л., Машигиз, 1962. 456 с.

40. Локшин В. А., Лисейкин И. Д., Аронов Д. И. Исследование и расчет теплоотдачи и аэродинамического сопротивления мембранных коридорных пучков труб. — «Теплоэнергетика», 1975, № 11, с. 75—77.

41. Лондон А. Л. Газотурбинные регенераторы с ламинарным потоком. — «Труды ASME», 1970, № 1, с. 56—68. (Сер. Энергетические машины и установки).

42. Марьямов Н. Б. Сопротивление и теплоотдача авиационных радиаторов. — «Труды ЦАГИ», 1936, вып. 280. 82 с.

43. Маслов В. А., Столбов М. С. и др. О конструкции масляных радиаторов тракторных и комбайновых двигателей. — В кн.: Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов. Владимир, НТО. 1971, с. 5—8. (Материалы научно-технической конференции).

44. Михайлов В. А. Исследование нового типа поверхностей охлаждения для автотракторных радиаторов. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1974. 20 с.

45. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973. 320 с.

46. Моргулис-Якушев В. Ю. Исследование путей совершенствования системы охлаждения трактора «Кировец» К-700. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1969. 20 с.

47. Обрядин В. Г. Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поверхностей охлаждения тракторных и автомобильных радиаторов секционного типа. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1963. 16 с.

48. Островцев А. Н. Пути развития прикладной науки по автомобилью. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3, с. 5—9.

49. Паттен Т. Д. Терморежимные характеристики геометрий поверхностей компактных теплообменников. — «Труды института тепло- и массообмена АН БССР», 1972, т. 9, с. 222—239.

50. Петриченко Р. М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л., «Машиностроение», 1975. 224 с.

51. Петровский Ю. В., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962. 256 с.

52. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., «Энергия», 1967. 412 с.

53. Самолазов В. Х. Исследование влияния конструкции поверхности охлаждения на некоторые эксплуатационные показатели радиаторов тракторов и комбайнов. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1970. 24 с.

54. Сасин В. И. Влияние качества контакта ребер с трубами на теплопередачу трубчато-ребристых теплообменников. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1971, № 9, с. 23—28.

55. Стефановский Б. С., Новенников А. Л., Пикус В. И. Тепло-балансовые характеристики быстроходного автотракторного дизеля. — «Межвузовский сборник научных трудов», 1975, Ярославский политехнический институт, с. 16—21. (Сер. Двигатели внутреннего сгорания).
56. Стырикович М. А. Внутрикотловые процессы. М., Госэнергоиздат, 1954. 339 с.
57. Талиев В. Н. Приточные вентиляционные воздухораспределители. М., Стройиздат, 1951. 142 с.
58. Тарасов Ф. М. Тонкослойные теплообменные аппараты. М.—Л., «Машиностроение», 1964. 364 с.
59. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Л., «Машиностроение», 1974. 552 с. Авт.: Н. Х. Дьяченко и др.
60. Трофимов Ю. С., Кирпиков В. А. Экспериментальное исследование теплообмена и сопротивления сложнопрофилированного канала. — «Труды МИХМ», 1972, вып. 42, с. 16—19.
61. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. М., Атомиздат, 1971. 360 с.
62. Хмельницкий Э. Е. Расчет коэффициента теплопередачи автомобильных радиаторов. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 2, с. 26—30.
63. Шелаев В. А. Исследование гидравлических трактов радиаторов тракторов и автомобилей. Автореф. канд. дис., ЛСХИ, 1973. 22 с.
64. Мория М., Каванда Т. Исследование системы охлаждения автомобиля. — «Найнэн Кикан», 1967, с. 47—54. (Пер. с яп.).
65. Накамура Х. Вопросы охлаждения двигателей внутреннего сгорания. — «Дзидося гидзюцу», 1969, т. 23, № 5, с. 457—463. (Пер. с яп.).
66. Хандзи Умахара, Масару Фундзикакэ. Повышение эффективности охлаждающих пластин автомобильного радиатора. — «Найнэн Кикан», 1970, т. 9, № 6, с. 11—19. (Пер. с яп.).
67. Aluminum Radiator Help Quiet Diesel. — «Automotive Engineering», march, N 3, 1975, p. 13.
68. Beard R. A., Smith G. J. Method of Calculating the Heat Dissipation from Radiators to Cool Vehicle Engines. — «SAE Preprints», s. a. N 710208, 1971.
69. Beatenbough P. K. Engine Cooling Systems for Motor Trucks. — «SAE Spec. Publs.», N 284, 1966.
70. Chion J. P. Engine cooling system of military combat/tactical vehicles. — «SAE Preprints», s. a. N 750030, 1975.
71. Emmenthal K. D., Hucho W. H. A Rational Approach to Automotive Radiator System Design. — «SAE Preprints», s. a. N 740088, 1974.
72. Goertler H. On the Three-Dimensional Instability of Laminar Boundary Layers on Icnave Walls. NACA, TM1375, 1942.
73. Hucho W. H., Janssen L. J. Beiträge der Aerodynamik im Rahmen einer Fahrzeugentwicklung. — ATZ, 1972, N 5.
74. Kern D. G. Heat Exchanger for Fonling Services. — «Proc. 3-rd Internat. Heat Transfer Conf.», Chicago, III, 1966.
75. Koffman J. L., Loco M. S. Power demands of engine cooling system. — «Gas and Oil Power», 1954, N 1.
76. Krückels W., Kottke Q. Untersuchung über die Verteilung des Wärmeübergangs an Rippen und Rippenrohr-Modellen. — «Chemic Ing.-Technik», 1970, N 9.

77. **Lustwerk F., Batson R.** New Light-Weight Design Copper and Brass Radiator Performance compared with Production Radiators. — «SAE Preprints», s. a. N 720012, 1972.

78. **Mequiston F. C., Tree D. R.** Heat-Transfer and Flow-Friction Data for Two Fin-Tube Surface. — «Transaction of the ASME, Journal of Heat-Transfer», 1971, may, p. 249—250.

79. **Montgomerie G. A., Forbes M. K.** Cooling Equipment for Internal Combustion Engines. — «Proc. Instn. Mech. Engrs.», 1966—67, v. 181, Pt. 1, N 6, p. 115—135.

80. **Montgomerie G. A., Forbes M. K., Jones T. D.** Diesel Engine Cooling and Coolers. — «Diesel Engineers and Users Association», publ. 319, 1968.

81. **Randolf J. B., King F. K.** Design and Fabrication of Heat Transfer Surfaces from Superplastic Material. — «IBMJ. Res Develop», 1972, may, p. 283—291.

82. **Roggendorff M., Streicher K.** Die luftgeköhlten Deutz-Fahrzeug-Dieselmotoren F 4/6 L913 und BF6L913. — ATZ, 1974, N 1, S. 1—5.

83. **Rüger F.** Luftabscheidung aus Köhlkreisläufen von Fahrzeugmotoren. — ATZ, 1971, N 8, S. 293—297.

84. **Sadanari Mochizuki, Yoshinao Yagi.** Heat-Transfer and Flow Friction Characteristics of Strip Fins. — «Refrigeration», oct. 1975, v. 50, N 576, p. 775—787 (на японском языке).

85. **Saunders L. P.** Radiator Development and Car Cooling. — «SAE Journal», 1936, N 6, v. 39.

86. **Scott D.** Aluminium makes light work of radiator production. — «Metalworking Production», 1976, january, p. 73, 75, 102.

87. **Sölner G.** Wärmetauscher im Fahrzeugbau. — «Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge», 1971, N 3, S. 85—89.

88. **Tenkel F. G.** Computer simulation of automotive cooling systems. — «SAE Preprints», s. a. N 740087, 1974.

89. **Tomlinson J. E.** Progress in aluminium automotive heat exchangers. — «Sheet Metal Industries», 1974, december, p. 766—771.

Предметный указатель

- Алгоритм расчета радиатора 202—206
- Алюминиевые сплавы 26, 45—48
- Антифризы 26, 181, 182, 198
- Аэрация 153, 154, 157—159, 175
- Баланс системы охлаждения аэродинамический 189—191, 200
- — гидродинамический 191, 192, 199
- — тепловой 192—195, 201
- Бачки деаэрационные 22—24, 163—165
- компенсационные 22—24
- конденсационные 22—25
- расширительные 19, 22—25, 159—165
- Визуализация течения 66, 67, 74, 85, 98—100, 112—114
- Внутреннее оребрение трубок 13, 38, 39, 75, 77
- Воздухосодержание 154—156, 158
- Гидравлическая устойчивость потока 157
- Двухфазный поток 154—157
- Деаэрация 159—165
- Дорнование 26, 27, 57
- Змеевики 3, 8, 10, 18, 20, 21, 37
- Индекс системы охлаждения, см. критическая температура воздуха
- Кавитационный запас 158, 162
- Классификация гидравлических трактов 18—21
- поверхностей охлаждения 12—17
- радиаторов 8—10, 12
- расширительных бачков 19, 22—24
- Коллекторы 18, 22—24, 30, 35
- Коэффициент живого сечения 18
- загрязнения 130, 134—136
- компактности массовой 17
- — объемной 17
- фронтовой 17
- набегающего потока 190—192
- оребрения 18, 57, 75
- полезного действия поверхности охлаждения 56, 77
- — ребра 56, 58
- — теплообменника, см. эффективность теплообменника
- поля 52, 76, 114, 133, 170
- реализации тепловых свойств радиатора 153, 168, 170, 173—175, 182, 200—201
- сопротивления 51, 52, 63, 82, 86—87, 98, 109, 117, 126, 127, 143—145, 190, 191
- теплоотдачи 58, 59, 67, 84, 129
- теплопередачи 54, 58—61, 82, 109, 111, 117, 126, 127, 129, 130
- теплопроводности 55, 57, 58—60
- чистоты 130, 131, 134—136, 201
- энергетический 137
- — эффективности массы 139
- — объемный 139
- стоимости материалов 140, 141
- Кривая Стантона—Никурадзе 52
- Критерий (число) Био 55
- Нуссельта 52, 53, 59, 60, 65, 66, 77, 82, 84, 86, 87, 98, 108, 110, 111, 117, 126, 127
- — Прандтля 52, 53
- — Рейнольдса, 50, 54, 55, 64, 65, 66, 98, 101, 104, 108, 111, — — Стантона 60, 62
- — устойчивости 114
- — Эйлера 63
- Критическая температура воздуха 180, 181, 194, 201, 202
- Материалы-загрязнители 129
- Медные сплавы 12, 26, 27, 32, 45—47
- Модуль Колберна 62
- Мощность, затраченная на отвод теплоты, 137, 202—206
- Накипь 129—131, 136
- Начальная разность температур 179—181, 193, 195, 201—204
- Начальный участок канала 65, 75, 84, 99—101
- Неравномерность распределения потока жидкости 146—153
- — — воздуха 132, 133, 169—172

Опорные пластины 10, 29—33
Оптимизация радиаторов 202—206
Оребрение, конструкция 55—58
— лепестковое 34, 98

Пайка 25, 26, 29, 37, 45, 57, 58
Паровой клапан 22—24, 154, 159—165

Пластмассы 12, 13, 33, 35, 36, 41, 48, 49

Поверхности охлаждения, конструкция 25—29

— из ребристых пластин 14, 28—29, 34, 64—75, 98—111, 158

— из трубчатых пластин 14, 29, 33, 36, 39, 42—44, 64—75, 111—127

— пластинчато-ленточные 3, 14, 40—42, 84—98

— пластинчатые 13

—, показатели для оценки 13, 16—18

— трубчато-ленточные 14, 27, 28, 30—32, 37, 38, 84—98

— трубчато-пластинчатые 14, 25—27, 37—39, 41, 42, 76—84

— трубчато-ребристые 3, 14—17, 37, 42

— трубчатые 3, 13—17, 37

Пограничный слой 65, -66, 85, 99, 100, 112

Постоянная радиатора, см. начальная разность температур

Припой 26, 29, 32, 37, 45, 46, 48

Радиаторы алюминиевые 11, 12, 26—29, 33—37, 40—44

— водяные 3, 4, 8—10, 25—36, 40, 42—44

—, загрязнение 127—137, 178

— кольцеобразные 9, 10

— комбинированные 9, 10, 12, 13

— масляные 8, 9, 11, 36—39

— наддувочного воздуха 9, 39—42

—, особенности рабочего процесса 7, 8

— отопителей 11, 42—44

— роторные 10, 11, 43, 44

— с загзагообразной сердцевинной 10

— секционные 10, 12, 33—36, 38

— стальные 9, 12, 36—38

Расчетный режим системы охлаждения 195, 196

Резины 12, 13, 32—34, 36, 41, 44, 49

Самоочистка радиаторов 29, 201

Сварка 32

Сердцевины 8—13, 16, 18, 25—42

Склеивание 27, 34, 35, 41, 43, 44, 57

Сопротивление аэродинамическое 63, 83, 110, 111, 117, 126, 127, 190, 191, 203—205

— гидравлическое 63, 142—145, 192, 203—205

Степень турбулентности 65, 114, 115, 172—175

Схемы циркуляции 19—21

— — комбинированные 19—21, 152

— — простые 19—21, 148—150, 153

— — сложные 19—21, 150—152

Теплоносители 7, 36, 178—179, 181, 199

Теплоотдача двигателя в охлаждающую жидкость 186—188, 193—194

— поверхности охлаждения 53

— радиатора в окружающий воздух 193

— — потенциальная 168, 200

— — удельная 188, 189, 200, 201

Течение ламинарное 50—53

— переходное 50—53, 65

— турбулентное 50—53

Тосол, см. антифриз

Турбулентность 54, 85

Удельная загрязняемость радиатора 135

— прочность материала 45, 47

Условия движения и нагрузка машины 167, 175—177

— погоднo-климатические 167, 177—179

— установки радиатора на машине 167—169

Фактор теплоотдачи, см. модуль Колберна

Характеристика аэродинамическая подкапотного пространства 191

— коллектора 144, 150, 199

— температурно-динамическая 166, 179—181, 183—186

Характеристические коэффициенты и показатели степени 60, 61, 63, 64, 68—72, 78—81, 88—97, 102—107, 118—125, 199

Число единиц переноса теплоты 62, 189, 200—206

Швы в радиаторах 25, 26, 29, 30

Эквивалент водяной 62, 198—200, 202—206

Эффективность теплообменника 62, 202—206

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные условные обозначения	5
Глава 1. Типы и конструкции радиаторов	7
1.1. Классификация радиаторов	—
1.2. Радиаторы систем охлаждения двигателей	25
1.3. Радиаторы систем смазки двигателей, трансмиссии и механизмов управления	36
1.4. Радиаторы прочего назначения	39
1.5. Основные конструкционные материалы и полуфабрикаты	44
Глава 2. Тепловые и аэродинамические характеристики поверхностей охлаждения радиаторов	50
2.1. Режимы течения теплоносителей и характеристики радиаторов	—
2.2. Принятая система тепловых и аэродинамических характеристик	58
2.3. Характеристики поверхностей трубчатого и трубчато-ребристого типов	64
2.4. Характеристики поверхностей трубчато-пластинчатого типа	76
2.5. Характеристики поверхностей трубчато-ленточного и пластинчато-ленточного типов	84
2.6. Характеристики поверхностей из ребристых пластин	98
2.7. Характеристики поверхностей из трубчатых пластин	111
2.8. Влияние загрязнения на тепловые и аэродинамические характеристики поверхностей охлаждения	127

	2.9. Сравнение эффективности поверхностей охлаждения	137
Глава 3.	Характеристики гидравлических трактов и систем деаэрации радиаторов	142
	3.1. Гидравлические сопротивления радиаторов	—
	3.2. Распределение жидкости по каналам сердцевин радиаторов	146
	3.3. Влияние аэрации потока на рабочий процесс в радиаторах	153
	3.4. Конструкция и расчет деаэрационных устройств	159
Глава 4.	Расчет тепловой эффективности радиаторов, установленных на автомобиле или тракторе	166
	4.1. Особенности рабочего процесса радиатора при эксплуатации автомобиля или трактора	—
	4.2. Определение расчетного режима радиатора	186
	4.3. Расчет радиаторов	197
	Список литературы	207
	Предметный указатель	212

ИБ № 37

Вадим Васильевич БУРКОВ,
Алексей Иванович ИНДЕЙКИН

АВТОТРАКТОРНЫЕ РАДИАТОРЫ
СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

Редактор издательства *В. М. Рошаль*
Переплет художника *П. П. Викторова*
Технический редактор *И. В. Буздаева*
Корректор *Л. А. Курдюкова*

Сдано в набор 06.09.77 Подписано к печати 26.01.78.
М-23067. Тираж 18 400 экз. Прив. печ. л. 11,34. Бумага тип. № 2.
Литературная гарнитура. Высокая печать. Уч.-изд. л. 13,8. Формат 84×108¹/₃₂.
Цена 95 коп. Зак. № 489.

Ленинградское отделение издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, Л-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

