



Тепломассообменное оборудование предприятий

Лабораторный практикум

Воронеж 2019

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический
университет»

В. В. Портнов, В. В. Майоров, А. Ю. Трошин

**ТЕПЛОМАССОБМЕННОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Лабораторный практикум

Воронеж 2019

УДК 621.1. (075.8)

ББК 31.3я7

П60

Рецензенты

кафедра физики, теплотехники и промышленной энергетики Воронежского государственного университета инженерных технологий;

д-р техн. наук, проф. Н.В. Мозговой

Портнов, В.В.

Тепломассообменное оборудование предприятий. Лабораторный практикум: учеб. пособие / Портнов В.В., Майоров В.В. Трошин А.Ю.; ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет». – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2018. – 85 с.

ISBN

В учебном пособии рассматриваются краткие теоретические сведения и методика проведения лабораторных работ по курсу «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Предназначено для студентов направления 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Промышленная теплоэнергетика») всех форм обучения и направления подготовки 14.03.01 «Ядерная энергетика и теплофизика» (профиля «Техника и физика низких температур»).

Ил. 14. Табл. 10. Библиогр.: 7 назв.

*Печатается по решению учебно-методического совета
Воронежского государственного технического университета*

УДК 621.1. (075.8)

ББК 31.3я7

ISBN

© Портнов В.В., Майоров В.В.,
Трошин А.Ю., 2019

© ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет», 2019

ВВЕДЕНИЕ

В связи с развитием промышленности на базе создания высокопроизводительных установок возросло значение процессов тепло- и массообмена с точки зрения рационального использования теплоэнергетических и сырьевых ресурсов. Важнейшими техническими задачами производства являются интенсификация технологических процессов и экономия сырьевых ресурсов, особенно топлива. Единственный путь для этого - создание технологий и теплотехнологических процессов, при которых весь сырьевой поток и все энергетические ресурсы полностью или с максимальной полнотой используются в производстве полезной продукции.

Среди технологического оборудования заметное место принадлежит теплообменным, выпарным, ректификационным и дистилляционным, сушильным и другим теплоиспользующим аппаратам, проектирование которых может быть успешно решено путем оптимизаций и применения эффективных режимов ведения гидродинамических и тепломассообменных процессов.

В данном пособии представлены краткие теоретические сведения и методика проведения лабораторных работ по дисциплинам «Тепломассообменное оборудование предприятий» для студентов направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиля «Промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения и «Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок и систем кондиционирования» для студентов направления подготовки 14.03.01 «Ядерная энергетика и теплофизика» профиля «Техника и физика низких температур».

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы являются:

- изучение конструкции горизонтального рекуперативного кожухотрубного пароводяного подогревателя;
- практическое освоение математических методов анализа и оптимизации теплообменных аппаратов такого типа.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования в лабораторной работе является кожухотрубный горизонтальный пароводяной теплообменный аппарат типа ХВ-760 (рис.1).

Аппараты данного типа применяются в химической промышленности для подогрева воды за счет тепла конденсирующегося пара. Характеристики аппарата приведены в табл. 1.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Выполняющий данную работу студент должен предварительно ознакомиться с основными конструкциями кожухотрубных теплообменных аппаратов, методами их математического моделирования и оптимизации во введении к лабораторной работе, конспектах лекций по данной дисциплине и в соответствующих главах рекомендуемой литературы.

Таблица 1

Технические характеристики подогревателя типа ХВ-760

1	2
Производительность, т/ч	25
Площадь поверхности нагрева, м ²	3,97
Расчетные параметры по греющему пару:	
давление, бар	0,2
Расчетные параметры по воде:	
давление, бар	7
Температура, °С	
на входе	5
на выходе	40
Рабочие параметры по греющему пару:	
давление до, бар	7
Температура не более, °С	180
Рабочие параметры по воде	
давление до, бар	7
Температура на входе не менее, °С	5
Расход воды в расчетном режиме, т/ч	25
Расход пара в расчетном режиме, т/ч	1,68
Рабочее давление парового и водяного пространства, бар	7
Число ходов по воде	4
Трубный пучок:	
Материал трубок	Латунь Л-68
Количество трубок	84
Наружный диаметр и толщина стенки, мм	16×1
Длина, м	1
Масса, т	0,303

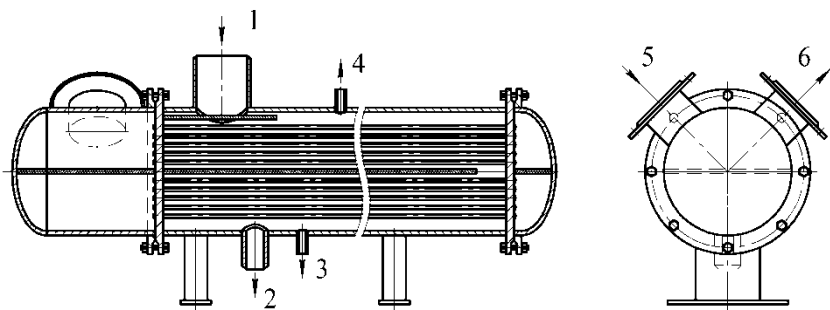


Рис. 1 – Горизонтальный пароводяной теплообменный аппарат типа ХВ-760: 1 – вход пара; 2 – выход конденсата; 3 – отвод неконденсирующихся газов; 4 – штуцер для подключения манометра; 5 и 6 – вход и выход воды соответственно

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Введение в теорию оптимизации

Оптимизация – это целенаправленная деятельность, заключающаяся в получении наилучших результатов при соответствующих условиях.

Процесс проведения оптимизации складывается из следующих этапов:

1. Выбор объекта оптимизации (например, поверхностный рекуперативный теплообменный аппарат).

2. Выбор критерия оптимизации – признак, по которому судим об оптимальности найденного решения. Наиболее общую и объективную оценку дают экономические критерии оптимизации. Это связано с созданием и эксплуатацией реального технического процесса, для чего необ-

ходимы материальные затраты, от которых ожидается экономический эффект.

3. Анализ объекта оптимизации на наличие конкурирующих свойств протекающего в нём процесса. Проблема оптимизации возникает тогда, когда необходимо решать компромиссную задачу выбора между несколькими качественными характеристиками процесса, различным образом влияющими на его показатели, балансируя одну против другой. Например, увеличение скорости движения теплоносителя в теплообменном аппарате интенсифицирует процесс теплопередачи, снижает площадь поверхности теплообмена и уменьшает стоимость аппарата, но одновременно с этим возрастают эксплуатационные затраты на перемещение теплоносителя.

4. Для выбранного критерия оптимизации составляется целевая функция или функция выгоды. Целевая функция – это формула связи критерия оптимизации Y с параметрами, влияющими на его значение X_1, X_2, \dots, X_n :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (1.1)$$

5. Задача оптимизации сводится в конечном итоге к отысканию экстремума целевой функции.

Процессы оптимизации опираются на исследование математических моделей изучаемых процессов. Математическая модель представляет собой систему уравнений математического описания, отражающую сущность явлений, протекающих в объекте моделирования, которая с помощью определённого алгоритма позволяет прогнозировать поведение объекта при изменении входных и управляющих параметров. Если модель описывает зависимость между исходными данными и искомыми величинами, то алгоритм представляет собой последовательность действий,

которые надо выполнить, чтобы от исходных данных перейти к искомым величинам.

Применение математических моделей, т.е. математическое моделирование, имеет два существенных преимущества:

- даёт получение быстрого ответа на поставленный вопрос, на что в реальной обстановке могут потребоваться иногда даже годы;

- появляется возможность экспериментирования, осуществить которое на реальном объекте зачастую просто невозможно. В ходе моделирования можно получить ответы на бесчисленное количество самых разнообразных вопросов.

Для обеспечения соответствия математической модели и оптимизируемого объекта надо выполнить три правила, которые применительно к задачам математического моделирования, формулируются так:

- учесть главные свойства моделируемого объекта;
- пренебречь его второстепенными свойствами;
- уметь отделить главные свойства от второстепенных.

Экономически правильное решение даёт только комплексный учёт капитальных и эксплуатационных затрат и поэтому в качестве критерия оптимизации рекомендуется выбирать годовые приведённые затраты, р./год:

$$Z_{\text{год}} = S + E_{\text{н}} \cdot K \quad (1.2)$$

где S – годовые эксплуатационные затраты, р./год;

K – единовременные капитальные затраты, р.;

$E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; характеризует ту часть этих затрат, которая подлежит ежегодной компенсации за счёт экономии эксплуатационных затрат, р./(р.·год).

Универсальный коэффициент эффективности, рекомендуемый для основных отраслей энергетики и промышленности, как правило, принимается равным $E_H = 0,12$ р./ (р.·год).

Сформулированную выше задачу оптимизации теплоиспользующих аппаратов можно конкретизировать следующим образом:

– найти значения гидравлических, теплотехнических и конструктивных параметров объекта оптимизации, совокупности которых соответствует минимум годовых приведённых затрат применительно к условиям нормальной эксплуатации.

Следовательно, показателем наилучшего из выбираемых вариантов будет минимум годовых приведённых затрат:

$$Z_{\text{год}} = S + E_H \cdot K \Rightarrow \text{MIN} \quad (1.3)$$

ОБЩАЯ СТРУКТУРА ЗАТРАТ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

При подробном и полном экономическом расчёте теплообменных аппаратов в капитальные затраты включаются основные единовременные затраты на приобретение самого аппарата K_T и стоимость инженерно-строительных работ, включая и монтаж оборудования, $K_{\text{инж}}$, р.

В стоимость инженерно-строительных работ включаются транспортные и заготовительно-складские расходы, расходы на тепловую изоляцию, обвязку теплообменного аппарата, сооружение фундамента и металлоконструкций, приобретение и установку нагнетателей, их силовое электрооборудование и конструктивные элементы. Для основных отраслей промышленности, р.:

$$K_{\text{ИНЖ}} = (0,83..0,91)K_T \quad (1.4)$$

Капитальные затраты на собственно теплообменный аппарат можно определить по формуле, р.

$$K_T = \Pi_A \cdot F_\Phi \quad (1.5)$$

где Π_A – удельная стоимость 1 м² площади поверхности теплообменного аппарата, зависящая в основном от типа и материала аппарата, р./м²;

$F_\Phi = F_p \cdot (a_0 + a_3)$, м² – экономически обоснованная площадь поверхности теплообмена с учётом условий эксплуатации;

F_p – расчётная площадь поверхности теплообмена, м² ;

a_0 – коэффициент, учитывающий запас площади поверхности теплообмена по отношению к F_p , позволяющий удлинить цикл между чистками;

a_3 – коэффициент запаса, учитывающий различие расчётной и фактической F_Φ поверхностей теплообмена.

Дополнительные капитальные затраты на очистку поверхности теплообмена аппарата принимаются в размере $Z_0 = 0,035 \cdot K$, р.

Затраты на амортизацию теплообменного аппарата A_M определяются в процентах от капитальных затрат K и принимаются в размере $A_M = 0,15 \cdot K$, р.

Таким образом, составляющая капитальных затрат в годовых приведённых затратах на теплообменный аппарат будет определяться по следующей формуле, р./год:

$$\begin{aligned} \xi \cdot K &= A_M + Z_0 + E_H \cdot K = 0,15 \cdot K + 0,035 \cdot K + 0,12 \cdot K = \\ &= 0,305 \cdot K \approx (0,3...0,31) \cdot (K_T + 0,87 \cdot K_T) \approx 1,87 \times \\ &\times (0,3...0,31) \cdot K_T \approx (0,56...0,58) \cdot K_T \end{aligned} \quad (1.6)$$

Здесь $\xi = 0,56...0,58$ р./р.год) – коэффициент, учитывающий амортизацию теплообменного аппарата, коэффициент экономической эффективности E_H и стоимость инженерно-строительных работ, включая и монтаж оборудования, р./р.год).

Энергоматериальные эксплуатационные затраты S , р./год, при работе теплообменного аппарата складываются из:

– затрат на транспортирование теплоносителей Z_{TP} , р./год; эти затраты необходимо считать по каждому из них; Z_{TP} эквивалентны расходу и гидравлическому сопротивлению течения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах аппарата, р./год:

$$Z_{TP} = C_{\text{Э}} \cdot N \cdot \tau \quad (1.7)$$

где $C_{\text{Э}}$ – стоимость электроэнергии для привода нагнетателей для теплоносителей, р./кВтч;

N – затраты электроэнергии на транспортирование одного из теплоносителей, кВт;

τ – время эксплуатации теплообменного аппарата, час/год;

– затрат непосредственно на теплоносители Z_T , р./год; они эквивалентны перепаду температур по движению теплоносителей:

$$Z_T = \frac{C_T \cdot Q}{C_p \cdot \Delta t} \quad (1.8)$$

где C_T – стоимость теплоносителя, р./кг;

Q – тепловая нагрузка теплообменного аппарата, кВт;

C_p – средняя изобарная теплоёмкость теплоносителя, кДж/(кг · К);

Δt – перепад температур по движению теплоносителя, К или °С.

Эти затраты можно не учитывать, т.к. количество теплоносителей и соответственно их стоимость определяются не процессом теплообмена, а в основном материально-тепловым балансом технологической схемы.

В рассмотренном здесь частном случае величина годовых приведённых затрат будет вычисляться по формуле, р./год:

$$Z_{\text{год}} = \sum Z_{\text{тр}} + (0,56...0,58) \cdot K_T \quad (1.9)$$

Структура приведённых затрат на теплообменный аппарат зависит от вида процесса, протекающего в нём:

1. Охлаждение органической жидкости водой – наиболее важной составляющей является стоимость охлаждающей воды, т.е. при оптимизации нужно максимально снижать её расход.

2. Теплообмен газ – газ – наиболее важной составляющей является стоимость транспортирования теплоносителей.

3. Охлаждение газа водой – наиболее важной составляющей также является стоимость транспортирования теплоносителей.

После определения структуры годовых приведённых затрат производится выбор оптимизируемых параметров процесса теплообмена. В большинстве случаев в качестве таковых выбирается скорость движения теплоносителей: для паро-жидкостных аппаратов – движения жидкости в трубном пространстве W , м/с; для жидкостно-жидкостных аппаратов – в трубном и межтрубном пространствах W_1 и W_2 , м/с.

Изменение скорости движения потоков в прямо противоположных направлениях влияет на изменение капитальных и эксплуатационных затрат, подтверждая наличие конкурирующих свойств процесса в теплообменном аппарате. С одной стороны, увеличение скорости жидкости приводит к повышению значения коэффициента теплопередачи и уменьшению площади поверхности теплообмена, т.е. к снижению стоимости теплообменного аппарата K_T , р.. С другой стороны – возрастает расход энергии на транспортирование теплоносителей и повышаются эксплуатационные затраты. Это показывает, что имеются большие возможности по отысканию оптимальной скорости движения W^{OPT} (W_1^{OPT} , W_2^{OPT}), а значит и оптимальной площади поверхности теплообмена.

Например, если для парожидкостного теплообменного аппарата в качестве оптимизируемого параметра выбирается скорость движения жидкости внутри трубок W , то на основании формулы можно написать уравнение целевой функции $Z_{год} = f(W)$ в виде

$$Z_{год} = C_э \cdot N \cdot \tau + \xi \cdot C_A \cdot F_p \quad (1.10)$$

Раскрыв значения $N = f_1(W)$ и $F_p = f_2(W)$ можно получить расчётное уравнение целевой функции, т.е. урав-

нение связи между годовыми приведёнными затратами и скоростью движения жидкости внутри теплообменных трубок аппарата.

Математическая формулировка оптимальной задачи часто эквивалентна задаче отыскания экстремума функции одной или многих переменных. Функция одной переменной $Z_{\text{Год}}(W)$ может иметь экстремальные значения при таких величинах независимой переменной W_K , где производная $dZ_{\text{Год}}/dW$ равна нулю либо вообще не существует. Это условие является лишь необходимым условием экстремума. Для того, чтобы определить, действительно ли в данной точке функция имеет экстремум, необходимо провести дополнительное исследование, например, по сравнению знаков производных: определяется знак производной $dZ_{\text{Год}}/dW$ в точках $(W_K - \varepsilon)$ и $(W_K + \varepsilon)$ (ε – малая положительная величина). Если знаки производной в этих точках различны, то в точке W_K имеется экстремум функции $Z_{\text{Год}}(W)$. Если знак $Z_{\text{Год}}(W)$ при переходе изменяется с (+) на (-), то в точке W_K – максимум; если наоборот с (-) на (+), то минимум.

Критерий оптимальности может быть функцией нескольких независимых переменных. В этом случае решение задачи оптимизации существенно усложняется, даже при известном аналитическом выражении целевой функции.

Для функции $Z_{\text{Год}}(W_1, W_2)$ – непрерывной и имеющей непрерывные производные первого и второго порядков по всем переменным необходимым условием экстремума в точке $W^{(k)}$ служит равенство нулю в этой точке частных производных по всем переменным:

$$\frac{\partial Z_{\text{год}}(W_1, W_2)}{\partial W_1} = 0$$

$$\frac{\partial Z_{\text{год}}(W_1, W_2)}{\partial W_2} = 0 \quad (1.11)$$

Для того, чтобы точка $W^{(K)}$ являлась точкой экстремума исследуемой функции $Z_{\text{год}}(W_1, W_2)$, достаточно при любых малых приращениях независимых переменных δW_i правой части ниже показанного выражения оставаться положительной для точки минимума и отрицательной для точки максимума:

$$\begin{aligned} \delta Z_{\text{год}} = & \partial^2 Z_{\text{год}}(W^{(K)}) \cdot \delta W_1^2 / \partial W_1^2 + \\ & + 2 \cdot \partial^2 Z_{\text{год}}(W^{(K)}) \cdot \delta W_1 \cdot \delta W_2 / \partial W_1^2 \cdot \delta W_1 + \\ & + \partial^2 Z_{\text{год}}(W^{(K)}) \cdot \delta W_2^2 / \partial W_2^2 \end{aligned} \quad (1.12)$$

Т.е., в данном случае уже недостаточно проверки экстремальности по всем переменным в отдельности и в рассмотрение включаются смешанные производные.

Определение оптимальной скорости движения воды в трубном пространстве пароводяного подогревателя

В промышленных котельных и на ТЭЦ широко используются горизонтальные поверхностные кожухотрубные теплообменники для нагревания воды [1]. Важнейшей характеристикой такого аппарата является скорость движения воды внутри теплообменных труб. С увеличением скорости повышается эффективность теплоотдачи от поверхности

трубы к жидкости, но эта интенсификация теплообмена вызывает дополнительную затрату энергии на транспорт воды через аппарат. Противоположные тенденции влияния скорости воды на технико-экономические показатели процесса теплопередачи в аппарате указывают на то, что в данном случае расчет подогревателя должен быть оптимизирующим. В качестве критерия оптимизации выбираются годовые приведенные затраты:

$$Z_{\text{год}} = \mathcal{E} + E_n K_T \quad (1.13)$$

по минимальному значению которых находят оптимальные условия работы теплообменного аппарата. В качестве оптимизирующего параметра наиболее целесообразно для данного случая выбрать скорость движения воды внутри трубок W , м/с, что позволяет согласно (1.10) написать выражение целевой функции в виде:

$$Z_{\text{год}} = \tau \Pi_{\mathcal{E}} N + \xi \Pi_A F_p, \text{ р./год.} \quad (1.14)$$

Здесь \mathcal{E} – годовые затраты на эксплуатацию теплообменного аппарата, р./год;

K_T – единовременные капитальные затраты на теплообменный аппарат, р.;

E_n – коэффициент экономической эффективности, равный 0,15 р./(р.·год);

τ – число часов работы аппарата в год, ч/год;

$\Pi_{\mathcal{E}}$ – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии для привода насоса подачи воды в подогреватель, р./кВт·ч;

N – затраты энергии на перемещение воды через аппарат, кВт;

$\xi = 0,57$ – коэффициент, учитывающий амортизацию теплообменного аппарата, коэффициент экономической

эффективности E_H и стоимость инженерно-строительных работ, включая и монтаж оборудования, р./ (р.·год);

Π_A – удельная стоимость подогревателя, р./м²;

F_p – расчетная поверхность теплообмена подогревателя, м².

Формула (1.14) позволяет получить расчетное уравнение целевой функции, т.е. уравнение связи между годовыми приведенными затратами и скоростью движения воды внутри теплообменных труб.

Определение единовременных капитальных затрат

Единовременные капитальные затраты, т.е. общая стоимость (цена) аппарата K_T , определяются по соотношению (1.5). Принимается

$$a_{\text{зап}} + a_o = 1,15 ,$$

следовательно,

$$F_{\Phi} = 1,15F_p , \text{ м}^2.$$

Расчетная поверхность теплообмена, м²

$$F_p = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{Q \cdot R}{\Delta t} = \frac{Q}{\Delta t} R \quad (1.15)$$

где Q – теплопроизводительность аппарата, Вт:

$$Q = Gc_p \overline{(t_B'' - t_B')} \quad (1.16)$$

Здесь G – расход воды через подогреватель, кг/с;
 \bar{c}_p – средняя изобарная теплоемкость нагреваемой
 воды, Дж/(кг·К);

t_B'', t_B' – температура воды соответственно на выходе
 и входе в аппарат, °С;

$\Delta \bar{t}$ – средняя логарифмическая разность температур,
 °С,

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_B'' - t_B'}{\ln \frac{t_H - t_B''}{t_H - t_B'}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.17)$$

t_H – температура насыщения греющего пара, °С,

R – термическое сопротивление теплопередачи,
 (К·м²)/Вт,

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}, \quad (1.18)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от конденсирующего водяного пара к стенке горизонтальной трубы трубного пучка, Вт/(м²·К), который определяется по модифицированной формуле Нуссельта при условии $\rho'' W_{\Pi}^2 \leq 1$ (т.е пар не оказывает воздействия на течение пленки конденсата):

$$\alpha_1 = 0,845 \frac{B'}{(n_{ряд} \Delta t_{дн})^{0,25}}, \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (1.19)$$

Для конденсирующегося водяного пара

$$B' = 5700 + 56t_H - 0,09t_H^2. \quad (1.20)$$

Окончательно $V' = \eta_i V'$, где η_i - коэффициент, учитывающий наличие неконденсирующихся газов в водяном паре ($\eta_i \approx 0,6 \dots 1$),.

Температура наружной поверхности теплообменных труб $t_{CT} = t_H - \Delta t + q / \alpha_2$, т.е. в данном случае отношение q / α_2 зависит от W и, следовательно, $t_{CT} = f(W)$:

$$\Delta t = t_H - t_{CT} = \Delta \bar{t} - q / \alpha_2 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1.21)$$

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменной трубы к движущейся жидкости ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$),

q - плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Для турбулентного режима по формуле М.А. Михеева имеем:

$$\alpha_2 = 0,021 \lambda_B \frac{W^{0,8} d_{BH}^{-0,2}}{\nu_B^{0,8}} Pr_B^{0,43} \left(\frac{Pr_B}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (1.22)$$

Здесь определяющая температура для выбора теплофизических свойств воды $t_{ж} = 0,5(t'_B + t''_B) \text{ } ^\circ\text{C}$.

Если обозначить $A = 0,021 \frac{\lambda_B d_{BH}^{-0,2}}{\nu_B^{0,8}} \frac{Pr_B^{0,68}}{Pr_{CT}^{0,25}}$, то

$$\alpha_2 = AW^{0,8}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (1.23)$$

На основании (1.21) получаем

$$\Delta t = \Delta \bar{t} - \frac{Q}{F_p \cdot A \cdot W^{0,8}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.24)$$

Если l – длина теплообменной трубы между трубными решетками, м, то $n_{\text{ряд}}$ – число горизонтальных рядов труб в межтрубном пространстве теплообменного аппарата, определяется по формуле

$$n_{\text{ряд}} = \sqrt{\frac{F_p}{\pi d_{\text{CP}} l}} = \sqrt{\frac{0,3183 F_p}{(d_{\text{BH}} + \delta_{\text{CT}}) l}} . \quad (1.25)$$

В межтрубном пространстве подогревателя ХВ-760 расположена горизонтальная перегородка, которая делит по вертикали число рядов труб на две равные части. Учитывая это обстоятельство и то, что для тонкостенных труб в теплообменных аппаратах можно принять $d_{\text{H}} \approx d_{\text{CP}}$, с учетом (1.19) можно получить

$$\alpha_1 = E \cdot V' / \Delta t^{0,25} , \quad (1.26)$$

где

$$E = \frac{1,1595}{\left[F_p (d_{\text{BH}} + 2\delta_{\text{CT}}) / l \right]^{0,125}} , \quad (1.27)$$

d_{BH} – внутренний диаметр теплообменных труб, м.

Для кальциевых накипей в случае нагрева воды термическое сопротивление отложений внутри теплообменных труб можно вычислять по формуле:

$$R_{\text{ЗАГ}} = 0,000072 / W^{0,8} , \text{ (K} \cdot \text{m}^2) / \text{Вт} \quad (1.28)$$

На основании (1.15), (1.22), (1.24), (1.26) и (1.28) получаем уравнение для вычисления сопротивления теплопередаче R в функции от скорости движения воды, $(K \cdot m^2) / Вт$:

$$R = \frac{\Delta t^{-0,25}}{EB'} - \frac{0,25 \Delta t^{-0,75} Q}{EB' F_p A} W^{-0,8} - \frac{0,09375 \Delta t^{-0,75} Q^2}{EB' A^2 F_p^2} W^{-1,6} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{A} W^{-0,8} + 0,000072 W^{-0,8}. \quad (1.29)$$

Определение затрат на транспорт теплоносителя через подогреватель

В составе эксплуатационных затрат основную долю составляют затраты на перемещение теплоносителя - в данном случае воды - через гидравлический тракт аппарата.

Из (1.14) следует, что

$$\mathcal{E}_{TP} = \Pi_{\mathcal{E}} \cdot \tau \cdot N, \quad (1.30)$$

где $N = \frac{V_z \Delta p}{\eta_H}$, Вт;

η_H = КПД насосной установки;

V_z – объемный расход воды, проходящий через один ход аппарата, m^3/c ;

$$V_z = \frac{0,25 d_{BH} F_p W}{1 \cdot z}, \quad (1.31)$$

z – число ходов в подогревателе;

Δp – потери давления при движении воды через трубную систему аппарата,

$$\Delta p = 0,5 \xi_{\text{ГПР}} W^2 \rho_{\text{В}} , \text{ Па.} \quad (1.32)$$

Здесь $\rho_{\text{В}}$ – плотность воды в теплообменных трубах, кг/м³;

$\xi_{\text{ГПР}}$ – приведенное гидравлическое сопротивление аппарата, равное

$$\xi_{\text{ГПР}} = \xi \frac{1}{d} + \Sigma \zeta_{\text{М}} ; \quad (1.33)$$

$\Sigma \zeta_{\text{М}}$ - сумма всех коэффициентов местных сопротивлений на пути теплоносителя от входа в аппарата до выхода из него.

Для многоходового подогревателя на базе (1.33) получили

$$\xi_{\text{ГПР}} = C W^{-0,25} + (0,875 - 2,25Z) . \quad (1.34)$$

И

$$\Delta p = 0,5 \left[C W^{-0,25} + (0,875 + 2,25Z) \right] W^2 \rho_{\text{В}} , \text{ Па.} \quad (1.35)$$

На основании (1.30), (1.31), (1.33) и (1.35), а также подставляя в полученную формулу для N величину поверхности теплообмена из (1.15) и термического сопротивления из (1.29), в итоге получим, Вт:

$$N = \frac{DQ}{\Delta t} \times \left[\begin{aligned}
& \frac{C\Delta t^{-0,25}}{EB'} W^{2,75} - \frac{0,25C\Delta t^{-0,75} Q}{EB' F_p A} W^{1,95} - \\
& - \frac{0,09375C\Delta t^{-1,75} Q^2}{EB' F_p^2 A^2} W^{1,15} + \frac{C\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} W^{2,75} + \\
& + \frac{C}{A} W^{1,95} + 0,000072CW^{1,95} + \\
& + \frac{(0,875 + 2,25Z)\Delta t^{-0,25} W^3}{EB'} - \\
& - \frac{0,25(0,875 + 2,25Z)\Delta t^{-0,75} Q}{EB' F_p A} W^{2,2} - \\
& + \frac{0,09375(0,875 + 2,25Z)\Delta t^{-1,75} Q^2}{EB' F_p^2 A^2} W^{1,4} + \\
& + \frac{(0,875 + 2,25Z)\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} W^3 + \\
& + \frac{0,875 + 2,25Z}{A} W^{2,2} + \\
& + 0,000072(0,875 + 2,25Z)W^{2,2}
\end{aligned} \right] \quad (1.36)$$

УРАВНЕНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ

Теперь, используя формулу (1.14), после ряда преобразований получим в комплексной форме расчетное уравнение целевой функции:

$$\begin{aligned}
 Z_{\text{ГОД}} = & K_4 \left(\begin{aligned} & \text{HK}_1 W^3 + \text{CK}_1 W^{2,75} + \text{HK}_1 W^{2,2} + \\ & + \text{CK}_2 W^{1,95} - \text{HK}_3 W^{1,4} - \text{CK}_3 W^{1,15} \end{aligned} \right) + \\
 & + K_5 \left(\begin{aligned} & K_1 + K_2 W^{-0,8} - \\ & - K_3 W^{-1,6} \end{aligned} \right)
 \end{aligned}
 \quad (1.37)$$

Ниже приводится расшифровка комплексов в уравнениях (1.35), (1.36) и (1.37):

$$H = 0,875 + 2,25Z, \quad (1.38)$$

$$C = \frac{0,3164Zv_B^{0,25}1}{d_{\text{ВН}}^{1,25}} \quad (1.39)$$

где v_B – коэффициент кинематической вязкости воды, движущейся внутри теплообменных труб, $\text{м}^2/\text{с}$,

$$K_1 = \frac{\overline{\Delta t}^{-0,25}}{E} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}}, \quad (1.40)$$

где

$$E = \frac{1,1595\eta_i(5700 + 56t_{\text{Н}} - 0,09t_{\text{Н}}^2)}{[F_p(d_{\text{ВН}} + 2\delta_{\text{СТ}})/I]^{0,125}}. \quad (1.41)$$

Здесь $\delta_{\text{СТ}}$ – толщина стенки теплообменной трубы, м ;

$\lambda_{\text{СТ}}$ – коэффициент теплопроводности металла теплообменной трубы, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$$K_2 = \frac{1}{A} + 0,000072 - \frac{0,25\Delta t^{-0,25}Q}{AEF_p}, \quad (1.42)$$

где

$$A = \frac{0,021\lambda_B d_{BH}^{-0,2} Pr_B^{0,68}}{v_B^{0,8} Pr_{CT}^{0,25}} . \quad (1.43)$$

λ_B – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К);

Pr_B – критерий Прандтля для воды, выбираемый по средней температуре воды в теплообменных трубках;

Pr_{CT} – критерий Прандтля для воды, выбираемый по средней температуре стенки теплообменной трубки.

$$K_3 = \frac{0,09375 \overline{\Delta t}^{-1,75} Q^2}{E(AF_p)^2} . \quad (1.44)$$

$$K_4 = \frac{\zeta_{\text{э}} \tau DQ}{10^3 \overline{\Delta t}} , \quad (1.45)$$

где

$$D = \frac{0,125 d_{BH} \rho_B}{l Z \eta_H} . \quad (1.46)$$

$$K_5 = \frac{0,656 \zeta_A Q}{\overline{\Delta t}} \quad (1.47)$$

ПРОГРАММА ОПТИМИЗИРУЮЩЕГО РАСЧЕТА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДОЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Алгоритм расчета горизонтального пароводяного подогревателя построен следующим образом.

После ввода в память ЭЦВМ исходных данных задается начальное значение поверхности теплообмена подогревателя F_0 , что позволяет предварительно определить

начальное значение температуры стенки теплообменной трубы t_{CT} , числа Прандтля для воды Pr_B и Pr_{CT} в зависимости от средней температуры воды и плотности теплового потока Q/F_0 , затем Δt и далее все комплексы, входящие в уравнение целевой функции (1.37). После этого выбирают: начальное значение скорости движения воды W_0 и изменение этой величины ΔW_0 .

Следующий блок алгоритма предназначен для решения методом бисекции уравнения первой производной целевой функции, правая часть которого равна нулю (необходимое условие поиска экстремума функции одной переменной):

$$\begin{aligned} dZ_{\text{год}} / dW = & 3HK_1 W^2 + 2,75CK_1 W^{1,75} + \\ & + 2,2HK_2 W^{1,2} + 1,95CK_2 W^{0,85} - \\ & - 1,4HK_3 W^{0,4} - 1,15CK_3 W^{0,25} + \\ & + \Theta * (1,6K_3 W^{-2,6} - 0,8K_2 W^{-1,8}) = 0, \end{aligned} \quad (1.48)$$

где $\Theta = \frac{656Ц_A}{Ц_Э \tau D}$.

Результатом работы этого блока является вычисление величины оптимальной скорости $W_{\text{опт}}$.

По $W_{\text{опт}}$ определяются расчетные: площадь поверхности теплообмена подогревателя F_p и температура стенки теплообменной трубы t_{CT}^p . Затем производится сопоставление расчетного значения температуры стенки с предварительно выбранным t_{CT}^0 . Если совпадения между этими величинами с заданной точностью нет, то за начальное значение температуры стенки принимается полученная расчетная ве-

личина и цикл вычислений повторяется, начиная с вычисления нового значения величины Pr_{CT} .

Расчет	Результат
Температура насыщенного греющего пара, TN 150	Оптимальная скорость воды, W= 0,6479
Температура воды на входе в подогреватель, ТВ1 4	Оптимальная поверхность теплообмена, F= 4,3228
Температура воды на выходе из подогревателя, ТВ2 40	Число труб в одном ходе, NZ= 69,8357
Удельная стоимость 1 м2 поверхности теплообмена подогревателя, CA 400	Число ходов, Z= 4
Стоимость 1квт*час электроэнергии для привода насоса подачи воды в подогреватель, CE 2,50	Температура насыщения греющего пара, TN= 150
Толщина стенки теплообменной трубы, DCT 0,001	Температура стенки теплообменной трубы, TCT= 80,2157
Расход воды через подогреватель, G 6,94	Среднеарифметическая разность температур, DT= 127,1518
Средняя теплоемкость воды, CP 4180	Длина труб, l= 0,3518
Средний коэффициент теплопроводности воды, LB 0,6	Тепловая нагрузка, Q 1044331,2
Внутренний диаметр теплообменной трубы, DBN 0,014	Коэффициент теплопередачи от стенки к воде, AL1= 5097,1262
Средний коэффициент кинематической вязкости воды, NB 0,00000065	Коэффициент теплопередачи от пара к стенке, AL2= 4211,5319
Длина теплообменных труб, L 1	Годовые расчетные затраты в оптимальном варианте, ZY= 1350,345
Средняя плотность воды, ROV 997	Число Провалов для воды, PRB= 6,6714
КПД насосного агрегата, ETN 0,95	Число Провалов для воды при температуре стенки, PRCT= 4211,5319
Число часов работы аппарата в году, TAU 4400	Общее число трубков в ТОА, NO= 279,3429
Начальное число ходов в аппарате, ZO 4	Расход воды через аппарат, G= 6,94
Коэффициент теплопроводности материала стенок, LCT 60	
Коэффициент наличия в греющем паре неконденсирующихся газов. Для чистого пара = 1, ETI 1	
Начальное значение площади поверхности, FO 3,97	

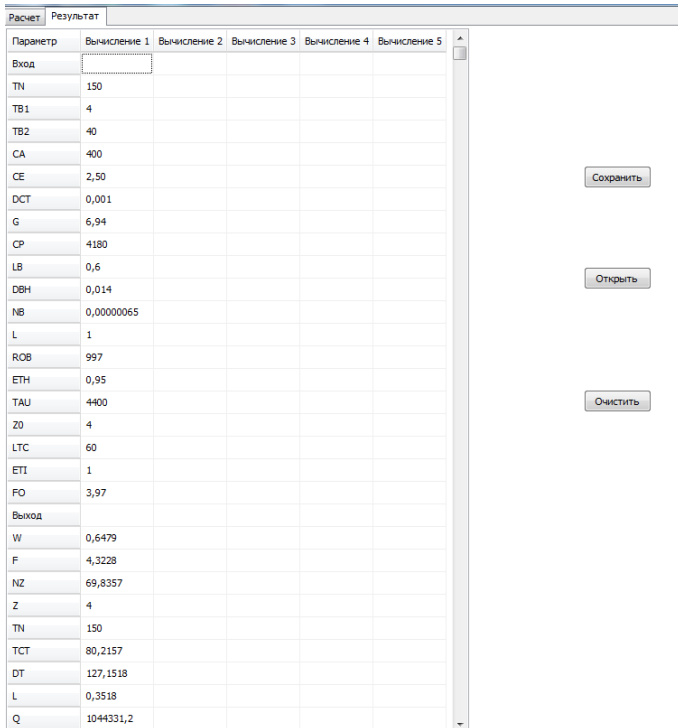
[Вычислить](#)

[Результат](#)

Рис. 2 – Вкладка «Расчет» интерфейса программы

Оптимальная скорость движения воды при заданной длине трубок в аппарате обеспечивается выбором числа ходов в подогревателе и числом трубок в каждом ходе. Для вычисления числа ходов Z и длины трубок l организуется итеративный цикл до тех пор, пока с заданной точностью не будут согласованы между собой оптимальная скорость W_{OPT} , температура стенки t_{CT} и длина труб l . В заключение вычисляется минимальное значение годовых приведен-

ных затрат $Z_{\text{Год}}$, соответствующее найденной оптимальной скорости движения воды $W_{\text{Опт}}$.



Параметр	Вычисление 1	Вычисление 2	Вычисление 3	Вычисление 4	Вычисление 5
Вход					
TN	150				
TB1	4				
TB2	40				
CA	400				
CE	2,50				
DST	0,001				
G	6,94				
CP	4180				
LB	0,6				
DBH	0,014				
NB	0,00000065				
L	1				
ROB	997				
EPH	0,95				
TAU	4400				
Z0	4				
LTC	60				
EPI	1				
FO	3,97				
Выход					
W	0,6479				
F	4,3228				
NZ	69,8357				
Z	4				
TN	150				
TST	80,2157				
DT	127,1518				
L	0,3518				
Q	1044331,2				

Рис. 3 - Вкладка «Результат» интерфейса программы

На основе описанного алгоритма разработана для ПК программа расчета оптимального варианта горизонтального пароводяного подогревателя.

На рис. 2 и 3 представлен интерфейс программы. Программа позволяет провести и сохранить результаты расчетов для пяти вариантов изменения одного из входных параметров.

Таблица 2

Соответствие данных и переменных
в программе "ОВТА-4-ПВГ-Л"

В формулах	В программе	В формулах	В программе	В формулах	В программе
1	2	3	4	5	6
t_H	TN	d_{BH}	DBH	H	H
t'_B	TB1	v_B	NB	K_1	K1
t''_B	TB2	l	L	K_2	K2
t_{CT}	TCT	ρ_B	ROB	K_3	K3
$\overline{t_B^0}$	TBO	η_H	ETH	K_4	K4
$\overline{\Delta t}$	DT	τ	TAU	K_5	K5
Π_A	CA	Q	Q	α_2	AL2
Π_E	CE	W	W	α_1	AL1
δ_{CT}	DCT	F	F	Pr_B	PRB
G	G	$n_{OБЦ}$	NO	Pr_{CT}	PRCT
c_P	CP	n_Z	NZ	ΔW	DW
λ_B	LB	Z	Z	η_i	ETI
A	A	D	D		
EB'	EB	Э	E		

Вкладка «Расчет» (рис.2) состоит из двух колонок: в левой перечислены исходные данные для расчета, в правой – результаты текущего расчета.

Вкладка «Результат» (рис.3) содержит результаты предыдущих пяти вариантов расчетов.

В табл. 2 приведено соответствие переменных в программе и их значение в формулах.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

1. По рис. 1 и стенду в лаборатории рассмотреть устройство горизонтального пароводяного подогревателя типа ХВ-760.

2. Изучить конструкцию его корпуса, межтрубного пространства, трубного пучка, торцевых водяных камер, штуцеров для подвода пара и воды, дренажных и продувочных патрубков, устройств для подключения измерительных приборов (особое внимание уделить компоновке трубного пучка).

3. Ознакомиться с гидравлической схемой движения нагреваемой воды в трубном пространстве и водяных камерах аппарата.

4. Используя справочную литературу рассмотреть возможные материалы для изготовления основных деталей аппарата.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Согласно теоретическому и практическому заданию изучить конструкции кожухотрубных ТОА, основы оптимизации и состав и работу программы для оптимизационного расчета ТОА ХВ-760.

2. По данным табл. 3 подготовить исходные данные для расчета на ПК оптимального варианта подогревателя для нормального режима работы. По программе произвести на ПК тепловой расчет подогревателя для номинальных условий его работы. Сравнить полученные расчетные значения площади поверхности теплообмена с фактической. Научно объяснить причины расхождения этих величин.

3. Получить у преподавателя наименование и диапазон изменения конкретного внешнего фактора φ , влияющего на оптимальные параметры подогревателя, шаг изменения заданной величины.

По программе произвести на ПК расчеты по определению влияния изменения конкретного внешнего фактора φ на величину оптимальной площади поверхности теплообмена, m^2 , и величину годовых приведенных затрат, р./год.

Получить расчетную зависимость $W_{\text{опт}} = f_1(\varphi)$, $F_p = f_2(\varphi)$ и $Z_{\text{год}} = f_3(\varphi)$ (не менее пяти расчетных точек для каждой функции). Нарисовать графики зависимости указанных величин от изменяющегося фактора φ .

С использованием полученных результатов и графиков дать научное и техническое объяснение поведения оптимальной скорости, площади поверхности теплообмена и годовых приведенных затрат от изменяющегося фактора φ .

Замечание: если в рассматриваемом диапазоне изменения фактора φ абсолютное значение оптимальной скорости, площади поверхности теплообмена и годовых приведенных затрат изменяется не более чем на 10 % то их следует считать не зависящими от фактора φ .

ОТЧЕТ О РАБОТЕ

Отчет по работе должен содержать:

1. Название и цель работы
2. Таблицу исходных данных
3. Таблицу результатов оптимизирующего расчета подогревателя в номинальном режиме. Результаты сравнения расчетных результатов с фактическими.

4. Таблицу исходных данных и листинг результатов расчета по влиянию заданного внешнего фактора φ на F_p и $Z_{\text{год}}$

5. Графики функций $W_{\text{ОПТ}} = f_1(\varphi)$, $F_p = f_2(\varphi)$ и $Z_{\text{год}} = f_3(\varphi)$ с пояснениями поведения этих функций в зависимости от φ .

Таблица 3

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Значение
1	2	3
Температура насыщения греющего пара, $t_H, ^\circ\text{C}$	TN	
Температура воды на входе в подогреватель, $t'_B, ^\circ\text{C}$	TB1	
Температура воды на выходе из подогревателя, $t''_B, ^\circ\text{C}$	TB2	
Удельная стоимость 1 м ² поверхности теплообмена подогревателя, $\Pi_A, \text{р./м}^2$	CA	
Стоимость 1 кВт·ч электроэнергии для привода насоса подачи воды в подогреватель, $\Pi_E, \text{р./кВт}\cdot\text{ч}$	CE	
Толщина стенки теплообменной трубы, $\delta_{\text{СТ}}, \text{м}$	DCT	0,001
Расход воды через подогреватель, $G, \text{кг/с}$	G	
Средний коэффициент теплопроводности воды в аппарате, $\lambda_B, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	LB	0,6

Окончание табл. 3

1	2	3
Средняя теплоемкость воды в аппарате, c_p , Дж/(кг·К)	CP	4180
Средний коэффициент кинематической вязкости воды в аппарате, $\bar{\nu}_B$, м ² /с	NB	0,65* *10 ⁻⁶
Длина теплообменных труб, l , м	L	1
Средняя плотность воды в аппарате, $\bar{\rho}_B$ кг/м ³	ROB	997
КПД насосного агрегата для подачи воды в аппарат, η_H	ETH	
Число часов работы аппарата в год, τ , ч/год	TAU	
Начальное число ходов в аппарате, Z ;	Z	4
Коэффициент теплопроводности материала стенки, λ_{CT} , Вт/(м·К);	LCT	
Коэффициент наличия в греющем паре неконденсирующихся газов, η_i . Для чистого пара $\eta_i = 1$	ETI	
Начальное значение площади поверхности теплообмена, F_0 , м ²	F	3,97

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ВОДОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы состоит в изучении конструкции горизонтального рекуперативного кожухотрубного водоводяного подогревателя и практическом освоении математических методов анализа и оптимизации теплообменных аппаратов данного типа.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования в лабораторной работе является кожухотрубный горизонтальный водо-водяной теплообменный аппарат типа ХВ-790 (рис. 1). Характеристики аппарата приведены в табл. 4.

Таблица 4
Технические характеристики ТОА ХВ-790

Параметр	Значение
1	2
Производительность, т/ч	5/10
Поверхность нагрева, м ²	1,6
Расчетные параметры:	
по греющей воде	
избыточное давление, бар	0,2
температура, °С	
На входе	104,2
На выходе	60
по нагреваемой воде	
избыточное давление, бар	7
температура, °С	

1	2
На входе	40
На выходе	48
Рабочие параметры:	
по греющей воде	
избыточное давление, бар	7
температура, °С	
На входе	160
по нагреваемой воде	
избыточное давление, бар	7
температура, °С	
На входе (не менее)	45
Гидравлическое сопротивление при максимальной производительности, м. вод. ст.	
В межтрубном пространстве	0,99
В трубном пространстве	1,06
Число ходов воды в межтрубном и трубном пространствах	4
Площадь поперечного сечения в одном ходе, м ² :	
Межтрубного пространства	0,003
Трубного пространства	0,0075
Материал трубок	Латунь Л-68
Число трубок в трубном пучке, шт.	20
Размеры трубок:	
Наружный диаметр, мм	16
Толщина стенки, мм	1
Длина, м	1,7
Масса аппарата, кг	134
Расход воды в расчетном режиме, т/ч	
греющей	2,5
нагреваемой	10

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Во введении к лабораторной работе, конспектах лекций и в соответствующих главах рекомендуемой литературы ознакомиться с основными конструкциями жидкостно-жидкостных кожухотрубных теплообменных аппаратов, методами их математического моделирования и оптимизации.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРЕЮЩЕЙ И НАГРЕВАЕМОЙ ВОДЫ В МЕЖТРУБНОМ И ТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВАХ ВОДОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

На промышленных предприятиях, в промышленных котельных и на ТЭЦ широко используются горизонтальные поверхностные кожухотрубные теплообменники, в которых и греющей и нагреваемой средой является вода. Важнейшими характеристиками такого аппарата является скорость движения воды как в межтрубном пространстве, так и внутри теплообменных труб. С увеличением скорости повышается эффективность теплоотдачи между поверхностью труб и омывающей их греющей и нагреваемой водой. Однако в этом случае интенсификация теплообмена сопровождается дополнительной затратой энергии на перемещение теплоносителя через трубное и межтрубное пространства аппарата, т.е. в такой ситуации выбор наиболее выгодной поверхности теплообмена и конструкции подогревателя целесообразно осуществлять по методу технико-экономической оптимизации. Наибольшей экономической эффективностью будут обладать те конструкции, для которых годовые приведенные затраты минимальны.

Если известны капитальные затраты на аппарат K_T , годовые затраты на его эксплуатацию \mathcal{E} и нормативный ко-

коэффициент окупаемости капитальных вложений E_H , то годовые приведенные затраты составят:

$$Z_{\text{год}} = \mathcal{E} + E_H K_T . \quad (2.1)$$

В данном случае в качестве оптимизируемых параметров наиболее целесообразно выбрать скорость движения воды в межтрубном пространстве W_1 и скорость движения воды внутри теплообменных труб W_2 , м/с, что позволяет согласно (2.1) написать выражение целевой функции $Z_{\text{год}} = f(W_1, W_2)$ в виде:

$$Z_{\text{год}} = \tau \Pi_{\mathcal{E}} (N_1 + N_2) + \xi \Pi_A F_p , \quad (2.2)$$

где τ – число часов работы аппарата в год, ч/год;

$\Pi_{\mathcal{E}}$ – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии для привода насосов подачи греющей и нагреваемой воды в аппарат, р./кВт·ч;

$\xi = 0,57$ – коэффициент, учитывающий амортизацию теплообменного аппарата, коэффициент экономической эффективности E_H и стоимость инженерно-строительных работ, включая монтаж оборудования, р./ (р·год);

Π_A – удельная стоимость подогревателя, р./м²;

F_p – расчетная поверхность теплообмена подогревателя, м².

Формула (2.2) позволяет получить расчетное уравнение целевой функции, т.е. уравнение связи между годовыми приведенными затратами и скоростью движения воды как в межтрубном, так и в трубном пространствах подогревателя.

Определение единовременных капитальных затрат

Единовременные капитальные затраты, т.е. общая стоимость (цена) аппарата K_T , определяются по соотношению

$$K_T = 1,15F_p C_A, \quad (2.3)$$

где коэффициент 1,15 учитывает запас поверхности теплообмена, позволяющий удлинить производственный цикл между процессами очистки аппарата.

Расчетная поверхность теплообмена, m^2

$$F_p = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{Q}{\Delta t} R \quad (2.4)$$

Здесь Q – тепловая производительность аппарата,

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta_{п}, \text{Вт.}$$

G_1 – расход греющей воды через подогреватель, кг/с;

c_{p1} – средняя изобарная теплоемкость греющей воды, Дж/(кг·К);

t_1' – начальная температура греющей воды, °С; $\overline{\Delta t}$ – средняя логарифмическая разность температур между теплоносителями, °С,

$\eta_{п}$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты аппаратом в окружающую среду;

t_1'' – конечная температура греющей воды, °С;

R – термическое сопротивление теплопередаче, $(K \cdot m^2) / \text{Вт}$:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{3AG} \quad (2.5)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей воды к наружной стенке теплообменной трубы, Вт/(м²·К), который определяется по формуле М.А. Михеева при условии, что $d = d_э$:

$$\alpha_1 = 0,021\lambda_{B1} \frac{W_1^{0.8} d_э^{-0.2}}{v_{B1}^{0.8}} Pr_{B1}^{0.43} \left(\frac{Pr_{B1}}{Pr_{CT}} \right)^{0.25} \left(\frac{S^2}{d_H^2} \right)^{0.18} \quad (2.6)$$

За определяющую температуру для выбора теплофизических свойств греющей воды принимается $\bar{t}_1 = 0,5(t'_{B1} + t''_{B1})$ °С;

S – шаг расположения теплообменных труб на трубной решетке, м;

δ_{CT} – толщина стенки теплообменной трубы, м;

λ_{CT} – коэффициент теплопроводности материала теплообменной трубы, Вт/(м·К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменной трубы к нагреваемой воде. Для турбулентного режима по формуле М.А. Михеева имеем

$$\alpha_2 = 0,021\lambda_{B2} \frac{W_2^{0.8} d_{BH}^{-0.2}}{v_{B2}^{0.8}} Pr_{B2}^{0.43} \left(\frac{Pr_{B2}}{Pr_{CT}} \right)^{0.25} \quad (2.7)$$

За определяющую температуру для выбора теплофизических свойств нагреваемой воды принимается $\bar{t}_2 = 0,5(t'_{B2} + t''_{B2})$, °С.

Для кальциевых накипей в случае охлаждения и нагрева воды можно термическое сопротивление двухсторонних отложений на поверхности теплообменной трубы, $(\text{К}\cdot\text{м}^2)/\text{Вт}$, вычислить по формуле

$$R_{3\Delta\Gamma} = 0,000072 / W_1^{0,8} \quad (2.8)$$

На основании (2.5), (2.6), (2.7) и (2.8) получаем уравнение для вычисления сопротивления теплопередаче R , $(\text{К}\cdot\text{м}^2/\text{Вт})$, в функции от скорости движения греющей и нагреваемой воды:

$$R = \frac{1}{A_1} W_1^{-0,8} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{A_2} W_2^{-0,8} + 0,000072(W_1^{-0,8} + W_2^{-0,8})$$

или

$$R = A_1 W_1^{-0,8} + A_2 W_2^{-0,8} + A_3 \quad (2.9)$$

где

$$A_1 = \frac{d_{\text{H}}^{0,36} v_{\text{B1}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{CT}}^{0,25}}{0,021 \lambda_{\text{B1}} d_{\text{Э}}^{-0,2} S^{0,36} \text{Pr}_{\text{B1}}^{0,68}} + 0,000072 ;$$

$$A_2 = \frac{v_{\text{B2}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{CT}}^{0,25}}{0,021 \lambda_{\text{B2}} d_{\text{BH}}^{-0,2} \text{Pr}_{\text{B2}}^{0,68}} + 0,000072 ;$$

$$A_3 = \delta_{\text{CT}} / \lambda_{\text{CT}} .$$

Если обозначить отношение $Q/\overline{\Delta t} = A_4$, то в итоге можно записать выражение для расчетной поверхности теплообмена, m^2

$$F_p = A_4(A_1 W_1^{-0.8} + A_2 W_2^{-0.8} + A_3) \quad (2.10)$$

Определение затрат на транспорт теплоносителей через подогреватель

Транспорт греющей воды через подогреватель

В составе эксплуатационных затрат основную долю составляют затраты на перемещение теплоносителей. Из (2.2) следует, что

$$\mathcal{E}_{ТВИ} = \Pi_3 \tau N_1, \text{ р./год,}$$

где

$$N_1 = \frac{V_{ZM} \Delta P_{MT}}{\eta_H}, \text{ Вт;}$$

η_H – КПД насосной установки, подающей воду в аппарат;

$V_{ZM} = 0,785 W_1 (0,25D^2 - n_Z d_H^2)$, m^3/c – объемный расход греющей воды, проходящей через один ход межтрубного пространства подогревателя;

D – внутренний диаметр корпуса аппарата, m ;

n_Z – число труб в одном ходе межтрубного пространства при условии $Z_{MT} = 4 = \text{const}$;

ΔP_{MT} – потеря давления, Па, при движении греющей воды в межтрубном пространстве,

$$\Delta P_{MT} = 0,5 \xi_{\Gamma P, M} W_1^2 \rho_{B1} \quad (2.11)$$

где ρ_{B1} – средняя плотность воды в межтрубном пространстве, кг/м³;

$\xi_{\Gamma P, M}$ – приведенное гидравлическое сопротивление межтрубного пространства,

$$\xi_{\Gamma P, M} = \xi_M \frac{1}{d_3} + \sum \xi_{M, M} \quad (2.12)$$

На основании (2.11) и (2.12) в итоге получим

$$\xi_{\Gamma P, M} = C_1 W_1^{-0,25} + 2,253,$$

$$\Delta P_{MT} = 0,5 (C_1 W_1^{-0,25} + 2,253) W_1^2 \rho_{B1}$$

и

$$N_1 = D_1 (C_1 W_1^{2,75} + 2,253 W_1^3), \text{ Вт},$$

где $C_1 = \frac{1,2656 v_{B1}^{0,25} l}{d_3^{1,25}};$

$$D_1 = \frac{0,393(0,25D^2 - n_Z d_H^2) \rho_{B1}}{\eta_H};$$

l – длина теплообменных трубок в аппарате, м.

Транспорт нагреваемой воды через подогреватель

Эксплуатационные затраты на перемещение нагреваемой воды через трубный пучок подогревателя на основании (2.2) рассчитывается по соотношению

$$\mathcal{E}_{ТВ2} = \mathcal{C}_9 \tau N_2, \text{ р./год},$$

$$\text{где } N_2 = \frac{V_{ЗТ} \Delta P_T}{\eta_H}, \text{ Вт};$$

$$V_{ЗТ} = \frac{0,25 d_{ВН} F_P W_2}{LZ}, \text{ м}^3/\text{с} - \text{объемный расход нагрева-}$$

емой воды, проходящей через один ход трубного пространства подогревателя;

Z – число ходов в аппарате по нагреваемой воде;

ΔP_T – потеря давления, Па, при движении нагреваемой воды в трубном пространстве аппарата:

$$\Delta P_T = 0,5 \xi_{\text{ПР,Т}} W_2^2 \rho_{В2} \quad (2.13)$$

$\rho_{В2}$ – плотность воды в трубном пространстве, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\xi_{\text{ПР,Т}}$ – приведенное гидравлическое сопротивление трубного пространства.

$$\xi_{\text{ПР,Т}} = \xi_T \frac{1}{d_3} + \sum \xi_{\text{М,Т}} \quad (2.14)$$

На основании (2.13) и (2.14) в итоге получим

$$\xi_{\text{ПР,Т}} = C_2 W_2^{-0,25} + H,$$

$$\Delta P_T = 0,5(C_2 W_2^{-0,25} + H) W_2^2 \rho_{B2}$$

$$N_2 = D_2 (C_2 W_2^{2,75} + H W_2^3) F_p, \text{ Вт}, \quad (2.15)$$

где

$$C_2 = \frac{0,3164 Z v_{B2}^{0,25} l}{d_{BH}^{1,25}}; \quad D_2 = \frac{0,125 d_{BH} \rho_{B2}}{l Z \eta_H};$$

$$H = 0,875 + 2,25Z.$$

УРАВНЕНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ

Теперь, используя формулу (2.2), после ряда алгебраических преобразований, получим в комплексной форме уравнение целевой функции $Z_{год} = f(W_1, W_2)$, р/год, (2.16):

$$\begin{aligned} Z_{год} = & 10^{-3} \tau \Pi_{\ominus} D_1 (C_1 W_1^{2,75} + 2,253 W_1^3) + \\ & + 10^{-3} \tau \Pi_{\ominus} A_4 D_2 \times \\ & \times \left(\begin{aligned} & A_1 C_2 W_1^{-0,8} W_2^{2,75} + A_2 C_2 W_2^{1,95} + \\ & + A_3 C_2 W_2^{2,75} + A_1 H W_1^{-0,8} W_2^3 + \\ & + A_2 H W_2^{2,2} + A_3 H W_2^3 \end{aligned} \right) + \\ & + 0,656 \Pi_{\ominus} A_4 (A_1 W_1^{-0,8} + A_2 W_2^{-0,8} + A_3) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Для определения оптимальных скоростей движения воды в подогревателе $W_1^{ОПТ}$ и $W_2^{ОПТ}$ по минимуму годовых

приведенных затрат $Z_{\text{ГОД}}$ необходимо решить систему уравнений

$$\begin{cases} \frac{\partial Z_{\text{ГОД}}}{\partial W_1} = 0 \\ \frac{\partial Z_{\text{ГОД}}}{\partial W_2} = 0 \end{cases} . \quad (2.17)$$

В комплексной форме уравнения системы (2.17) будут иметь следующий вид:

$$K_1 W_1^{1,75} + K_2 W_1^2 - (K_3 W_2^{2,75} + K_4 W_2^3 + K_5) W_1^{-1,8} = 0. \quad (2.18)$$

Ниже приводится расшифровка комплексов в уравнении (2.18):

$$K_1 = \frac{1,368 v_{\text{В1}}^{0,25} \rho_{\text{В1}} l(0,25D^2 - n_z d_{\text{H}}^2)}{d_{\text{Э}}^{1,25} \eta_{\text{H}}} ;$$

$$K_2 = \frac{2,6563(0,25D^2 - n_z d_{\text{H}}^2) \rho_{\text{В1}}}{\eta_{\text{H}}} ;$$

$$K_3 = \frac{0,03164 Q v_{\text{В2}}^{0,25} \rho_{\text{В2}}}{\Delta t \eta_{\text{H}} d_{\text{ВН}}^{0,25}} \times \left(\frac{47,619 d_{\text{H}}^{0,36} d_{\text{Э}}^{0,2} v_{\text{В1}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{СТ}}^{0,25}}{\lambda_{\text{В1}} S^{0,36} \text{Pr}_{\text{В1}}^{0,68}} + 0,000072 \right) ;$$

$$K_4 = \frac{0.1Qd_{BH}\rho_{B2}}{\Delta\tau\eta_H IZ} \left(\frac{47,619d_H^{0,36}d_{\Theta}^{0,2}v_{B1}^{0,8}Pr_{CT}^{0,25}}{\lambda_{B1}S^{0,36}Pr_{B1}^{0,68}} + 0,000072 \right) \times \\ \times (0,875 + 2,25Z);$$

$$K_5 = \frac{525\Pi_A Q}{\tau\Pi_{\Theta}\Delta t} \left(\frac{47,619d_H^{0,36}d_{\Theta}^{0,2}v_{B1}^{0,8}Pr_{CT}^{0,25}}{\lambda_{B1}S^{0,36}Pr_{B1}^{0,68}} + 0,000072 \right) \text{ и}$$

$$K_6 W_1^{-0,8} W_2^{1,75} + K_7 W_2^{0,95} + K_8 W_2^{1,75} + K_9 W_1^{-0,8} W_2^2 + \\ + K_{10} W_2^{1,8} + K_{11} W_2^2 - K_{12} W_2^{-1,8} = 0 \quad (2.19)$$

Ниже приводится расшифровка комплексов в уравнении (2.19):

$$K_6 = \frac{0,87Zv_{B2}^{0,25}I}{d_{BH}^{1,25}} \left(\frac{47,619d_H^{0,36}d_{\Theta}^{0,2}v_{B1}^{0,8}Pr_{CT}^{0,25}}{\lambda_{B1}S^{0,36}Pr_{B1}^{0,68}} + 0,000072 \right);$$

$$K_7 = \frac{0,617Zv_{B2}^{0,25}I}{d_{BH}^{1,25}} \left(\frac{47,619d_{BH}^{0,2}v_{B2}^{0,8}Pr_{CT}^{0,25}}{\lambda_{B2}Pr_{B2}^{0,68}} + 0,000072 \right);$$

$$K_8 = \frac{0,87\delta_{CT}Zv_{B2}^{0,25}I}{\lambda_{CT}d_{BH}^{1,25}};$$

$$K_9 = 3 \cdot (0,875 + 2,25Z) \times \\ \times \left(\frac{47,619d_H^{0,36}d_{\Theta}^{0,2}v_{B1}^{0,8}Pr_{CT}^{0,25}}{\lambda_{B1}S^{0,36}Pr_{B1}^{0,68}} + 0,000072 \right);$$

$$K_{10} = 2,2(0,875 + 2,25Z) \times \left(\frac{47,619 d_{\text{BH}}^{0,2} v_{\text{B2}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{CT}}^{0,25}}{\lambda_{\text{B2}} \text{Pr}_{\text{B2}}^{0,68}} + 0,000072 \right);$$

$$K_{11} = \frac{3\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} (0,875 + 2,25Z) \times \left(\frac{47,619 d_{\text{BH}}^{0,2} v_{\text{B2}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{CT}}^{0,25}}{\lambda_{\text{B2}} \text{Pr}_{\text{B2}}^{0,68}} + 0,000072 \right);$$

$$K_{12} = \frac{4,2 \cdot 10^3 \text{Ц}_A \text{I} Z \eta_{\text{H}}}{\tau \text{Ц}_3 d_{\text{BH}} \rho_{\text{B2}}}.$$

ПРОГРАММА ОПТИМИЗИРУЮЩЕГО РАСЧЕТА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ВОДОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Алгоритм расчета горизонтального водоводяного подогревателя построен следующим образом.

После ввода в память ЭЦВМ исходных данных задается начальное значение площади поверхности теплообмена подогревателя F_0 , что позволяет предварительно вычислить число теплообменных труб в одном ходе межтрубного пространства n_z ; внутренний диаметр корпуса аппарата D и эквивалентный диаметр одного хода в межтрубном пространстве d_3 . Затем следует предварительное определение температуры стенки теплообменной трубы t_{CT}^0 , теплофизических свойств и чисел Прандтля для греющей и нагреваемой воды, а также вычисление Pr_{CT} . После определения среднелогарифмической разности температур между тепло-

носителями $\overline{\Delta t}$ вычисляются значения всех комплексов $K_1 \dots K_{12}$ в уравнениях системы (16) и выбираются начальные значения скоростей воды W_1^0 и W_2^0 .

Следующий блок алгоритма решает задачу поиска оптимальных значений скоростей движения воды в межтрубном и трубном пространствах подогревателя, обеспечивая выполнение условия равенства нулю первых частных производных по W_1 и W_2 от целевой функции $Z_{\text{Год}} = f(W_1, W_2)$. Решение системы уравнений (16) осуществляется способом бисекции в комбинации с методом перебора вариантов.

По найденным значениям $W_1^{\text{ОПТ}}$ и $W_2^{\text{ОПТ}}$ вычисляются коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{В1}$ и $\alpha_{В2}$ и, с учетом двухстороннего загрязнения поверхности теплообмена, общий коэффициент теплопередачи в подогревателе. Затем вычисляется температура стенки теплообменной трубы $t_{\text{СТ}}^p$ и проводится сопоставление ее величины с ранее принятым значением $t_{\text{СТ}}^0$. Если совпадения с заданной точностью нет, то за начальное значение температуры стенки принимается полученная конечная расчетная величина и весь цикл повторяется, начиная с вычисления $Pr_{\text{СТ}}$.

Оптимальная скорость движения воды в теплообменных трубах обеспечивается выбором числа ходов в трубном пространстве аппарата и числом труб в каждом ходе, а в межтрубном пространстве – изменением шага трубок S . Если расчетный шаг трубок меньше $d_H + 6$ мм, то при данных условиях получить оптимальную конструкцию аппарата не представляется возможным. В противоположном случае организуется итеративный цикл по величине шага до тех пор, пока с заданной точностью не будут со-

гласованы между собой оптимальные скорости $W_1^{\text{ОПТ}}$, $W_2^{\text{ОПТ}}$, а также $t_{\text{СТ}}$, l , S .

На основе описанного алгоритма разработана для ПК программа расчета оптимального варианта горизонтального водоводяного подогревателя. Программа позволяет провести и сохранить результаты расчетов для пяти вариантов изменения одного из входных параметров.

Во вкладке «Расчет» содержатся исходные данные для программы (рис. 4).

Вкладка «Результат» содержит результаты предыдущих пяти вариантов расчетов, аналогично результатам расчетов в лабораторной работе № 1 (рис. 3).

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

По стенду в лаборатории рассмотреть устройство горизонтального водоводяного подогревателя типа ХВ-790. Изучить конструкцию его корпуса, межтрубного пространства, трубного пучка, торцевых водяных камер, штуцеров для подвода греющей и нагреваемой воды, дренажных и продувочных патрубков, устройств для подключения измерительных приборов (особое внимание уделить компоновке трубного пучка). Ознакомиться с гидравлической схемой движения воды в трубном и межтрубном пространстве и водяных камерах аппарата. Используя справочную литературу рассмотреть возможные материалы для изготовления основных деталей аппарата.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Согласно теоретическому и практическому заданию изучить конструкции кожухотрубных ТОА, основы оптимизации, состав и работу программы для оптимизационного расчета ТОА ХВ-790.

Расчёт	Результат
Начальная температура греющей воды, T1	<input type="text"/>
Конечная температура греющей воды, T2	<input type="text"/>
Начальная температура нагреваемой воды, TH1	<input type="text"/>
Конечная температура нагреваемой воды, TH2	<input type="text"/>
Удельная стоимость теплообменного аппарата, CA	<input type="text"/>
Стоимость 1кВт*ч электроэнергии для привода насоса подачи воды в аппарат, CE	<input type="text"/>
Число ходов в аппарате по нагреваемой воде, Z0	<input type="text"/>
Число часов работы аппарата в год, TAU	<input type="text"/>
Длина теплообменных трубок в аппарате, LH	<input type="text"/>
Расход греющей воды через подогреватель, G1	<input type="text"/>
Расход нагреваемой воды через подогреватель, G2	<input type="text"/>
Наружный диаметр теплообменной трубы, DH	<input type="text"/>
Толщина стенки теплообменной трубки, DCT	<input type="text"/>
Кэффициент тепловых потерь подогревателя, ETH	<input type="text"/>
Кэффициент теплопроводности материала теплообменной трубы, LCT	<input type="text"/>
Шаг расположения трубок в пучке, ST	<input type="text"/>
Начальное значение площади поверхности теплообмена, F0	<input type="text"/>
Кэффициент тепловых потерь подогревателя, ETN	<input type="text"/>
	<input type="button" value="Расчёт"/>

Рис. 4 – Вкладка "Расчет"

2. По данным табл. 5 подготовить исходные данные для расчета на ПК оптимального варианта подогревателя для нормального режима работы. По программе произвести на ПК тепловой расчет подогревателя для номинальных условий его работы. Сравнить полученные расчетные значения площади поверхности теплообмена с фактической. Научно объяснить причины расхождения этих величин.

3. Получить у преподавателя наименование и диапазон изменения конкретного внешнего фактора φ , влияющего на оптимальные параметры подогревателя, шаг изменения заданной величины.

По программе произвести на ПК расчеты по определению влияния изменения конкретного внешнего фактора φ на величину оптимальных скоростей движения греющей и нагреваемой воды, W_1 и W_2 , м/с, и величину оптимальной площади поверхности теплообмена, F , м². Научно объяснить полученные зависимости.

Замечание: если в рассматриваемом диапазоне изменения фактора φ абсолютное значение оптимальной скорости, площади поверхности теплообмена и годовых приведенных затрат изменяется не более чем на 10 % то их следует считать не зависящими от фактора φ .

ОТЧЕТ О РАБОТЕ

Отчет по работе должен содержать:

1. Название и цель работы
2. Таблицу исходных данных
3. Таблицу результатов оптимизирующего расчета подогревателя в номинальном режиме. Результаты сравнения расчетных результатов с фактическими.

4. Таблицу исходных данных и листинг результатов расчета по влиянию заданного внешнего фактора φ на F_p и $Z_{\text{год}}$

5. Графики функций $F_p = f_1(\varphi)$, $W_1^{\text{ОПТ}} = f_2(\varphi)$, $W_2^{\text{ОПТ}} = f_3(\varphi)$ с пояснениями поведения этих функций в зависимости от φ .

Таблица 5

Состав исходных данных

Параметр	Обозначение	Значение
1	2	3
Начальная температура греющей воды, $t'_{B1}, ^\circ\text{C}$;	T1	
Конечная температура греющей воды, $t''_{B1}, ^\circ\text{C}$;	T2	
Начальная температура нагреваемой воды, $t'_{B2}, ^\circ\text{C}$;	ТН1	
Конечная температура нагреваемой воды, $t''_{B2}, ^\circ\text{C}$;	ТН2	
Удельная стоимость теплообменного аппарата, $C_A \text{ р./м}^2$;	СА	
Стоимость 1 кВт·ч электроэнергии для привода насосов подачи греющей и нагреваемой воды в аппарат, C_Σ , $\text{р./(кВт}\cdot\text{ч)}$;	СЕ	
Число ходов в аппарате по нагреваемой воде;	Z	4

Окончание Таблица 5

1	2	3
Число часов работы аппарата в год, τ , ч/год;	TAU	
Длина теплообменных трубок в аппарате, l , м;	LH	1,7
Расход греющей воды через подогреватель, G_1 , кг/с;	G1	
Расход нагреваемой воды через подогреватель, G_2 , кг/с;	G2	
Наружный диаметр теплообменной трубы, d_H , м;	DH	0,02
Толщина стенки теплообменной трубки δ_{CT} , м.	DCT	0,001
КПД насосных установок, подающих воду в подогреватель, η_H ;	ETH	
Коэффициент теплопроводности материала теплообменной трубы, λ_{CT} , Вт/(м·К);	LCT	
Шаг расположения трубок в пучке S , м;	ST	0,022
Начальное значение площади поверхности теплообмена, F , м ² .	F0	1,6
Коэффициент тепловых потерь подогревателя, η_{II} ;	ETN	

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ФЛЕГМОВОГО ЧИСЛА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

При выполнении данной лабораторной работы студент должен:

- изучить конструкцию и основные элементы ректификационной колонны;
- практически ознакомиться со способами определения оптимального флегмового числа по методам РТМ и числа единиц переноса (метод Плановского).

ВВЕДЕНИЕ

Во многих отраслях промышленности возникает проблема получения разнообразных продуктов в практически чистом виде путем разделения их жидких смесей (в производствах органического синтеза, полимерных и полупроводниковых материалов, пищевых продуктов), а также для получения чистых газов из сжиженных газовых смесей (кислорода и азота, при разделении воздуха, углеводородных смесей и т.д.).

Получение чистых компонентов может быть осуществлено с помощью ректификации – термического процесса разделения растворов жидкостей на компоненты путем испарения за счет возвращения в аппарат части получаемого продукта для осуществления многократного тепло-массообмена между парами и жидкостью, движущимися противоточно.

Процесс разделения компонентов проводится в ректификационной колонне (РК), назначение которой заключается в развитии процесса контакта фаз и создании условий

благоприятных для эффективного массообмена между материальными потоками. В большинстве случаев применяются установки непрерывного действия. Принципиальная схема такой установки приведена на рис. 5.

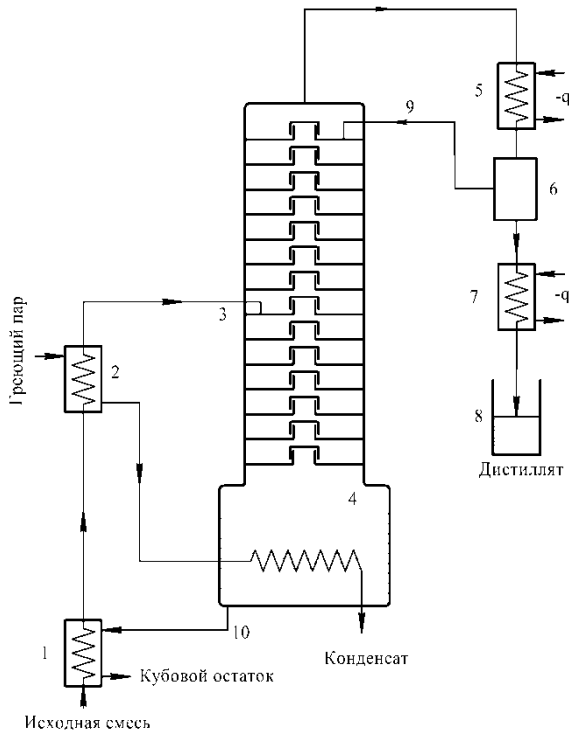


Рис. 5 – Ректификационная установка непрерывного действия

Для обеспечения непрерывности процесса происходит подача исходной смеси с определенным расходом, так же как и постоянный отбор дистиллята. Для снижения тепловых потерь производится предварительный подогрев ис-

ходной смеси за счет тепла кубового остатка в подогревателе 1, затем смесь доводится до температуры кипения за счет тепла греющего пара в подогревателе 2.

В общем случае ввод исходной смеси в колонну осуществляется в среднюю часть на тарелку 3, называемую питательной тарелкой или тарелкой ввода

Часть колонны ниже тарелки ввода называется исчерпывающая часть, выше тарелки ввода – укрепляющая. В зависимости от назначения колонны она может быть полной, т.е. иметь и исчерпывающую и укрепляющую части, либо неполной, когда одна из частей отсутствует. В этом случае ввод исходной смеси производится под нижнюю тарелку для укрепляющей части, либо на самую верхнюю тарелку для исчерпывающей части.

Стекая вниз по колонне, жидкость взаимодействует с поднимающимся вверх паром, образующимся при кипении кубовой жидкости в кипятильнике 4.

Основной отличительной особенностью ректификационной установки (РУ) является то, что для проведения ректификации они должны быть снабжены соответствующей теплообменной аппаратурой (кипятильником, подогревателями, дефлегматором, конденсатором).

В большинстве случаев нагрев и испарение смеси в РУ ведется «глухим» водяным паром, т.е. без непосредственного контакта пара и жидкости. Обогрев «острым» паром (с непосредственным контактом) ведется только в установках для перегонки высококипящих компонентов в смеси с водяным паром. Применение дымовых газов, различных высокотемпературных теплоносителей, электрических нагревателей не нашло применения вследствие сложности эксплуатации. Для обеспечения образования восходящего по колонне пара используют различные по конструкции кипятильники. Они могут быть встраиваемыми и выносными. Выносные кипятильники (вертикальные и горизонтальные) на практике получили большее применение в связи с более

легким ремонтом и обслуживанием. Они обычно располагаются ниже колонны для улучшения естественной циркуляции кубовой жидкости.

Начальный состав пара примерно равен составу кубового остатка, т. е. обеднен низкокипящим компонентом. В результате массообмена с жидкостью пар обогащается низкокипящим компонентом (НКК). Для более полного обогащения верхнюю часть колонны орошают в соответствии с заданным флегмовым числом жидкостью (флегмой) 9 состава, которая получается в конденсаторе-дефлегматоре 5 путем частичной конденсации пара, выходящего из колонны, и последующего разделения паровоздушной смеси в сепараторе 6. Дефлегматоры обычно устанавливают выше верхней точки колонны, чтобы флегма самотеком поступала в колонну. При значительной высоте колонны дефлегматор располагают внизу, для подачи же флегмы приходится использовать специальный насос. Существуют конструкции РУ, в которых дефлегматор встроен в верхнюю часть колонны, на выходе же из колонны пары в количестве, равном количеству дистиллята.

Часть конденсата выводится из сепаратора в виде готового продукта разделения – дистиллята, который конденсируется и охлаждается в теплообменнике 7 и направляется в промежуточную емкость 8.

Из кубовой части колонны насосом непрерывно выводится кубовая жидкость (остаток) 10 – продукт, обогащенный высококипящим компонентом (ВКК).

Принцип работы установки периодического действия ничем не отличается от установки периодического действия.

Таким образом, в ректификационной колонне осуществляется непрерывный неравновесный процесс разделения исходной бинарной смеси на дистиллят с высоким содержанием низкокипящего компонента и кубовой остаток, обогащенный высококипящим компонентом.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Расчет колонны сводится к определению ее основных геометрических размеров – диаметра и высоты. Обе эти величины в значительной мере определяются гидродинамическим режимом работы колонны, который, в свою очередь, зависит от скоростей и физических свойств фаз, а также от типа и размеров контактных устройств: тарелок или насадки.

Любая ректификационная колонна может быть рассчитана в результате решения системы уравнений гидродинамики, тепло- и массопередачи, материального баланса и фазового равновесия. Вследствие сложности и нелинейности такой системы нашли применение приближенные методы расчета ректификационных колонн.

Для расчета колонн со ступенчатым и непрерывным контактом жидкой и паровой фаз широко используются два принципиально различных метода: метод теоретических тарелок и метод кинетической кривой. Теоретической тарелкой или ступенью изменения концентрации называется однократный контакт паровой и жидкой фаз, завершающийся достижением фазового равновесия.

Для определения количества ступеней контакта жидкой и паровой фаз в обоих случаях используют диаграмму, по которой по оси абсцисс откладывают концентрацию НКК в жидкости X , а по оси ординат – концентрацию НКК в паровой фазе Y . Такая диаграмма получила наименование диаграммы равновесия (см. рис.б).

Для принятых в [1] допущений уравнения, связывающие составы паровой и жидкой фаз по низкокипящему компоненту, называются уравнениями рабочих линий.

Для верхней части колонны уравнение представляется в виде

$$Y = \frac{R}{R+1}X + \frac{X_D}{R+1} \quad (3.1)$$

где

X_D – молекулярная (мольная) доля низкокипящего компонента в дистилляте;

R – флегмовое число колонны, которое показывает в каком отношении делится пар, поступающий в дефлегматор, на флегму и дистиллят $R = G_R/G_D$.

Если обозначить $A = \frac{R}{R+1}$ и $B = \frac{X_D}{R+1}$, то уравнение (3.1) будет записано в виде

$$Y = AX + B \quad (3.2)$$

Для нижней части колонны уравнение рабочей линии записывается в виде

$$Y = A'X + B' \quad (3.3)$$

где $A' = \frac{R+F}{R+1}$ и $B' = \frac{F-1}{R+1}X_w$.

Здесь X_w – молекулярная (мольная) доля низкокипящего компонента в кубовом остатке.

Пересчет массовых долей (концентраций) в молекулярные доли для бинарных (двухкомпонентных) смесей ведется по соотношению

$$X_A = \frac{a/\mu_A}{a/\mu_A + b/\mu_B} \quad (3.4)$$

где a и b – концентрация каждого из компонентов смеси, %;

μ_A и μ_B – молекулярные массы соответственно каждого из компонентов, кг/кмоль.

$F = G_F/G_D$ – количество кг·молей исходной смеси, отнесенное к 1 кг·молю готового продукта (дистиллята), т.н. относительный расход исходной смеси.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ КОНТАКТА МЕТОДОМ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК

В качестве исходных данных используются:

– свойства исходной бинарной (многокомпонентной) смеси, данные для построения кривой равновесия, свойства каждого из компонентов;

– массовые доли компонентов в исходной смеси X_F , дистилляте X_D и кубовом остатке X_W .

Порядок определения количества теоретических тарелок

1. В соответствии с исходными данными на диаграмме равновесия строится кривая равновесия (рис. 6)

2. Если исходные данные в приведены концентрациях – по формуле (3.4) определяются для НКК молекулярные доли этого компонента в исходной смеси X_F , дистилляте X_D и кубовом остатке X_W .

3. Откладываются найденные величины на диаграмме равновесия; результат пересечения вертикальных линий из точек X_D и с X_W диагональю диаграммы – точки 1 и 2;

4. Определяется минимальное значение флегмового числа по формуле

$$R_{\text{MIN}} = \frac{X_D - Y_F^*}{Y_F^* - X_F} \quad (3.5)$$

где Y_F^* - равновесная молекулярная доля низкокипящего компонента в паровой фазе для исходной смеси (см. рис. 6).

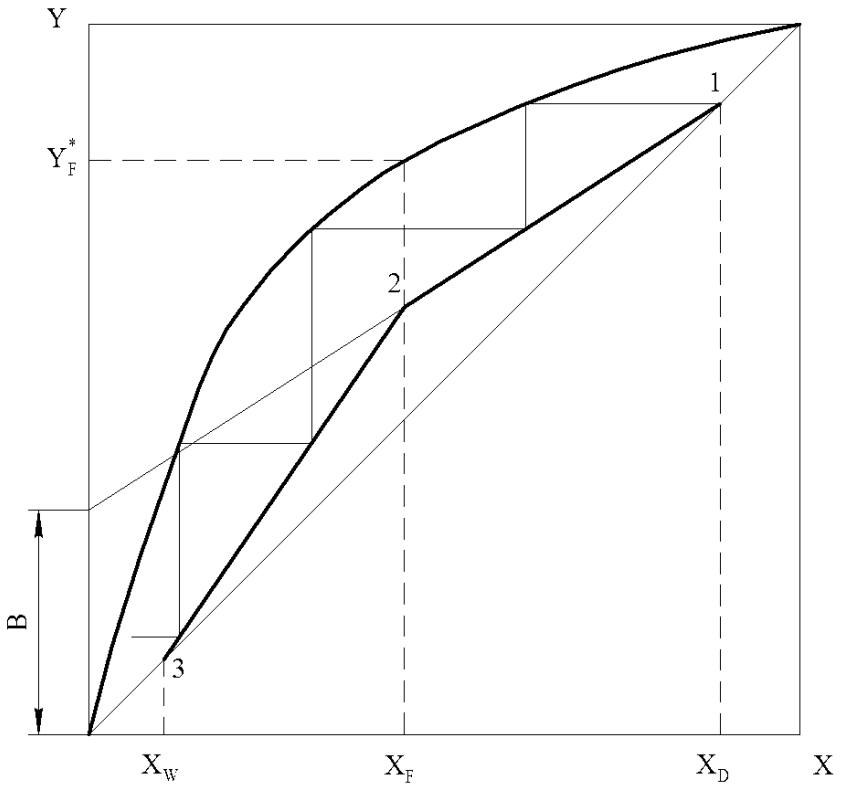


Рис. 6 – Определение количества теоретических тарелок на диаграмме равновесия

5. Выбирается значение флегмового числа в диапазоне $R = (1, 1...4) R_{\text{MIN}}$

6. По выбранное величине флегмового числа определяется значение коэффициента B для уравнения рабочей линии верхней части колонны. Откладывается найденное значение B по оси ординат и полученная точка соединяется прямой линией с точкой 1. На пересечении построенной линии и вертикали из точки X_F находится точка 2, которую соединяем с точкой 3

Линии 1-2 и 2-3 это рабочие линии верхней и нижней части колонны соответственно, а ломаная линия 1-2-3 – рабочая линия для всей колонны в целом.

7. Для определения количества теоретических тарелок из точки 1 проводим горизонтальную линию до пересечения с линией равновесия. Из точки пересечения этих линий опускаем вертикальную прямую до пересечения с рабочей линией верхней части колонны 1-2. Из полученной точки на линии 1-2 – опять горизонтальную линию.

Процесс повторяется до пересечения горизонтального участка с вертикалью из точки X_W . Количество полученных «ступенек» (неполная учитывается) и есть искомое число теоретических тарелок n_T . Для рис. 6 – $n_T = 4$ шт.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ФЛЕГМОВОГО ЧИСЛА

Как следует из формулы (3.1) и рис. 6 для заданных значений X_W, X_F, X_D количество теоретических тарелок n_T зависит только от выбранного флегмового числа R .

Существуют два крайних значения R :

1. В случае $R = R_{\text{MIN}}$ движущая сила процесса равна нулю. При этом для работы колонны требуется бесконечно

большая площадь контакта пара и жидкости, т.е. бесконечно большое количество тарелок в колонне. Поскольку при прочих равных условиях расход греющего пара для работы колонны пропорционален флегмовому числу то его расход в данном случае будет минимальным. Так же минимальными будут расходы охлаждающего теплоносителя в дефлегматоре и конденсаторе дистиллята.

2. Теоретически максимальное значение R ничем не ограничено. В случае $R = \infty$ коэффициент B в уравнении (3.1) будет равен нулю, рабочие линии колонны не будут иметь излома в точке X_F , а сами линии совпадут с диагональю. Число тарелок в этом случае будет минимальным. На практике такое возможно, когда колонна работает без отбора дистиллята, т.е. сама на себя. Расход греющего пара, а вместе с ним расходы теплоносителей в дефлегматоре и конденсаторе, будут максимальными.

При определении количества тарелок PY приведенными выше методами можно проследить зависимость числа тарелок (а следовательно, высоты колонны) от величины флегмового числа R . Согласно результатам этих методов число тарелок с увеличением уменьшается. Но увеличение R ведет к росту расхода теплоты (греющего пара) на проведение процесса ректификации. Поэтому вопрос выбора оптимального флегмового числа правильно решать с точки зрения технико-экономических расчетов.

Эксплуатационные затраты возрастают пропорционально величине R , поскольку они в основном определяются расходом теплоты на проведение процесса. Капитальные вложения с увеличением R снижаются до некоторого определенного значения, после чего наблюдается их небольшой рост. Это объясняется тем, что с увеличением флегмового числа увеличивается плотность орошения колонны, а это часто приводит к снижению допустимой скорости пара в колонне и, следовательно, к росту ее диаметра.

Последнее влечет за собой увеличение объема колонны и, соответственно, увеличение капитальных вложений. Таким образом, зависимость, отражающая суммарные затраты на проведение ректификации, должна иметь минимум, который можно поставить в соответствие оптимальному значению флегмового числа.

Метод числа единиц переноса (метод А.Н. Плановского)

В качестве первого приближения при поиске оптимального режима разделения в колонне можно использовать простой и достаточно точный способ, предложенный А.Н. Плановским. Метод основан на наличии пропорциональности между высотой колонны и числом единиц переноса n_{OY} , с одной стороны, и между поперечным сечением колонны и расходом пара, определяемым как $R + 1$, с другой стороны. Оптимальное флегмовое число можно определить, построив график функции

$$n_{OY}(R + 1) = f(R) \quad (3.6)$$

Этот график будет иметь минимум, соответствующий оптимальному флегмовому числу (рис. 7)

Для количественного описания интенсивности процессов массопереноса используется понятие число единиц переноса, которое характеризует изменение рабочей концентрации фазы, приходящееся на единицу движущей силы. Одну единицу переноса можно рассматривать как участок аппарата, для которого изменение концентрации одной из фаз равно средней движущей силе на этом участке.

Общее число единиц переноса n_{OY} и можно выразить в функции от числа единиц переноса в фазах, между которыми происходит массопередача.

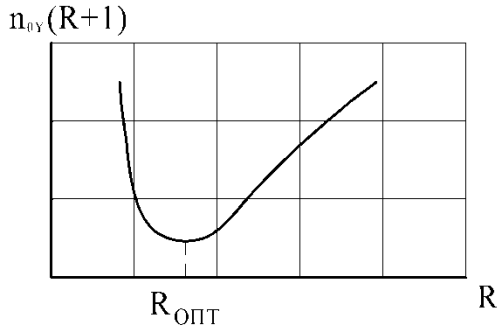


Рис. 7 – Оптимальное флегмовое число по методу А.Н. Плановского

$$\int_{Y_K}^{Y_H} \frac{dy}{Y - Y^*} = n_{OY} \quad (3.7)$$

Число единиц переноса обратно пропорционально средней движущей силе процесса массопередачи.

Число единиц переноса широко используют для расчета рабочей высоты массообменных аппаратов, особенно в тех случаях, когда поверхность контакта фаз трудно определить.

Выражение (3.7), применимо не только для ректификации, но и для других процессов эквимолекулярного двустороннего переноса, например, абсорбции, экстракции и других процессов массопередачи, в том случае, когда рабочую линию можно считать практически прямой. Если рабочая линия является кривой, то выражения средней движущей силы и числа единиц переноса усложняются.

Чтобы найти приближенное значение числа единиц переноса графическим интегрированием (на примере ректификации), выполняют следующие процедуры.

1. В координатах $Y-X$ строят линии: равновесную и рабочую (рис. 8) при заданном рабочем R .

2. Диапазон изменения рабочих концентраций, например, делят произвольно на несколько частей. Чем больше частей, тем точнее будет найдена величина n_{OY} .

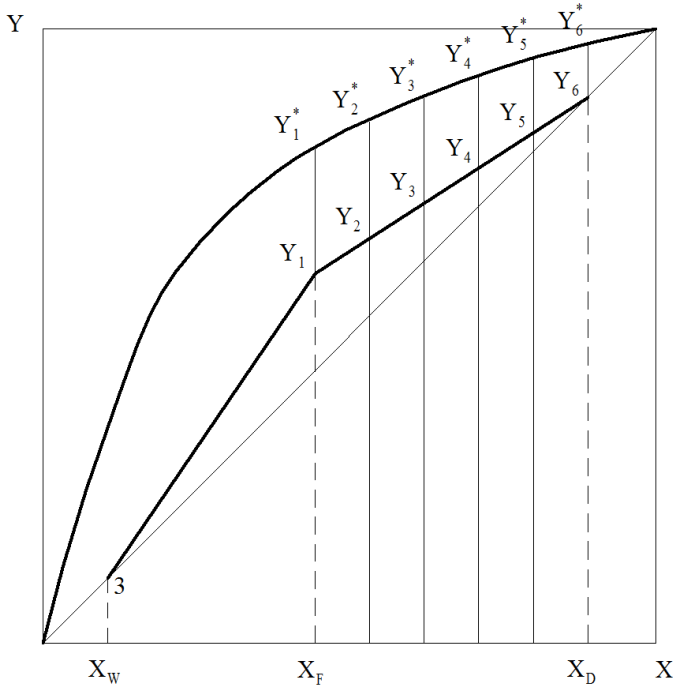


Рис. 8 – Определение движущей силы процесса

3. Для каждого значения рабочей концентрации $Y(Y_1, Y_2, \dots, Y_n)$ определяют соответствующее значение равновесной концентрации $Y^*(Y_1^*, Y_2^*, \dots, Y_n^*)$. Для этого проводят вертикали между рабочей и равновесной линиями (рис. 8).

4. Рассчитывают значения движущей силы $\Delta Y_n = Y_n^* - Y_n$.

5. Вычисляют величину, обратную движущей силе $\frac{1}{\Delta Y_n} = \frac{1}{Y_n^* - Y_n}$

6. Строят график зависимости величины $\frac{1}{\Delta Y_n}$ от рабочей концентрации Y_n (рис. 9).

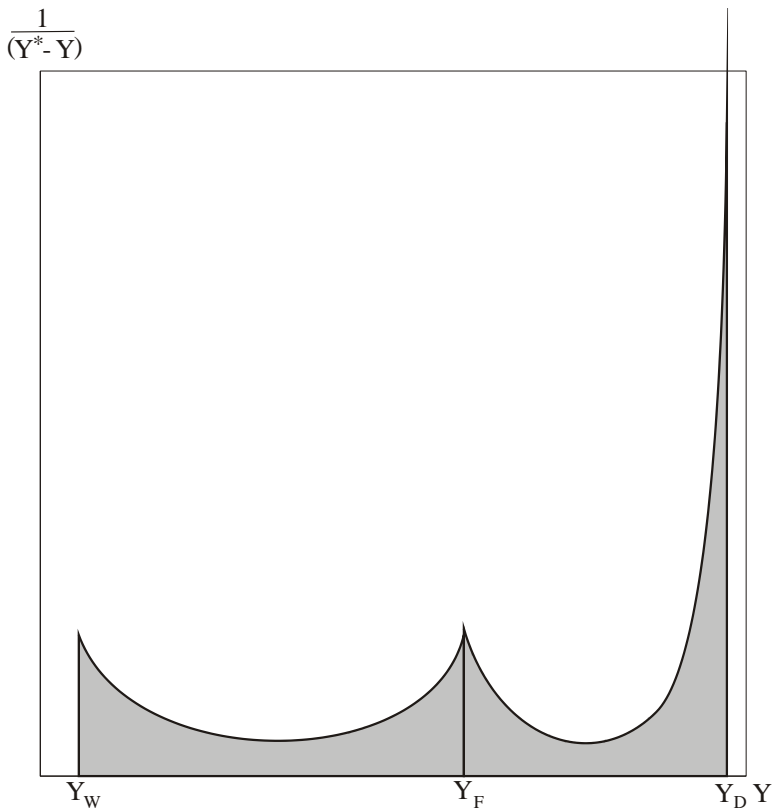


Рис. 9 – Графическое определение общего числа единиц переноса для верхней и нижней части колонны

7. Вычисляют (с учетом масштаба) площадь S фигуры, ограниченной полученной кривой, значениями Y_w , Y_D и осью абсцисс.

Эта площадь равна приближенно величине интеграла

$$\int_{Y_w}^{Y_D} \frac{dy}{Y - Y^*} = n_{OY} .$$

Методика определения оптимального флегмового числа методом А.Н. Плановского

Отношение рабочего флегмового числа с его минимальному значению называется коэффициент избытка флегмы φ

$$\varphi = \frac{R}{R_{\text{MIN}}} . \quad (3.8)$$

1. Задаются набором значений φ из рекомендуемого диапазона 1,1...3.5. Большее число заданных точек увеличивает точность вычислений.

2. Каждому φ соответствует значение R . По методике в «Метод числа единиц переноса (метод А.Н. Плановского)» на стр. 64 определяют соответствующее значение числа единиц переноса n_{OY} .

3. Результаты вычислений заносят в табл. 6.

4. По данным табл. 6 строится график функции $n_{OY}(R+1) = f(R)$ и определяется оптимальное флегмовое число (рис. 7)

Таблица 6

Исходные данные для поиска оптимального R

φ	1,1	3,5
R					
n_{0Y}					
$n_{0Y}(R + 1)$					

Методика определения оптимального флегмового числа
методом Руководящих технологических материалов
26-01-73-75

1. По формуле (3.5) определяется минимальное флегмовое число R_{MIN} .

2. Задаются набором значений φ из рекомендуемого диапазона 1,1...3.5. Больше число заданных точек увеличивает точность вычислений.

3. Каждому φ соответствует значение R. По методике, рассмотренной ранее, определяют соответствующее значение количества теоретических тарелок n_T .

4. Результаты вычислений заносят в табл. 7: вместо числа единиц переноса n_{0Y} на соответствующее место подставляется количество теоретических тарелок.

Таблица 7

Исходные данные для поиска оптимального R

φ	1,1	3,30
R					
n_T					
$n_T(R + 1)$					

5. Строится график зависимости $R = f(n_T(R+1))$ в заданном диапазоне, который имеет точку экстремума – минимум (рис. 7). Соответствующее ему значение флегмового числа считается оптимальным.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изучить краткие теоретические сведения о процессе разделения бинарных смесей, устройстве и работе ректификационной установки. При необходимости – воспользоваться конспектом лекций и справочной литературой.

2. Получить у преподавателя задание на работу: вид бинарной смеси, в исходной смеси X_F , дистилляте X_D и кубовом остатке X_W . Исходные данные для построения кривой равновесия в табл. 10.

3. Определить оптимальное значение флегмового числа по методу числа единиц переноса (методу А.Н. Плановского).

4. Определить оптимальное значение флегмового числа по методу РТМ.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название, цель работы
2. Исходные данные для работы
3. Результаты определения минимального флегмового числа R_{MIN} .

4. Все графики по определению количества теоретических тарелок n_T при заданных значениях рабочего флегмового числа R .

5. Таблица результатов расчетов (табл. 6).

6. График определения оптимального флегмового числа, построенный по результатам табл. 6, и найденное значение $R_{\text{опт}}$.

7. Все графики и промежуточные вычисления по определению числа единиц переноса n_{0Y} при заданных значениях рабочего флегмового числа R .

8. Таблица результатов расчетов (табл. 7).

9. График определения оптимального флегмового числа, построенный по результатам табл. 7, и найденное значение $R_{\text{опт}}$.

Методические указания к выполнению лабораторной работы с использованием ПК

Данная работа содержит в качестве отчета большое количество графиков. Их можно строить и пользоваться результатами построения с использованием масштабной миллиметровой бумаги.

Процесс построения и использования можно значительно сократить, а точность вычислений повысить за счет применения прикладных программ на ПК.

В настоящее время существует большое количество подобных программ. Но многие из них являются платными или имеют сложный интерфейс.

В данном пункте приводится пример использования бесплатной русифицированной программы Advanced Grapher. Программа легкая, интуитивно понятная и чрезвычайно удобна очень широкого круга пользователей.

Стартовый экран программы показан на рис. 10. Для подготовки к выполнению работы необходимо подготовить плоскость координат. Для этого следует пройти во вкладку «Графики»-«Свойства документа», либо сразу нажать на пиктограмму «Свойства документа».

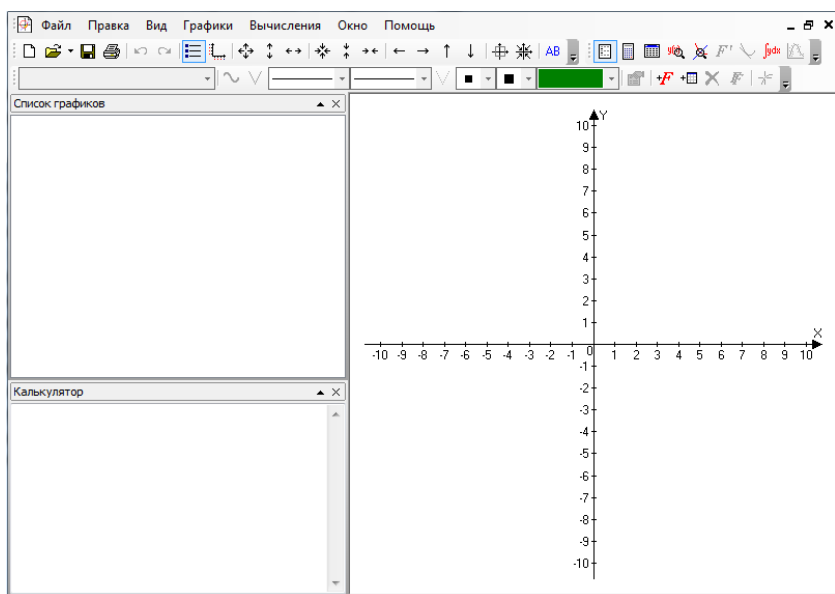


Рис. 10 - Главный экран программы

Последовательно выполняя настройку осей – оси – прямоугольником, одинаковый масштаб засечек, диапазон изменения X и Y, шаг и количество засечек и меток – можно получить исходный вид координатной плоскости.

Построение кривой равновесия и вспомогательной диагонали. Построение графиков на координатной плоскости в программе возможно двумя способами – по функции, описывающей график, и по набору исходных точек с последующей аппроксимацией их подходящей функцией.

Для первого способа – нажать пиктограмму «Добавить график» или пройти по вкладке «Графики»-«Добавить график». В открывшемся окне в строке «Формула» ввести функцию. Например, для вспомогательной диагонали это будет функция вида $Y(x) = x$. Дополнительно можно выбрать стиль, толщину, цвет и описание графика.

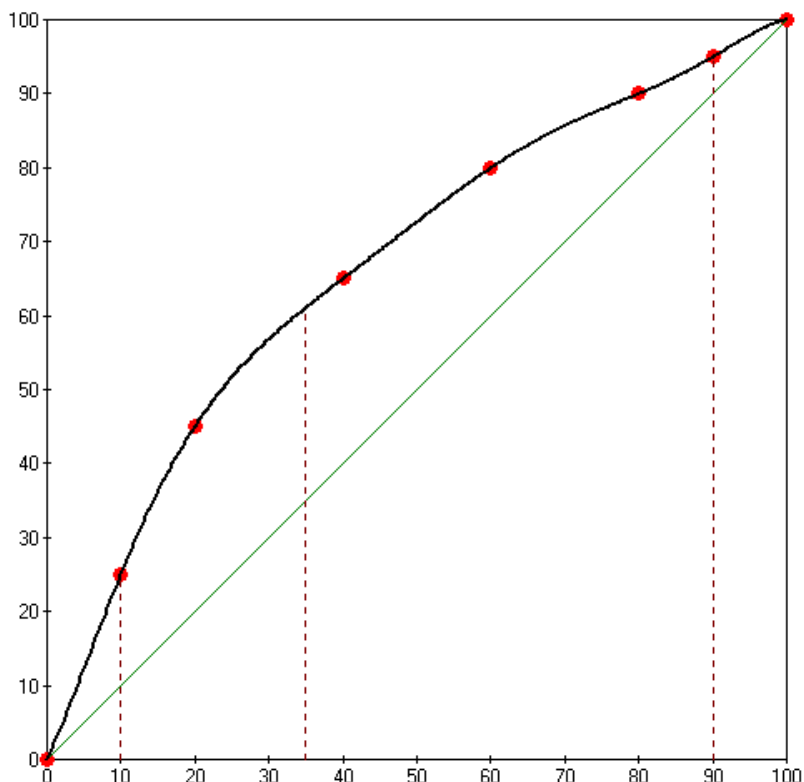


Рис. 11 – Пример построения кривой равновесия, вспомогательной диагонали и линий исходных данных

Второй способ – пиктограмма «Добавить график таблицы», или во вкладке «Графики» – «Добавить график таблицы». В открывшемся окне последовательно ввести координаты N точек, убрать галочку напротив «Линии», поставить галочку напротив «Точки», выбрать стиль, размер, цвет точек и их описание. После нажатия ОК на плоскости появятся точки, а в левом верхнем окне «Список графиков» появится запись «Таблица N элементов». В этом окне можно временно или полностью убирать любую кривую или

набор точек путем постановки галочки в соответствующей строке либо полным ее удалением. Затем необходимо выделить таблицу с исходными точками и нажать пиктограмму «Регрессионный анализ». В открывшемся окне выбрать тип аппроксимирующей функции (тип регрессии). При выборе «Лучшая» программа сама подсказывает функцию, проходящую с наименьшим отклонением от исходных точек.

Замечание: построение вертикальных линий возможно только по двум точкам.

Пример построения вспомогательной диагонали и кривой равновесия – на рис. 11. Здесь $X_F = 35$, $X_D = 90$ и $X_W = 10$.

Определение количества теоретических тарелок.

Совокупность горизонтальных и вертикальных линий («ступенек») на диаграмме равновесия рекомендуется производить в следующей последовательности. Построение произведем с исходными данными, приведенными на рис. 11.

Определение минимального флегмового числа.

Для определения значения по формуле (3.5) найдем значение Y_F^* . Для этого в программе заходим в свойства аппроксимирующей функции и копируем ее формулу. Нажимаем пиктограмму «Вычисление функции», вставляем скопированную формулу, вводим аргумент, нажимаем «Считать». Результат $Y_F^* = 61.1066162729 \approx 61.11$. Подставляем найденное значение в формулу (3.5)

$$R_{\text{MIN}} = \frac{X_D - Y_F^*}{Y_F^* - X_F} = \frac{90 - 61.11}{61.11 - 35} = 1,11 .$$

Построение рабочих линий колонны. Выбираем коэффициент избытка флегмы $\varphi = 2$, следовательно рабочее флегмовое число $R = \varphi R_{\text{MIN}} = 2,22$.

Коэффициент В из формулы (3.9)

$$B = \frac{X_D}{R+1} = \frac{90}{2.22+1} = 27.95 .$$

Нажимаем «Добавить график» и вводим координаты двух точек – $X = 90, Y = 90$ - точка 1 и $X = 0, Y = 27.95$ - отрезок В на оси ординат (см. рис. 6).

Аппроксимируем эти точки линейной функцией и получаем уравнение рабочей линии для верхней части колонны – отрезок 1-2 на рис. 6.

По найденному уравнению с помощью «Вычисление функции» найдем значение уравнения при $X_F = 35$
 $Y = 52.08$.

Нажимаем «Добавить график» и вводим координаты двух точек – $X = 10, Y = 10$ – точка 3 и $X = 35, Y = 52.08$ - точка 2.

Аппроксимируем эти точки линейной функцией и получаем уравнение рабочей линии для нижней части колонны – отрезок 2-3 на рис. 6.

Построение «теоретических тарелок» на диаграмме равновесия. Из точки 1 проводим горизонтальную линию. Для этого используем пиктограмму «Добавить график» и строим график функции $Y = 90$.

Для построения вертикального участка необходимо найти точку пересечения графиков: аппроксимирующей функции линии равновесия и $Y = 90$. Нажимаем пиктограмму «Пересечения» и из раскрывшегося списка всех графиков на координатной плоскости выбираем искомые. Результат – точка с координатами $X = 80, Y = 90$.

Строим вертикальный участок – «Добавить график таблицы». Вводим две точки $X = 80, Y = 0$ и $X = 80, Y = 90$, ставим галочку в окошке «Линии».

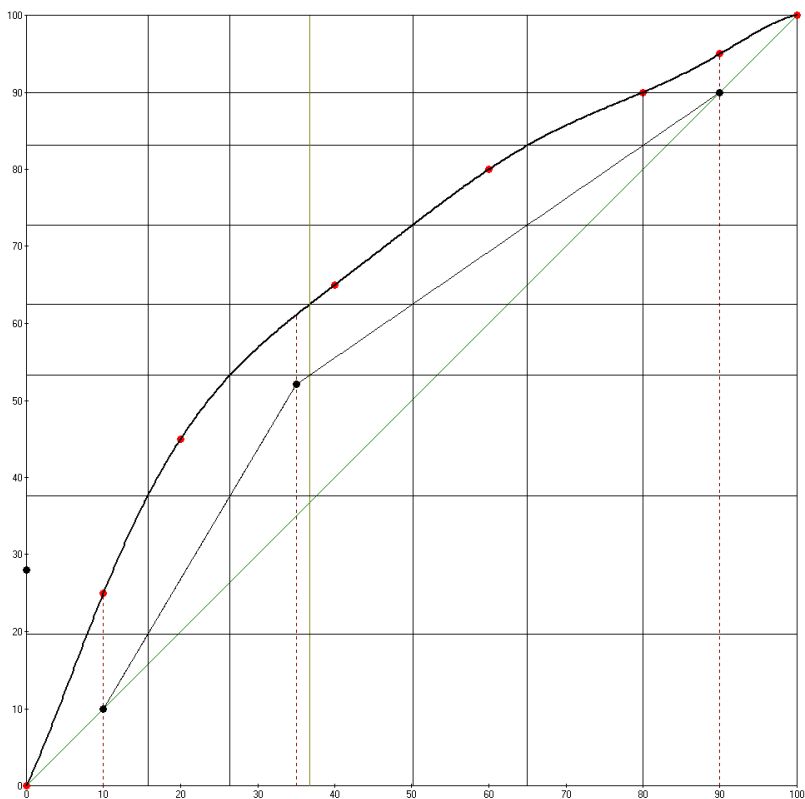


Рис. 12 – Построение количества теоретических тарелок

Для построения следующего горизонтального участка найдем значение функции рабочей линии верхней части колонны в точке $X = 80$ через пиктограмму «Вычисление функции». Результат – 83.11. Через пиктограмму «Добавить график» строим график функции $Y = 83.11$.

Продолжаем аналогично – пересечение двух графиков, построение вертикальной линии по двум точкам, вычисление значения рабочей линии, построение горизонтальной линии по заданной функции.

Замечание: если результат пересечения линейной горизонтальной функции и кривой равновесия станет $X \leq X_F$, то для построения следующего горизонтального участка надо определить значение функции рабочей линии уже нижней части колонны в точке X .

Продолжаем процесс построения до момента $X \leq X_w$.

Результат приведен на рис. 12. $n_T = 7$.

Определение числа единиц переноса. Поскольку в точке $Y = Y_F$ кривая функции $Y = \frac{1}{Y_n^* - Y_n}$ будет иметь излом (см. Рис. 9), то воспользуемся свойством интеграла

$$n_{OY} = \int_{Y_w}^{Y_D} \frac{dy}{Y - Y^*} = \int_{Y_w}^{Y_F} \frac{dy}{Y - Y^*} + \int_{Y_F}^{Y_D} \frac{dy}{Y - Y^*}. \quad (3.10)$$

Соответственно, будем находить по отдельности значения площади двух криволинейных трапеций.

Для большей точности расчетов количество разбиений по Y для каждой из областей возьмём не менее 5. Берем рабочее флегмовое число как и на рис. 12 $R = 2,22$. Строим рабочую линию колонны.

Для многочисленных вычислений значений одной функции удобно пользоваться пиктограммой «Таблица значений». В ней надо выбрать саму функцию, задать начальное, конечное значение и шаг изменения аргумента.

Результаты вычислений сведем в табл. 8 и табл. 9.

Таблица 8

Данные для нижней части колонны

Y_n^*	Y_n	$\frac{1}{Y_n^* - Y_n}$
25	10	0,066667
36,16	18,416	0,056357
45	26,832	0,055042
51,7	35,248	0,060783
56,85	43,664	0,075838
61,12	52,08	0,110619

Таблица 9

Данные для верхней части колонны

Y_n^*	Y_n	$\frac{1}{Y_n^* - Y_n}$
61,12	52,08	0,110619
68,84	58,974998	0,101368
76,48	65,869442	0,094246
83,1	72,763886	0,096748
87,92	79,65833	0,121041
95	90	0,2

По данным из этих таблиц на отдельном графике строим набор точек – отдельно для верхней и отдельно для нижней. Аппроксимируем каждый из наборов точек своей функцией (можно использовать «лучшая»).

Нажав пиктограмму «Интегрирование» выбираем верхнюю и нижнюю границу криволинейной трапеции (в нашем случае это график аппроксимирующей функции и ось абсцисс) и пределы интегрирования (в нашем примере это Y_n от 10 до 52,08 для нижней части колонны, Y_n от 52,08 до 90 для верхней части колонны).

Полученные значения каждого из интегралов суммируем, в результате получаем значение числа единиц переноса n_{OY} для заданного числа R . Для нижней части колонны 2.79, для верхней - 4.39. $n_{OY} = 7.18$.

Пример построения – на рис. 13.

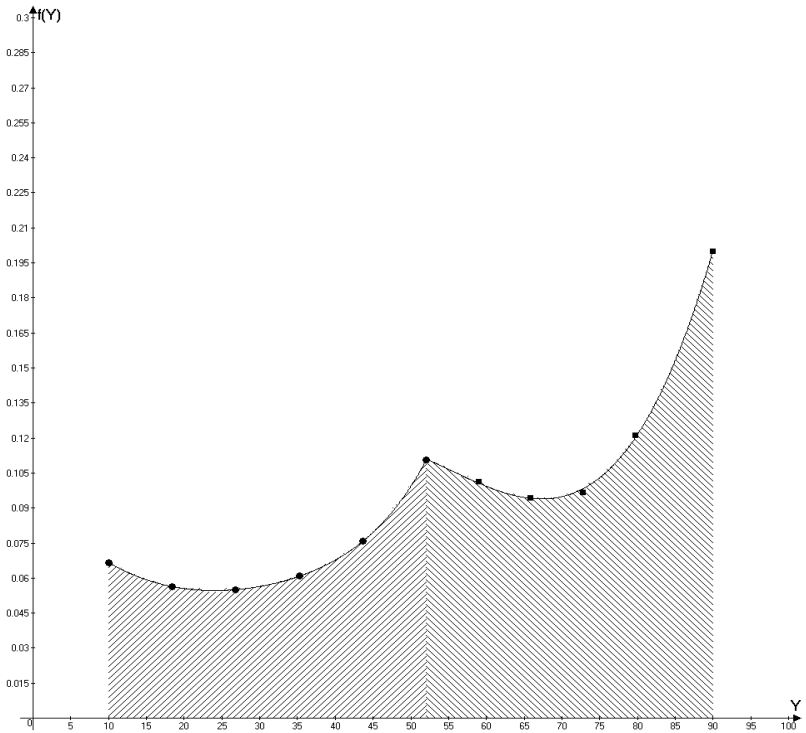


Рис. 13 – Определение числа единиц переноса

Определение оптимального флегмового числа.

После того как будут заполнены табл. 6 или табл. 7 строим набор точек на координатной плоскости и аппроксимируем их функцией.

Замечание: для аппроксимации необходимо выбрать полином второй или третьей степени. Для сходимости результатов необходимо использовать полином одной и той же степени как для метода теоретических тарелок так и для метода числа единиц переноса.

Для определения минимума функции используется пиктограмма «Исследование функции», в которой необходимо сначала выбрать саму функцию, поставить галочку напротив «Экстремумы» и задать диапазон поиска экстремума из таблицы исходных данных. В результате будут получены координаты точки экстремума (минимума). Значение абсциссы минимума есть искомое оптимальное флегмовое число. Пример построения на рис. 14.

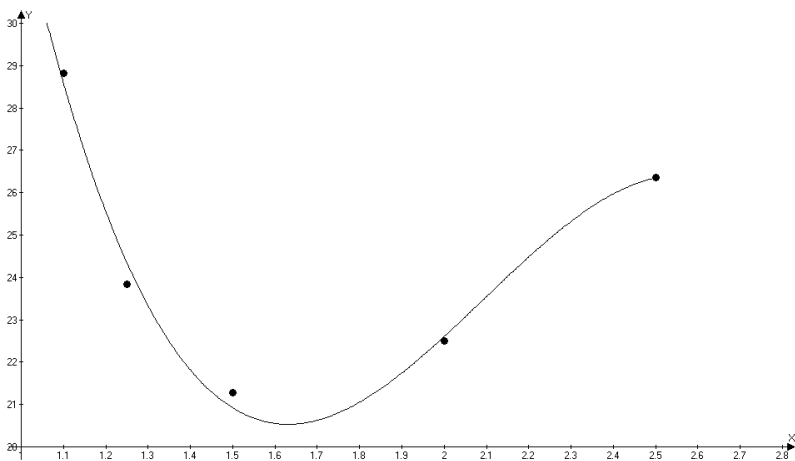


Рис. 14 – Определение оптимального флегмового числа

Для примера на рис. 14 $R_{\text{опт}} = 1.63$.

Таблица 10

Равновесные составы жидкости и пара в моль-% по низкокипящему компоненту
для некоторых бинарных смесей

	Жидкая фаза x	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Паровая фаза у	Вода – уксусная кислота	0	9,2	16,7	30,2	42,5	53,0	62,6	71,6	79,5	86,4	93,0	100
	Метанол – вода	0	26,8	41,8	57,9	66,5	72,9	77,9	82,5	87,0	91,5	95,8	100
	Хлороформ – бензол	0	6,5	12,6	27,2	41,0	54,6	66,0	74,6	83,0	90,5	96,2	100
	Бензол – толуол	0	11,5	21,4	38,0	51,1	61,9	71,2	79,0	85,4	91,0	95,9	100
	Тетрахлорметан – толуол	0	10,5	20,1	36,8	50,5	61,9	71,2	78,8	85,1	90,6	95,4	100
	Этанол – вода	0	33,2	44,2	53,1	57,6	61,4	65,4	69,9	75,3	81,8	89,8	100
	Ацетон – вода	0	60,3	72,0	80,3	82,7	84,2	85,5	86,9	88,2	90,4	94,3	100
	Ацетон – бензол	0	14,0	24,3	40,0	51,2	59,4	66,5	73,0	79,5	86,3	93,2	100
	Ацетон - этанол	0	15,5	26,2	41,7	52,4	60,5	67,4	73,9	80,2	86,5	92,9	100
	Сероуглерод - тетрахлор-метан	0	13,2	24,4	41,9	51,6	64,3	72,2	79,0	84,9	90,2	95,0	100
	Ацетон - дихлорэтан	0	13,8	25,8	41,8	54,8	65,4	74,5	82,2	87,6	92,7	96,8	100
	Метанол - бензол	0	38,5	50,0	56,8	58,0	59,0	60,0	61,0	62,0	66,0	75,0	100

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данный лабораторный практикум позволит студентам более полно усвоить материал, касающийся методов оптимизации теплообменной аппаратуры, устройства, принципов работы и методах расчета рекуперативных теплообменных аппаратов и ректификационных установок.

Последовательное изложение учебного материала должно способствовать глубокому усвоению студентами дисциплины «Тепломассообменное оборудование предприятий» раздела «Рекуперативные теплообменные аппараты» и «Ректификационные и дистилляционные установки». Пособие так же будет полезно при изучении соответствующих разделов дисциплины «Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок и систем кондиционирования».

Пособие существенно восполнит имеющиеся пробелы в учебной литературе по аппаратному оснащению теплообменных процессов. Пособие может быть использовано как при изучении лекционного материала, так и при курсовом и дипломном проектировании студентами специальности «промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Промышленные теплообменные процессы и установки: учебник для вузов/А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Д. Данилов и др.; Под ред. А.М.Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
2. Бакластов, А.М. и др. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок: учеб. пособие для вузов/ А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
3. Бояринов, А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. – М.: Химия, 1975. – 576 с.
4. Руководящий технический материал. РТМ 26-01-73-75. Метод расчета колонных аппаратов общего назначения со стандартизированными тарелками. – М.: НИИ Химмаш, 1975. – 35 с.
5. Плановский, А.Н., Рамм В.Н., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1968. – 848 с.
6. Портнов В.В. Ректификационные и дистилляционные установки: учеб. пособие / В.В. Портнов. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2009. – 82 с.
7. Портнов В.В. Рекуперативные и регенеративные теплообменные аппараты: учеб. пособие / В.В. Портнов. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2008. – 120 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции и исследование режимов работы горизонтального пароводяного подогревателя	4
Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции и исследование режимов работы горизонтального водоводяного подогревателя	34
Лабораторная работа № 1. Определение оптимального флегмового числа ректификационной колонны непрерывного действия	54
Заключение	82
Библиографический список	83

Учебное издание

Портнов Владимир Васильевич
Майоров Владислав Всеволодович
Трошин Алексей Юрьевич

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО КУРСУ
ТЕПЛОМАССОБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Компьютерный набор В.В. Портнова

Подписано в печать
Формат 60×84/16. Бумага для множительных аппаратов.
Усл. печ. л. . Тираж 350 экз. Зак. №

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный
технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14

Участок оперативной полиграфии издательства ВГТУ
394026 Воронеж, Московский просп. 14