

В.И. Володин, д-р техн. наук; С.В. Здитовецкая, аспирант

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАССИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

The optimization of heat exchangers of refrigerating machines and heat pumps is considered. The methods of grids with a variable step and penal function are compared. First method is preferable.

Низкопотенциальная энергетика позволяет использовать в качестве полезной теплоту окружающей среды и низкотемпературные тепловые отходы объектов промышленности, сельского хозяйства и строительства. В то же время агрегаты низкопотенциальной энергетики (тепловые насосы, холодильные и холодильно-нагревательные машины) являются потребителями энергии. Поэтому встает задача минимизировать потребление энергии этими устройствами, которые в дальнейшем будем называть трансформаторами теплоты.

Энергия, необходимая для работы трансформатора теплоты, используется внутренними и внешними потребителями. Первым потребителем является компрессор, обеспечивающий циркуляцию рабочего тела хладагента в замкнутом контуре. Вторыми потребителями являются вентиляторы и насосы, необходимые для прокачки хладо- и теплоносителей через теплообменные аппараты. Компрессор – неотъемлемое устройство трансформатора теплоты, и снижение потребления энергии им может быть достигнуто путем совершенствования конструкции. В теплообменных аппаратах течение хладо- и теплоносителей можно обеспечить использованием нагнетателей или за счет свободной конвекции. Отказ от нагнетателей приводит к экономии энергии, но при этом увеличиваются габариты и масса теплообменников контура. Здесь на стадии проектирования или модернизации важным является выбор оптимальных параметров аппаратов.

В режиме свободной конвекции предпочтительней использовать пассивные воздушные теплообменные аппараты. Настоящая работа как раз и посвящена решению проблемы оптимизации этих аппаратов.

В общем случае основное оборудование контура трансформатора теплоты включает компрессор, испаритель, конденсатор, ресивер, охладитель, регенератор и терморегулирующий вентиль (рис. 1а). Иногда для повышения надежности работы компрессора устанавливается отделитель жидкости. В рассматриваемой установке в режиме свободной конвекции рабочего вещества воздуха могут работать испаритель, конденсатор и охладитель. В случае холодильных камер данный режим свойственен всем аппаратам. При использовании трансформатора тепла в качестве молокоохладительной установки в режиме свободной конвекции с воздушным охлаждением работают конденсатор и охладитель. В зависимости от назначения трансформатора теплоты могут встречаться и другие комбинации работы аппаратов в пассивном режиме.

В качестве поверхности теплообмена в воздушных аппаратах используются оребренные биметаллические трубы, что позволяет повысить эффективность теплоотдачи со стороны воздуха. Дополнительный положительный эффект достигается, если пучок труб разместить в конвективном канале, как показано на рис. 1б. Конвективный канал характеризуется полной высотой H , эквивалентной высотой H_3 относительно пучка труб и шириной Δ . В зависимости от режимных параметров работы теплообменных аппаратов их конструктивные оптимальные параметры могут отличаться, что требует индивидуального теплового проектирования. Ниже представлены методика и результаты оптимизации воздушных пассивных теплообменников данной конструкции.

Задача оптимизации включает три этапа: построение целевой функции, базирующейся на описании тепловых процессов в аппаратах; выбор и реализацию метода оптимизации для поиска экстремума целевой функции; проведение вычислительного эксперимента и анализ полученных результатов.

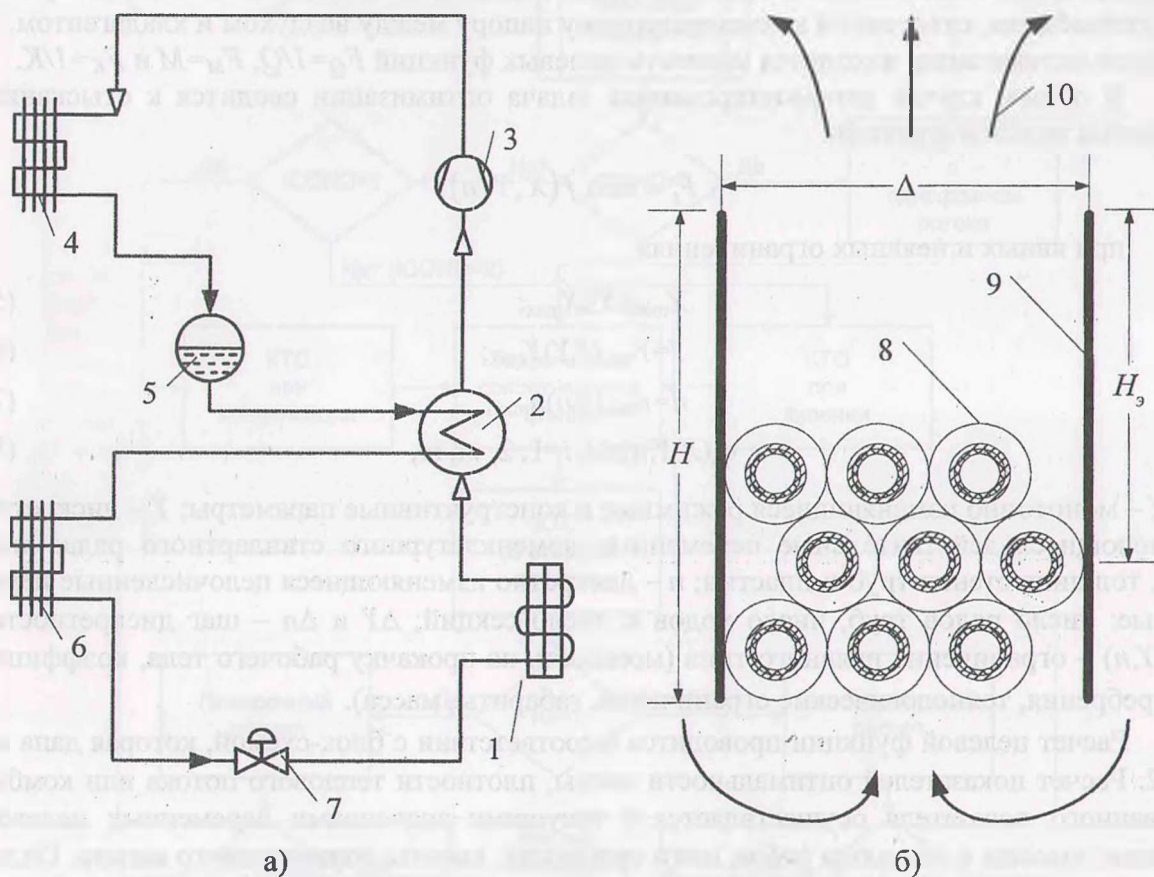


Рис. 1. Схема трансформатора теплоты (а) и пассивного воздушного теплообменного аппарата (б): 1 – испаритель; 2 – регенератор; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – ресивер; 6 – охладитель; 7 – терморегулирующий вентиль; 8 – поверхность теплообмена из оребренных труб; 9 – конвективный канал; 10 – поток воздуха

Целевая функция представлена в неявном виде системой уравнений и включает описание переноса тепла вынужденной конвекцией между хладагентом и стенкой, теплопроводностью в стенке и свободной конвекцией между стенкой и воздухом

$$Q = \alpha_1 (\bar{t}_{w1} - \bar{t}_1) F_s; \quad (1)$$

$$Q = (\bar{t}_{w1} - \bar{t}_{w2}) R^{-1} F_n; \quad (2)$$

$$Q = \alpha'_2 (\bar{t}_2 - \bar{t}_{w2}) F_n, \quad (3)$$

где Q – тепловой поток; α – коэффициент теплоотдачи; \bar{t} – средняя температура; F – поверхность теплообмена; R – термическое сопротивление; α – приведенный коэффициент теплоотдачи. Индексы: 1 – со стороны рабочего потока; 2 – со стороны потока воздуха; v – относится к внутренней поверхности теплообмена; n – относится к наружной поверхности теплообмена.

Система уравнений (1)–(3) описывает теплообмен в испарителе, конденсаторе и охладителе трансформатора тепла и дополняется уравнениями подобия для расчета ко-

эфициентов теплоотдачи из работ [1–7]. В связи с тем, что направление потоков тепла в аппаратах отличается, разности температур в уравнениях берутся по модулю.

Численное решение системы уравнений на каждом шаге оптимизационных расчетов позволяет определить искомые значения: тепловой поток Q , массу пучка труб M или комбинированный показатель. Комбинированный показатель эффективности $K=Q/(M\cdot\Delta T)$ позволяет найти максимальный тепловой поток передаваемый единицей массы поверхности теплообмена, отнесенной к температурному напору между воздухом и хладагентом. В процессе оптимизации находится минимум целевых функций $F_Q=1/Q$, $F_M=M$ и $F_K=1/K$.

В общем случае детерминированная задача оптимизации сводится к отысканию минимума целевой функции:

$$F_i = \min f(X, Y, n); \quad (4)$$

при явных и неявных ограничениях

$$X_{\min} \leq X \leq X_{\max}; \quad (5)$$

$$Y = Y_{\min}(\Delta Y) Y_{\max}; \quad (6)$$

$$n = n_{\min}(\Delta n) n_{\max}; \quad (7)$$

$$\varphi_i(X, Y, n) \leq 0, \quad i=1, 2, \dots, m, \quad (8)$$

где X – монотонно изменяющиеся режимные и конструктивные параметры; Y – дискретно изменяющиеся действительные переменные номенклатурного стандартного ряда: диаметр, толщина стенки труб и пластин; n – дискретно изменяющиеся целочисленные переменные: число рядов труб, число ходов и число секций; ΔY и Δn – шаг дискретности; $\varphi_i(X, Y, n)$ – ограничения неявного типа (мощность на прокачку рабочего тела, коэффициент оребрения, технологические ограничения, габариты, масса).

Расчет целевой функции проводится в соответствии с блок-схемой, которая дана на рис. 2. Расчет показателей оптимальности массы, плотности теплового потока или комбинированного показателя осуществляется с текущими значениями переменных целевой функции: высоты и толщины ребра, шага оребрения, высоты конвективного канала. Охладитель может рассчитываться для двух жидких сред в каналах: хладагента R22 или воды. Переход к расчету нужных свойств производится по значению показателя IR22. Если он равен единице, то рассчитываются свойства хладагента. Если нет, то воды. В последнем случае можно рассчитать лишь охладитель, когда в каналах реализуется однофазный поток. При IR22=1 и ICOND=1 рассчитывается конденсатор. При IR22=1 и ICOND=2 рассчитывается испаритель. И, наконец, при IR22=ICOND=0 – охладитель с течением хладагента в каналах. Во всех этих случаях предварительно рассчитываются соответствующие коэффициенты теплообмена (КТО).

После расчетов коэффициентов теплообмена при течении потока в каналах производится расчет термического сопротивления биметаллической стенки с учетом контактного термического сопротивления и загрязнений. Затем рассчитываются конвективный и приведенный коэффициенты теплообмена со стороны воздуха. Далее организуется итеративная схема поверочного или конструкторского расчета соответствующего аппарата. Если показатель IQ=1, то проводится поверочный расчет, когда с заданной точностью ϵ определяется тепловой поток, отводимый от известной поверхности теплообмена. Если IQ=2, то проводится конструкторский расчет, когда определяется длина оребрения труб при текущих значениях оптимизируемых параметров.

На заключительном этапе рассматривается один из показателей оптимальности. Данные расчета для дальнейшего анализа передаются в подпрограммы оптимизации. Полученные значения функции цели и ее координат запоминаются, если показатель оптимальности будет меньше ранее найденных значений на предыдущих шагах.

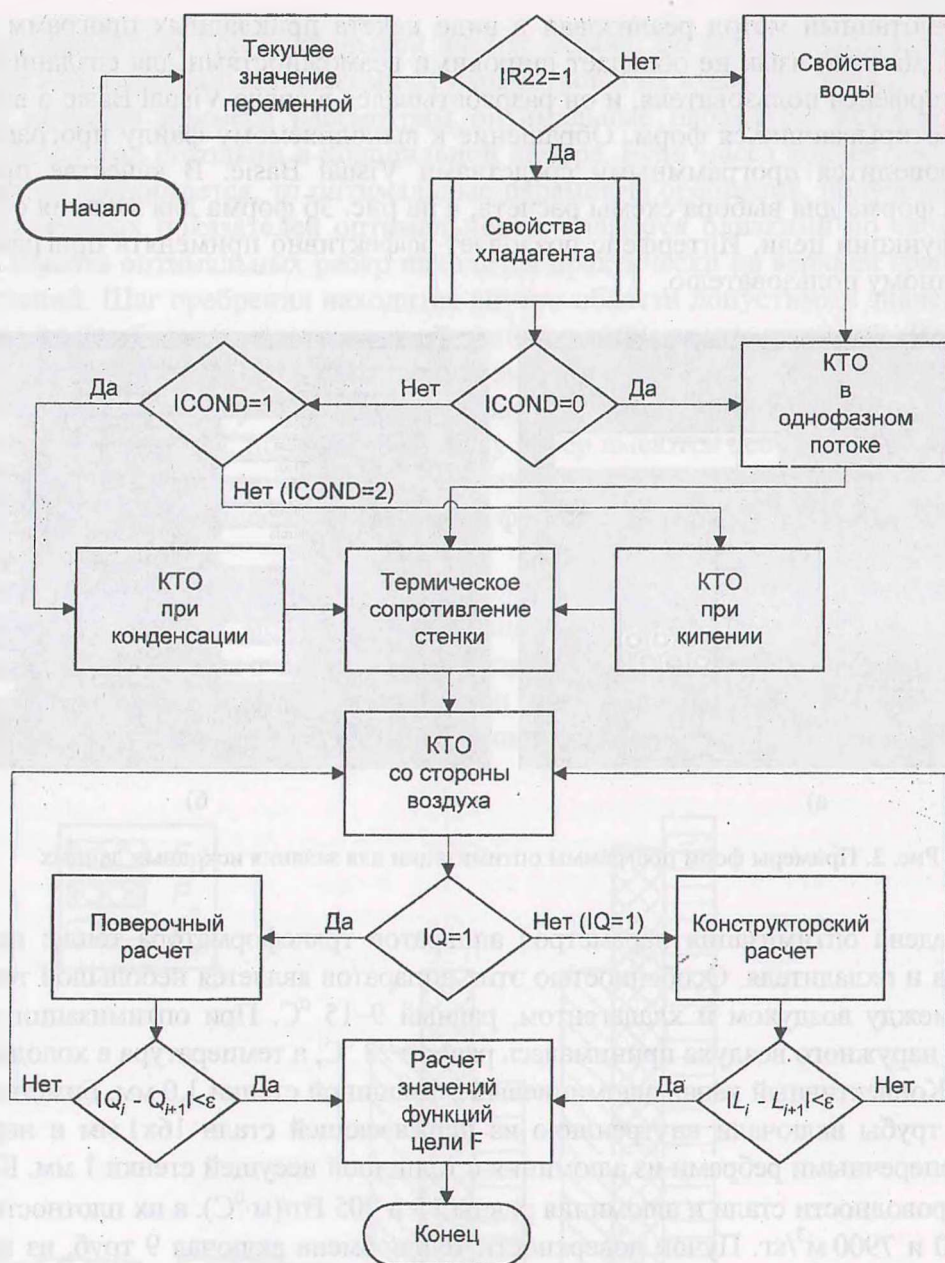


Рис. 2. Блок-схема расчета целевой функции

На основе имеющегося опыта решения подобных задач [8] и характера поведения функции цели при решении задачи оптимизации приняты итеративный метод сеток с переменным шагом и метод штрафных функций. Метод сеток привлекателен простотой реализации и надежностью получаемых результатов. Однако он может требовать большого числа обращений к функции цели. Поэтому представляет интерес испытать метод штрафных функций, который может оказаться более эффективным.

Методы оптимизации апробировались на тестовых функциях: Пауэлла, задаче о почтовой посылке и двумерной экспоненциальной функции. Вид и область определения этих функций взяты из работы [9]. Анализ показывает, что метод штрафной функции более эффективен по временным затратам при нахождении минимума целевой функции, так как число обращений к ней меньше. Точность в определении координат минимума приблизительно одинакова. Таким образом, оба метода можно предварительно рекомендовать для оптимизационных расчетов теплообменников. Однако использование метода штрафных функций, в особенности с неявными ограничениями, является более сложным.

Разработанный метод реализован в виде пакета прикладных программ на языке Фортран-90. Данный язык не обладает широкими возможностями для создания интерактивного интерфейса пользователя, и он разрабатывался в среде Visual Basic в виде последовательно открывающихся форм. Обращение к выполняемому файлу программы оптимизации проводится программными средствами Visual Basic. В качестве примера на рис. 3а дана форма для выбора схемы расчета, а на рис. 3б форма для задания области определения функции цели. Интерфейс позволяет эффективно применять программу мало-подготовленному пользователю.

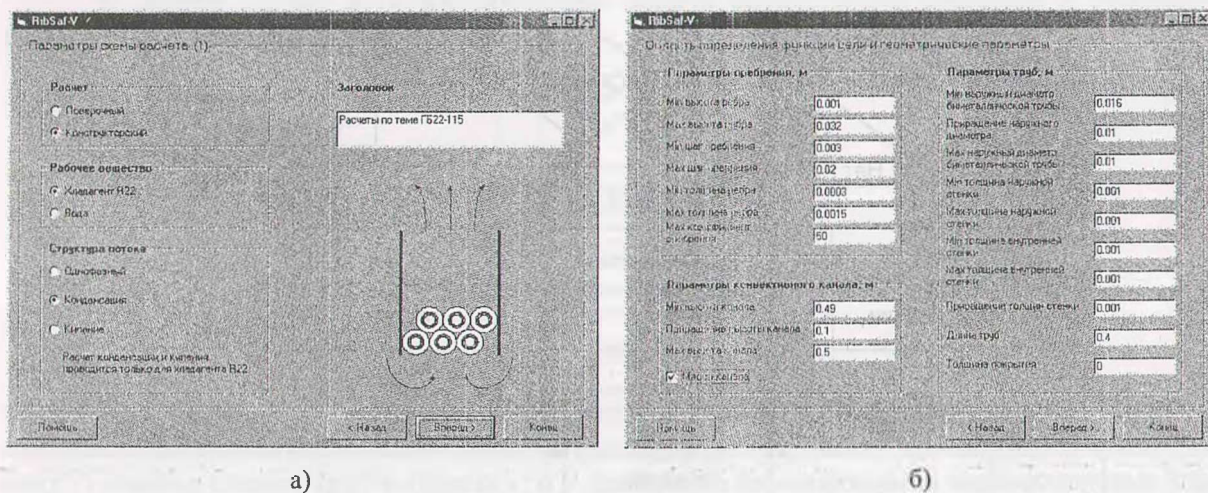


Рис. 3. Примеры форм программы оптимизации для задания исходных данных

Проведена оптимизация параметров аппаратов трансформатора тепла: испарителя, конденсатора и охладителя. Особенностью этих аппаратов является небольшой температурный напор между воздухом и хладагентом, равный 9–15 °С. При оптимизации аппаратов температура наружного воздуха принималась равной 23 °С, а температура в холодильной камере – 1 °С. Конвективный канал алюминиевый с толщиной стенки 1,0 мм. Биметаллические оребренные трубы включали внутреннюю из нержавеющей стали 16х1 мм и наружную с круглыми поперечными ребрами из алюминия с толщиной несущей стенки 1 мм. Коэффициенты теплопроводности стали и алюминия равны 15 и 205 Вт/(м·°С), а их плотности соответственно 2700 и 7900 м³/кг. Пучок поверхности теплообмена включал 9 труб, из них 3 ряда располагались по ходу воздуха (см. рис. 16). Пучок имел 3 параллельных включения по теплоносителю с общим расходом хладагента 0,05 кг/с.

На переменные функции цели накладывались явные ограничения. Высота ребра h изменялась от 5 до 32 мм, толщина ребра δ – от 0,3 до 1,5 мм, шаг оребрения t – от 5 до 20 мм и высота конвективного канала H – от 0,2 до 1,5 м. В отдельных случаях неявным ограничением являлось предельное значение коэффициента оребрения $\phi < \phi_{\max}$. Конкретное значение ϕ_{\max} устанавливалось в процессе исследования.

При оптимизации высоты конвективного канала с учетом его массы вычислительный эксперимент показал, что ее оптимальное значение лежит на границе области допустимых значений. При оптимизации по массе и комбинированному показателю высота экрана равна минимальному значению 0,2 м, а при оптимизации по тепловому потоку – максимальному значению 1,5 м. Это обусловлено тем, что при небольшой разности температур между стенкой поверхности теплообмена и воздухом коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции весьма мал и составляет несколько единиц. Увеличение коэффициента теплоотдачи с ростом высоты канала не компенсирует приращение массы. При оптимизации по тепловому потоку, когда масса аппарата во внимание не принимается, он

будет максимальным при наибольшей высоте экрана. Во всех случаях важным является сочетание конструктивных и режимных параметров и их взаимный вклад.

В качестве примера рассмотрим оптимальные параметры испарителя, который располагается под потолком в холодильной камере. Если масса конвективного канала во внимание не принимается, то оптимальные параметры оребрения, полученные на основе всех исследуемых показателей оптимальности, являются близкими по своим значениям (рис. 4). Высота оптимальных ребер находится практически на верхней границе допустимых значений. Шаг оребрения находится внутри области допустимых значений; толщина ребра – внутри области или на нижней границе допустимых значений. Внутри области она находится при оптимизации по тепловому потоку. На рис. 4 даны также результаты полученные на основе двух методов оптимизации. Видно, что оптимальные параметры по высоте ребра идентичны, по толщине и шагу ребер имеются небольшие отличия. Отличие в оптимальных параметрах сказывается на численных значениях функций цели. Как видно из таблицы, наибольшее отличие имеет функция F_Q , связанная с максимизацией теплового потока.

Вычислительный эксперимент позволил выявить некоторые особенности при использовании выбранных методов оптимизации и функций цели. Оптимизация с учетом дополнительного неявного ограничения $\varphi < \varphi_{\max}$ показала неудовлетворительную сходимость при использовании метода штрафной функции. При оптимизации методом сеток сходимость достигалась во всех рассмотренных случаях.

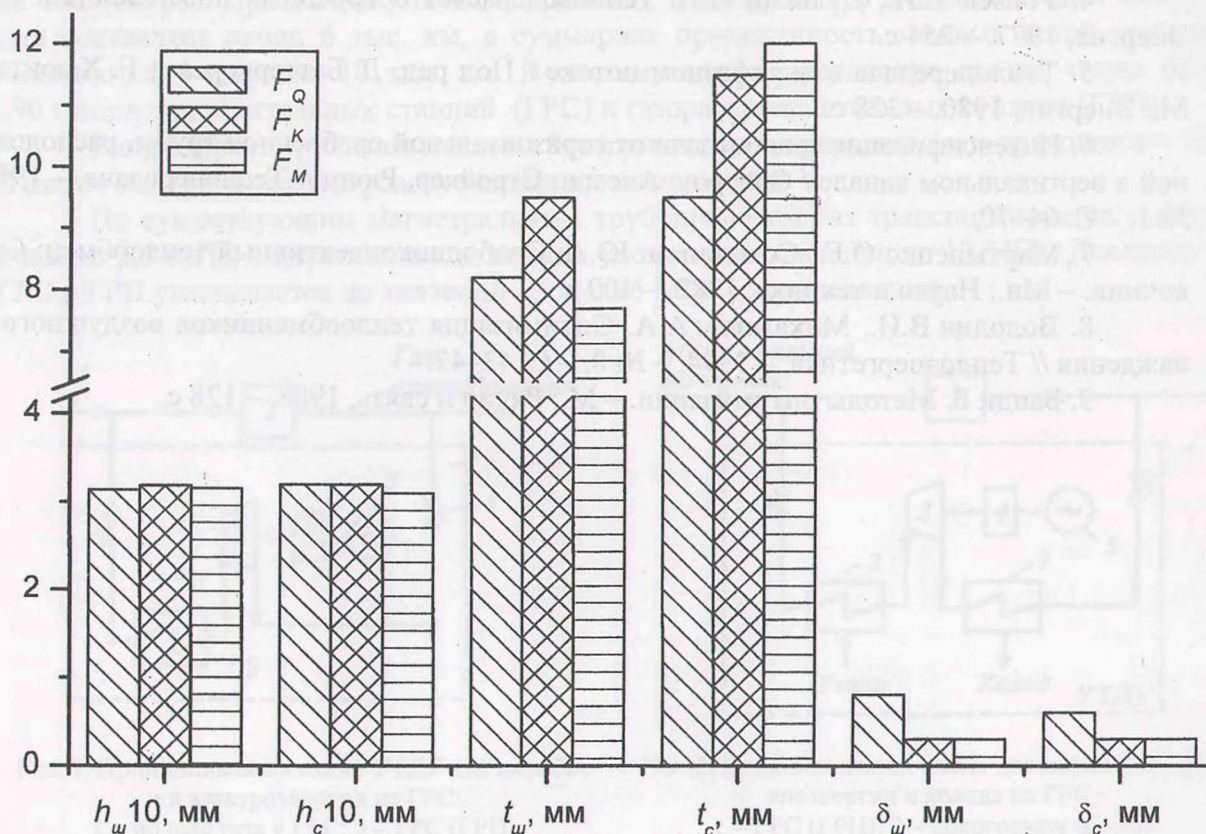


Рис. 4. Оптимальные параметры оребрения испарителя на основе методов штрафной функции (индекс w) и сеток (индекс c)

Проведенные исследования показывают, что при использовании тестовых стандартных функций методы оптимизации сеток и штрафной функции работают устойчиво и получают идентичные результаты. При оптимизации нелинейной неявной целевой функции, описывающей процессы в теплообменных аппаратах, имеются некоторые рас-

согласования при использовании этих методов оптимизации. Это связано со сложным характером исследуемой функции цели, имеющей локальные экстремумы. Большой стабильностью и надежностью при решении задач рассматриваемого класса обладает метод сеток с переменным шагом. Однако метод штрафной функции является более эффективным по числу обращений к целевой функции.

Таблица

| Функция цели | Значения функций цели | |
|--------------------|------------------------|-----------------------|
| | Метод штрафной функции | Метод сеток |
| F_M , кг | 5,060 | 4,879 |
| F_K , (кг·°С)/Вт | 0,1349 | 0,1342 |
| F_Q , 1/Вт | $2,501 \cdot 10^{-4}$ | $2,023 \cdot 10^{-4}$ |

ЛИТЕРАТУРА

1. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст, О. Кришер, Г. Райнике, К. Винтерминтель. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.
2. Гопин С.Р., Шавра В.М. Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. – М.: ВО «Агропромиздат», 1987. – 151 с.
3. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / Под ред. А.А. Гоголина. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
4. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 254 с.
5. Теплопередача в двухфазном потоке / Под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта. – М.: Энергия, 1980. – 328 с.
6. Интенсификация теплоотдачи от горизонтальной оребренной трубы, расположенной в вертикальном канале / Спэрроу, Ансари, Стройкер, Рюнц // Теплопередача. – 1986. – № 1. – С. 64–70.
7. Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А. Свободноконвективный теплообмен: Справочник. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 400 с.
8. Володин В.И., Михалевич А.А. Оптимизация теплообменников воздушного охлаждения // Теплоэнергетика. – 1994. – № 8. – С. 43–47.
9. Банди Б. Методы оптимизации. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.