

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
РЯЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ РАДИОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВУХКОНТУРНОГО
ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
УСТРОЙСТВ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ**

Методические указания к курсовому
проектированию

УДК 62-713

Расчет систем двухконтурного жидкостного охлаждения устройств электронной техники: методические указания к курсовому проектированию/ Рязан. гос. радиотехн. ун-т; сост.: А.И. Улитенко, А.А. Фефелов; под ред. С.А. Круглова. – Рязань, 2018. – 24 с.

Изложена методика расчета систем двухконтурного жидкостного охлаждения устройств электронной техники, направленная на минимизацию их массогабаритных показателей. Рассмотрены условия теплообмена во внутреннем и внешнем контурах системы охлаждения. Описана последовательность расчетов, позволяющая достичь минимальных массогабаритных показателей системы «теплообменник – циркуляционный насос».

Предназначены для студентов всех специальностей.

Табл. 2. Ил. 10. Библиогр.: 4 назв.

Жидкостное охлаждение, теплообменник, рубашка охлаждения, режим течения теплоносителя, критериальное уравнение, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплопередачи

Печатается по решению редакционно-издательского совета Рязанского государственного радиотехнического университета.

Рецензент: кафедра промышленной электроники РГРТУ
(зав. кафедрой канд. техн. наук, доц. С.А. Круглов)

Расчет систем двухконтурного
жидкостного охлаждения
устройств электронной техники

Составители: У л и т е н к о Александр Иванович
Ф е ф е л о в Андрей Анатольевич

Редактор Р.К. Мангутова
Корректор С.В. Макушина

Подписано в печать 29.08.18. Формат бумаги 60 × 84 1/16.

Бумага писчая. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 1,5.

Тираж 60 экз. Заказ

Рязанский государственный радиотехнический университет.

390005, Рязань, ул. Гагарина, 59/1.

Редакционно-издательский центр РГРТУ.

Введение

Рабочие режимы ряда устройств электронной техники характеризуются высокой объемной плотностью выделяемой мощности, что в сочетании с относительно небольшой площадью располагаемой поверхности теплообмена приводит к значительной (до нескольких $\text{МВт}/\text{м}^2$) плотности тепловыделения. При решении задач отвода тепловых потоков такой плотности широкое распространение получили системы жидкостного охлаждения, отличающиеся высокой эффективностью. Жидкостное охлаждение обычно реализуется по одно- или двухконтурной схеме. Непосредственно охлаждение прибора в обоих случаях осуществляется путем прокачки теплоносителя через рубашку охлаждения прибора. В одноконтурной схеме (см. рис. 1) теплоноситель (как правило, это вода) после прохода по рубашке охлаждения подается на слив.

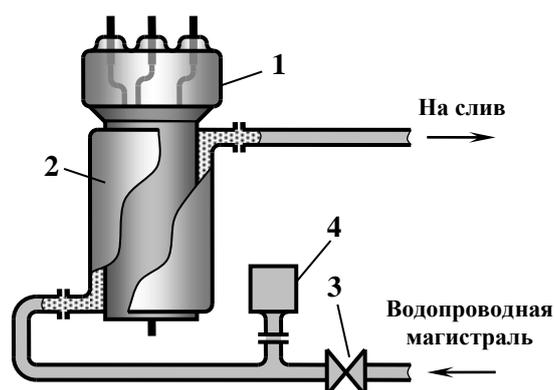


Рис. 1. Жидкостная система охлаждения с разомкнутым контуром: 1 – охлаждаемый электронный прибор; 2 – рубашка охлаждения; 3 – кран; 4 – датчик давления воды в водопроводной магистрали

Системы охлаждения, реализуемые по такой схеме, обладают наибольшей эффективностью. Однако здесь остро стоит проблема образования отложений на поверхностях теплообмена, что связано с низким в этом отношении качеством используемой для охлаждения технической воды. Данная проблема усиливается тем обстоятельством, что проведение очистки рубашки охлаждения прибора либо затруднено, либо такая возможность отсутствует. В связи с этим системы жидкостного охлаждения многих элект-

тровакуумных и газоразрядных приборов реализуются по двухконтурной схеме (см. рис. 2).

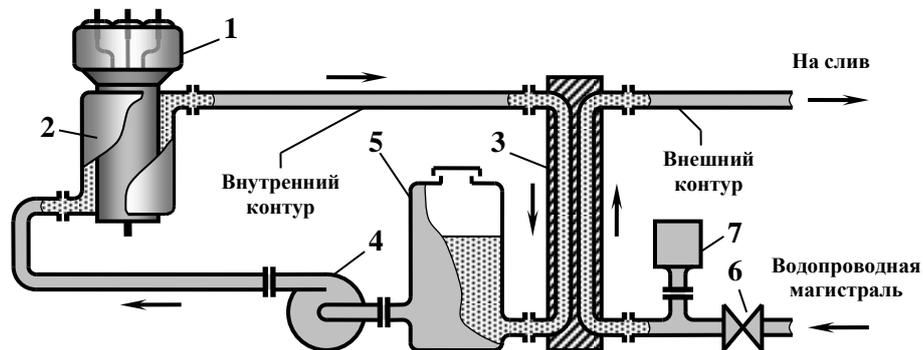


Рис. 2. Двухконтурная система охлаждения типа «жидкость – жидкость»: 1 – охлаждаемый прибор; 2 – рубашка охлаждения; 3 – теплообменник; 4 – насос; 5 – расширительный бак с запасом теплоносителя; 6 – кран; 7 – датчик давления воды

При этом в качестве теплоносителя внутреннего контура, включающего рубашку охлаждения прибора, используются очищенные жидкости (например, дистиллированная вода), что позволяет решить указанную проблему. Для отвода запасенной в теплоносителе внутреннего контура тепловой энергии системы охлаждения данного типа оснащаются теплообменниками, в которых осуществляется передача тепла от горячего теплоносителя внутреннего контура к холодному теплоносителю внешнего контура системы. Поскольку наличие теплообменника вносит дополнительное сопротивление в теплопередающий тракт системы охлаждения, эффективность теплопередачи таких систем ниже, чем систем, выполненных по одноконтурной схеме. Тепловой расчет таких систем ввиду более сложной схемы теплопередающего тракта представляет, очевидно, более трудную задачу. Несмотря на это, решение проблемы загрязнения рубашки охлаждения прибора часто является решающим обстоятельством при выборе схемы реализации жидкостного охлаждения, в связи с чем двухконтурные системы получили широкое распространение. Необходимо также отметить, что в ряде случаев применению одноконтурных систем охлаждения могут препятствовать специальные требования, предъявляемые к используемому теплоносителю.

Следует заметить, что введение в конструкцию системы охлаждения промежуточного жидкостного контура с прокачкой по нему чистого теплоносителя, решает проблему образования накипи в рубашке охлаждения прибора, но одновременно ставит аналогичную проблему уже для теплообменника. В связи с этим конструкция теплообменников систем жидкостного охлаждения должна предусматривать возможность проведения механической очистки, по крайней мере, по стороне холодного (внешнего) контура. Здесь наряду с широко применяемыми в настоящее время пластинчатыми теплообменниками со сложным профилем поверхности теплообменных пластин перспективным является применение теплообменников, каналы циркуляции теплоносителя которых выполнены в виде плоских зазоров, образованных гладкими металлическими пластинами, расположенными параллельно друг другу [1] (см. рис. 3).

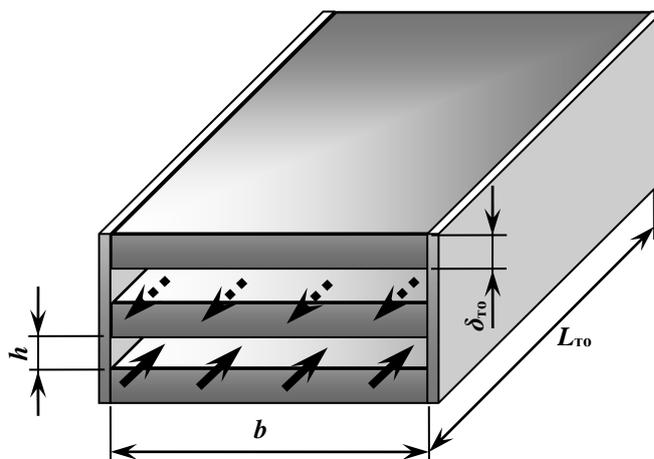


Рис. 3. Элемент блока теплообменных пластин пластинчатого теплообменника с каналами в форме плоского зазора (стрелками показаны направления движения теплоносителей: $L_{то}$, b , h – длина, ширина и высота (величина зазора) канала, $\delta_{то}$ – толщина пластины теплообменника

Такое конструктивное решение обеспечивает эффективное проведение механической очистки поверхностей теплообмена при одновременном обеспечении приемлемых массогабаритных показателей теплообменника и эффективности теплопередачи в нем.

Для изготовления системы охлаждения необходимо знание числовых значений следующих величин:

1) основных геометрических размеров теплообменника (для теплообменника с каналами в форме плоского зазора к таковым относятся материал, длина, ширина и толщина теплообменных пластин, их количество, величина зазора между пластинами, площадь поверхности теплообмена и масса теплообменника);

2) массовых расходов теплоносителей внутреннего и внешнего контуров системы охлаждения, мощности и массы циркуляционного насоса внутреннего контура системы охлаждения.

Часть указанных параметров может быть определена техническим заданием (ТЗ) на проектирование. Другие параметры приходится определять расчетным путем на основе анализа условий теплообмена в отдельных элементах системы охлаждения. При этом оказывается, что условия ТЗ могут быть выполнены при различных сочетаниях значений расчетных величин. В таком случае возникает вопрос о том, являются ли найденные в результате расчетов значения искомых величин оптимальными по какому-либо критерию. Так как снижение металлоемкости и соответственно массы и габаритов системы охлаждения является одним из основных требований, предъявляемых к ее проектированию, в качестве критерия оптимизации может быть выбрана масса системы охлаждения, к минимизации которой следует стремиться. Поскольку масса системы охлаждения определяется в основном массой теплообменника и насоса внутреннего контура, то задача минимизации массогабаритных показателей системы охлаждения сводится к задаче минимизации этих показателей для системы «теплообменник-насос».

1. Зависимость массогабаритных показателей насоса от его мощности

Решение задачи минимизации массогабаритных показателей системы «теплообменник-насос» должно опираться на информацию о связи этих показателей с параметрами системы охлаждения, обычно определяемыми в ходе расчетов (массовые расходы и теплофизические свойства теплоносителя).

лей, гидравлические сопротивления отдельных элементов системы охлаждения, геометрические параметры и материал теплообменника). Оценку величины массы пластинчатого теплообменника с каналами в форме плоского зазора можно выполнить по формуле

$$M_{\text{то}} = \rho_{\text{то}} F_{\text{то}} \delta_{\text{с}}^{\text{то}}, \quad (1)$$

где $\rho_{\text{то}}$, $F_{\text{то}}$, $\delta_{\text{с}}^{\text{то}}$ - плотность материала пластин, площадь поверхности теплообмена и толщина пластин теплообменника соответственно.

Оценка массы насоса является более сложной задачей. Устанавливаемые в ходе расчетов величины массового расхода и суммарного падения давления в элементах внутреннего контура определяют мощность насоса, необходимую для обеспечения циркуляции теплоносителя. Последняя, в свою очередь, определяет массогабаритные характеристики насоса.

Изучение технических характеристик центробежных насосов показывает, что масса, габаритный объем, а также КПД при данной мощности насоса могут принимать различные значения даже в пределах номенклатуры насосов одного типа. Однако за исключением КПД отмеченные показатели с ростом мощности насоса демонстрируют четкую тенденцию к увеличению при умеренном разбросе своих значений, что позволяет аппроксимировать наборы данных по отмеченным показателям аналитическими зависимостями (см. рис. 4 – 6) [2].

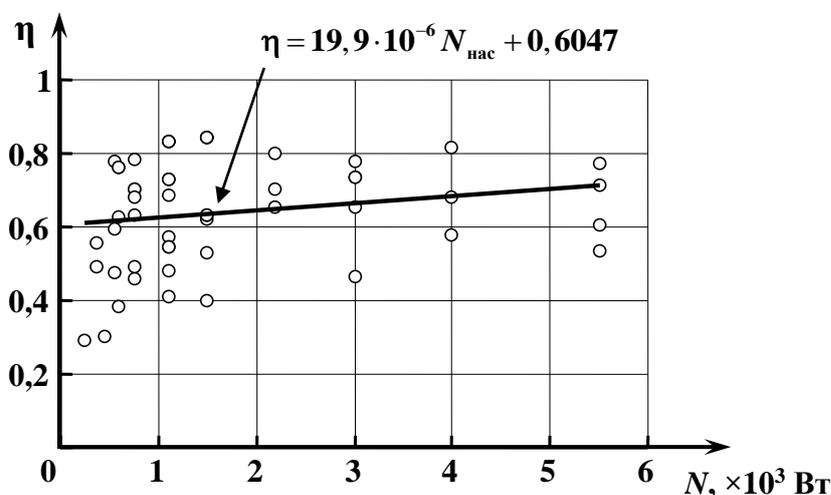


Рис. 4. Зависимость КПД насоса от мощности

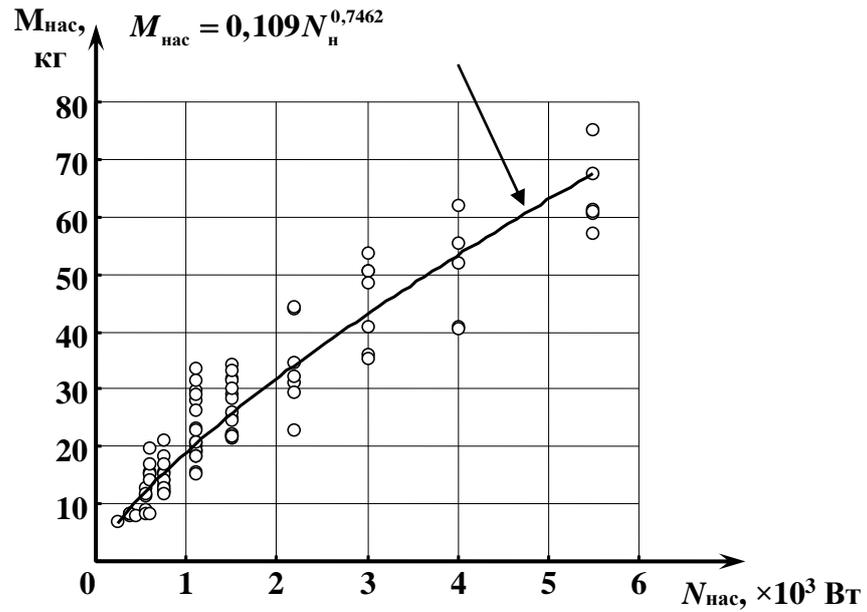


Рис. 5. Зависимость массы насоса от его мощности

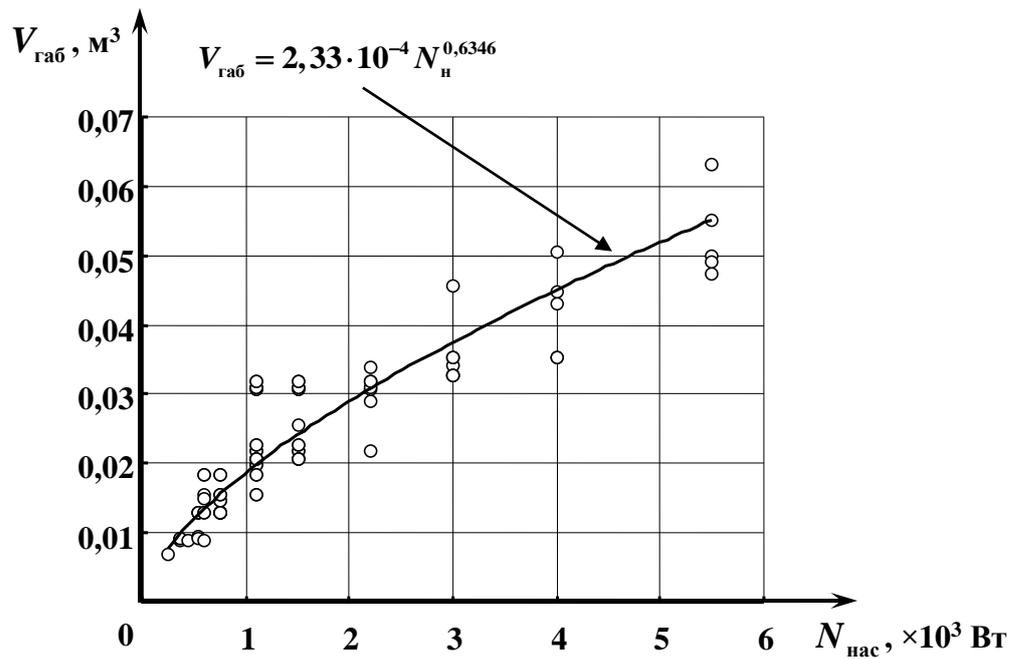


Рис. 6. Зависимость габаритного объема насоса от его мощности

Как видно из представленных данных, зависимость массы насоса от его мощности может быть выражена соотношением

$$M_{\text{н}} = 0,109 N_{\text{н}}^{0,7462}, \quad (2)$$

где N_n - мощность насоса, [Вт], M_n - масса насоса, [кг].

Мощность насоса, в свою очередь, зависит от параметров, определяющих режим течения теплоносителя:

$$N_n = \frac{\dot{m}\Delta p_\Sigma}{\rho\eta}, \quad (3)$$

где $\eta=0,4\dots 0,8$ - КПД насоса (см. рис. 4), ρ , \dot{m} - плотность и массовый расход теплоносителя, Δp_Σ - суммарный гидравлический напор (потери давления) в контуре системы охлаждения, определяемый по формуле

$$\Delta p_\Sigma = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_c + \sum \Delta p_n, \quad (4)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ - потери давления на преодоление сил трения в элементах внутреннего контура системы охлаждения (каналы рубашки охлаждения и внутреннего контура теплообменника, соединительные трубопроводы), Δp_m - потери давления на местных сопротивлениях движению потока (внезапных сужениях, расширениях и поворотах канала), Δp_c - потери давления в результате возникновения эффекта самотяги, Δp_n - потери давления за счет ускорения потока при его неизотермическом течении.

Как правило, основные потери давления обусловлены действием сил вязкого трения, поэтому в первом приближении составляющими Δp_m , Δp_c и Δp_n в (4) можно пренебречь. Потери давления на преодоление сил трения рассчитываются по формуле [3]

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{l}{d_{\text{экв}}} \xi \frac{\rho v^2}{2},$$

или

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\xi l}{2\rho d_{\text{экв}}} \left(\frac{\dot{m}}{F_{\text{сеч}}} \right)^2, \quad (5)$$

где $F_{\text{сеч}}$, $d_{\text{экв}}$, l - площадь поперечного сечения, эквивалентный диаметр и длина каналов элементов системы охлаждения внутреннего контура соответственно. При этом

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F_{\text{сеч}}}{U},$$

где U - смачиваемый периметр каналов элементов системы охлаждения внутреннего контура.

Входящий в (5) коэффициент сопротивления трения ξ в зависимости от режима течения теплоносителя рассчитывается по следующим формулам [2]:

1) при ламинарном режиме ($Re \leq 2200$) - $\xi = A/Re$, где A – коэффициент, значение которого зависит от формы поперечного сечения канала;

2) при турбулентном режиме ($3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 1 \cdot 10^5$) - $\xi = 0,3164/Re^{0,25}$.

Соотношения (1) – (5) позволяют произвести оценку массы системы «теплообменник – насос внутреннего контура». Входящие в эти соотношения параметры могут быть определены в результате анализа условий теплообмена в основных элементах рассматриваемого варианта системы охлаждения – рубашке охлаждения электронного прибора (ЭП) и пластинчатом теплообменнике (ТО).

2. Описание условий теплообмена в системе охлаждения

Температурная диаграмма, схематично показывающая изменение температуры на отдельных участках системы охлаждения, представлена на рис. 6. Для описания условий теплообмена введем следующие обозначения: Q – мощность тепловыделения ЭП; $\alpha_{\text{эп}}$ - средний коэффициент теплоотдачи с поверхности рубашки охлаждения ЭП; $F_{\text{эп}}$ - площадь поверхности теплообмена рубашки охлаждения ЭП; α_r , α_x - средние коэффициенты теплоотдачи во внутреннем («горячем») и внешнем («холодном») контурах ТО соответственно; λ_c - теплопроводность материала ТО, омываемая теплоносителями его внутреннего и внешнего контуров.

2.1. Условия теплообмена в рубашке охлаждения охлаждаемого устройства

Основу анализа условий теплопередачи в рубашке охлаждения составляют следующие соотношения [2]:

$$Q = \alpha_r^{\text{ЭП}} F_{\text{ЭП}} (\bar{T}_c^{\text{ЭП}} - \bar{T}_r^{\text{ЭП}}), \quad (6)$$

$$Q = c_r^{\text{ЭП}} \dot{m}_r (T_{r,\text{max}} - T_{r,\text{min}}), \quad (7)$$

где $\alpha_r^{\text{ЭП}}$ - коэффициент теплоотдачи с поверхности рубашки охлаждения ЭП, $c_r^{\text{ЭП}} = c_r(\bar{T}_r^{\text{ЭП}})$ - удельная теплоемкость теплоносителя внутреннего («горячего») контура системы охлаждения, взятая при средней температуре теплоносителя в рубашке охлаждения $\bar{T}_r^{\text{ЭП}}$, $T_{r,\text{min}}$, $T_{r,\text{max}}$ - минимальная и максимальная температуры теплоносителя внутреннего контура системы охлаждения, $\bar{T}_c^{\text{ЭП}}$ - средняя температура поверхности теплообмена рубашки охлаждения прибора. Если представить Q в виде $Q = \bar{q} F_{\text{ЭП}}$, где \bar{q} - средняя по поверхности теплообмена рубашки охлаждения плотность теплового потока, то (6) и (7) можно переписать в виде

$$\bar{q} = \alpha_r^{\text{ЭП}} (\bar{T}_c^{\text{ЭП}} - \bar{T}_r^{\text{ЭП}}), \quad (8)$$

$$Q = \bar{q} F_{\text{ЭП}} = c_r^{\text{ЭП}} \dot{m}_r (T_{r,\text{max}} - T_{r,\text{min}}). \quad (9)$$

При этом, если тепловой поток распределен по поверхности теплообмена равномерно, то температура поверхности линейно возрастает вдоль направления течения теплоносителя (такой случай показан на диаграмме рис. 7). Тогда (4) можно переписать в виде

$$Q = \bar{q} F_{\text{ЭП}} = 2c_r^{\text{ЭП}} \dot{m}_r (T_{c,\text{max}}^{\text{ЭП}} - \bar{T}_c^{\text{ЭП}}), \quad (10)$$

где $T_{c,\text{max}}^{\text{ЭП}}$ - максимально допустимая температура поверхности теплообмена рубашки охлаждения ЭП.

Расчеты по формулам (8) и (9) или (8) и (10) выполняют с учетом соответствующего критериального соотношения

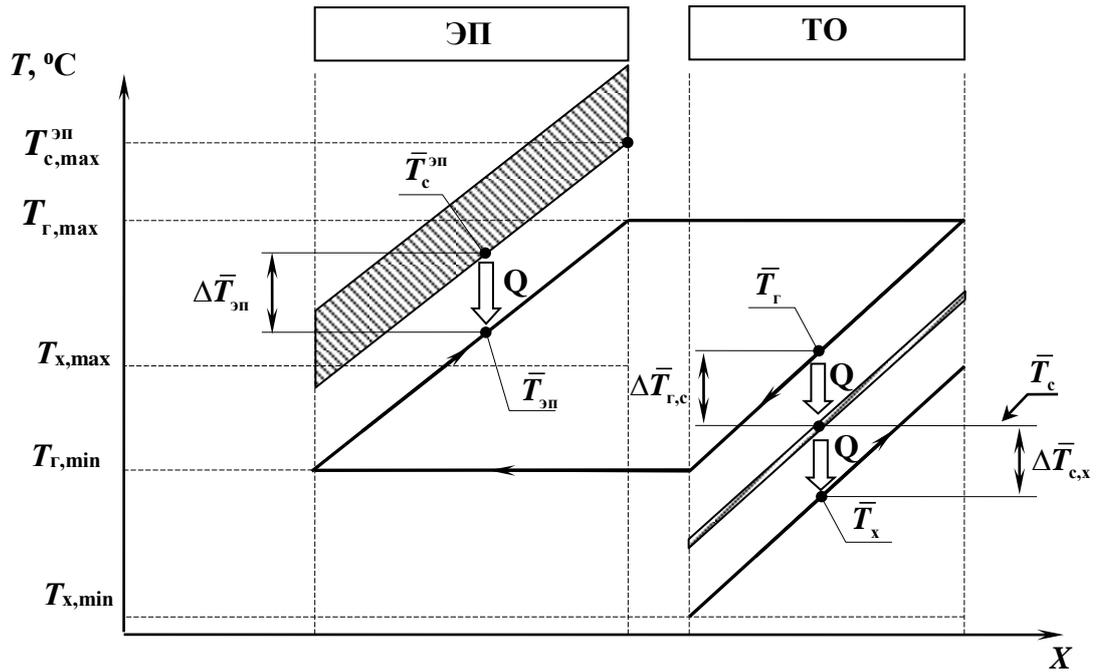


Рис. 7. Температурная диаграмма системы двухконтурного жидкостного охлаждения электронного прибора: ЭП – электронный прибор; ТО – теплообменник; $T_{c,max}^{эп}$ – максимальная температура охлаждаемой поверхности ЭП; $\bar{T}_c^{эп}$ – средняя температура охлаждаемой поверхности ЭП; $\bar{T}_г$ – средняя температура теплоносителя в ЭП; $\Delta\bar{T}_{эп}$ – средний температурный напор в ЭП; $\bar{T}_г$, \bar{T}_x – средние температуры теплоносителей во внутреннем (горячем) и внешнем (холодном) контурах системы охлаждения; \bar{T}_c – средняя температура поверхности теплообмена в ТО; $\Delta\bar{T}_{г,с}$, $\Delta\bar{T}_{с,х}$ – средние температурные напоры во внутреннем и внешнем контурах ТО; $T_{г,min}$, $T_{г,max}$ – минимальная и максимальная температура теплоносителя внутреннего контура системы охлаждения; $T_{x,min}$, $T_{x,max}$ – минимальная (входная) и максимальная (выходная) температуры теплоносителя внешнего контура системы охлаждения

$$Nu_{эп} = f(Re_{г}^{эп}, Pr_{г}^{эп}, Pr_{с}^{эп}), \quad (11)$$

математическая формулировка которого определяется режимом течения теплоносителя и геометрией каналов системы охлаждения (см. приложение 1).

Входящие в (11) критерии (числа) подобия Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) и Прандтля (Pr) определяются следующими соотношениями:

$$Nu_{эп} = \frac{\alpha_{г}^{эп} \lambda_{г}^{эп}}{d_{эп}^{эп}}, \quad Re_{г}^{эп} = \frac{\dot{m}_{г} d_{эп}}{\mu_{г} F_{сеч}^{эп}},$$

$$Pr_{г}^{эп} = \frac{\mu_{г} c_{г}^{эп}}{\lambda_{г}^{эп}}, \quad Pr_{с}^{эп} = \frac{\mu_{с} c_{с}^{эп}}{\lambda_{с}^{эп}},$$

где $\mu_r^{\text{эп}}$ и $\lambda_r^{\text{эп}}$ - вязкость и теплопроводность теплоносителя внутреннего контура, взятые при температуре $\bar{T}_r^{\text{эп}}$, $\mu_c^{\text{эп}}$, $c_c^{\text{эп}}$ и $\lambda_c^{\text{эп}}$ - вязкость, удельная теплоемкость и теплопроводность теплоносителя внутреннего контура, взятые при температуре $\bar{T}_c^{\text{эп}}$, $F_{\text{сеч}}^{\text{эп}}$ и $d_{\text{экв}}^{\text{эп}}$ - площадь поперечного сечения и эквивалентный диаметр канала рубашки охлаждения, связанные соотношением

$$d_{\text{экв}}^{\text{эп}} = \frac{4F_{\text{сеч}}^{\text{эп}}}{U_{\text{эп}}}, \quad (12)$$

где $U_{\text{эп}}$ - смачиваемый периметр поперечного сечения канала рубашки охлаждения.

2.2. Условия теплообмена в теплообменнике системы охлаждения

Теплопередача в теплообменнике системы охлаждения описывается следующими соотношениями:

$$Q = \bar{q}F_{\text{эп}} = \alpha_r F_{\text{то}} (\bar{T}_r - \bar{T}_{c,r}), \quad (13)$$

$$Q = \bar{q}F_{\text{эп}} = c_r \dot{m}_r (T_{r,\text{max}} - T_{r,\text{min}}), \quad (14)$$

$$Q = \bar{q}F_{\text{эп}} = \frac{\lambda_c^{\text{то}}}{\delta_c^{\text{то}}} F_{\text{то}} (\bar{T}_{c,r} - \bar{T}_{c,x}), \quad (15)$$

$$Q = \bar{q}F_{\text{эп}} = \alpha_x F_{\text{то}} (\bar{T}_{c,x} - \bar{T}_x), \quad (16)$$

$$Q = \bar{q}F_{\text{эп}} = c_x \dot{m}_x (T_{x,\text{max}} - T_{x,\text{min}}), \quad (17)$$

где $\bar{T}_{c,r}$, $\bar{T}_{c,x}$ - средние температуры поверхностей теплообмена внутреннего («горячего») и внешнего («холодного») контуров ТО, α_r , α_x - коэффициенты теплоотдачи с поверхностей внутреннего и внешнего контуров ТО, \dot{m}_x - массовый расход теплоносителя во внешнем контуре системы охлаждения, c_r , c_x - удельные теплоемкости (при постоянном давлении) теплоносителей внутреннего и внешнего контуров системы охлаждения, взятые при их средних температурах \bar{T}_r , \bar{T}_x в каналах ТО.

Уравнения (13) – (17) также должны решаться совместно с критериальными уравнениями, устанавливающими взаимосвязь коэффициента теплоотдачи α с теплофизическими свойствами теплоносителя, режимом его течения и геометрическими характеристиками каналов теплообменника. Причем для пластинчатого теплообменника с каналами в форме плоского зазора выражения для чисел Рейнольдса в его внутреннем и внешнем контурах могут быть записаны в виде

$$\text{Re}_r = \frac{4\dot{m}_r L_{\text{то}}}{\mu(\bar{T}_r) F_{\text{то}}}, \quad \text{Re}_x = \frac{4\dot{m}_x L_{\text{то}}}{\mu(\bar{T}_x) F_{\text{то}}}. \quad (18)$$

Из сопоставления выражений (9) и (14) также следует, что $\bar{T}_{\text{эп}} = \bar{T}_r$.

3. Принцип построения системы «теплообменник – насос внутреннего контура» минимальной массы

Достижение минимальной массы системы «теплообменник - насос» в условиях часто встречающихся в ТЗ ограничений по максимальным расходам теплоносителей, располагаемым гидравлическим напорам и потребляемой мощности насосов системы охлаждения представляет собой достаточно сложную задачу. Анализируя представленные выше соотношения и критериальные уравнения, приведенные в приложении 1, можно установить следующее:

1) реализация в теплообменнике турбулентного режима течения теплоносителя дает наиболее высокие по сравнению с переходным и ламинарным режимами значения коэффициента теплоотдачи α и позволяет использовать для отвода выделяющейся в ЭП мощности теплообменник со сравнительно небольшой площадью поверхности теплообмена, а значит, и массой [см. формулу (1)];

2) турбулентные режимы реализуются при высоких значениях чисел Re и массовых расходах теплоносителя, что приводит к необходимости установки насосов повышенной мощности и, следовательно, массы для компенсации высоких потерь давления [см. соотношения (2) – (5)].

Приведенные рассуждения указывают на наличие минимума в зависимости массы системы «теплообменник - насос» M_{Σ} от массовых расходов теплоносителей и чисел Re , реализуемых во внутреннем и внешнем контурах системы охлаждения. Последовательно увеличивая Re , начиная с режимов, принципиально обеспечивающих отвод заданной тепловой мощности, можно установить тепловой и гидравлический режимы работы системы охлаждения, соответствующие минимальной массе системы «теплообменник - насос».

4. Исходные данные и последовательность расчета

Как правило, проектирование системы охлаждения выполняется под уже разработанное устройство. В этом случае такие параметры, как Q (или \bar{q}), $F_{\text{эп}}$, $T_{\text{с,мак}}^{\text{эп}}$, $F_{\text{сеч}}^{\text{эп}}$, $d_{\text{экв}}^{\text{эп}}$, оказываются определены и не подлежат изменению в ходе расчетов. Кроме того, в целях снижения энергопотребления проектирование системы охлаждения целесообразно вести исходя из производительности $\dot{m}_{\text{х,мак}}$ системы водоснабжения, к которой планируется подключить внешний контур теплообменника, по возможности не прибегая к установке в нем дополнительного насоса. Тогда величина $\dot{m}_{\text{х}}$ массового расхода во внешнем контуре системы охлаждения может быть задана в пределах до $\dot{m}_{\text{х,мак}}/k$, где $k < 1$ - коэффициент запаса, выбираемый с учетом фактической динамики располагаемого напора в водопроводной магистрали.

Указанный набор исходных данных может быть дополнен ограничениями, касающимися, например, максимально допустимого перепада температур на поверхности теплообмена $(T_{\text{с,мак}}^{\text{эп}} - T_{\text{с,мин}}^{\text{эп}}) \leq \theta_{\text{T}}$ и предельно допустимого давления $p_{\text{Г,мак}}^{\text{эп}} \leq \theta_{\text{P}}$ теплоносителя в рубашке охлаждения.

Наряду с перечисленными факторами проектирование систем охлаждения часто ведется при наличии ограничений, касающихся потребляемой системой охлаждения электрической мощности $N_{\text{H}} \leq \theta_{\text{N}}$ и суммарных гид-

равлических потерь (потерь давления) во внешнем контуре системы охлаждения $\Delta p_{x,\Sigma} \leq \theta_{\Delta p}$. Кроме того, могут иметь место ограничения и по массогабаритным показателям системы охлаждения. Например, может быть ограничена максимальная длина теплообменника.

Последовательность расчетов основных параметров систем двухконтурного жидкостного охлаждения с учетом приведенных выше соображений может выглядеть следующим образом.

1. Задаемся некоторым $Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}}$ (при высокой плотности мощности тепловыделения в рубашке охлаждения значения $Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}}$, при которых становится возможным нормальный тепловой режим ЭП, обычно соответствуют устойчивому турбулентному режиму течения теплоносителя).

2. Решая совместно систему уравнений

$$\begin{cases} Q = \frac{\lambda_{\Gamma}(\bar{T}_{\text{ЭП}})}{d_{\text{ЭКВ}}^{\text{ЭП}}} f(Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}}, Pr_{\Gamma}^{\text{ЭП}}, Pr_{\text{с}}^{\text{ЭП}}) F_{\text{ЭП}}(\bar{T}_{\text{с}}^{\text{ЭП}} - \bar{T}_{\Gamma}^{\text{ЭП}}) \\ Q = 2c_{\Gamma}^{\text{ЭП}} \dot{m}_{\Gamma} (T_{\text{с,макс}}^{\text{ЭП}} - \bar{T}_{\text{с}}^{\text{ЭП}}) = 2c_{\Gamma}^{\text{ЭП}} \frac{\mu_{\Gamma}^{\text{ЭП}} Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}} F_{\text{сеч}}^{\text{ЭП}}}{d_{\text{ЭКВ}}^{\text{ЭП}}} (T_{\text{с,макс}}^{\text{ЭП}} - \bar{T}_{\text{с}}^{\text{ЭП}}) \end{cases}, \quad (19)$$

находим $\bar{T}_{\text{с}}^{\text{ЭП}}$ и $\bar{T}_{\Gamma}^{\text{ЭП}}$.

3. По формулам

$$\dot{m}_{\Gamma} = \frac{\mu_{\Gamma}^{\text{ЭП}} Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}} F_{\text{сеч}}^{\text{ЭП}}}{d_{\text{ЭКВ}}^{\text{ЭП}}}, \quad (20)$$

$$\Delta \bar{T}_{\text{с,}\Gamma}^{\text{ЭП}} = \bar{T}_{\text{с}}^{\text{ЭП}} - \bar{T}_{\Gamma}^{\text{ЭП}}, \quad (21)$$

$$\alpha_{\Gamma}^{\text{ЭП}} = \frac{Q}{F_{\text{ЭП}} \Delta \bar{T}_{\text{с,}\Gamma}^{\text{ЭП}}} = \frac{\lambda_{\Gamma}(\bar{T}_{\text{ЭП}})}{d_{\text{ЭКВ}}^{\text{ЭП}}} f(Re_{\Gamma}^{\text{ЭП}}, Pr_{\Gamma}^{\text{ЭП}}, Pr_{\text{с}}^{\text{ЭП}}), \quad (22)$$

$$T_{\text{с,мин}}^{\text{ЭП}} = T_{\text{с,макс}}^{\text{ЭП}} - \frac{Q}{c_{\Gamma}^{\text{ЭП}} \dot{m}_{\Gamma}}, \quad (23)$$

$$T_{\Gamma,макс} = T_{\text{с,макс}}^{\text{ЭП}} - \Delta \bar{T}_{\text{с,}\Gamma}^{\text{ЭП}}, \quad (24)$$

$$T_{\Gamma,мин} = T_{\Gamma,макс} - \frac{Q}{c_{\Gamma}^{\text{ЭП}} \dot{m}_{\Gamma}} \quad (25)$$

находим массовый расход, температурный напор и коэффициент теплоотдачи, минимальную температуру поверхности теплообмена рубашки охлаждения ЭП, максимальную и минимальную температуры теплоносителя внутреннего контура системы охлаждения.

4. Производим проверку выполнения требований. При наличии ограничения по максимальной разности температур θ_T точек поверхности теплообмена рубашки охлаждения ЭП проверяем выполнение условия

$$(T_{c,\max}^{\text{ЭП}} - T_{c,\min}^{\text{ЭП}}) \leq \theta_T. \quad (26)$$

Если условие не выполняется, увеличиваем $Re_r^{\text{ЭП}}$ и повторяем расчеты по п. 1-4 до выполнения неравенства (26).

В случае ограниченного располагаемого максимального массового расхода \dot{m}_x во внешнем контуре системы охлаждения проверяем принципиальную возможность отвода теплоносителем внешнего контура требуемой тепловой мощности Q . Должно выполняться неравенство

$$T_{r,\max} > T_{x,\max}, \quad (27)$$

где $T_{x,\max}$ - максимальная температура теплоносителя внешнего контура системы охлаждения, c_x - удельная теплоемкость теплоносителя внешнего контура, взятая, в общем случае, при температуре \bar{T}_x , получаемой из решения уравнения

$$\bar{T}_r - \bar{T}_x = \frac{(T_{r,\min} - T_{x,\min}) - [T_{r,\max} - (T_{x,\min} + Q/c_x \dot{m}_x)]}{\ln \left(\frac{T_{r,\min} - T_{x,\min}}{T_{r,\max} - (T_{x,\min} + Q/c_x \dot{m}_x)} \right)}. \quad (28)$$

Значение $T_{x,\max}$ находим по формуле

$$T_{x,\max} = T_{x,\min} + \frac{Q}{c_x \dot{m}_x}. \quad (29)$$

Если (27) не выполняется, то необходимо увеличить $Re_r^{\text{ЭП}}$ и повторить расчеты по пп. 1 – 4 до выполнения неравенства (27).

5. Ограничившись некоторым предельным значением длины каналов теплообменника $L_{\text{то}}$, принимая некоторую величину зазора между пластинами h и рассчитав предварительно величину $d_{\text{экв}}^{\text{то}} = 2h$, решаем с учетом (18) систему уравнений

$$\begin{cases} Q = \frac{\lambda_{\Gamma}(\bar{T}_{\Gamma})}{d_{\text{экв}}^{\text{то}}} f(\text{Re}_{\Gamma}, \text{Pr}_{\Gamma}, \text{Pr}_c) F_{\text{то}} (\bar{T}_{\Gamma} - \bar{T}_c) \\ Q = \frac{\lambda_x(\bar{T}_x)}{d_{\text{экв}}^{\text{то}}} f(\text{Re}_x, \text{Pr}_x, \text{Pr}_c) F_{\text{то}} (\bar{T}_c - \bar{T}_x) \end{cases} \quad (30)$$

и находим $F_{\text{то}}$ и \bar{T}_c .

6. По соотношениям (18) находим Re_{Γ} и Re_x .

7. По формулам

$$B = \frac{F_{\text{то}}}{2L_{\text{то}}} \text{ и } F_{\text{сеч}}^{\text{то}} = \frac{Bd_{\text{экв}}^{\text{то}}}{2} = Bh \quad (31)$$

рассчитываем суммарную ширину и площадь поперечного сечения каналов контура теплообменника¹.

8. По формуле (5) рассчитываем потери давления $\Delta p_{\Gamma}^{\text{эп}}$ в рубашке охлаждения ЭП, а также внутреннем и внешнем контурах теплообменника ($\Delta p_{\Gamma}^{\text{то}}$ и $\Delta p_x^{\text{то}}$ соответственно). Производим оценку максимального давления теплоносителя в рубашке охлаждения ЭП по формуле

$$p_{\Gamma, \text{max}}^{\text{эп}} = p_{\text{н}}^{\text{вх}} + \Delta p_{\Gamma}^{\text{эп}} + \Delta p_{\Gamma}^{\text{то}}, \quad (32)$$

где $p_{\text{н}}^{\text{вх}}$ - давление теплоносителя на входе в насос внутреннего контура системы охлаждения ЭП (может быть принято равным 10^5 Па).

Проверяем выполнение условия

$$p_{\Gamma, \text{max}}^{\text{эп}} \leq \theta_p. \quad (33)$$

Если условие не выполняется, следует уменьшить $\text{Re}_{\Gamma}^{\text{эп}}$ и повторить расчеты по пп. 1 – 4.

¹ Величины B и $F_{\text{то}}$ для внешнего и внутреннего контуров теплообменника с каналами в форме плоского зазора одинаковы.

При этом необходимо следить за соблюдением условий (26), (27)².

При наличии ограничения по располагаемому напору во внешнем контуре системы охлаждения контролируем выполнение условия

$$\Delta p_x < \theta_{\Delta p}, \quad (34)$$

где Δp_x - потери давления во внешнем контуре теплообменника.

Если (33) не выполняется, следует увеличить зазор h или (и) уменьшить длину пластин $L_{то}$ и повторить расчеты по пп. 5 – 8 до выполнения неравенства (34).

9. По формуле (3) находим мощность циркуляционного насоса внутреннего контура системы охлаждения. При этом принимаем $\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{г}^{эп} + \Delta p_{г}^{то}$.

10. По формулам (1) и (2) рассчитываем массы теплообменника и насоса внутреннего контура системы охлаждения и определяем массу системы «теплообменник - насос» по формуле

$$M_{\Sigma} = M_{н} + M_{то}.$$

11. Последовательно увеличивая $Re_{г}^{эп}$, проводим новые расчеты по пп.1 – 10 до достижения минимальной величины M_{Σ} .

Пример расчета системы двухконтурного жидкостного охлаждения по изложенной методике приведен в приложении 2.

Библиографический список

1. Улитенко А.И., Фефелов А.А. Высокоэффективный жидкостный теплообменник с плоскими каналами // Современные наукоемкие технологии. – 2007. – №10. – С. 24 – 27.

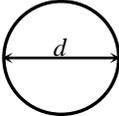
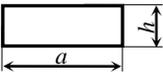
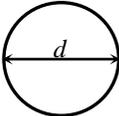
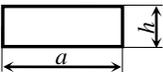
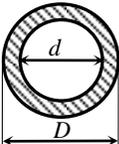
² Если одновременное выполнение условий (26), (27) и (33) оказывается невозможным, то комплекс предъявляемых к проектируемой системе охлаждения требований не может быть реализован при данном конструктивном исполнении рубашки охлаждения ЭП. При невозможности изменения конструкции рубашки охлаждения ЭП решению проблемы может способствовать выбор теплоносителя с другими теплофизическими свойствами.

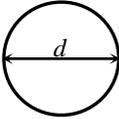
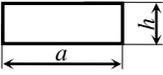
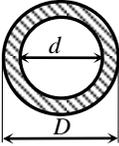
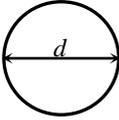
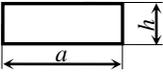
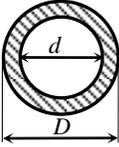
2. Фефелов А.А. Улучшение массогабаритных показателей электровакуумных и газоразрядных приборов большой и средней мощности: дис. ... канд. техн. наук. Рязан. гос. радиотехн. ун-т. Рязань, 2008.

3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977.-344 с.

4. Пошехонов П.В., Соколовский Э.И. Тепловой расчет электронных приборов: учеб. пособие для вузов по специальности «Электронные приборы». – М.: Высш. шк., 1977. – 156 с.

Вид функции $Nu = f(Re, Pr_{ж}, Pr_c)$ при ламинарном и турбулентном режиме течения теплоносителя в каналах различной геометрии [2, 3]

№ пп	Вид функции	Режим течения	Условия применения		Формула расчета эквивалентного диаметра d
			Значения чисел подобия	Форма поперечного сечения канала	
1	$Nu \approx 4 \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	Ламинарный	$\frac{l}{d_{эКВ}} > 0,067 Re_{ж} Pr_{ж}^{5/6}$		$d_{эКВ} = d$
					$d_{эКВ} = h$
2	$Nu = 1,4 \left(Re_{ж} \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$		$Re_{ж} \frac{d}{l} Pr_{ж}^{5/6} > 15$		$d_{эКВ} = d$
					$d_{эКВ} = h$
3	$Nu = 3,96 + 0,9 \left(\frac{D}{d} \right)^{0,95}$		$Re_{ж} < 2200$		$d_{эКВ} = D - d = \delta$

4	$\text{Nu} = 0,021 k \varepsilon_l \text{Re}_j^{0,8} \text{Pr}_j^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_j}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$ $k(\text{Re}) = 0,27 + 0,73 \left\{ 1 - \exp \left[-5,5 \cdot 10^4 (\text{Re} - 2200) \right] \right\}$ $\varepsilon_l \left(\frac{l}{d}, \text{Re} \right) = \exp \left\{ \left[7,4195 - 1,9108 \ln \left(\frac{l}{d} \right) \right] \text{Re}^{-0,2955} \right\}$	Переход- ный	$\text{Re}_j = 2200 \div 10000$		$d_{\text{ЭКВ}} = d$
				 При $a/h = 1 \div 40$	$d_{\text{ЭКВ}} = 2h$
				 При $D/d = 1 \div 5,6$	$d_{\text{ЭКВ}} = D - d = \delta$
5	$\text{Nu} = 0,021 \varepsilon_l \text{Re}_j^{0,8} \text{Pr}_j^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_j}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$	Турбулент- ный	$\text{Re}_j = 1 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $\text{Pr}_j = 0,6 \div 2500$		$d_{\text{ЭКВ}} = d$
				 При $a/h = 1 \div 40$	$d_{\text{ЭКВ}} = 2h$
				 При $D/d = 1 \div 5,6$	$d_{\text{ЭКВ}} = D - d = \delta$

Пример расчета системы двухконтурного жидкостного охлаждения аргонового лазера с мощностью тепловыделения 25 кВт

1. Исходные данные

Основные элементы конструкции ионного лазера показаны на рис. П.1. На рис. П.2 схематично изображено поперечное сечение активного элемента с рубашкой жидкостного охлаждения.

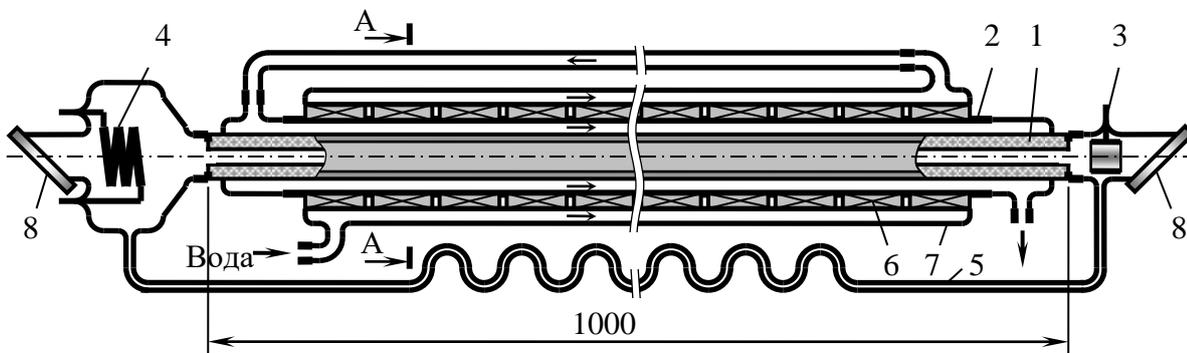


Рис. П.1. Конструкция активного элемента ионного лазера с рубашкой жидкостного охлаждения: 1 – оболочка разрядного канала; 2 – рубашка жидкостного охлаждения; 3 – анод; 4 – катод; 5 – обводной канал; 6 – секционные обмотки соленоида; 7 – теплообменник соленоида; 8 – выходные окна

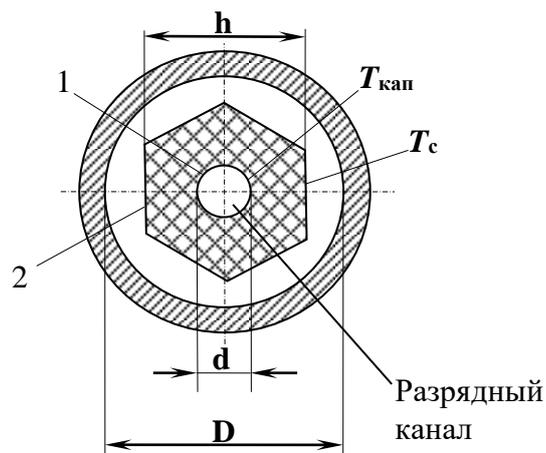


Рис. П.2. Поперечное сечение активного элемента лазера с рубашкой жидкостного охлаждения: 1, 2 – поверхности теплообмена

Длина шестигранника активного элемента лазера $L = 1000$ мм, размер $h=10$ мм, внутренний диаметр кожуха рубашки охлаждения $D = 15$ мм. Теплоноситель внутреннего и внешнего контуров – вода. Максимальный расход воды во внешнем контуре – 10 л/мин, температура поступающей в систему охлаждения холодной воды – 10 °С. Мощность тепловыделения в рубашке охлаждения – 25 кВт.

2. Анализ исходных данных

При данных геометрических параметрах площадь поперечного сечения кольцевого канала рубашки охлаждения составляет $F_{\text{сеч}}^{\text{эп}} = 90,03$ мм², при эквивалентном диаметре канала $d_{\text{экв}}^{\text{эп}} = 4,41$ мм. Площадь поверхности теплообмена рубашки охлаждения $F_{\text{эп}} = 34,641 \cdot 10^{-3}$ м².

Величину максимальной температуры стенки $T_{\text{с,мак}}^{\text{эп}}$ можно установить, руководствуясь следующими соображениями. Для ионных лазеров мощность в пучке излучения слабо зависит от температуры, поэтому при расчетах значение температуры внешней поверхности активного элемента, омываемой теплоносителем, лучше выбирать близким к температуре кипения теплоносителя, поскольку при повышении температуры теплоотдача с омываемой поверхности возрастает. Основываясь на сказанном, примем $T_{\text{с,мак}}^{\text{эп}} = 95$ °С.

3. Расчет основных параметров системы охлаждения

1. Принимаем $\text{Re}_r^{\text{эп}} = 15000$.

2. Решая систему уравнений (19), находим $\bar{T}_r^{\text{эп}} = 34,894$ °С и $\bar{T}_c^{\text{эп}} = 81,336$ °С.

3. По формулам (20) – (25) рассчитываем $\dot{m}_r = 0,219 \text{ кг/с}$,
 $\Delta \bar{T}_{c,r}^{\text{ЭП}} = 46,442 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_r^{\text{ЭП}} = 1,554 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$, $T_{c,\text{min}}^{\text{ЭП}} = 67,671 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $T_{r,\text{max}} = 48,558 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{r,\text{min}} = 21,23 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. В рассматриваемом примере ограничения θ_r , θ_p не установлены, поэтому контролируем лишь справедливость условия (27). Решая (28), находим $\bar{T}_x = 28,967 \text{ }^\circ\text{C}$. По формуле (29) находим $T_{x,\text{max}} = 45,926 \text{ }^\circ\text{C}$. Видим, что условие (27) выполняется.

5. Принимаем $L_{\text{то}} = 1 \text{ м}$, $h = 1 \text{ мм}$ (тогда $d_{\text{то}}^{\text{ЭКВ}} = 2$ и, решая систему уравнений (30), находим площадь поверхности теплообмена $F_{\text{то}} = 6,851 \text{ м}^2$ и температуру стенки $\bar{T}_c = 31,901 \text{ }^\circ\text{C}$ теплообменника).

6. Используя соотношения (18), находим $Re_r = 178,764$ и $Re_x = 120,136$ (режим течения во внутреннем и внешнем контурах теплообменника ламинарный). По формулам $B = Nb = F_{\text{то}} / (2L_{\text{то}})$ (N – число каналов) и $F_{\text{сеч}}^{\text{то}} = d_{\text{ЭКВ}}^2 B / 2 \text{ м}^2$ рассчитываем суммарные ширину и площадь поперечного сечения каналов внутреннего/наружного контура теплообменника:
 $B = 3,426 \text{ м}^2$, $F_{\text{сеч}}^{\text{то}} = 3,426 \text{ м}^2$.

7. По формуле (5) рассчитываем потери давления в рубашке охлаждения ЭП, внешнем и внутреннем контурах теплообменника:
 $\Delta p_r^{\text{ЭП}} = 1,934 \cdot 10^4 \text{ Па}$, $\Delta p_x^{\text{то}} = 475,056 \text{ Па}$, $\Delta p_r^{\text{то}} = 553,189 \text{ Па}$.

8. Пренебрегая в (4) составляющими Δp_m , Δp_c и Δp_n суммарных потерь давления во внутреннем контуре системы охлаждения, по формуле (3) рассчитываем мощность циркуляционного насоса внутреннего контура:
 $N_n = 6,27 \text{ Вт}$.

9. По формулам (1) и (2) определяем массы теплообменника и насоса и находим суммарную массу системы «теплообменник – насос внутреннего контура»: $M_{\text{то}} = 108,25 \text{ кг}$, $M_n = 0,429 \text{ кг}$, $M_\Sigma = M_{\text{то}} + M_n = 108,679 \text{ кг}$.

10. Последовательно увеличивая $Re_{\Gamma}^{эп}$ и вновь проводя расчеты по пп. 2-9, получаем новые значения $F_{то}$ и M_{Σ} . Расчеты останавливаем при достижении минимального значения M_{Σ} (см. таблицу и рис. П.3).

Результаты расчетов параметров $F_{то}$ и M_{Σ} для различных чисел $Re_{\Gamma}^{эп}$

$Re_{\Gamma}^{эп}$	$F_{то}, м^2$	$M_{\Sigma}, кг$
15 000	6,851	108,679
20 000	2,861	45,77
25 000	1,996	32,273
30 000	1,616	26,443
35 000	1,402	23,266
40 000	0,677	12,199
45 000	0,597	11,272
50 000	0,546	10,823
55 000	0,509	10,632
60 000	0,48	10,604
65 000	0,439	10,471
70 000	0,41	10,573
75 000	0,387	10,801

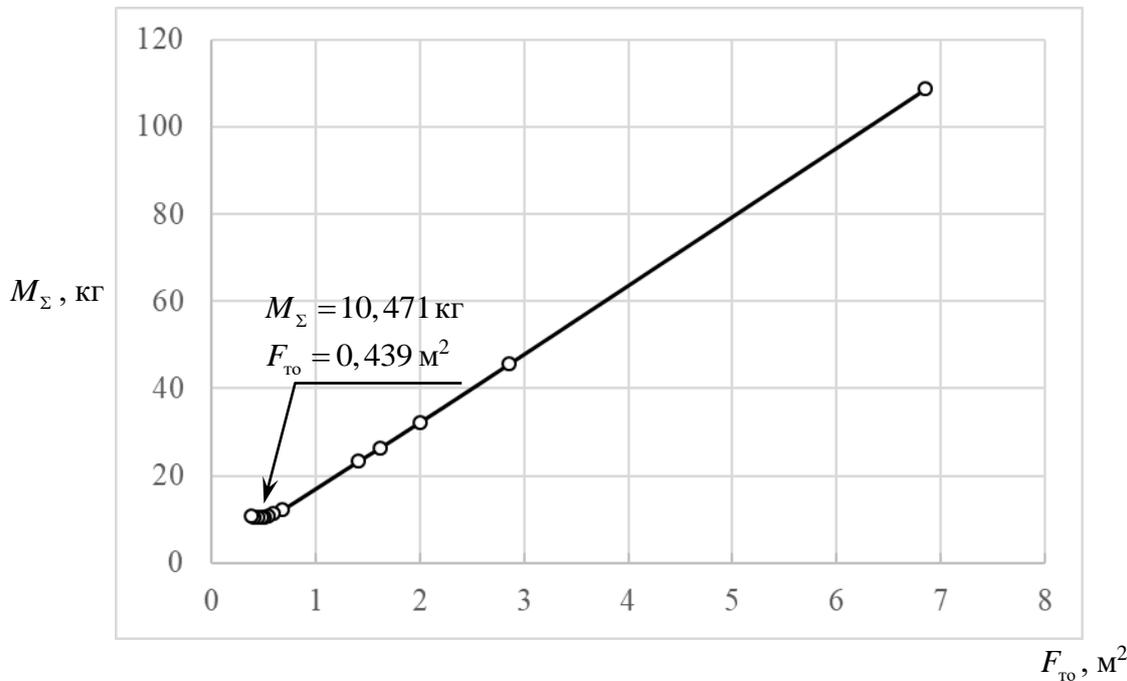


Рис. П.3. Зависимость массы системы «теплообменник – насос внутреннего контура» от площади поверхности теплообмена теплообменника