

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛАЗЕРНОЙ УСТАНОВКИ

САМАРА 2010

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛАЗЕРНОЙ УСТАНОВКИ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2010

УДК СГАУ:621.382(075)

ББК 32.86-5

Составители: *А.И. Довгялло, Е.А. Изжеуров, И.В. Коломин,
А.П. Толстоногов, Д.А. Угланов*

Рецензент д-р техн. наук, проф. В.Н. М а т в е е в

Расчет системы охлаждения лазерной установки : метод. указания / сост. [А.И. Довгялло и др.]. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 32 с.: ил.

Представлена информация по расчету основных элементов жидкостной системы охлаждения лазеров, приведены теплофизические свойства хладагентов, материалов теплообменников и т.д.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 200202 – Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике по дисциплине "Теория и проектирование проточных газовых лазеров", по специальности 160301 – Авиационные двигатели и энергетические установки, для специализации "Энергосберегающие технологии" по дисциплине "Системы охлаждения энергетических установок".

Разработаны на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" СГАУ.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Цель и задачи курсовой работы	8
2 Постановка задачи	8
3 Исходные данные к расчету элементов системы жидкостного охлаждения	8
4 Методические указания к расчетам	9
4.1 Определение количества тепла, отводимого в систему охлаждения	9
4.2 Расчет теплообменника	9
4.2.1 Расчет основных характеристик трубчато-ленточного теплообменника	9
4.2.2 Определение удельной массы радиатора	15
4.2.3 Гидравлический расчет радиатора	16
4.3 Расчет жидкостного насоса	18
4.3.1 Расчет параметров жидкостного насоса	18
4.3.2 Определение конструктивных размеров жидкостного насоса	20
4.3.3 Построение профиля лопатки насоса	20
4.3.4 Мощность, потребляемая жидкостным насосом	21
4.4 Расчет осевого вентилятора	21
4.4.1 Расчет основных характеристик вентилятора	21
4.4.2 Определение конструктивных размеров вентилятора	21
Список литературы	23
Приложения	24

ВВЕДЕНИЕ

Для эффективной работы лазеров требуется обеспечение стабильного температурного режима при их эксплуатации. Одной из систем, входящих в состав лазера, является система охлаждения. КПД современных лазеров, используемых в различных областях жизнедеятельности человека, составляет величину не более 5%. Это приводит к необходимости отвода от лазера тепловой энергии, составляющей величину около 95% от мощности, подводимой к нему. В зависимости от типа лазера, количества тепла сбрасываемого в систему охлаждения лазера и температурного уровня его работы, который необходимо обеспечить, используются различные виды систем охлаждения. Применяются четыре основных способа теплоотвода: а) жидкостное охлаждение; б) газовое охлаждение; в) контактное охлаждение; г) гетерофазное охлаждение (на фазовых переходах). Наибольшее распространение имеют системы с жидкостным теплоотводом, так как они обладают рядом преимуществ, таких как простота организации процесса отвода тепла и высокие коэффициенты теплоотдачи жидкостных хладагентов, применяемых в них.

Расчет системы охлаждения зависит от конструкции лазера. Обычно для отвода тепла от активного элемента лазера создается специальная рубашка охлаждения (рис. 1, 2).

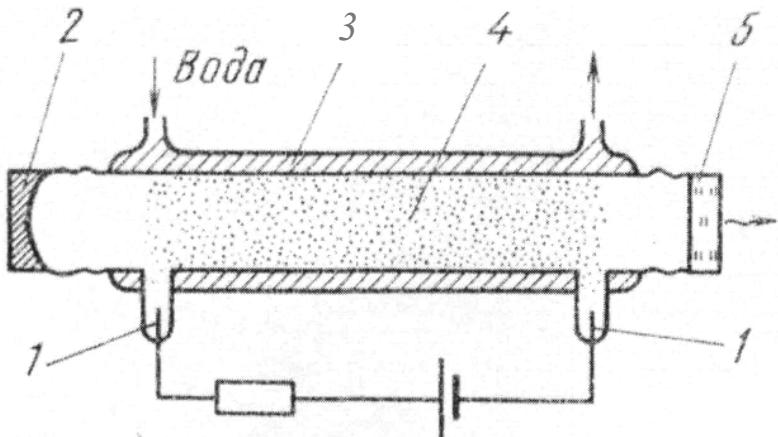


Рис. 1. Принципиальная схема СО₂-лазера с диффузионным охлаждением:
1 – токовводы; 2 – глухое зеркало; 3 – газоразрядная трубка с рубашкой охлаждения; 4 – газовый разряд; 5 – выходное зеркало

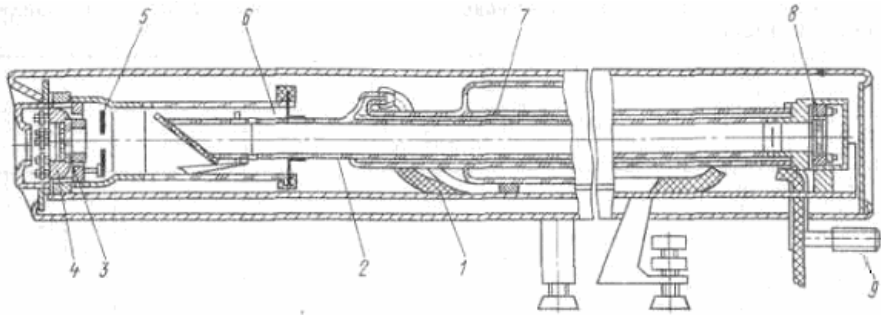


Рис. 2. Конструктивная схема излучателя лазера ИЛГН-704 (СО₂-лазер):
 1 – основание; 2 – активный элемент; 3 – выходное зеркало резонатора;
 4 – узел юстировки резонатора; 5 – диафрагма; 6 – резервный баллон;
 7 – рубашка охлаждения; 8 – глухое зеркало резонатора; 9 – штуцер

На вход в рубашку охлаждения подается хладагент (например, вода), который отбирает тепло и выходит через выходной штуцер дальше по тракту системы охлаждения. К штуцерам присоединяется система охлаждения лазеров. Наиболее простая система охлаждения – это система с проточной водой. Она относится к разомкнутым одноконтурным системам и может применяться в стационарных лазерных системах, в тех случаях, когда имеется источник воды соответствующего качества и необходимого напора.

Для создания мобильных лазерных установок, таких как, например, лидары и лазерные локаторы, необходимо создание автономных систем охлаждения. Обычно в таких случаях используются одноконтурные или двухконтурные системы (рис. 3, 4). В первой системе охлаждения поток воздуха, создаваемый вентилятором, обдувает оребренный теплообменник (жидкость – воздух) и за счет этого происходит отвод тепла от охлаждающей жидкости. Во второй системе охлаждения, которая также охлаждает активный элемент, происходит отвод тепла жидким хладагентом от активного элемента, а в теплообменнике тепло сбрасывается во второй жидкостный охлаждающий контур.

Несмотря на различные особенности конструкции в состав системы охлаждения обычно входят следующие элементы (см. рис. 3): теплообменник, насос, расходомер, расширительный бачок.

На рис. 3 приведена схема организации первого контура двухконтурной системы охлаждения с теплообменным устройством типа "жидкость – жидкость". Насос 3 подает жидкость внутреннего замкнутого контура из бака 2

по шлангам в противоточный теплообменник 5, где она охлаждается. Затем жидкость идет в рубашку охлаждения, где она проходит последовательно по каналам вдоль активного элемента и зеркал лазера 1. Затем жидкость сливается в бак.

Второй охлаждающий контур часто подключается к холодильной машине [1, 2]. Альтернативным способом для организации второго охлаждающего контура может являться проточная вода. В таком случае контур будет разомкнутым. Также в состав системы охлаждения может входить система термостабилизации, которая обеспечивает поддержание температуры жидкости в заданных пределах. Система термостабилизации может содержать два термодатчика, нагреватель и двигатель, регулирующий расход хладагента по сигналу от блока управления, вентиль подачи магистральной воды в теплообменник.

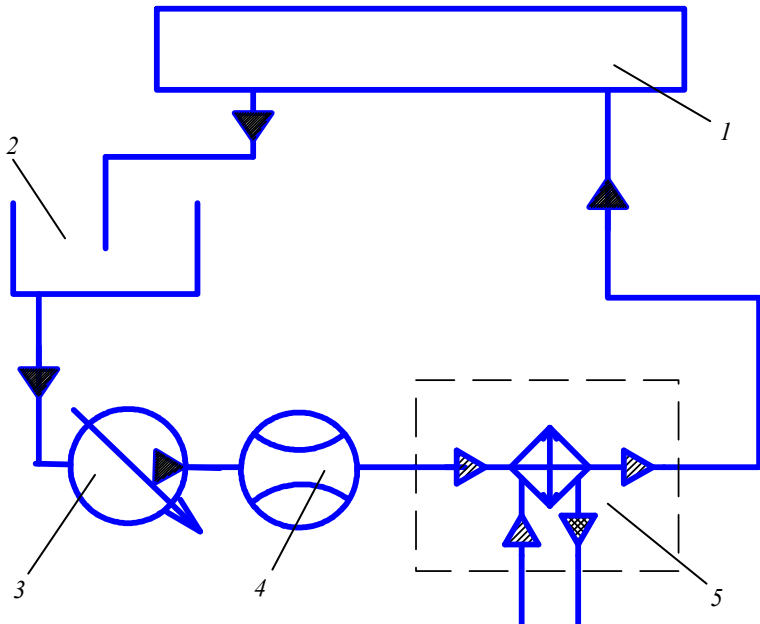


Рис. 3. Схема двухконтурной системы охлаждения лазера:
 1 – излучатель; 2 – расширительный бачок; 3 – насос с регулируемой
 производительностью; 4 – расходомер; 5 – испаритель (здесь,
 в этом теплообменнике тепло отбирается от хладагента первого контура)

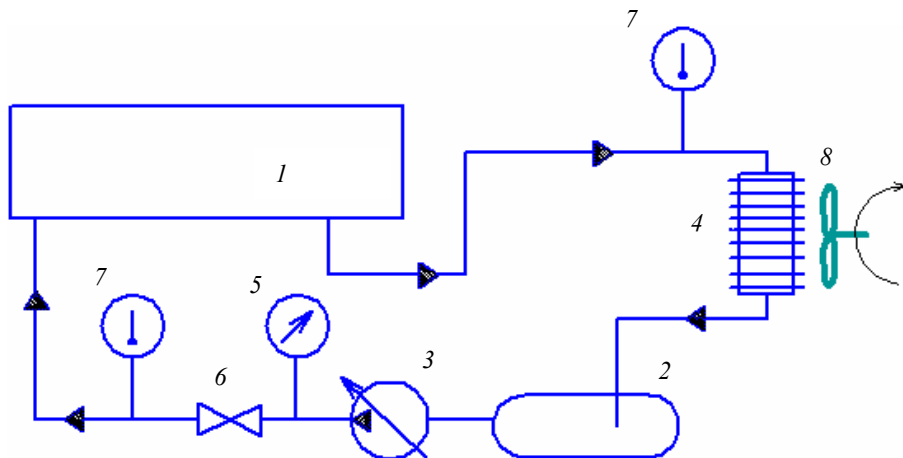


Рис. 4. Схема одноконтурной системы охлаждения лазера:

1 – излучатель; 2 – расширительный бак; 3 – насос с регулируемой производительностью; 4 – теплообменник; 5 – датчик давления; 6 – вентиль; 7 – датчик измерения температуры; 8 – вентилятор для обдува теплообменника

В CO₂-лазерах серии DC (рис. 5), разработанных компанией "ROFIN-SINAR Laser GmbH" и используемых на кафедре АСЭУ Самарского государственного аэрокосмического университета, применяется схема охлаждения, аналогичная приведенной на рис. 4.



Рис. 5. CO₂-лазеры серии DC

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнение курсовой работы по предмету "Конструирование и проектирование лазерных установок" позволяет закрепить знания, полученные студентом в ходе изучения этой дисциплины, и применять их при расчетах основных элементов системы охлаждения лазера. Студент должен проявить умение выбирать оптимальные соотношения параметров этой системы и закрепить навыки использования рекомендуемых соотношений, а также предельных значений допустимых величин при проектировании.

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

2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В ходе выполнения курсовой работы необходимо провести расчет элементов системы жидкостного охлаждения лазера заданного варианта (см. табл. А1 прил. А).

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

3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

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

- мощность лазера – $P_{изл}$, Вт;
- КПД лазера – η ;
- материал теплообменника;
- хладагент.

Необходимые для расчетов дополнительные данные и характеристики выбираются по таблицам приложений по рекомендациям методических указаний или преподавателя.

4 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТАМ

4.1 Определение количества тепла, отводимого в систему охлаждения

Известно, что далеко не вся энергия накачки активной среды лазера преобразуется в излучение, значительная доля энергии – до 70% и выше, почти сразу переходит в тепло. Поэтому для того чтобы определить количество тепла в единицу времени, которое необходимо отводить от лазера $Q = Q_{жс} = Q_{возд}$, можно воспользоваться следующим выражением (Bm):

$$Q = P_{изл} / \eta. \quad (1)$$

4.2 Расчет теплообменника

4.2.1 Расчет основных характеристик трубчато-ленточного теплообменника

Проектировочный расчет теплообменного аппарата позволяет определить поверхность теплообмена, необходимую для передачи тепла от охлаждающей жидкости к воздуху, обдувающему эту поверхность. Кроме теплового расчета проводится гидравлический расчет жидкостного и воздушного трактов, оценка геометрических характеристик и эффективности теплообменного аппарата.

В системах жидкостного охлаждения различных энергетических установок чаще всего применяются два типа конструкций теплопередающих поверхностей радиатора: трубчато-пластинчатые и трубчато-ленточные (рис. 6, а, б; рис. 7).

Трубчато-пластинчатый теплообменник (рис. 6, а) состоит из большого числа круглых или плоскоовальных трубок, по которым циркулирует охлаждающая жидкость. К трубкам припаяны пластины с определенным шагом, образующие оребрение. Воздух проходит между пластинами, в направлении большего размера поперечного сечения трубок. В трубчато-ленточном теплообменнике (рис. 6, б; рис. 7) трубки плоскоовальные и оребрены припаянными к ним зигзагообразными лентами. Пластины и ленты могут иметь отогнутые просечки-турбулизаторы.

В настоящее время более широкое распространение находят трубчато-ленточные теплообменники. Поэтому ниже представлена последовательность расчета основных характеристик трубчато-ленточного радиатора с одноходовым потоком охлаждающей жидкости.

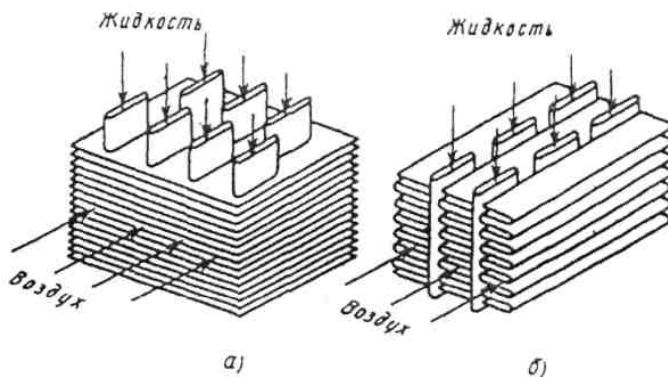


Рис. 6. Типовые конструкции поверхностей радиатора:
 а) трубчато-пластинчатые; б) трубчато-ленточные

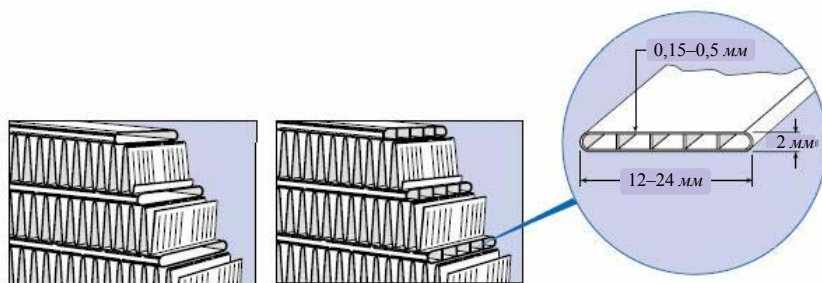


Рис. 7. Параметры трубчато-ленточного теплообменника

Сначала назначаются рекомендуемые геометрические характеристики решеток и шаг оребряющей ленты (см. табл. А1 прил. А).

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

$$F_{жс} = \frac{G_{жс}}{W_{жс}} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс} W_{жс}}. \quad (2)$$

Обычно для расчетов принимают, что $W_{жс} = (0,5 \dots 0,7) \cdot c_r$, где c_r – коэффициент учета гидropотерь в трубках, равный $0,8 \dots 1,0$ (скорость жидкости ниже $0,5 m/c$ не принимают); $\Delta t_{жс} = 5 \dots 10^\circ C$. Для двух и более ходового радиатора $F_{жс}$ умножается на число ходов потока i_x .

Живое сечение одной трубки определяется в зависимости от его формы.

Для решетки данного типа:

$$f_{ж} = (a - 2\delta_{ст})(b - 2\delta_{ст}). \quad (3)$$

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

$$n_{труб\Sigma} = F_{ж} / f_{ж}. \quad (4)$$

Задаются числом рядов трубок (но не более 6) в решетке $i_{ряд}$, исходя из возможной глубины радиатора, которая может быть в пределах $L = (0,05 \dots 0,1) м$. Число трубок в одном ряду по фронту:

$$n_{труб} = \frac{n_{труб\Sigma}}{i_{ряд}}, \quad (5)$$

которое затем округляется так, чтобы по глубине и по фронту уложилось целое число элементов (см. рис. Б2 прил. Б).

Средняя температура жидкости в радиаторе выбирается исходя из следующих соображений.

При принудительной циркуляции жидкости в системе охлаждения температурный перепад в радиаторах всегда находится в пределах $\Delta t_{ж} = t_{жвх} - t_{жвых} = 5 \dots 10^\circ C$. Оптимальное значение температуры $t_{жвх}$, которая характеризует температурный режим системы жидкостного охлаждения, принимается в интервале $30 \dots 35^\circ C$. Исходя из принятых значений $\Delta t_{ж}$, определяют среднюю температуру жидкости в радиаторе:

$$t_{срж} = \frac{t_{жвх} + t_{жвых}}{2} = \frac{t_{жвх} + (t_{жвх} - \Delta t_{ж})}{2}. \quad (6)$$

Для лазерных установок эта температура находится в пределах $20 \dots 30^\circ C$ и является определяющей.

Рассчитывается число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{ж} d_{\text{э}}^{ж}}{\nu_{ж}}, \quad (7)$$

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

В формуле (7) $\nu_{ж}$ – кинематическая вязкость охлаждающей жидкости при $t_{ср}^\circ C$ выбирается из табл. Б4 прил. Б.

Вычисляется критерий Нуссельта для жидкости:

$$Nu_{жсд} = C Re^n, \quad (8)$$

где коэффициенты C и n выбираются по типу решетки (см. табл. Б1 прил. Б).

По материалу трубки в исходных данных (латунь, алюминий, медь) определяют теплопроводность материала из табл. Б3 прил. Б и вычисляют коэффициент теплоотдачи по формуле, $Bm/m^2 \cdot K$:

$$\alpha_{жс} = \frac{\lambda_{жс} Nu_{жсд,жс}}{d_{жс}^{жс}}. \quad (9)$$

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

Вычисляется эквивалентный диаметр канала между трубками и пластинами оребрения в просветах на входе, m (рис. Б1 прил. Б):

$$d_э = \frac{4f}{U}, \quad (10)$$

где $f = \frac{1}{2}hz$ – площадь сечения ячейки, U – периметр ячейки:

$$U = 2\sqrt{\frac{h^2}{4} + z^2} + h. \quad (11)$$

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

$$\Delta t_{возд} = t_{возд.вых} - t_{возд.вх}, \quad (12)$$

который практически всегда находится в пределах $5...10^\circ C$. Температура воздуха на входе в радиатор $t_{возд.вх}$ принимается в расчетах равной $15...25 (20^\circ C)$.

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

$$t_{ср.возд} = \frac{t_{возд.вх} + t_{возд.вых}}{2} = \frac{t_{возд.вх} + (t_{возд.вх} + \Delta t_{возд})}{2}. \quad (13)$$

Для лазеров эта температура находится в пределах $18...20^\circ C$.

Принимая осредненное значение скорости воздуха через радиатор равной $W_{\text{возд}} = 6 \dots 24 \text{ м/с}$, определяют критерий Re и критерий Nu по рекомендуемым значениям коэффициента C и степени n для определяющей температуры воздуха. Критерий Рейнольдса вычисляется по формуле (7), где коэффициент кинематической вязкости ν выбирается из табл. Б2 физических свойств воздуха прил. Б, а критерий Нуссельта по формуле (8) или рекомендациям прил. Б для заданного типа решетки радиатора.

$$P_{\text{ср.рад}} = \frac{P_{\text{вх}} + P_{\text{вых}}}{2}, \quad (14)$$

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

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

$$\alpha_{\text{возд}} = \frac{Nu_{\text{возд}} \lambda_{\text{возд}}}{d_{\text{экв}}}. \quad (15)$$

Теплопроводность воздуха берем из табл. Б2 прил. Б при $t_{\text{ср}}$.

Далее определяется коэффициент теплопередачи радиатора по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}} \eta_{\text{оп}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{жс}} f_{\text{оп}}}}. \quad (16)$$

где $\eta_{\text{оп}} = 1$, $f_{\text{оп}} = F_2 / F_1$ – коэффициент оребрения трубок решетки, не менее 5...9 единиц, в котором $F_1 = 2[(a+b) - 4\delta_{\text{ст}}] \cdot h$ – площадь внутренней поверхности трубки м^2 на длине шага ребер (пластин); $F_2 = F_2' + F_{\text{реб}}$ – суммарная поверхность трубки и условного ребра, припаянного к ней (см. рис. Б1 и Б2 прил. Б).

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

$$F_2' = 2(a+b)h, \quad (17)$$

и площадь ребра (см. рис. Б2 и табл. Б1, Б2 прил. Б)

$$F_{\text{реб}} = 4a \cdot \frac{z}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (18)$$

Полученное значение K сравнивается с экспериментальным значением (см. рис. Б4 прил. Б) и принимается наименьший. Затем определяется общая поверхность охлаждения радиатора, m^2 :

$$H_{\text{рад}} = \frac{Q_{\text{жс}}}{K \left[(t_{\text{жс.вх}} - \frac{\Delta t_{\text{жс}}}{2}) - (t_{\text{возд.вх}} + \frac{\Delta t_{\text{возд}}}{2}) \right]} \quad (19)$$

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

Задавшись высотой l_x из условия $L_z/L_x = 1,5 \dots 2,0$, выбирают число пластин $i_{\text{нл}}$ шагом $h = 2 \dots 5 \text{ мм}$.

$$L_x = (n_{\text{мп}} + 1)(b + z); L_z = (1,5 \dots 2,0)L_x; i_{\text{нл}} = \frac{L_z}{h} n_{\text{мп}}.$$

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

$$F_{\text{нл}} = 4a \cdot \frac{z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (20)$$

Вычисляют теплопередающую поверхность пластины $H_{\text{нл}} = 4F_{\text{нл}}$ и находят длину трубок в решетке, m :

$$l_{\text{мп}} = \frac{H_{\text{рад}} - H_{\text{нл}} i_{\text{нл}}}{n_{\text{мп}\Sigma} (2a + 2b)} \quad (21)$$

Значение $l_{\text{мп}}$ корректируют (если равенство $l_{\text{мп}} \approx L_z$ не соблюдается), изменяя параметры z , $i_{\text{нл}}$ и h .

Окончательно результат согласовывается с консультантом.

Расчет завершается уточнением числа пластин $i_{\text{нл}}$ по соотношению $i_{\text{нл}} = l_{\text{мп}} / h$, а также ширины решетки, m :

$$L_x = i_{\text{мп.фр}} a + B(i_{\text{мп.фр}} - 1) \quad (\text{где } i_{\text{мп.фр}} = i_{\text{рад}}; B = 1 \dots 3 \text{ мм}) \text{ и величины } F_{\text{фр}}.$$

Проверяется соотношение: $F_{ж} / F_{ж1} \approx 1,10 \dots 1,15$; где $F_{ж} = f_{mp} i_{mp}$ и $F_{ж1} = G_{ж} / W_{ж}$.

Результат согласовать с консультантом.

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

$$\psi_V = \frac{H_{рад}}{F_{фр} L}. \quad (22)$$

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

Оценивается коэффициент полезного действия радиатора (тепловая эффективность):

$$\eta_{рад} = \frac{t_{вых.возд} - t_{вх.возд}}{t_{ж.ср} - t_{вх.возд}}. \quad (23)$$

При необходимости корректировки расчетов K и P остова радиатора следует руководствоваться графиками, представленными на рис. Б5 и Б6 прил. Б.

4.2.2 Определение удельной массы радиатора

Одной из основных задач конструирования радиаторов, которые изготавливаются из дефицитных и дорогостоящих цветных металлов, является снижение их металлоемкости. В табл. Б3 прил. Б даны основные физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов.

Удельная масса теплопередающей поверхности радиатора рассчитывается следующим образом.

Для предварительного расчета принимают:

$$M_{mp} = F_{mp\Sigma} \rho_{mp} \delta_{mp}, \quad (24)$$

$$M_{nl} = F_{nl\Sigma} \rho_{nl} \delta_{nl}, \quad (25)$$

где M_{mp} и M_{nl} – масса охлаждающих трубок и пластин, кг;

$F_{mp\Sigma}$ и $F_{nl\Sigma}$ – полная поверхность теплообмена трубок и пластин, равные соответственно $F_{mp\Sigma} = n_{mp\Sigma} l_{mp} (2a + 2b)$ и $F_{nl\Sigma} = n_{mp\Sigma} i_{nl} H_{nl}$;

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

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

С учетом соотношений (24) и (25) масса остова радиатора равна:

$$M_{ост} = M_{тр} + M_{пл} = F_{тр\Sigma} \rho_{тр} \delta_{тр} + F_{пл\Sigma} \rho_{пл} \delta_{пл}. \quad (26)$$

Используя эти выражения, получим отношение, $кг/м^2$:

$$\frac{M_{ост}}{H} = \frac{1}{f_{оп}} \left[\delta_{тр} \rho_{тр} + \frac{(f_{оп} - 1) \delta_{пл} \rho_{пл}}{2} \right] = \frac{1}{\psi_m}, \quad (27)$$

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

Отношение $M_{ост}/H$ – удельная масса радиатора, характеризующая массу $1 м^2$ его теплопередающей поверхности. Из формулы (27) видно, что удельная масса радиатора зависит не только от плотности и толщины используемых материалов, но и от коэффициента оребрения. Очевидно, что повышение коэффициента оребрения при уменьшении расстояния между ребрами дает возможность снизить массу теплопередающей поверхности радиатора. Для трубчато-ленточных радиаторов средние значения удельной массы радиатора составляют $\rho_{тр} \delta_{тр} = 0,54 \dots 0,71 кг/м^2$.

4.2.3 Гидравлический расчет радиатора

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

$$\frac{\Delta p'_{рад}}{\rho_{возд} W^2} = 2,16 i_{ряд} \text{Re}_{возд}^{-0,193}. \quad (28)$$

Откуда выражаем $\Delta p'_{рад}$ – падение напора воздуха в решетке радиатора, $Н/м^2$; $\rho_{возд}$ – средняя плотность воздуха ($кг/м^3$) при $T_{возд}$.

$$\rho_{возд} = \frac{P_0}{RT_{возд}}. \quad (29)$$

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

$$\Delta p''_{рад} = \xi \frac{\rho_{возд} W^2}{2}, \quad (30)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, определяемый по формуле (31) с учетом ранее найденных $L \approx (0,05 \dots 0,10) M, d_3, Re_{возд}, i_{рад}$:

$$\xi = \frac{0,98}{\sqrt[3]{Re_{возд}}} \cdot \frac{L}{d_3} + \xi_c i_{рад}. \quad (31)$$

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

$$\Delta p_{рад} = \frac{\Delta p'_{рад} + \Delta p''_{рад}}{2}. \quad (32)$$

Производится также оценка величины гидравлического сопротивления жидкостного тракта с учетом того, что гидравлическое сопротивление жидкости в радиаторе $\Delta p_{ж.рад}$ складывается из сопротивления входа в приемный коллектор $\Delta p_{ж1}$, входа в трубки радиатора $\Delta p_{ж2}$, самих трубок $\Delta p_{ж3}$, выхода из этих трубок $\Delta p_{ж4}$ и сопротивления выхода из отводящего коллектора $\Delta p_{ж5}$.

Обычно принимают скорость жидкости в подводящей и отводящей трубах радиатора равной $W_{ж} = 5 \text{ м/с}$. Перечисленные выше сопротивления Pa определяются следующим образом:

$$\Delta p_{ж1} = \xi_{ж1} \frac{\rho_{ж} W_{ж1}^2}{2}, \quad (33)$$

при коэффициенте местных потерь $\xi_{ж1} = 1,00 \dots 1,01$; скорости жидкости $W_{ж1} = W_{ж5} = 5,0 \text{ м/с}$;

$$\Delta p_{ж2} = \xi_{ж2} \frac{\rho_{ж} W_{ж2}^2}{2}, \quad (34)$$

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

$$\Delta p_{ж4} = \xi_{ж4} \frac{\rho_{ж} W_{ж2}^2}{2}, \quad (35)$$

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

$$\Delta p_{ж5} = \xi_{ж5} \frac{\rho_{ж} W_{ж1}^2}{2}, \quad (36)$$

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

Коэффициент сопротивления потерь в трубках радиатора определяется:

$$\lambda_{ж\text{ рад}} = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{W_{ж2}}} \quad (37)$$

Гидравлические потери (Δp) в трубах с учетом ранее найденных значений $\lambda_{жс}$, $l_{тр}$, $d_{э}^{жс}$ и $\rho_{жс}$ равны:

$$\Delta p_{жс3} = \lambda_{жс} \frac{l_{тр} \rho_{жс} W_{жс}^2}{d_{э}^{жс} 2} \quad (38)$$

Полное гидравлическое сопротивление радиатора равно, Δp :

$$\Delta p_{ж\text{ рад}} = \Delta p_{жс1} + \Delta p_{жс2} + \Delta p_{жс3} + \Delta p_{жс4} + \Delta p_{жс5} = \sum_{i=1}^5 \Delta p_{жси} \quad (39)$$

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

Тогда общее сопротивление контура охлаждающей жидкости будет равно сумме, Δp :

$$\Delta p_{жс} = \Delta p_{жс\text{ рад}} + \Delta p_{жс\text{ тр}} + \Delta p_{жс\text{ руб}} \quad (40)$$

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

При необходимости корректировки расчетов P радиатора следует руководствоваться графиками, представленными на рис. Б4, Б5 и Б6 прил. Б.

4.3 Расчет жидкостного насоса

4.3.1 Расчет параметров жидкостного насоса

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В современных системах охлаждения лазеров наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

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

$$G_{жс\text{ п}} = G_{жс} / \eta, \quad (41)$$

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

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя:

$$G_{жс} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс}}, \quad (42)$$

где $\Delta t_{жс}$ – температурный перепад жидкости в радиаторе, равный $5 \dots 10^\circ\text{C}$.

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

$$G_{жс.p} / c_1 = \pi(r_1^2 - r_0^2), \quad (43)$$

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

Из равенства (43) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{(G_{жс.p} / \pi c_1) + r_0^2}. \quad (44)$$

Окружная скорость схода жидкости:

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg} \alpha_2 \text{ctg} \beta_2} \sqrt{p_{жс} / (\rho_{жс} \eta_k)}, \quad (45)$$

где α_2 и β_2 – углы между направлениями скоростей (см. прил. В); $p_{жс} = 120$ – напор, создаваемый насосом, кПа ; $\eta_k = 0,6 \dots 0,7$ – гидравлический КПД.

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

Радиус крыльчатки на выходе, м :

$$r_2 = 30u_2 / (\pi n_{в.н}) = u_2 / \omega_{жс.н}, \quad (46)$$

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

$$u_1 = u_2 r_1 / r_2. \quad (47)$$

Если угол α_1 между скоростями c_1 и u_1 равен 90° , то угол β_2 находится из соотношения:

$$\text{tg} \beta_1 = c_1 / u_1. \quad (48)$$

4.3.2 Определение конструктивных размеров жидкостного насоса

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (см. рис. В1 прил. В) определяется из выражений:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1)c_r}, \quad (49)$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2)c_r}, \quad (50)$$

где $z = 3 \dots 8$ – число лопаток на крыльчатке; δ_1 и δ_2 – толщина лопатки у входа и выхода, m ; c_r – радиальная скорость схода, m/c :

$$c_r = p_{ж} \operatorname{tg} \alpha_2 / (\eta_k \rho_{ж} u_2). \quad (51)$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток насоса изменяется в пределах $b_1 = 0,010 \dots 0,035$ m , а на выходе $b_2 = 0,004 \dots 0,025$ m . Толщины:

$\delta_1 = 0,003 \dots 0,005$ m ; $\delta_2 = 0,002 \dots 0,003$ m .

4.3.3 Построение профиля лопатки насоса

Построение профиля лопатки насоса приведено на рис. В1 прил. В и заключается в следующем. Из центра O радиусом r_2 проводят внешнюю окружность и радиусом r_1 – внутреннюю. На внешней окружности в произвольной точке B строят угол β_2 . От диаметра, проходящего через точку B , откладывают угол $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна из сторон этого угла пересекает внутреннюю окружность в точке K . Через точки B и K проводят линию BK до вторичного пересечения с внутренней окружностью (точка A). Из точки L , которая должна быть серединой отрезка AB , восстанавливают перпендикуляр до пересечения его с линией BE в точке E .

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

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

4.3.4 Мощность, потребляемая жидкостным насосом

Определяется по формуле, кВт:

$$N_{в.н.} = \frac{G_{жс} p_{жс}}{1000 \eta_M \rho_{жс}}, \quad (52)$$

где $\eta_M = 0,5 \dots 0,8$ – механический КПД насоса; $p_{жс} = 120000$ Па. Величина $N_{в.н.}$ составляет обычно 5...10% в энергетическом балансе лазерной установки.

4.4 Расчет осевого вентилятора

4.4.1 Расчет основных характеристик вентилятора

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

$$G_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд} \rho_{возд} \Delta t_{возд}}. \quad (53)$$

Для подбора вентилятора кроме его производительности надо знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В рассматриваемой системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Для систем охлаждения лазерных установок сопротивление воздушного тракта принимается $\Delta p_{тр} = 600 \dots 1000$ Па.

По заданной производительности вентилятора и величине $\Delta p_{тр}$ находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт:

$$N_{всн} = \frac{G_{возд} \Delta p_{тр}}{1000 \eta_v \rho_{возд}}, \quad (54)$$

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

4.4.2 Определение конструктивных размеров вентилятора

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

$$K_L = \frac{F_{ом.вент}}{F_{фр}} = 1, \quad (55)$$

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

Для этого фронтную площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

Диаметр вентилятора, $м$:

$$D_{вент} = 2\sqrt{F_{фр} / \pi}, \quad (56)$$

где $F_{фр}$ найдена ранее. $W_{возд} = 6 \dots 24$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, $м/с$.

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

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u = \psi_{л} \sqrt{\Delta p_{пр} / \rho_{возд}}, \quad (57)$$

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

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

$$n_{вент} = \frac{60u}{\pi D_{вент}}. \quad (58)$$

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бирюк, В.В. Исследование конвективного теплообмена и теплового излучения [Текст] : метод. указания к лаб. работам / В.В. Бирюк, Н.Д. Колышев, А.П. Меркулов, Н.Н. Огородников. – Куйбышев : КуАИ, 1990. – 36 с.
2. Голубев, В.С. Физические основы технологических лазеров [Текст] / В.С. Голубев, Ф.В. Лебедев. – М. : Высш. шк., 1995. – 191 с.
3. Гришанов, В.Н. Системы охлаждения мощных лазеров [Текст] : учеб. пособие / В.Н. Гришанов, Е.А. Изжеуров, Д.А. Угланов. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 140 с.
4. Заботин, В.Г. Теплотехнические измерения в двигателях летательных аппаратов [Текст] : учеб. пособие / В.Г. Заботин, А.Н. Первышин. – Куйбышев : КуАИ, 1983. – 70 с.
5. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / А.П. Толстоногов, И.В. Коломин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 168 с. : ил.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Таблица А1. Варианты исходных данных для расчета охлаждения лазера с жидкостной системой охлаждения

№ вар	Лазер	η , %	$P_{изл}$, Вт	Материал теплообменника	Хладагент
1	<i>ЛТН-101</i>	3	65	<i>АД1</i>	<i>Вода</i>
2	<i>ЛТН-102А</i>	2,5	125	<i>Амц</i>	<i>Тосол А-40</i>
3	<i>ЛТН-103</i>	2	250	<i>Амг</i>	<i>Антифриз 40</i>
4	<i>Юпитер</i>	5	300	<i>Медь МЗ</i>	<i>Вода</i>
5	<i>ЛТН-702</i>	5	800	<i>АД1</i>	<i>Тосол А-40</i>
6	<i>ТЛ-1,5</i>	6	1500	<i>Амц</i>	<i>Антифриз 40</i>
7	<i>ЛОК-2</i>	7	1200	<i>Амг</i>	<i>Вода</i>
8	<i>Кохерент М185</i>	4	185	<i>Медь МЗ</i>	<i>Тосол А-40</i>
9	<i>Кохерент М375</i>	7	375	<i>АД1</i>	<i>Антифриз 40</i>
10	<i>Кохерент М575</i>	5	575	<i>Амц</i>	<i>Вода</i>
11	<i>Кохерент М775</i>	6,5	775	<i>Амг</i>	<i>Тосол А-40</i>
12	<i>Кохерент 820</i>	4,5	1500	<i>Медь МЗ</i>	<i>Антифриз 40</i>
13	<i>Рофин Синар DC 010</i>	5,5	1000	<i>АД1</i>	<i>Вода</i>
14	<i>Рофин Синар DC 015</i>	6,2	1500	<i>Амц</i>	<i>Тосол А-40</i>
15	<i>Рофин Синар DC 020</i>	7	2000	<i>Амг</i>	<i>Антифриз 40</i>
16	<i>Рофин Синар DC 025</i>	7	2500	<i>Медь МЗ</i>	<i>Вода</i>
17	<i>Рофин Синар DC 030</i>	7	3000	<i>АД1</i>	<i>Тосол А-40</i>
18	<i>Рофин Синар DC 040</i>	6,5	4000	<i>Амц</i>	<i>Антифриз 40</i>
19	<i>Рофин Синар DC 050</i>	5	5000	<i>Амг</i>	<i>Вода</i>
20	<i>Рофин Синар DC 060</i>	5	6000	<i>АД1</i>	<i>Тосол А-40</i>

Пр и м е ч а н и е . Для всех вариантов принять:

- температуру окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$;
- давление окружающей среды $P_0 = 101325 \text{ Па}$.

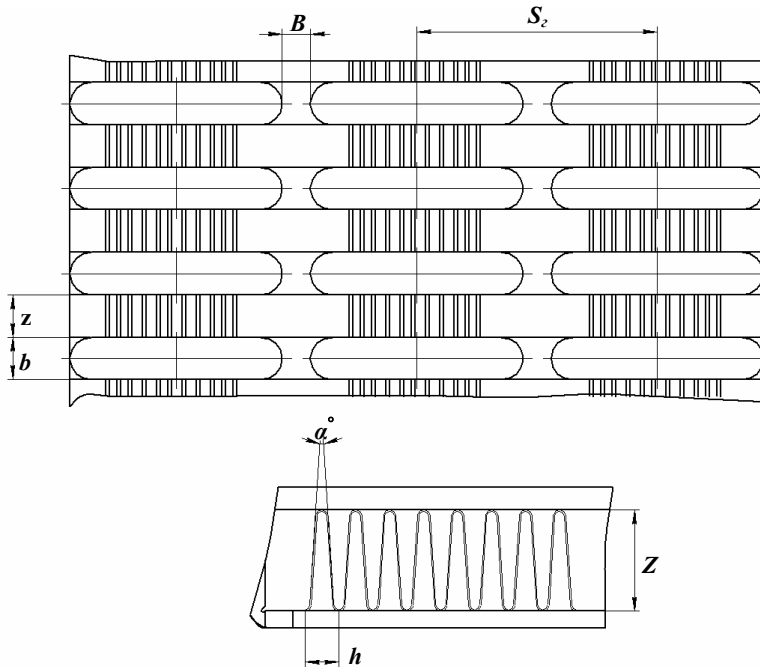


Рис. Б1. Конструктивные параметры трубчато-ленточного теплообменника

Таблица Б1. Геометрические характеристики решетки теплообменника

Основные размеры труб и геометрические соотношения:	$a = 0,012 \dots 0,024 \text{ м};$ $b = 0,15 \cdot a; S_2 = (1,35 \dots 1,45) \cdot a;$ $M = 0,8 \cdot S_2; B = 0,15 \cdot a;$ $\delta_{cm} = 0,00015 \dots 0,0005 \text{ м}$
Шаг пластин оребрения (шаг змейки):	$h_{реб} = 0,003 \dots 0,005 \text{ м};$ $z = 0,008 \dots 0,012; \alpha = 6 \dots 8^\circ$
Толщина пластин оребрения:	$\delta_{реб} = 0,0002 \dots 0,0003 \text{ м}$
Расчетные критериальные уравнения:	Для жидкости $Nu_{ж, d_s} = 0,00105 \cdot Re_{ж, d_s}^{1,18};$ Для воздуха $Nu_{возд, d_s} = 0,317 \cdot Re_{возд, d_s}^{0,59}$

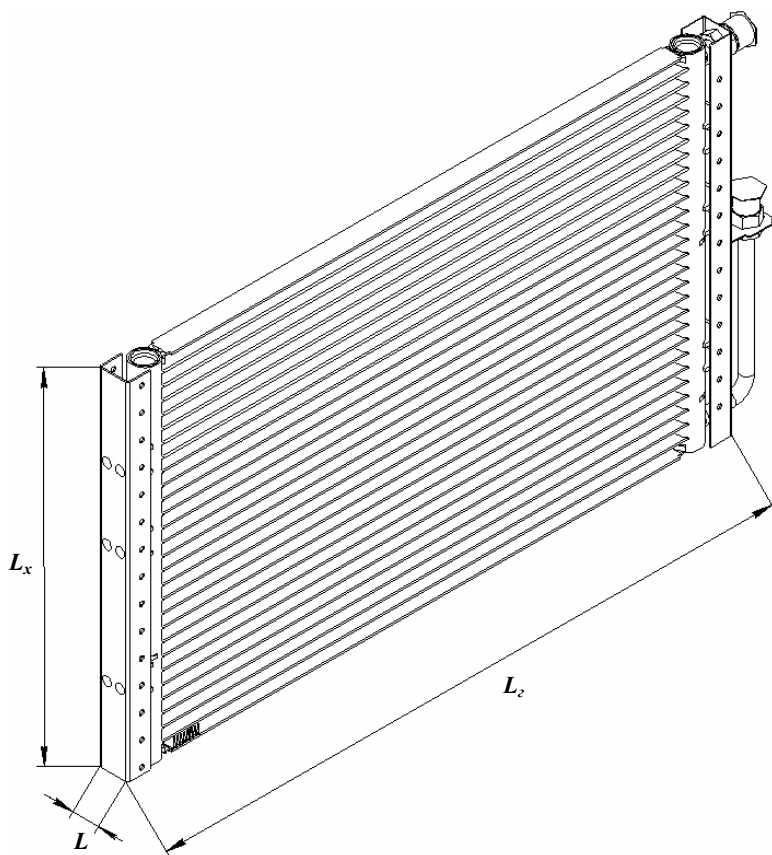


Рис. Б2. Габаритные размеры трубчато-ленточного теплообменника

Таблица Б2. Физические параметры для сухого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	$\lambda \cdot 10^{-2}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	$a \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, (\text{Н}\cdot\text{с})/\text{м}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,293	1,005	2,44	1,881	17,17	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	2,006	17,66	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	2,142	18,15	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,97	2,286	18,64	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	2,431	19,13	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	2,572	19,62	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	2,720	20,11	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,97	2,860	20,60	20,02	0,694
80	1,000	1,009	2,047	3,019	21,10	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,128	3,189	21,50	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,210	3,364	21,90	23,13	0,688

Таблица Б3. Теплофизические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов

Материал	Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	Теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
Алюминиевые сплавы			
АД1	2710	226	0,92
Амц	2730	187	0,92
Амг	2670	125	0,92
Медь МЗ	8930	380	0,38
Латунь			
Л96	8850	244	0,38
Л90	8800	125	0,38
Л62	8500	120	0,375
Сталь	7850	70	0,765

Таблица Б4. Теплофизические свойства охлаждающих жидкостей
(при $t_0 = 20^\circ\text{C}$ и нормальном давлении)

Тепло-носитель	T_k		$T_{злм}$		ρ , кг/м ³	c_p , Дж/кг·К	λ , Вт/м·К	$\nu_{ж} \cdot 10^6$ м ² /с
	К	°С	К	°С				
Вода	373	+100	273	0,0	1000– 971*	4186– 4200*	0,599– 0,674*	1,00– 0,365*
Тосол А-40	350	+77	233	–40	1078– 1085	3850	0,310– 0,355*	5,413– 1,804*
Тосол А-65	388	+115	208	–65	1078– 1085	2950	0,320– 0,352*	5,600– 1,870*
Антифриз 40	340	+67	233	–40	1067,5– 1072,5	3850	0,297– 0,330*	5,311– 1,770*
Антифриз 65	380	+107	208	–65	1085– 1090	2650	0,300– 0,330*	5,400– 1,800*

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

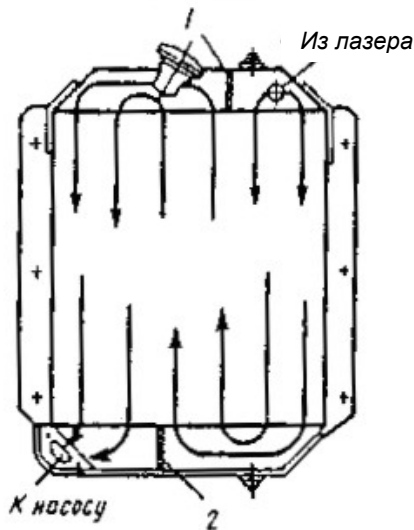


Рис. Б3. Схема движения охлаждающей жидкости в трехходовых теплообменниках:
1 и 2 – перегородки соответственно в верхнем и нижнем баках теплообменника

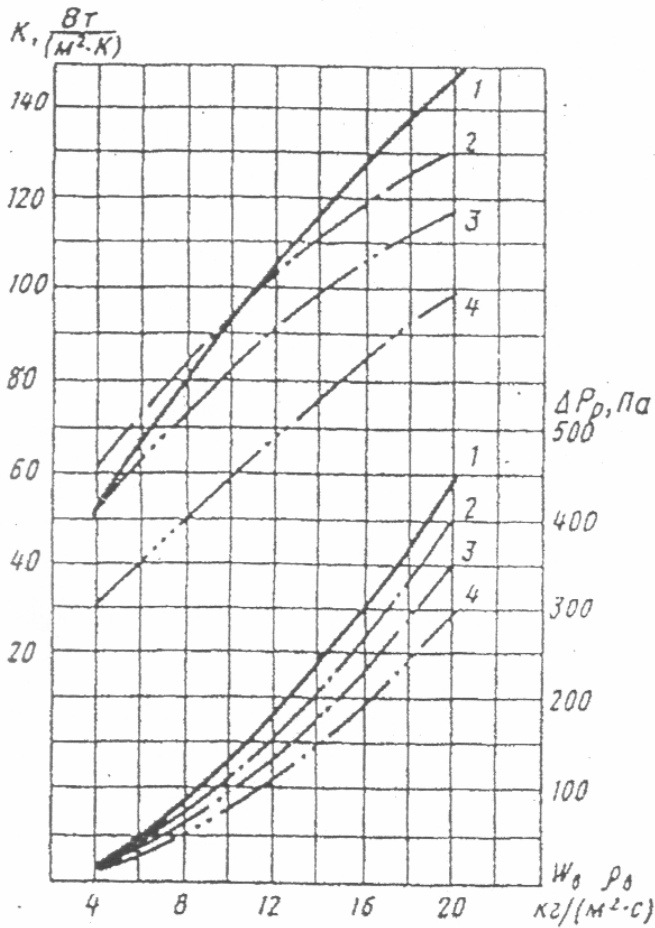


Рис. Б4. Коэффициент теплопередачи K и аэродинамическое сопротивление P_p в зависимости от массовой скорости воздуха:

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

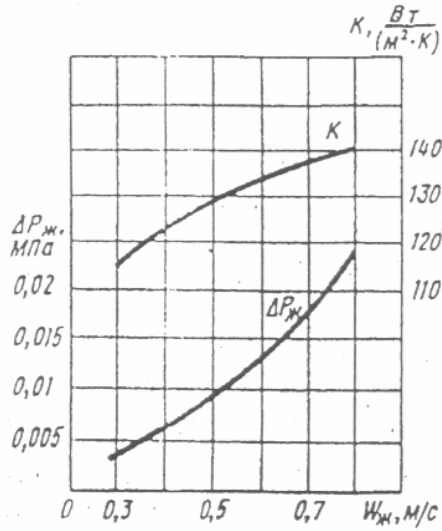


Рис. Б5. Влияние скорости охлаждающей жидкости на величины K и Δp_p

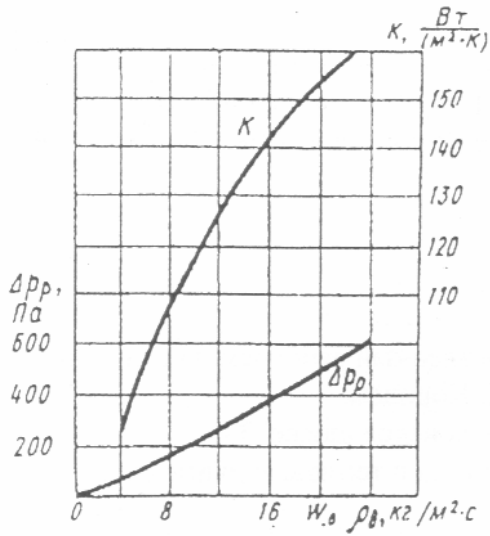


Рис. Б6. Влияние скорости охлаждающего воздуха на величины K и Δp_p

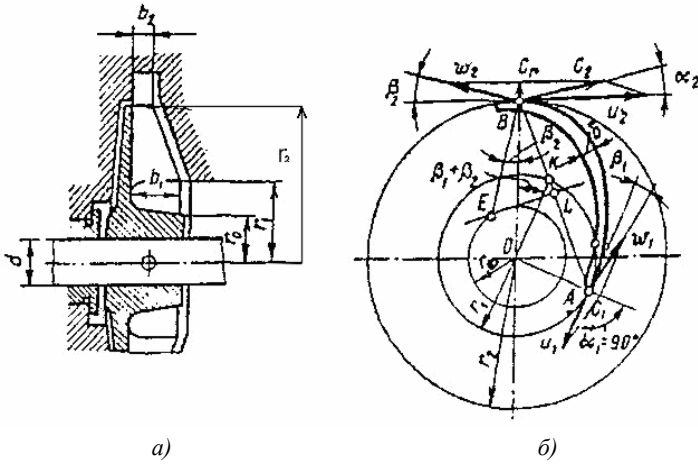


Рис. В1. Жидкостной насос:

а) расчетная схема крыльчатки; б) построение профиля лопатки

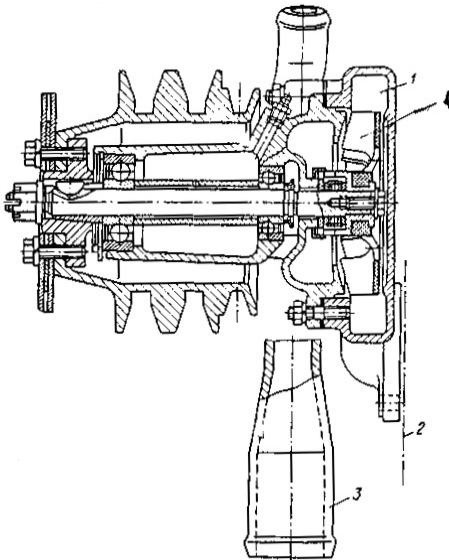


Рис. В2. Жидкостный насос системы охлаждения:

1 – полость нагнетания; 2 – место расположения переднего торца блока;
3 – впускной патрубок; 4 – крыльчатка

Учебное издание

**РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЛАЗЕРНОЙ УСТАНОВКИ**

Методические указания

Составители: *Довгялло Александр Иванович*
Изжеуров Евгений Александрович
Коломин Илья Викторович
Толстоногов Арлен Петрович
Угланов Дмитрий Александрович

Редактор Т.С. Петренко
Доверстка Т.С. Петренко

Подписано в печать 31.08.2010. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. 2,0

Тираж 100 экз. Заказ . Арт. – М6/2010

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.